

UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS ENFRIADORES ASOCIADOS A LA  
COMPRESIÓN CENTRÍFUGA DE LA PLANTA DE INYECCIÓN DE GAS  
(IGF) EN PDVSA, DISTRITO FURRIAL, ESTADO MONAGAS”**

PRESENTADO POR:

RAMÓN JOSÉ SILVA GRANADO.

TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARCIAL PARA  
OPTAR AL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

BARCELONA, NOVIEMBRE DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS ENFRIADORES ASOCIADOS A LA  
COMPRESIÓN CENTRÍFUGA DE LA PLANTA DE INYECCIÓN DE GAS  
(IGF) EN PDVSA, DISTRITO FURRIAL, ESTADO MONAGAS”**

**ASESORES:**

---

**PROF. ORLANDO AYALA R.**  
**ASESOR ACADÉMICO**

---

**ING. MELVIN LÓPEZ**  
**ASESOR INDUSTRIAL**

BARCELONA, NOVIEMBRE DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS ENFRIADORES ASOCIADOS A LA  
COMPRESIÓN CENTRÍFUGA DE LA PLANTA DE INYECCIÓN DE GAS  
(IGF) EN PDVSA, DISTRITO FURRIAL, ESTADO MONAGAS”**

JURADO CALIFICADOR:

---

PROF. ORLANDO AYALA R.

**ASESOR ACADÉMICO**

---

PROF. SIMÓN BITTAR

**JURADO PRINCIPAL**

---

PROF. JOSÉ RENGEL

**JURADO PRINCIPAL**

BARCELONA, NOVIEMBRE DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“EVALUACION TÉRMICA DE LOS ENFRIADORES ASOCIADOS A LA  
COMPRESIÓN CENTRÍFUGA DE LA PLANTA DE INYECCIÓN DE GAS  
(IGF) EN PDVSA, DISTRITO FURRIAL, ESTADO MONAGAS”**

**JURADO:**

El Jurado hace constar que se la asignó a esta Tesis la calificación de:

---

PROF. ORLANDO AYALA R.

**Asesor Académico**

---

ING. MELVIN LÓPEZ

**Asesor Industrial**

---

PROF. SIMÓN BITTAR

**Jurado Principal**

---

PROF. JOSÉ RENGEL

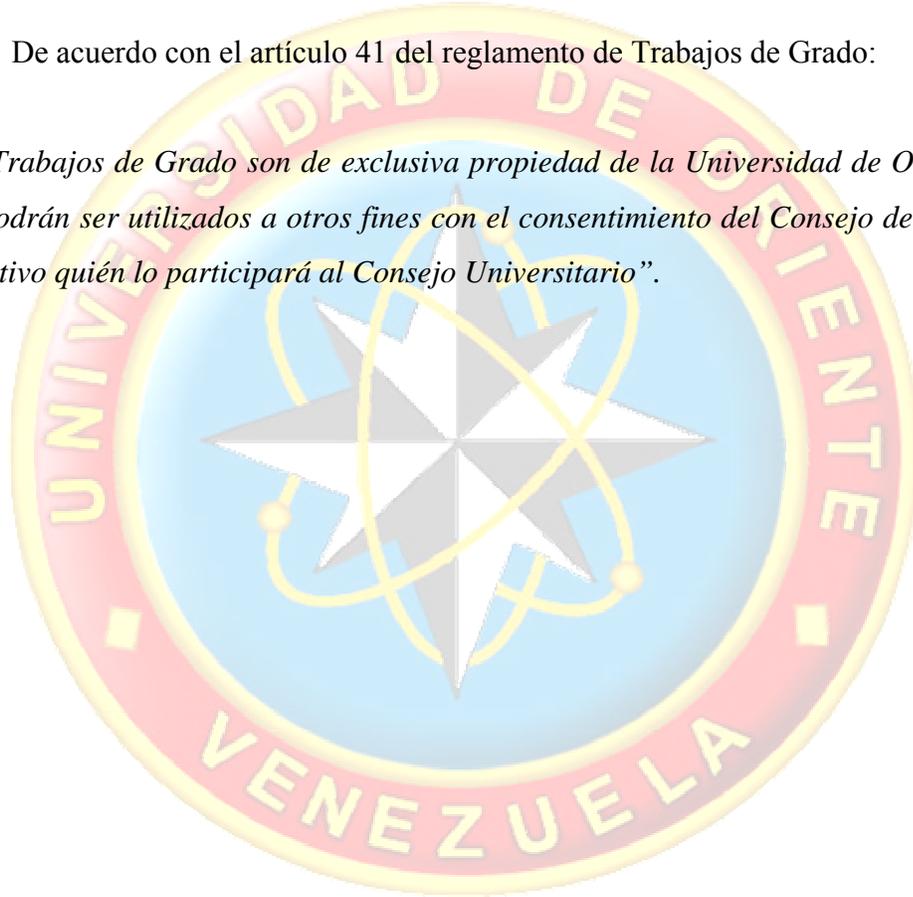
**Jurado Principal**

## RESOLUCIÓN

### ENUNCIADO DEL ARTÍCULO 41.

De acuerdo con el artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado:

*“Los Trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo quién lo participará al Consejo Universitario”.*



## **RESUMEN**

Este trabajo se realizó con la finalidad de evaluar, desde el punto de vista térmico, los enfriadores asociados a la compresión centrífuga de la Planta de inyección de gas (IGF), en el Furrial, Estado Monagas, debido a que cuando la temperatura ambiente alcanza sus valores máximos, la temperatura de salida del gas es muy alta con respecto a la requerida por el proceso. Inicialmente, se procedió a la verificación del flujo másico que los enfriadores manejan de manera de satisfacer los requerimientos de inyección de gas a los yacimientos, a fin de comparar este resultado con el flujo másico para el cual fueron diseñados. Posteriormente, se evaluó el comportamiento de la temperatura de salida del gas con respecto a la temperatura de entrada del aire y el flujo volumétrico manejado, con el fin de establecer el límite máximo de flujo que los intercambiadores de calor son capaces de manejar sin provocar temperaturas de salida del gas no deseadas. La efectividad de los intercambiadores en condiciones críticas y la comparación del coeficiente de transferencia de calor de diseño con el de operación, permitieron demostrar que el problema principal que genera recalentamiento en los equipos es el incremento del flujo másico manejado, ya que en los estudios termográficos y videoscópicos realizados no se evidenciaron incrustaciones significativas que perturben el intercambio de energía entre los fluidos. Se hicieron propuestas con la finalidad de solventar el problema presentado.

## **DEDICATORIA**

A Dios y a la virgen María, gracias a ellos, he obtenido este logro.

A mis padres, este logro también es de ustedes.

A mi abuela, mi segunda madre.

A mis hermanas Marianna y Mariel, cuenten conmigo.

A mis tíos, fuente de consejos.

A mis primos, también mis hermanos.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios y a la virgen María, por darme la fortaleza en los momentos difíciles.

A mis padres, ustedes han sido un apoyo incondicional, Gracias!.

Al Ingeniero Orlando Ayala R., que siempre estuvo dándome sus valiosos consejos y ayuda técnica durante el desarrollo de este trabajo.

A PDVSA, y al personal de Inspección y Control de Corrosión de Equipos Estáticos, Ing. Pablo Rodríguez, Erich Salazar, Edward Vargas, Ramón Cegarra, Antonio Velásquez, Katuska Henríquez, Yanixe Alexander, Victor Rivero, Melvin López, Wilmar Cobo, Guillermo Mata, José Cañas, Moisés Moleiro, Morelia Borregales, María Silva, y al personal de la Planta de Compresión IGF, gracias por su gran apoyo en pro de la culminación de este trabajo de grado.

A la Casa más Alta, La Universidad de Oriente, gracias por darme las herramientas necesarias para el comienzo de mi carrera profesional.

A mis primos Joseíto, Jesús José, Adriana, Sorelys, Jesús Ernesto e Ismael, gracias por su apoyo desinteresado cada vez que recurría a ustedes en la búsqueda de sugerencias y consejos.

A mis amigos de la Universidad de Oriente, gracias por su apoyo incondicional.

A mis compañeros de pasantías en PDVSA, Luisana, Neyla, Diego, Orlando, Mirvis y Alejandra, con quienes tuve la oportunidad de realizar los primeros ejercicios profesionales en el campo de trabajo.

## INDICE GENERAL

RESUMEN .....	v
DEDICATORIA .....	vi
AGRADECIMIENTOS .....	vii
INDICE GENERAL .....	viii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xv
CAPÍTULO I .....	18
CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA .....	18
1.1 Descripción del proceso de la planta IGF .....	18
1.2.- Planteamiento del problema .....	19
1.3.- Objetivos.....	21
1.3.1 Objetivo General:.....	21
1.3.2. Objetivos Específicos: .....	21
CAPÍTULO II .....	18
MARCO TEÓRICO.....	18
2.1.- Antecedentes.....	18
2.2.- Fundamentos Teóricos.....	25
2.2.1.- Ecuación de Estado de Gas Ideal.....	25
2.2.1.1.- Factor de compresibilidad de los gases .....	26
2.2.2.- Peso Molecular y Calor Específico de una Mezcla de Gases.....	28
2.2.3.- Ecuación de Continuidad.....	29
2.2.4.- Intercambiadores de Calor.....	30

2.2.4.1.- Tipos de intercambiadores.....	30
2.2.4.1.1 Intercambiador de calor de dos tubos concéntricos (carcasa y tubo).....	30
2.2.4.1.2.- Intercambiador de calor de flujo cruzado.....	32
2.2.4.1.3.- Intercambiador de calor de tubos y coraza.....	32
2.2.4.1.4.- Intercambiador de calor de placas y armazón.....	33
2.2.4.1.5.- Intercambiador regenerativo.....	34
2.2.4.1.6.- Intercambiadores de enfriamiento por aire.....	35
2.2.5.- Análisis de los Intercambiadores de Calor.....	36
2.2.5.1.- Efectividad de los intercambiadores de calor.....	37
2.2.5.2.- Área total de transferencia de calor incluyendo las aletas.....	39
2.2.5.3.- Coeficiente total de transferencia de calor.....	39
2.2.5.3.1.- Coeficiente de película de transferencia de calor en el lado de los tubos ( $h_i$ ).....	40
2.2.5.3.2.- Coeficiente de película de transferencia de calor en el lado del aire ( $h_o$ ). .....	41
2.2.5.3.3.- Eficiencia de las aletas.....	43
2.2.5.4.- Método de MLTD.....	43
2.2.5.4.1.- Diferencia de temperaturas media logarítmica de los fluidos ....	44
2.2.5.5.- Método de la efectividad - ntu.....	45
2.2.6.- Ventiladores.....	47
2.2.6.1.- Tipos de ventiladores.....	47
2.2.7.- Simulador de Procesos Industriales PRO II / V8.1.....	48
2.2.7.1.- Aplicaciones de la simulación.....	48
2.2.8.- Análisis Termográficos.....	49
2.2.8.1.- Termografía.....	49
2.2.8.2.- Física básica.....	50

2.2.8.3.- Espectro electromagnético.....	50
2.2.8.4.- Emisividad.....	52
2.2.9.- Análisis Videoscópico.....	53
CAPÍTULO III.....	55
DESARROLLO METODOLÓGICO.....	55
3.1.- Primera Etapa: Análisis a través de un Estudio Termográfico la Existencia de Puntos Fríos en los Enfriadores.....	55
3.2.- Segunda Etapa: Análisis a través de un Estudio Videoscópico para Determinar la Existencia de Sedimentos en la Parte Interna de los Enfriadores....	55
3.2.1.- Apertura de los Tapones Correspondientes a los Tubos a ser Inspeccionados.....	56
3.2.2.- Inspección de los Tubos.....	56
3.3 Tercera Etapa: Familiarización con las Instalaciones Existentes en la Planta IGF Ubicada en El Furrial, Estado Monagas.....	57
3.4 Cuarta Etapa: Recopilación de la Información Técnica y de Proceso Involucrada en el Funcionamiento de los Equipos.....	57
3.5.- Quinta Etapa: Cálculo de la Efectividad Térmica de los Enfriadores.....	59
3.3.1.- Verificación de las Propiedades Físicas del Gas.....	60
3.3.2.- Cálculo del Flujo Másico de Gas Manejado por los Enfriadores.....	62
3.3.3.- Cálculo del Flujo Másico de Aire Manejado por los Ventiladores de los Enfriadores.....	62
3.3.4.- Cálculo de la Efectividad de los Intercambiadores de Calor.....	62
3.4. Sexta Etapa: Estudio de la Temperatura de Salida del Gas de los Enfriadores con Respecto al Flujo Volumétrico Manejado y la Temperatura de Entrada del Aire.....	63

3.5. Séptima Etapa: Cálculo del Coeficiente Total de Transferencia de Calor de Diseño .....	64
3.6. Octava Etapa: Cálculo del Coeficiente Total de Transferencia de Calor Operacional .....	65
3.9. Novena Etapa: Cálculo de la Capacidad Necesaria que debe tener El Sistema de Enfriamiento.....	65
3.10. Décima Etapa: Estimación de la Temperatura de Salida del Gas, Flujo Másico del Aire y Áreas de Transferencia de Calor para Cada Arreglo del Sistema de Enfriamiento.....	65
CAPÍTULO IV.....	67
ANÁLISIS Y RESULTADOS .....	67
4.1.- Resultados.....	67
4.1.1. Termografía.....	67
4.1.2. Análisis Videoscópico .....	67
4.1.3 Densidad del Gas .....	69
4.1.4.- Cp del Gas .....	69
4.1.5. Flujos Másico Manejados .....	70
4.1.6. Efectividad de los Enfriadores .....	73
4.1.7. Simulación en Pro II / V 8.1 .....	74
4.1.8.- Coeficiente Total de Transferencia de Calor de Diseño .....	76
4.1.9. Coeficiente Total de Transferencia de Calor de Operación.....	77
4.1.10. Propuestas para Mejorar el Sistema de Enfriamiento de la Planta IGF ..	78
4.1.8.1.- Arreglo del sistema de enfriamiento con 2 nuevos intercambiadores de calor por cada etapa de compresión .....	79

4.1.8.2.- Arreglo del sistema de enfriamiento con 4 nuevos intercambiadores de calor por cada etapa de compresión. ....	82
CAPÍTULO V .....	84
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	84
5.1.- Conclusiones.....	84
5.2.- Recomendaciones .....	87
Bibliografía Citada.....	88
ANEXOS .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.8. Valores de emisividad para diversos materiales .....	52
Tabla 3.1. Formato para toma de datos de los enfriadores de gas por aire. ....	59
Tabla3.1. Cromatografía del gas manejado por la planta .....	60
Tabla3.2. Condiciones de operación de los enfriadores.....	61
Tabla 4.1. Comparación de la densidad del gas.....	69
Tabla 4.2. Comparación del calor específico del gas.....	70
Tabla 4.3. Flujo másico de gas manejado por cada enfriador.....	71
Tabla 4.4. Flujo másico manejado por cada enfriador tomando como base los datos de la data sheet.....	72
Tabla 4.5. Efectividad de cada intercambiador de calor.....	73
Tabla 4.6. Resultados de la simulación realizada en PRO II / V 8.1 para los enfriadores E-401 .....	74
Tabla 4.7. Resultados de la simulación realizada en PRO II / V 8.1 para los enfriadores E-402.....	74
Tabla 4.8. Resultados del cálculo del coeficiente total de transferencia de calor de diseño .....	77
Tabla 4.9. Resultados del cálculo del coeficiente total de transferencia de calor de operación.....	77
Tabla 4.10. Tasa de calor que debe disipar el sistema de enfriamiento manejando 200 MMPCGD.....	78
Tabla 4.11. Flujos manejados DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo A. ....	80
Tabla 4.12. Flujos manejados, DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo B.....	82
Tabla 4.13. Flujos manejados, DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo C.....	83

Tabla 4.14. Flujos manejados, DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo D. .... 85

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ubicación geográfica de la planta IGF .....	18
Figura 1.2. Esquema fotográfico de la solución actualmente usada para la problemática del sistema de enfriamiento.....	20
Figura 2.1. Régimen de flujo en paralelo y perfil de temperaturas en un intercambiador de calor de tubo doble.....	31
Figura 2.2. Régimen de flujo en contracorriente y perfil de temperaturas en un intercambiador de calor de tubo doble.....	31
Figura 2.3. Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos (un paso por la coraza y un paso por los tubos o múltiplos de 2 tubos) .....	33
Figura 2.4. Intercambiador de calor de placas y armazón, de líquido hacia líquido... 34	
Figura 2.5. Vista general del diagrama de proceso en el Simulador PRO II /V 8.1 ...	49
Figura 2.6. Imagen térmica de la carcasa de un rodamiento.....	50
Figura 2.7. La región infrarroja del espectro electromagnético .....	51
Figura 2.9. Videoscopio portátil. ....	54
Figura 3.1. Videoscopio utilizado para realizar la inspección termográfica.....	56
Figura 3.2. Descripción gráfica del proceso de compresión de gas de la planta .....	58
Figura 3.3. Área en estudio .....	58
Figura 3.4. Ejemplo de muestra de resultados en el Simulador PRO II / V8.1. ....	64
Figura 4.1.- Imágenes termográficas del haz superior de los tubos aletados de los enfriadores de gas.....	68
Figura 4.2. Imágenes del análisis videoscópico .....	68
Figura 4.3. Comparación gráfica de los valores de flujo másico manejado con respecto al de diseño. ....	72
Figura 4.4. Temperatura de salida del gas en función del flujo volumétrico y temperatura de entrada del aire en los enfriadores E – 401. ....	75

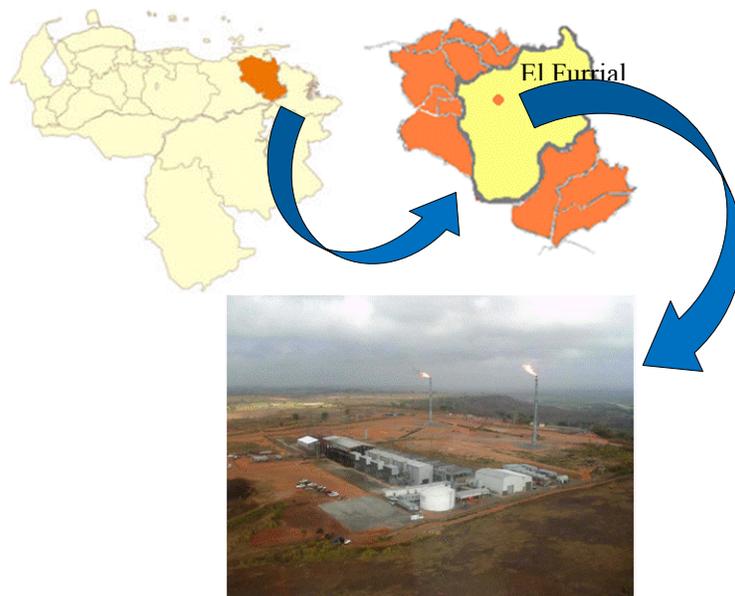
Figura 4.5. Temperatura de salida del gas en función del flujo volumétrico y temperatura de entrada del aire en los enfriadores E-402.....	76
Figura 4.6. Representación gráfica del arreglo en serie instalando dos enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.....	80
Figura 4.7. Representación gráfica del arreglo en paralelo instalando dos enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.....	81
Figura 4.8. Representación gráfica del arreglo en serie instalando cuatro enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.....	83
Figura 4.9. Representación gráfica del arreglo en paralelo instalando cuatro enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.....	84

# CAPÍTULO I

## CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA

### 1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE LA PLANTA IGF

La Planta de Compresión de Gas a Alta Presión, con un área de aproximadamente 10 ha, se encuentra ubicada en la Jurisdicción del Municipio Autónomo de Maturín, en la Parroquia El Furrial, del Estado Monagas, tal y como se muestra en la figura 1.1.



**Figura 1.1. Ubicación geográfica de la planta IGF**

La Planta de Compresión de Gas a Alta Presión – El Furrial, recibe gas seco de dos fuentes: de la Planta Acogas, ubicada en Jusepín y de la Planta Accro, ubicada en

Santa Bárbara; ambas plantas pertenecen a PDVSA. El gas proveniente de Acogas pasa inicialmente, por un sistema de medición y fluye a través de un gasoducto de 24" de diámetro hasta la Planta de Alta Presión. De igual manera, el gas proveniente de Accro es medido y transportado hasta la Planta de Alta Presión por un gasoducto de 30" de diámetro.

Las corrientes de gas provenientes de Acogas y Accro se unen en la entrada de la Planta y fluyen hacia un separador de entrada, para eliminar el condensado que acompaña al gas. Posteriormente, el gas fluye hacia un filtro de entrada, donde se remueve cualquier partícula sólida que éste pudo haber arrastrado.

El gas proveniente del filtro se distribuye hacia cuatro compresores centrífugos (C-401A, B, C y D) con dos etapas de compresión cada uno; los cuales utilizan turbinas a gas como fuerza motriz. Cada tren de compresión está diseñado para comprimir (nominal) 200 millones de pies cúbicos de gas por día (MMPCGD). Luego de comprimirse en la 1ra. etapa, el gas es enfriado en los enfriadores de la 1ra. inter-etapa (E-401A, B, C y D) y depurado en los separadores de la 1ra. inter-etapa; estos últimos actúan como separador de succión de la 2da. etapa de compresión. Luego de pasar por la 2da. etapa de compresión, el gas es nuevamente enfriado en los enfriadores de la 2da. inter-etapa (E-402A, B, C y D), para luego fluir hacia los compresores recíprocantes. La planta de compresión trabaja con tres compresores centrífugos, es decir, siempre existirá un compresor de reserva en caso de que algún tren de compresión falle.

El gas proveniente del proceso de compresión centrífuga, fluye a un cabezal de distribución para su entrada a los compresores recíprocantes de una sola etapa de compresión; cuya capacidad nominal de compresión es de 150 MMPCGD cada uno. Después de su compresión, el gas pasa a través de los enfriadores de descarga donde es enfriado, para luego fluir hacia un cabezal común de descarga y de allí a la tubería de alta presión (7500 PSI) de 14" de diámetro.

## 1.2.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El Distrito Furrial de PDVSA está ubicado al Norte del Estado Monagas; está conformado por el Complejo Operacional Jusepín (COJ), Complejo Operacional Rusio Viejo (CORV), Unidad de Producción Orocuál y la Planta de Inyección de Gas Furrial (IGF).

En este Distrito, la separación del crudo – gas proveniente de los pozos productores se realiza a través de un proceso de separación, enfriamiento y depuración de los fluidos. Desde los pozos llega el fluido multifásico a los múltiples que recolectan el flujo de los diferentes yacimientos de acuerdo a su nivel de presión, alineándose a los trenes de separación donde ocurre la disociación crudo – gas, enviando el crudo a los tanques para su almacenamiento y el gas es llevado a los depuradores para posteriormente ser transferido a las plantas compresoras. El objetivo de las plantas compresoras es aumentar la presión del gas para luego inyectarlo en los yacimientos y producir crudo a través de la recuperación secundaria. Los enfriadores por aire dispuestos para esta actividad son sometidos a mantenimiento correctivo con cierta frecuencia, generando pérdidas de producción durante el tiempo de intervención de los equipos. Actualmente, la mayoría de los “fin fan coolers” están operando inadecuadamente, provocando que la variación de temperatura del fluido generada en los equipos intercambiadores no sea la suficiente, lo que conduce aguas abajo del proceso a fallas en válvulas, tanques, bombas, y otros equipos, debido a que la temperatura operacional es mayor que la temperatura de diseño de éstos.

Una vez que el gas separado del crudo es enviado a plantas compresoras de media presión (desde 120 a 1200 psi), se transporta a plantas compresoras de alta presión, donde el fluido se expone a un proceso de compresión depuración y enfriamiento. En la Planta de Inyección de Gas El Furrial (IGF), la temperatura de salida del gas en los enfriadores es muy alta, lo que genera recalentamiento y

deterioro de los elementos que conforman dicha planta. A fin de mitigar el problema a corto plazo, manteniendo la producción de gas por día, los operadores de la planta deciden suministrar un flujo de agua constante en la parte superior de los equipos, logrando que la temperatura de salida del gas enfriado alcance la temperatura requerida por el proceso (120 °F). En la figura 1.2 se muestra el esquema fotográfico de la solución actualmente usada para solventar el problema de alta temperatura del gas a la salida de los enfriadores. El sistema contraincendios es activado y a través de los hidrantes ubicados cerca de los enfriadores se le suministra un flujo de agua constante en la parte superior de los tubos aletados, provocando un deterioro acelerado de los equipos intercambiadores de calor.



**Figura 1.2. Esquema fotográfico de la solución actualmente usada para la problemática del sistema de enfriamiento**

Es necesario el estudio de las condiciones actuales de operación de estos enfriadores y el cálculo de la efectividad térmica de los mismos, ya que permitan establecer juicios técnicos para determinar el estado de funcionamiento de los equipos. Además se desarrollarán estudios termográficos y análisis videoscópicos, a fin de evaluar las condiciones internas del haz de tubos de los enfriadores. El comportamiento de las variables operacionales se estudiará a través de una simulación computacional que permitirá interpretar las condiciones de funcionamiento de los enfriadores asociados a la compresión centrífuga de la Planta de Inyección de Gas El Furrial.

### **1.3.- OBJETIVOS**

#### **1.3.1 Objetivo General:**

Evaluar el comportamiento térmico de los enfriadores asociados a la compresión centrífuga de la Planta de Inyección de Gas (IGF) en PDVSA, Distrito Furrial, Estado Monagas.

#### **1.3.2. Objetivos Específicos:**

1. Identificar las variables operacionales de los enfriadores de IGF.
2. Recopilar la información técnica y de proceso involucrada en el funcionamiento de los enfriadores de gas.
3. Calcular la efectividad térmica de los enfriadores en base a la razón máxima posible de transferencia de calor y la transferencia de calor real.
4. Simular, a través del software PRO II, la temperatura de salida del gas con respecto a la temperatura de entrada del aire y flujo volumétrico manejado.
5. Evaluar la existencia de puntos fríos con el perfil de temperaturas del haz de tubos a través de la aplicación de estudios termográficos.

6. Examinar la existencia de sedimentos en el interior de los tubos de los enfriadores aplicando estudios videoscópicos.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1.- ANTECEDENTES**

En 1996, Banna, realizó el diseño de un intercambiador de calor para el transformador de potencia en la planta Guri. Este proyecto surgió de la necesidad de incrementar la eficiencia operativa de los transformadores de planta Guri, a través de la utilización de unidades de enfriamiento, por lo cual se diseñaron diversas unidades de enfriamiento por aire. En éstas fue requerido realizar un estudio térmico, aplicando principios de transferencia de calor. Alcanzando diseños óptimos en cuanto a eficiencia y costos. Este trabajo constituye una fuente importante para el estudio térmico del intercambiador compacto a diseñar. [6]

En Agosto de 2003, Marcano, realizó una evaluación del sistema de enfriamiento de la Planta Compresora Orocuál-2, debido a frecuentes sobrecalentamientos del motor de combustión interna evidenciado por las altas temperaturas en el agua de enfriamiento de las camisas. Como parte de la evaluación se tomó en consideración el estudio de los principales factores y condiciones responsables del buen funcionamiento del sistema, entre ellos se incluyeron los parámetros de diseño, operación y mantenimiento de los equipos. Para tal fin, se realizó la caracterización del agua de enfriamiento, el estudio del proceso de tratamiento químico del agua y la determinación de la capacidad y eficiencia térmica de los enfriadores por aire atmosférico, considerando las condiciones de diseño y operación del sistema. Para la determinación de la capacidad de los enfriadores por aire atmosférico, se hicieron balances de masa y energía en las secciones de enfriamiento principal, izquierda y derecha tanto a las condiciones de diseño como de operación.[9]

En Agosto de 2005, Rivas, desarrolló un software que permite evaluar y diseñar enfriadores por aire. La metodología utilizada se basa en la combinación del método propuesto por el manual técnico GPSA Data book y el texto Saunders referido al diseño de intercambiadores de calor. Para validar el software se realizó la evaluación del enfriador de baja de la estación compresora Aguasay 5A y el enfriador de agua de un moto compresor en la estación PCJ 6 de Jusepín, generando propuestas de mejoras para el enfriador de la estación Aguasay 5A, bajo nuevas condiciones de flujo. [11]

En Agosto de 2007, Rangel, realizó la evaluación de la eficiencia de los enfriadores por aire del tren de procesos A, de la planta de extracción de líquidos San Joaquín (Anaco), estado Anzoátegui. Mediante el uso del programa de simulación PRO/II, versión 7.0. Esto se logró realizando primero la comprobación si el modelo simulado era confiable o no. Luego se compararon los factores de diseño (coeficiente de transferencia de calor, factor de obstrucción, diferenciales de presión) con los operacionales resultando mayores éstos a los de diseño en muchos de los enfriadores por aire, para después realizar un análisis de las variables de proceso que afectaron la eficiencia de dichos equipos, como por ejemplo la variación de los flujos (gas natural, gas residual, glicol, aceite lubricante, aire) con respecto a los de diseño. Toda esta evaluación que se realizó en dicha planta tuvo como objetivo principal determinar los enfriadores con más bajo rendimiento y demostrar, con base teórica, a cuales realizarle mantenimiento interno o externo en la parada de la planta que se hace cada tres años.[14]

Éstos antecedentes sirvieron como base teórica fundamental para la elaboración del presente trabajo, debido a que los análisis realizados en este trabajo de grado se fundamentan bajo los principios teóricos publicados en los antecedentes de esta tesis.

## 2.2.- FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 2.2.1.- Ecuación de Estado de Gas Ideal

Cualquier ecuación que relacione la presión, la temperatura y el volumen específico de una sustancia se denomina ecuación de estado. Hay varias ecuaciones de estado, algunas sencillas y otras muy complejas: la más sencilla y mejor conocida para sustancias en la fase gaseosa es la ecuación de estado de gas ideal, la cual predice el comportamiento P-v-T de un gas con bastante exactitud, dentro de cierta región elegida adecuadamente.

En 1662 el inglés Robert Boyle observó durante sus experimentos con una cámara de vacío que la presión de los gases es inversamente proporcional a su volumen. En 1802, los franceses J. Charles y J. Gay – Lussac determinaron de modo experimental que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura, es decir:

$$PV = nRT \quad (2.1)$$

Donde,

P: presión absoluta (psi ó Pa)

T: temperatura absoluta (R ó K)

V: volumen del gas (pie<sup>3</sup> ó m<sup>3</sup>)

n: # de moles

R: constante del gas (Btu/lbm.R ó KJ/Kg.K)

La ecuación 2.1 es la ecuación de estado de gas ideal. La constante R es diferente para cada gas y se determina a partir de:

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \text{ ó } \text{kPa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.2)$$

La masa de un sistema es igual al producto de su masa molar  $M$  y el número de moles  $n$ :

$$m = M \cdot n \quad (\text{lb ó Kg}) \quad (2.3)$$

Sustituyendo la ecuación 2.2 y 2.3 en la 2.1 e igualando para una masa fija, las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes se relacionan entre sí por medio de:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_0 \cdot V_0}{T_0} \quad (2.4)$$

Donde,

$P_1$ : presión de operación. (psi ó Pa)

$V_1$ : volumen bajo condiciones de operación. ( $\text{pie}^3$  ó  $\text{m}^3$ )

$T_1$ : temperatura de operación. ( $^{\circ}\text{R}$  ó  $\text{K}$ )

$P_0$ : presión bajo condiciones normales (14,6 psi ó 1 atm)

$V_0$ : volumen bajo condiciones normales. ( $\text{pie}^3$  ó  $\text{m}^3$ )

$T_0$ : temperatura bajo condiciones normales (298,15 K ó 536,67 $^{\circ}\text{R}$ )

### 2.2.1.1.- Factor de compresibilidad de los gases

Los gases se desvían de manera importante del comportamiento de gas ideal en estados cercanos a la región de saturación y el punto crítico. Esta desviación a temperaturas y presiones específicas se explica con exactitud mediante la

introducción de un factor de corrección llamado factor de compresibilidad  $Z$  definido como:

$$Z = \frac{P.V}{m.R_u.T} \quad (2.5)$$

Los gases se comportan de manera diferente a determinadas temperatura y presión, pero se comportan de manera muy parecida a temperaturas y presiones normalizadas respecto a sus temperaturas y presiones críticas. Para mezcla de gases, la normalización se efectúa como:

$$sP_R = \frac{P}{sP_{CR}} \quad (2.6)$$

$$sT_R = \frac{T}{sT_{CR}} \quad (2.7)$$

En la que  $sP_R$  es la presión seudo crítica y  $T_R$  la temperatura seudo crítica. La presión y temperatura seudo crítica se calcula de la siguiente manera:

$$sP_{CR} = \sum_{i=1}^k y_i.P_{CR} \quad (\text{psi ó Pa}) \quad (2.8)$$

$$sT_{CR} = \sum_{i=1}^k y_i.T_{CR} \quad (\text{psi ó Pa}) \quad (2.9)$$

A través de la carta de compresibilidad generalizada de Nelson – Obert se puede determinar el factor de compresibilidad  $Z$  para cualquier gas (Anexo 1).

Ahora bien, considerando que la densidad de un fluido es:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{lb/pe}^3 \text{ ó kg/m}^3) \quad (2.10)$$

Se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de la densidad del gas real:

$$\rho = \frac{P}{R_u T Z} \quad (2.11)$$

Donde,

$\rho$ : densidad del gas

P: presión de entrada al intercambiador

$R_u$ : constante universal de los gases (82,052 cm<sup>3</sup>.atm/gmol.K)

T: temperatura de entrada al intercambiador

Z: factor de compresibilidad del gas

### 2.2.2.- Peso Molecular y Calor Específico de una Mezcla de Gases

Para evaluar las propiedades extensivas como por ejemplo el calor específico a presión constante de una mezcla de gases únicamente se suman las contribuciones de cada componente mezclado, de la siguiente forma.

$$C_p = \sum_{i=1}^k y_i \cdot C_{p_i} \quad (\text{Btu/lbm.R ó KJ/Kg.K}) \quad (2.12)$$

Donde;

$y_i$ : fracción molar de cada compuesto

$C_{p_i}$ : calor específico a presión constante de cada compuesto

El peso molecular de una mezcla de gases viene dado por la siguiente forma:

$$PM = \sum_{i=1}^k y_i \cdot PM_i \quad (\text{lb/lbmol ó Kg/Kgmol}) \quad (2.13)$$

Donde;

$y_i$ : fracción molar de cada compuesto

$PM_i$ : peso molecular de cada compuesto. [12]

### 2.2.3.- Ecuación de Continuidad

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de conservación de la masa. Para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de una corriente de fluido, por unidad de tiempo, es constante. Esta puede calcularse como sigue:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 = \text{constante} \quad (2.14)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (\text{lb/h ó Kg/h}) \quad (2.15)$$

Donde,

$\dot{m}$ : flujo másico

$\rho$ : densidad del fluido lb/pie<sup>3</sup> ó kg/m<sup>3</sup>

$\dot{V}$ : flujo volumétrico pie<sup>3</sup>/h ó m<sup>3</sup>/h [15]

### **2.2.4.- Intercambiadores de Calor**

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos en movimiento que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen.

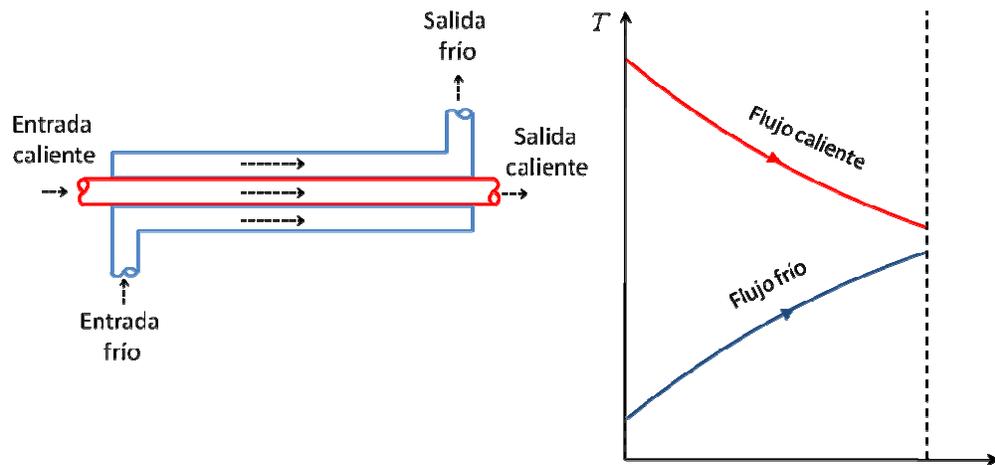
En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección forzada (si están en movimiento) en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total  $U$ . La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

#### **2.2.4.1.- Tipos de intercambiadores**

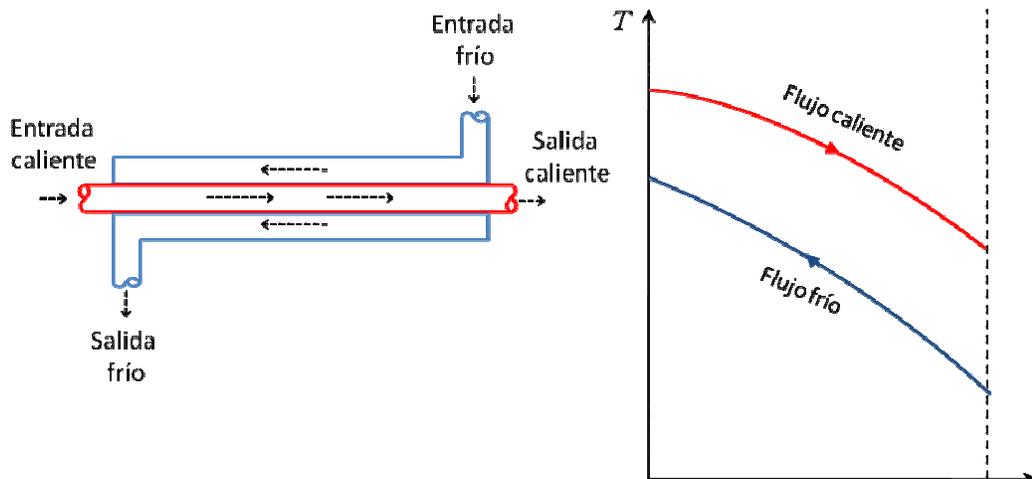
##### **2.2.4.1.1 Intercambiador de calor de dos tubos concéntricos (carcasa y tubo).**

En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los tubos, es decir, entre el tubo y la carcasa. En un intercambiador de calor de tubo doble son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo (figura 2.1) los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma

dirección. Por otra parte, en el contraflujo (figura 2.2) los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.



**Figura 2.1. Régimen de flujo en paralelo y perfil de temperaturas en un intercambiador de calor de tubo doble.**



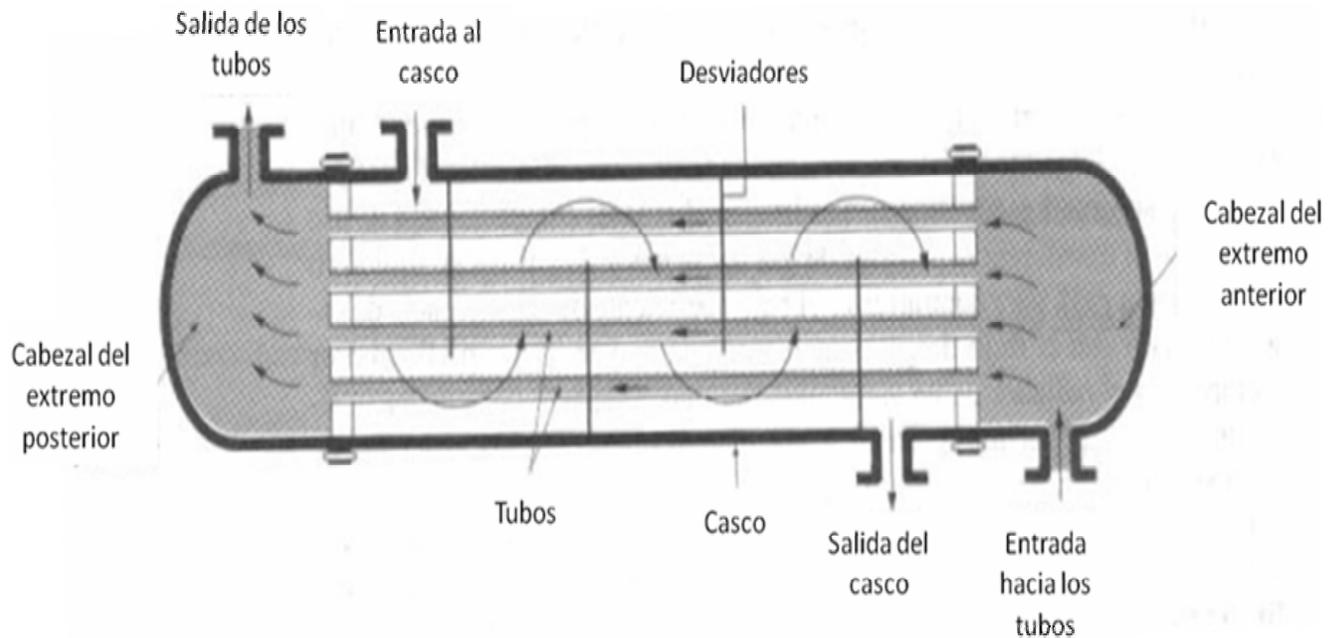
**Figura 2.2. Régimen de flujo en contracorriente y perfil de temperaturas en un intercambiador de calor de tubo doble.**

#### 2.2.4.1.2.- Intercambiador de calor de flujo cruzado

Este tipo de intercambiador se clasifica como flujo no mezclado y flujo mezclado. Se dice que el flujo cruzado es no mezclado en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal (es decir, paralelo a los tubos). Se dice que el flujo cruzado es mezclado, dado que el fluido ahora tiene libertad para moverse en la dirección transversal.

#### 2.2.4.1.3.- Intercambiador de calor de tubos y coraza

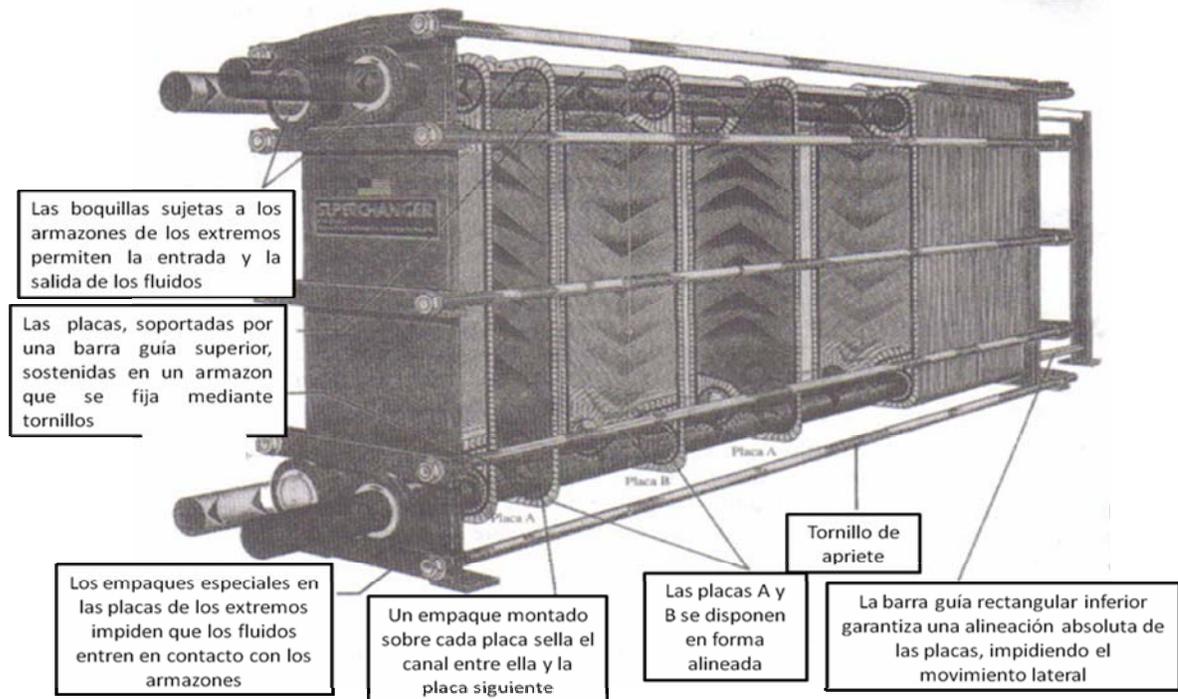
Éstos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en un casco con sus ejes paralelos a éste (figura 2.3). La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es común la colocación de desviadores en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de incrementar el recorrido del fluido con las aletas y a su vez aumentar el área de transferencia de calor mejorando la razón de pérdida de calor del fluido caliente, además de mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos. A pesar de su extendido uso no son adecuados para utilizarse en automóviles y aviones debido a su peso y tamaño relativamente grandes.



**Figura 2.3. Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos (un paso por la coraza y un paso por los tubos o múltiplos de 2 tubos)**

#### 2.2.4.1.4.- Intercambiador de calor de placas y armazón

Éste intercambiador consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo (ver figura 2.4). Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Asimismo, este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas, es decir, aumentando el área de transferencia de calor.



**Figura 2.4. Intercambiador de calor de placas y armazón, de líquido hacia líquido**

#### 2.2.4.1.5.- Intercambiador regenerativo

Éste tipo de intercambiador se relaciona con el paso alternado de las corrientes de los fluidos caliente y frío a través de la misma área de flujo. El intercambiador regenerativo del tipo estático básicamente es una masa porosa que tiene una gran capacidad de almacenamiento de calor, como la malla de alambre de cerámica. Los fluidos caliente y frío fluyen a través de esta masa porosa de manera alternada. El calor se transfiere del fluido caliente hacia la matriz del regenerador durante el flujo

del mismo, y de la matriz hacia el fluido frío durante el paso de éste. Por tanto, la matriz sirve como un medio de almacenamiento temporal de calor. [13]

#### 2.2.4.1.6.- Intercambiadores de enfriamiento por aire

Éstos son llamados unidades de aleta-ventilador (fin-fan); constan de tubos aleteados, por dentro de los cuales pasa el fluido a enfriar, y ventiladores para producir el flujo de aire a través de los bancos de tubos con un patrón de flujo cruzado. Los ventiladores pueden estar accionados por el motor de las unidades compresoras o con motores eléctricos independientes, Con el fin de que sean efectivos, el aire debe fluir en forma de tiro forzado para obtener coeficientes de transferencia de calor por convección que sean aceptables. Los tipos más comunes de intercambiadores de enfriamiento por aire son los de aire forzado o inducido. [4]

La mayoría de estos intercambiadores son instalados horizontalmente. Sin embargo, en algunos casos, por razones de espacio se colocan en posición vertical.

Las longitudes estándar de tubos están comprendidas entre un rango de 6 a 50 pies y el ancho de la unidad entre 4 a 30 pies. El haz de tubos consiste en cabezales, tubos con aletas, canales laterales de acero estructural y soportes. Se diseñan en general para que sean rígidos y estén autocontenidos. [5]

La mayoría de las unidades en servicio utilizan cabezales de tapón. Los cabezales de tapón tienen una caja soldada, la cual permite un acceso parcial a los tubos por medio de tapones de carga opuestos a los tubos. El diámetro exterior de tubo más utilizado en este tipo de unidades es de 1 pulgada. Debido al bajo coeficiente de transferencia de calor que proporcionan los tubos desnudos, en algunos casos, se colocan aletas o superficies extendidas sobre los tubos, como por ejemplo, aletas anulares, longitudinales, entre otras.

Las aletas sirven como superficies secundarias absorbedoras de calor y tienen el efecto de aumentar el área superficial externa de los tubos (área de transferencia de calor) mejorando de esta manera el coeficiente de transferencia de calor. La longitud de las aletas varían de 0,5 a 0,625 pulgadas, el espaciamiento de las aletas es de 7 a 11 aletas por pulgada lineal y el paso triangular de tubo oscila entre 2 y 2,5 pulgadas. El tipo de aleta a emplear, en algunos casos, pueden estar soldadas a la tubería o empotradas en ésta. [1]

### **2.2.5.- Análisis de los Intercambiadores de Calor**

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos períodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas. Así mismo, las corrientes de fluidos experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia los cambios en la energía cinética y la potencial son despreciables. En general, el calor específico de un fluido cambia con la temperatura; pero, en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar como una constante en algún valor promedio, con poca pérdida en la exactitud. La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se puede considerar despreciable. Por último, se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está perfectamente aislada, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor sólo ocurre entre los fluidos.

Las idealizaciones que acaban de describirse se logran muy aproximadamente en la práctica y simplifican mucho el análisis de un intercambiador de calor con poco sacrificio de la exactitud. Por lo tanto, son de uso común. Con estas suposiciones, la

primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío. [13]

En un intercambiador de calor, la tasa de flujo de calor entregada por la corriente de fluido caliente se supone igual a la recibida por la del fluido frío, es decir, se establece el siguiente balance térmico:

$$Q = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (2.16)$$

donde:

$\dot{m}_h$  : tasa de flujo másico de la corriente de fluido caliente (lb/h ó kg/h).

$\dot{m}_c$  : tasa de flujo másico de la corriente de fluido frío (lb/h ó kg/h).

$C_{ph}$  : calor específico a presión constante del fluido caliente (Btu/lbm.R ó KJ/Kg.K).

$C_{pc}$  : calor específico a presión constante del fluido frío (Btu/lbm.R ó KJ/Kg.K).

$T_{h,ent}$  : temperatura de entrada de la corriente de fluido caliente (°F ó K).

$T_{h,sal}$  : temperatura de salida de la corriente del fluido caliente (°F ó K).

$T_{c,ent}$  : temperatura de entrada de la corriente de fluido frío (°F ó K).

$T_{c,sal}$  : temperatura de salida de la corriente de fluido frío (°F ó K). [12]

### 2.2.5.1.- Efectividad de los intercambiadores de calor

La efectividad de un intercambiador de calor se define como la relación entre la tasa real de transferencia de calor y la tasa máxima.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.17)$$

La tasa de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío, tal como se expresa en la ecuación 2.16.

Para determinar la velocidad máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar se reconoce que la diferencia de temperatura máxima que se produce en él es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío; es decir

$$\Delta T_{\max} = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad ({}^{\circ}\text{F} \text{ ó } \text{K}) \quad (2.18)$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando 1) el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente o 2) el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío. Estas dos condiciones límites no se alcanzarán en forma simultánea a menos que las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío sean idénticas (es decir,  $C_c = C_h$ ). Cuando  $C_c \neq C_h$ , el cual suele ser el caso, el fluido con la razón de capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Por lo tanto la velocidad máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,ent} - T_{c,min}) \quad (\text{Btu/h} \text{ ó } \text{KWatt}) \quad (2.19)$$

### 2.2.5.2.- Área total de transferencia de calor incluyendo las aletas

El área de transferencia de calor viene definida por la siguiente ecuación tomada de la norma ASME PTC 30, Air cooled heat exchangers:

$$A_o = \left[ (N) \cdot (N_{fn}) \cdot (L_{fn}) \cdot \left( \frac{\pi}{2} \right) \cdot (D_{fno}^2 - D_{Ro}^2) \right] + \left[ (N) \cdot (L_{fn}) \cdot (\pi) \cdot (D_{po}) \cdot (1 - N_{fn} \cdot f_t) \right] + \dots \quad (2.20)$$

$$\dots + \left[ (N) \cdot (\pi) \cdot (D_{po}) \cdot (L - L_{fn}) \right]$$

donde,

$A_o$ : área total de transferencia de calor. (pie<sup>2</sup> ó m<sup>2</sup>)

N: número de tubos del intercambiador

$L_{fn}$ : longitud de la porción del tubo aletado (pie ó m)

$D_{fno}$ : diámetro externo de la aleta (pie ó m)

L: longitud total del tubo (pie ó m)

$D_{po}$ : diámetro externo del tubo (pie ó m)

$D_{Ro}$ : diámetro externo de la raíz de la aleta (pie ó m)

$N_{fn}$ : número de aletas por unidad de longitud

$f_t$ : espesor de la aleta (pie ó m)

### 2.2.5.3.- Coeficiente total de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor se puede determinar a partir de la siguiente ecuación tomada de la norma ASME PTC 30, Air cooled heat exchangers:

$$\frac{1}{U_o} = \left( \frac{1}{h_i} \right) \left( \frac{A_o}{A_{pi}} \right) + R_{fi} \left( \frac{A_o}{A_{pi}} \right) + \frac{A_o \cdot \ln \left( \frac{r_{po}}{r_{pi}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot N \cdot k_{pw}} + \left( \frac{1}{h_o \left[ \frac{A_{fn}}{A_o} (\phi_{fn} - 1) + 1 \right]} \right) \quad (2.21)$$

Donde,

$U_o$ : coeficiente total de transferencia de calor (Btu/h.pie<sup>2</sup>.°F ó W/m<sup>2</sup>.K)

$h_i$ : coeficiente de convección interno (Btu/h.pie<sup>2</sup>.°F ó W/m<sup>2</sup>.K)

$h_o$ : coeficiente de convección externo (Btu/h.pie<sup>2</sup>.°F ó W/m<sup>2</sup>.K)

$A_o$ : área total del intercambiador de calor (pie<sup>2</sup> ó m<sup>2</sup>)

$A_{pi}$ : área total del interior de los tubos (pie<sup>2</sup> ó m<sup>2</sup>)

$A_{fn}$ : área de las aletas (pie<sup>2</sup> ó m<sup>2</sup>)

$\phi_{fn}$ : eficiencia de las aletas

$r_{po}$ : radio externo de los tubos (pie ó m)

$r_{pi}$ : radio interno de los tubos (pie ó m)

$R_{fi}$ : factor de incrustación (h.pie<sup>2</sup>.°F/Btu)

$L$ : longitud de los tubos (pie ó m)

$N$ : número de tubos

$k_{pw}$ : conductividad térmica del tubo. (Btu/h.pie.°F ó W/m.K) [2]

2.2.5.3.1.- Coeficiente de película de transferencia de calor en el lado de los tubos ( $h_i$ ).

Para calcular el coeficiente  $h_i$  en tuberías que transportan un fluido se han desarrollado algunas correlaciones. Una expresión clásica para el cálculo de la transferencia de calor en flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos es la que recomiendan Dittus-Boelter, para el enfriamiento o calentamiento de gases u otros fluidos poco viscosos [2].

$$h_i = \left( \frac{0,023 \cdot k}{D_i} \right) \left( \frac{v_a \cdot D_i \cdot \rho}{\mu} \right)^{0,8} \left( \frac{\mu \cdot Cp}{k} \right)^{0,33} \quad (2.22)$$

siendo;

$k$  = conductividad térmica del agua (Btu/h.pie.°F).

$D_i$  = diámetro interior del tubo (pie ó m).

$v_a$  = velocidad del gas en el interior de los tubos (pie/h ó m/s).

$\rho$  = densidad del aire (lb/pie<sup>3</sup> ó kg/h).

$\mu$  = viscosidad del agua (lb/pie.h ó kg/m.s).

$Cp$  = calor específico a presión constante del agua (Btu/lbm.R ó KJ/Kg.K).

2.2.5.3.2.- Coeficiente de película de transferencia de calor en el lado del aire ( $h_o$ ).

El coeficiente  $h_o$ , en intercambiadores que tienen tubos con aletas, enfriados por aire atmosférico, ha sido correlacionado en la expresión siguiente:

$$h_o = 0,134 \left( \frac{k_a}{D_{rfn}} \right) \left( \frac{D_{rfn} \cdot G_m}{\mu_a} \right)^{0,681} \left( \frac{C_p \cdot \mu_a}{k_a} \right)^{0,33} \left( \frac{S}{h_{fn}} \right)^{0,2} \left( \frac{S}{t_{fn}} \right)^{0,1134} (F_{tr}) \quad (2.23)$$

siendo;

$k_a$  = conductividad térmica del aire (Btu/h.pie.°F ó W/m.K).

$D_{rfn}$  = diámetro en la raíz de la aleta (pie ó m).

$G_m$  = velocidad másica máxima del aire (lb/h.pie<sup>2</sup> ó Kg/s.m<sup>2</sup>).

$\mu_a$  = viscosidad del aire (lb/pie.h ó kg/m.s).

$C_{pa}$  = calor específico a presión constante del aire (Btu/lbm.R ó KJ/Kg.K).

$S$  = espaciado entre las aletas (pie ó m).

$h_{fn}$  = altura de las aletas (pie ó m).

$t_{fn}$  = espesor de la aleta (pie ó m).

$F_{tr}$  = factor de corrección para N° de filas de profundidad, adimensional.

Para usar la ecuación 2.23 es necesario calcular la velocidad másica del aire ( $G_m$ ) que viene dada por:

$$G_m = \frac{\dot{m}_A}{A_L} \quad (\text{lb/h.pie}^2 \text{ ó Kg/s.m}^2) \quad (2.24)$$

donde;

$\dot{m}_A$  = caudal másico del aire (lb/h ó Kg/s.).

$A_L$  = área libre de flujo (pie<sup>2</sup> ó m<sup>2</sup>).

Cuando se calcula la velocidad másica del fluido que se mueve en el ducto de un intercambiador, hay que tener presente que el área de flujo viene afectada por la presencia del haz de tubos. Por este motivo, para obtener la magnitud de  $A_L$ , se calcula el área frontal de las secciones del enfriador a través de las cuales hay entrada de aire, y se le resta el área que ocupan las aletas y tubos en el haz. De ahí que, el área libre de flujo ( $A_L$ ) se determina a partir de:

$$A_L = H.L - (A_{tr} + A_{ar}) \quad (2.25)$$

expresión en la cual;

$H$  :altura de la cara frontal del enfriador (pie ó m).

$L$  :longitud de la cara frontal del enfriador (pie ó m).

$A_{tr}$  y  $A_{ar}$  : área que ocupan los tubos y las aletas soportados en el haz de tubos a ángulos rectos al flujo de aire (pie<sup>2</sup>). [2]

Los valores de  $A_{tr}$  y  $A_{ar}$ , se pueden calcular a partir de las ecuaciones:

$$A_{tr} = D_o.L_T.N^{\circ} \text{tubos (cara frontal)} \quad (2.26)$$

$$A_{ar} = N^{\circ}caras.(l_{fn}.t_{fn}).N^{\circ}aletas.L_T.N^{\circ}tubos( cara\ frontal ) \quad (2.27)$$

### 2.2.5.3.3.- Eficiencia de las aletas

Existen diversos métodos para calcular la eficiencia de las aletas de los intercambiadores de calor. En esta tesis, se usará el método gráfico<sup>[13]</sup>, para el cual se deben calcular los siguientes parámetros:

$$w.\sqrt{\frac{h}{k.Y_b}} \quad (2.28)$$

$$\frac{X_e}{X_b} \quad (2.29)$$

Donde,

w: altura de la aleta. (pie ó m)

h: coeficiente de transferencia de calor del lado del aire. (Btu/h.pie<sup>2</sup>.°F ó W/m<sup>2</sup>.K)

k: conductividad térmica del material de las aletas. (Btu/h.pie.°F ó W/m.K)

Y<sub>b</sub>: espesor medio de la aleta. (pie ó m)

En la gráfica del anexo 8 se estima la eficiencia de las aletas anulares de espesor constante del enfriador.

### 2.2.5.4.- Método de MLTD

La tasa de flujo de calor que se transfiere entre las corrientes de fluido caliente y frío en un intercambiador de calor, se puede expresar como:

$$Q = U_0 A_0 F DTML \quad (2.30)$$

donde:

Q: tasa de flujo de calor que se transfiere de la corriente del fluido caliente a la del frío (Btu/h ó KWatt).

$U_0$ : coeficiente global promedio de transferencia de calor referido al área superficial exterior de los tubos (Btu/h.pie<sup>2</sup>.°F ó W/m<sup>2</sup>.K).

$A_0$ : área superficial exterior de los tubos o de transferencia de calor (pie<sup>2</sup> ó m<sup>2</sup>).

F: factor de corrección de la diferencia de temperaturas por arreglo del intercambiador de calor.

DTML: diferencia media logarítmica de temperaturas entre la entrada y la salida de las corrientes de fluido (°F ó K).

#### 2.2.5.4.1.- Diferencia de temperaturas media logarítmica de los fluidos

Para calcular la diferencia de temperaturas en los fluidos frío y caliente se aplica una media logarítmica a  $\Delta T$ , definida por <sup>[2]</sup>:

$$DTML = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} \quad (2.31)$$

donde;

$DTML$  = diferencia de temperaturas media logarítmica (°F ó K).

$T_1$  = temperatura de entrada del fluido caliente al enfriador (°F ó K)

$T_2$  = temperatura de salida del fluido caliente del enfriador (°F ó K)

$t_1$  = temperatura de entrada del aire al enfriador (°F ó K)

$t_2$  = temperatura de salida del aire del enfriador (°F ó K)

Esta ecuación para el cálculo de DTML es válida para todo tipo de flujo, siempre y cuando el intercambiador sea de un solo paso en la coraza y tubos. Como el caso particular que se estudia, son intercambiadores de enfriamiento por aire con dos pasos y régimen de flujo cruzado, es necesario calcular una media logarítmica efectiva, dada por <sup>[2]</sup>:

$$(MDLT)_{ef} = MLDT \cdot F_T \quad (2.32)$$

siendo;

$F_T$ : factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica para flujo cruzado, adimensional. Ver anexo 6.

#### 2.2.5.5.- Método de la efectividad - ntu

En 1955, Kays y London presentaron un procedimiento llamado método de la efectividad – NTU, el cuál simplificó mucho el análisis de los intercambiadores de calor. Este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor  $\varepsilon$  definido como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\text{razón de la transferencia de calor real}}{\text{razón máxima posible de la transferencia de calor}} \quad (2.33)$$

La determinación del  $Q_{\max}$  requiere que se disponga de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos de masa, los cuales suelen especificarse (ver ecuaciones 2.17 y 2.19). Por lo tanto, la efectividad de un

intercambiador de calor permite determinar la razón de transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

Por lo común las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional  $UA_s/C_{\min}$ . Esta unidad se llama número de unidades de transferencia, NTU (por sus siglas en inglés), y se expresa como

$$NTU = \frac{U.A_s}{C_{\min}} = \frac{U.A_s}{(m.C_p)_{\min}} \quad (2.34)$$

En donde U es el coeficiente de transferencia de calor total y  $A_s$ , es el área superficial de transferencia del intercambiador. Nótese que el NTU es proporcional a  $A_s$ . Por lo tanto, para valores específicos de U y  $C_{\min}$ , el valor de NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor,  $A_s$ . Por ende, entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor.

En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades c como:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.35)$$

Con los números adimensionales NTU y c se obtiene de la gráfica del ANEXO 8 la efectividad del intercambiador.

### 2.2.6.- Ventiladores

Un ventilador es en esencia una bomba o soplador, sólo que en lugar de líquido maneja gas. La diferencia está fundamentada en el hecho de que los líquidos son poco compresibles y los gases sí lo son.

Usualmente, son utilizados en los intercambiadores de enfriamiento por aire para producir el flujo de aire necesario sobre la superficie exterior de los tubos, a fin de retirar calor del fluido caliente que pasa por el interior de un haz de tubos aleteados.

Existen dos clasificaciones generales de ventiladores de aire: los de tiro forzado, donde el aire es empujado a través del haz de tubo, y los de tiro inducido, donde el aire es halado a través del haz.

Los tamaños usuales de ventiladores van de un rango de 1,2 a 5,5 m (4 a 18 pie) de diámetro. La escogencia del tipo y tamaño del ventilador a instalar en la unidad está dado por los requerimientos de enfriamiento o servicios específicos exigidos por el proceso; conociendo la caída de presión de la entrada con respecto a la salida del intercambiador se puede calcular la potencia necesaria que debe tener el ventilador (Ecuación 2.36).

$$\dot{W} = \frac{\Delta P \cdot Q}{0,80} \quad (2.36)$$

#### 2.2.6.1.- Tipos de ventiladores

Según la dirección del flujo de aire, los tipos de ventiladores que se usan con mayor frecuencia en los intercambiadores de enfriamiento por aire son:

Los *ventiladores centrífugos*; donde el aire sale en un plano perpendicular a la dirección del eje de rotación del ventilador y los *ventiladores axiales*; los cuales se caracterizan por no desviar la dirección principal del flujo, siempre lo dirige en forma axial o paralela a l eje de la turbomáquina. Comprenden uno o varios impulsores con álabes. El flujo de aire a través del ventilador es prácticamente paralelo al eje del impulsor, son concebidos para bajas presiones y caudales grandes. El paso directo del aire a través del impulsor permite al ventilador ser montado directamente en conductos rectos. El sistema de conducción es más simple que el caso de los ventiladores centrífugos, de menor tamaño para el mismo efecto útil, ruidosos y con eficiencias alrededor del 80%; son muy usados en aplicaciones industriales. [7]

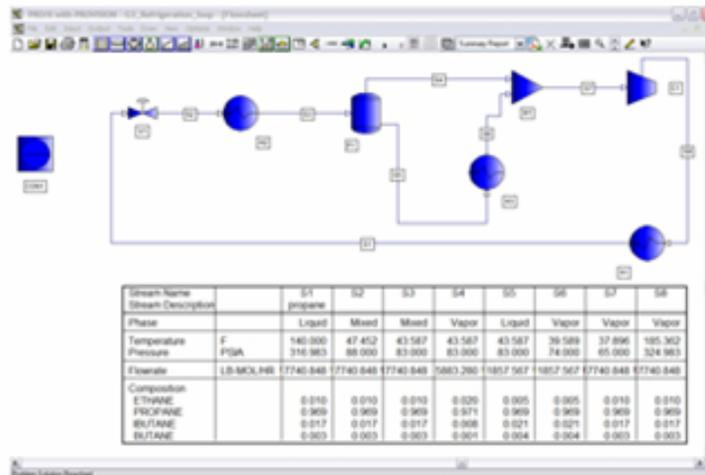
### **2.2.7.- Simulador de Procesos Industriales PRO II / V8.1**

El simulador de procesos PRO II SimSci-Esscor de Ingeniería de Procesos Suite (PSE), es un riguroso programa que realiza balances de masa y energía para una amplia gama de procesos. Desde la separación de petróleo y gas a la destilación reactiva, PRO II combina los recursos de datos de una gran biblioteca de componentes químicos y extensas propiedades termodinámicas, métodos de predicción con la más avanzada y flexible unidades de operaciones técnicas bajo una interfaz basada en entorno gráfico de Windows.

#### **2.2.7.1.- Aplicaciones de la simulación**

- Diseño de nuevos procesos.
- Evaluación de las plantas bajo configuraciones alternas.
- Modernización y renovación de las instalaciones existentes.
- Monitoreo, optimización, y mejoramiento de la rentabilidad de la planta. [18]

En la figura 2.5 se puede visualizar una vista general del diagrama de proceso en el simulador PRO II / V 8.1

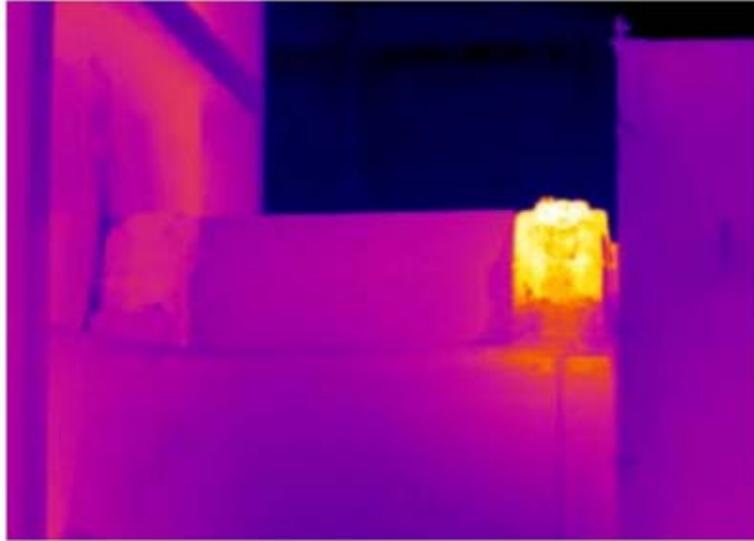


**Figura 2.5. Vista general del diagrama de proceso en el Simulador PRO II /V 8.1**

## 2.2.8.- Análisis Termográficos

### 2.2.8.1.- Termografía

La termografía es un método de inspección de equipos eléctricos y mecánicos mediante la obtención de imágenes de su distribución de temperatura (ver figura 2.6). Este método de inspección se basa en que la mayoría de los componentes de un sistema muestran un incremento de temperatura en mal funcionamiento. El incremento de temperatura en un circuito eléctrico podría deberse a una mala conexión o problemas con un rodamiento en caso de equipos mecánicos. Observando el comportamiento térmico de los componentes pueden detectarse defectos y evaluar su seriedad.



**Figura 2.6. Imagen térmica de la carcasa de un rodamiento**

#### **2.2.8.2.- Física básica**

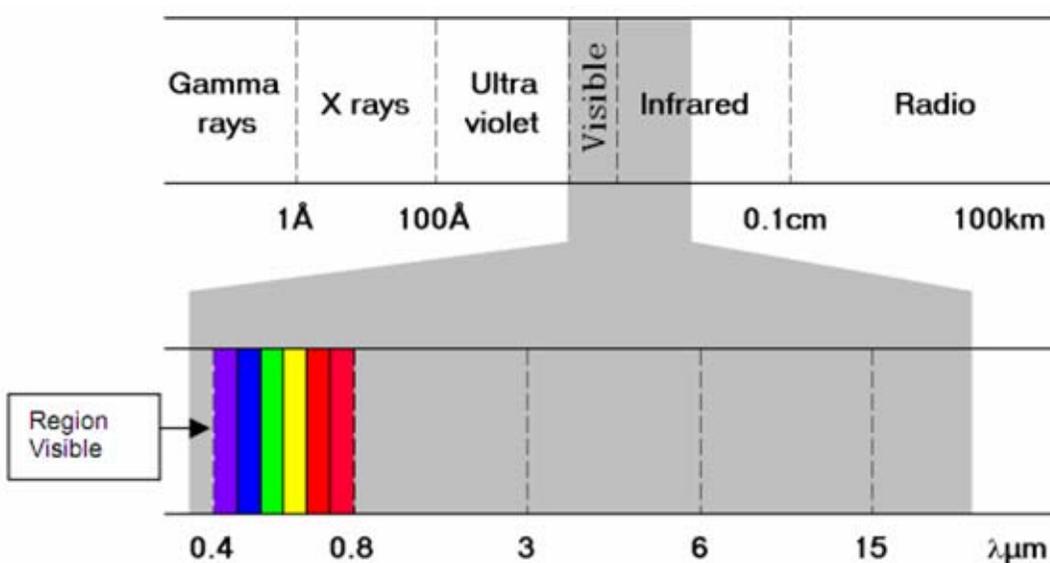
Cualquier objeto emite energía electromagnética. La cantidad de energía está relacionada con la temperatura del objeto. La cámara de termografía puede determinar la temperatura sin contacto físico con el objeto midiendo la energía emitida.

#### **2.2.8.3.- Espectro electromagnético**

La energía procedente de un objeto caliente se emite a distintos niveles en el espectro electromagnético. En la mayoría de las aplicaciones industriales se utiliza la energía radiada en el espectro infrarrojo para medir la temperatura del objeto. La figura 2.7 muestra los diferentes espectros electromagnéticos donde se emite energía incluyendo Rayos X, Ultra Violeta, Infrarrojo y Radio. Se emite en forma de onda y

viaja a la velocidad de la luz. La única diferencia entre ellas es su longitud de onda que está relacionada con la frecuencia.

El ojo humano responde a la luz visible en el rango de 0.4 a 0.75 micras. La gran mayoría de las medidas de temperatura infrarrojas se realiza en el rango de 0.2 a 20 micras. Aunque las emisiones no pueden detectarse por una cámara normal, la cámara térmica puede enfocar esta energía a través de un sistema óptico hacia el detector de forma similar a la luz visible. El detector convierte la energía infrarroja en tensión eléctrica, que después de amplificarse y de un complejo procesamiento de la señal, se utiliza para construir una imagen térmica en el visor del operador montado en la cámara de termografía.



**Figura 2.7. La región infrarroja del espectro electromagnético**

#### 2.2.8.4.- Emisividad

La cantidad de energía radiada por un objeto depende de su temperatura y de su emisividad. Un objeto que emite el máximo posible de energía para su temperatura se conoce como Cuerpo Negro. En la práctica no hay emisores perfectos y las superficies suelen emitir menos energía que un Cuerpo Negro.

Así la emisividad se expresa como:

$$\text{Emisividad} = \frac{\text{Radiación emitida por un objeto a temperatura } T}{\text{Radiación emitida por un Cuerpo Negro a temperatura } T}$$

La Emisividad es por lo tanto una expresión de la capacidad de un objeto a emitir energía infrarroja. Los valores de emisividad varían de un material a otro. Los metales con una superficie áspera u oxidada tienen una mayor emisividad que una superficie pulida.

A continuación se detallan algunos ejemplos:

**Tabla 2.8. Valores de emisividad para diversos materiales**

Material	Emisividad
Acero brillante	0.18
Acero oxidado	0.85
Latón brillante	0.10
Latón oxidado	0.61
Aluminio brillante	0.05
Aluminio oxidado	0.30
Cemento	0.90
Asfalto	0.90
Ladrillo Rojo	0.93
Grafito	0.85
Cloth	0.85

Se demuestra que hay relación entre emisividad y reflectividad.

Para un objeto opaco esto significa Emisividad + Reflectividad = 1.0

Así mismo un material altamente reflectante es un pobre emisor de energía infrarroja y por lo tanto tiene un valor de emisividad bajo. [17]

### **2.2.9.- Análisis Videoscópico**

El videoscopio es un instrumento utilizado para realizar inspecciones en las áreas internas de equipos donde el ojo humano no es capaz de llegar. A través de estos equipos se puede viajar a lo largo de toda la superficie interna de los tubos aleteados de los enfriadores de gas por aire, con el fin de visualizar las paredes internas del área interna de transferencia de calor y sedimentos que no permitan el paso del fluido a enfriar.

Gracias al avance tecnológico, los videoscópicos aun evolucionado velozmente, mejorando su funcionabilidad a través del tiempo. Algunas de las características principales que poseen estos equipos son:

- Imágenes brillantes en alta resolución
- Resistente a cualquier clima con un cuerpo robusto.
- Grabado digital de imágenes y voz.
- Capacidad de medición estereoscópica

En la figura 2.9, se muestra un videoscopio portátil.



**Figura2.9. Videoscopio portátil.**

## **CAPÍTULO III**

### **DESARROLLO METODOLÓGICO**

#### **3.1.- PRIMERA ETAPA: ANÁLISIS A TRAVÉS DE UN ESTUDIO TERMOGRÁFICO LA EXISTENCIA DE PUNTOS FRÍOS EN LOS ENFRIADORES**

A través de una cámara termográfica marca FLIR de la serie GF, se tomaron fotografías térmicas al haz de tubos superior de todos los enfriadores para evidenciar la existencia de puntos fríos, con el objetivo de buscar la presencia de problemas en la transferencia de calor como tubos taponados y suciedad externa de los tubos aleteados.

Para tomar la fotografía térmica se procedió inicialmente a especificar en el equipo la temperatura ambiente y la humedad relativa del entorno donde se iba a medir. Luego de enfocar la imagen y obtener la nitidez deseada, se procedía a realizar un congelamiento de la misma para luego ser guardada en la tarjeta flash que posee la cámara termográfica y realizar el respectivo análisis de la distribución de temperaturas obtenidas.

#### **3.2.- SEGUNDA ETAPA: ANÁLISIS A TRAVÉS DE UN ESTUDIO VIDEOSCÓPICO PARA DETERMINAR LA EXISTENCIA DE SEDIMENTOS EN LA PARTE INTERNA DE LOS ENFRIADORES**

Para llevar a cabo este estudio se cumplieron los siguientes pasos:

### **3.2.1.- Apertura de los Tapones Correspondientes a los Tubos a ser Inspeccionados**

Se destaparon 5 tapones por fila como base para realizar un primer análisis; de encontrar taponamientos y/o cantidades de sedimentos significativos en la sección transversal y paredes de los tubos, se procedería a inspeccionar los demás tubos de los enfriadores.

### **3.2.2.- Inspección de los Tubos**

La cámara del videoscopio se introduce en el interior de los tubos mientras se visualizaba en un monitor la condición interna de la pared de los tubos.

En la figura 3.1. se muestra el equipo usado en la inspección realizada para este trabajo de tesis.



**Figura 3.1. Videoscopio utilizado para realizar la inspección termográfica.**

### **3.3 TERCERA ETAPA: FAMILIARIZACIÓN CON LAS INSTALACIONES EXISTENTES EN LA PLANTA IGF UBICADA EN EL FURRIAL, ESTADO MONAGAS**

En esta etapa se procedió a realizar el reconocimiento de toda la instalación, en compañía de un operador de la planta, el cual fue el encargado de describir a detalle el proceso de compresión de gas. Además, se evidenció el momento en el cual los enfriadores de gas iniciaban el incremento de la temperatura de salida del gas a la hora crítica de operación (aproximadamente 11:00 am), cuando la temperatura de ambiente alcanzaba sus valores máximos.

El proceso simplificado de la planta IGF se muestra en la figura 3.2. La descripción del proceso, se encuentra en la sección 1.1 de este trabajo de grado.

Después de conocer el proceso completo de compresión, y las consecuencias del aumento de la temperatura de salida del gas a la hora crítica de operación, se realizó un enfoque más minucioso limitando el área de estudio de este trabajo. En la figura 3.3 se ilustra un esquema de los enfriadores asociados a la compresión centrífuga.

### **3.4 CUARTA ETAPA: RECOPIACIÓN DE LA INFORMACIÓN TÉCNICA Y DE PROCESO INVOLUCRADA EN EL FUNCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS**

Para realizar el estudio de los enfriadores de la planta de inyección de gas El Furrial se realizó en primer lugar la búsqueda de información bibliográfica. Se revisaron libros, tesis de temas referentes a la transferencia de calor, geometría y tipos de intercambiadores de calor, normas internacionales y PDVSA.

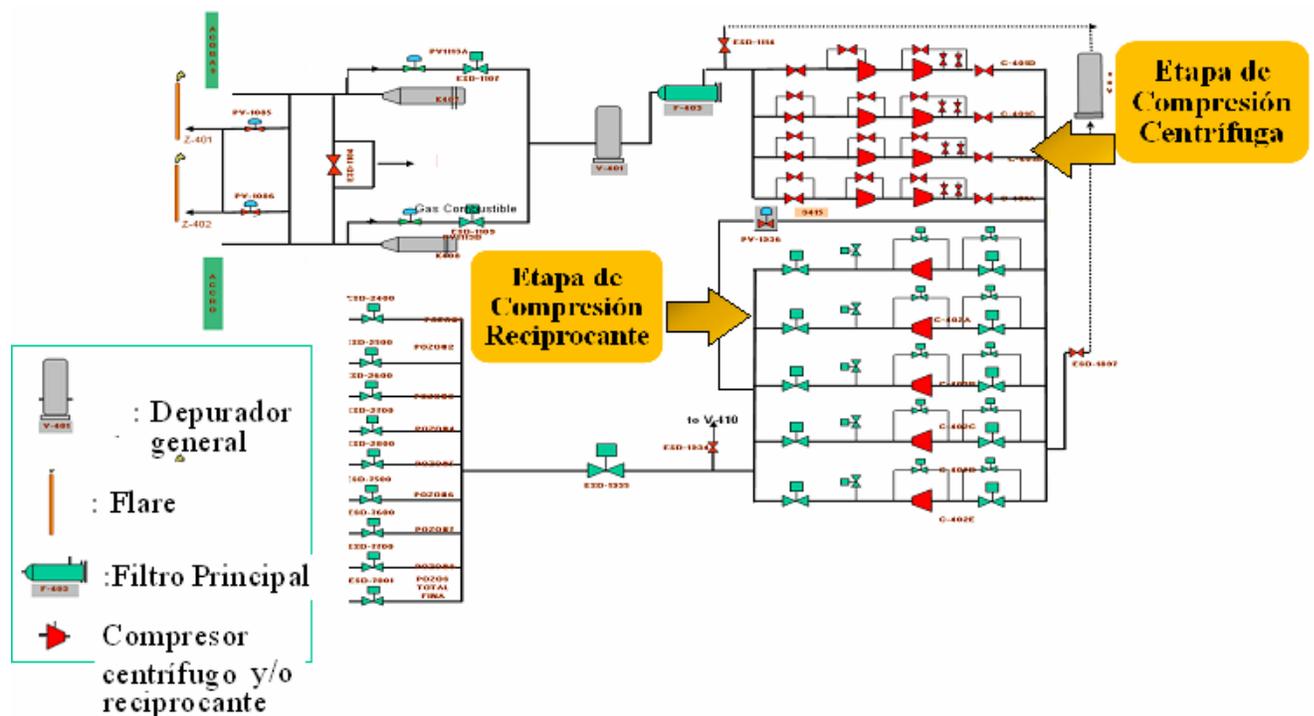


Figura 3.2. Descripción gráfica del proceso de compresión de gas de la planta

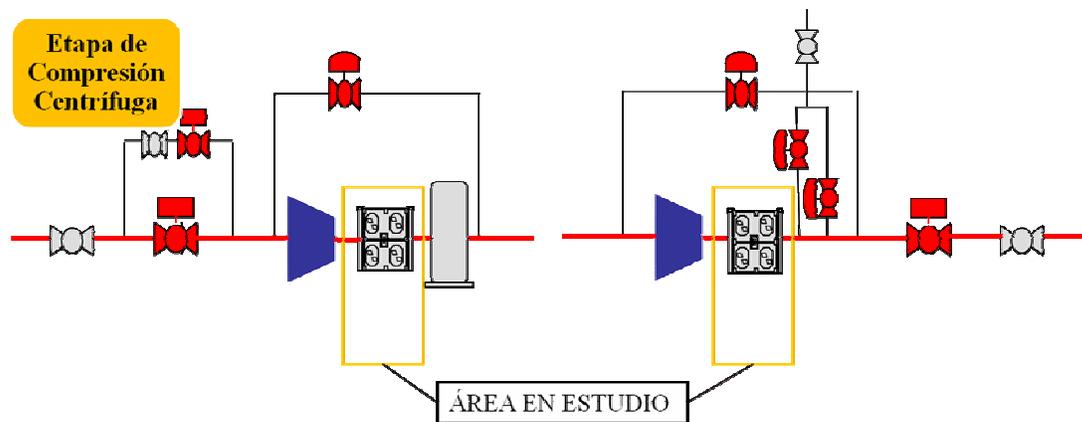


Figura 3.3. Área en estudio

Por otra parte, se utilizó la entrevista no estructurada, la cual fue dirigida a operadores y personal que labora en la planta, con el propósito de obtener respuestas

a interrogantes que surgieron a lo largo del proceso de investigación. El tipo de entrevista fue informal, ya que en este caso las interrogantes a plantear y la secuencia de las mismas fue abierta y flexible.

El establecimiento de un formato para la toma de datos permitió agilizar el registro de los valores de las variables manejadas en los intercambiadores de calor (Tabla 3.1). Estos valores se tomaron desde la sala de control de la planta y de mediciones realizadas en campo, obteniendo una base de datos para iniciar los cálculos de la evaluación térmica de los enfriadores asociados a las etapas de compresión centrífuga.

**Tabla 3.1. Formato para toma de datos de los enfriadores de gas por aire.**

		CONDICIONES ACTUALES DE OPERACIÓN					
		Enfriador	Temperatura del gas (°F)		MMPCND	PRESION DE ENTRADA PSI	PRESION DE SALIDA PSI
			entrada	salida			
1era etapa de enfriamiento	E-401A						
	E-401B						
	E-401C						
	E-401D	De reserva					
2da etapa de enfriamiento	E-402A						
	E-402B						
	E-402C						
	E-402D	De reserva					

### 3.5.- QUINTA ETAPA: CÁLCULO DE LA EFECTIVIDAD TÉRMICA DE LOS ENFRIADORES

Para calcular la efectividad de los intercambiadores de calor asociados a la compresión centrífuga de la planta de inyección de gas IGF, se llevaron a cabo los siguientes pasos:

### 3.3.1.- Verificación de las Propiedades Físicas del Gas

La densidad y el calor específico del gas son variables que juegan un papel fundamental en el estado y comportamiento del fluido de trabajo. A través de las ecuaciones de estado y la aplicación de la teoría de mezcla de gases se pueden determinar estas propiedades.

Considerando la cromatografía del gas y las presiones de entrada del intercambiador (tabla 3.1. y 3.2.), y aplicando la ecuaciones 2.8 y 2.6, se calcula la presión pseudo crítica y pseudo reducida, respectivamente. Ver ejemplo de cálculo en Anexo 2

**Tabla3.1. Cromatografía del gas manejado por la planta**

<i>Componente</i>	<i>% Molar</i>
Nitrógeno	0,217
Dióxido de carbono	4,014
Metano	83,994
Etano	8,314
Propano	1,671
I – Butano	0,158
N – butano	0,227
N – pentano	0,079
Hexano	0,089
Agua	1,137

**Tabla3.2. Condiciones de operación de los enfriadores**

CONDICIONES ACTUALES DE OPERACIÓN						
	Enfriador	Temperatura del gas (°F)		MMPCND	PRESION DE ENTRADA PSI	PRESION DE SALIDA PSI
		entrada	salida			
1era etapa de enfriamiento	E-401A	221,4	136	180	2195,3	2148,4
	E-401B	217,3	140	175	2167,2	2123,4
	E-401C	220,2	134	171	2192,2	2159,4
	E-401D	De reserva				
2da etapa de enfriamiento	E-402A	215,9	143	183	3418,8	3400
	E-402B	218,3	140	180	3442,2	3390,7
	E-402C	210,9	147	174	3412,5	3383,5
	E-402D	De reserva				

Se hizo el mismo procedimiento para calcular la temperatura pseudo crítica y pseudo reducida con las ecuaciones 2.9 Y 2.7 respectivamente, para luego ingresar en la carta de compresibilidad generalizada de Nelson – Obert ubicada en el anexo 1 y obtener el factor de compresibilidad Z del gas para cada enfriador.

El peso molecular de la mezcla de gases se determina a partir de la ecuación 2.13. Ver anexo 2

Posteriormente, a través de la aplicación de la ecuación 2.11 se procedió a calcular la densidad a la entrada de cada uno de los enfriadores (E-401 A,B,C,D y E-402 A,B,C,D). Ver muestra de cálculos en el anexo 2.

Con respecto al calor específico a presión constante del gas, se realizó la evaluación de cada componente de la mezcla del gas a la temperatura promedio del intercambiador de calor a través del polinomio y valores de las constantes ubicados en el anexo 3, para luego, a través de la ecuación 2.12 calcular el Cp de la mezcla de gases. Ver muestra de cálculos en anexo 2

### **3.3.2.- Cálculo del Flujo Másico de Gas Manejado por los Enfriadores**

Dividiendo la ecuación 2.4 entre el tiempo se obtiene el flujo volumétrico bajo condiciones de operación a partir del flujo volumétrico a condiciones normales. Ver ejemplo de cálculos en el anexo 2. Al multiplicar este flujo volumétrico por la densidad anteriormente calculada, se conoce la masa de gas por unidad de tiempo que viaja a través del equipo de intercambio de calor (ecuación 2.15), para luego hacer una comparación con el valor de flujo másico de diseño reflejada en la data sheet de los equipos.

### **3.3.3.- Cálculo del Flujo Másico de Aire Manejado por los Ventiladores de los Enfriadores**

El flujo másico del fluido frío (aire), se obtiene despejando del balance de energía realizado en el intercambiador de calor representado en la ecuación 2.16. Ver ejemplo de cálculo en el anexo 2.

### **3.3.4.- Cálculo de la Efectividad de los Intercambiadores de Calor**

En este paso se determina la efectividad de cada enfriador a partir de la ecuación 2.17, considerando los flujos másicos y temperaturas reales de operación. Ver ejemplo de cálculo en el anexo 2.

Además de calcular la efectividad real, se realizó el cálculo, con valores de data sheet, de la efectividad teórica o la efectividad con la que a condiciones normales de operación el enfriador funcionaría.

### **3.4. SEXTA ETAPA: ESTUDIO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL GAS DE LOS ENFRIADORES CON RESPECTO AL FLUJO VOLUMÉTRICO MANEJADO Y LA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE**

En las entrevistas sostenidas con los operadores de la planta, todos concluyeron en que el recalentamiento de los equipos no ocurría a una misma hora, pues, este dependía intrínsecamente de las condiciones ambientales diarias. A partir de esta premisa, se estableció un rango de temperaturas de entrada del aire para realizar la simulación, e ir evaluando el comportamiento de la temperatura de salida del gas con respecto a la temperatura de entrada del aire y el flujo volumétrico manejado por los intercambiadores.

Los pasos para realizar la simulación con el software PRO II / V 8.1, fueron los siguientes:

- 1.- Selección de los componentes del fluido de trabajo
- 2.- Representación del diagrama del proceso a evaluar;
- 3.- Establecimiento de la geometría del intercambiador de calor
- 4.- Establecimiento de las condiciones de operación en las líneas de proceso y elección del paquete termodinámico a usar, el cual fue el de Peng Robinson, debido a que es el paquete comúnmente utilizado por la empresa en simulaciones de procesos donde interviene el manejo de gas; se adapta bastante bien a los fluidos gaseosos y líquidos, considerando de esta manera la posible presencia de condensados en el intercambiador de calor.
- 5.- Corrida de la simulación y obtención de resultados. En la figura se muestra un ejemplo de los valores arrojados por el simulador 3.4.

<b><i>Condiciones del lado del tubo</i></b>	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
<i>Flujo másico (lb/hr)</i>	21959.675	21959.675
<i>C<sub>p</sub> (Btu/lb-F)</i>	0.657	0.692
<i>Condensación, (lb-mol/hr)</i>		0
<i>Temperatura, (F)</i>	233	140,895
<i>Presión, (PSI)</i>	1949	1939.03
<b><i>Condiciones del lado del tubo</i></b>	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
<i>Flujo másico (lb/hr)</i>	96371.391	96371.391
<i>C<sub>p</sub> (Btu/lb-F)</i>	0.24	0.24
<i>Condensación, (lb-mol/hr)</i>		0
<i>Temperatura, (F)</i>	106	145.54
<i>Presión, (PSI)</i>	14.696	14.670
<b><i>Transferencia de calor</i></b>		
<i>Calor disipado (MM Btu/hr)</i>		25.92
<i>Coefficiente de transferencia (Btu/hr-pie<sup>2</sup>.F)</i>		3.97
<i>Área de transferencia de calor (pie<sup>2</sup>)</i>		118000
<i>DTML (°F)</i>		55.159

**Figura 3.4. Ejemplo de muestra de resultados en el Simulador PRO II / V8.1.**

### **3.5. SÉPTIMA ETAPA: CÁLCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO**

En esta quinta etapa, a partir de la ecuación 2.21, se realizó el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de diseño, es decir, el coeficiente de transferencia que bajo condiciones de operación el intercambiador de calor posee. Los coeficientes de convección interno y externo para cada enfriador se obtuvieron a través de las ecuaciones 2.22 y 2.23 respectivamente, evaluando todas las propiedades de los fluidos a la temperatura media de éstos. Ver ejemplo de cálculos en el anexo 2.

El área de transferencia total se obtiene a partir de la ecuación 2.20. Ver ejemplo de cálculo en el anexo 2.

### **3.6. OCTAVA ETAPA: CÁLCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR OPERACIONAL**

La sexta etapa de esta tesis, se llevó a cabo despejando de la ec. 2.30 el coeficiente total de transferencia de calor y tomando el valor del factor de corrección para la diferencia de temperatura media logarítmica del anexo 6.

### **3.9. NOVENA ETAPA: CÁLCULO DE LA CAPACIDAD NECESARIA QUE DEBE TENER EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO**

A través de la ecuación 2.16, se calcula la cantidad de calor que debe extraer cada enfriador (1<sup>era</sup> y 2<sup>da</sup> etapa de enfriamiento) del gas. Considerando el flujo másico equivalente al flujo volumétrico a la temperatura y presión de trabajo, el calor específico del gas y la diferencia de temperatura requerida por el proceso. Ver ejemplo de cálculo en el anexo 2.

### **3.10. DÉCIMA ETAPA: ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL GAS, FLUJO MÁSCO DEL AIRE Y ÁREAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CADA ARREGLO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO**

La estimación de la temperatura de salida del gas para cada arreglo de intercambiadores de calor como solución al sistema de enfriamiento se obtiene a través de la aplicación del método de la efectividad NTU, descrito en la sección 2.2.5.5 de este trabajo de grado.

En el caso de la propuesta C, mostrado en la figura 4.8, el área de transferencia de calor y flujo másico del aire fueron calculados a través de un proceso de iteraciones utilizando el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML) y el método de la efectividad (NTU). El ejemplo de cálculo se muestra en el anexo 2.

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS Y RESULTADOS**

En este capítulo se exponen, discuten e interpretan los datos y resultados obtenidos del presente estudio. Una vez recogidos los datos, se procede al análisis de los datos y al estudio de la principal información obtenida de dicho análisis.

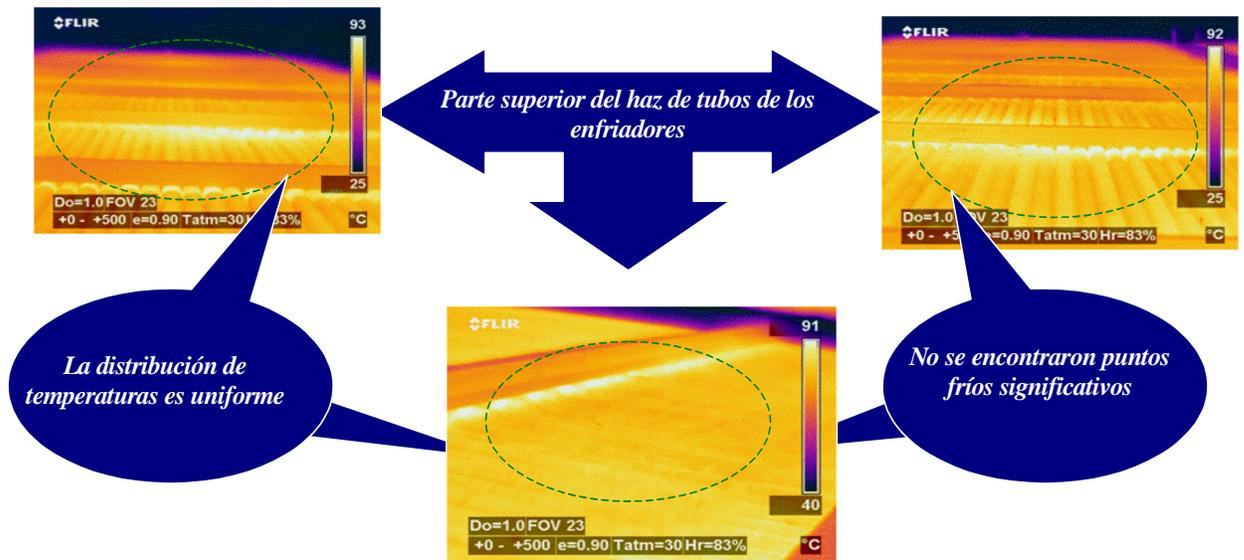
#### **4.1.- RESULTADOS**

##### **4.1.1. Termografía**

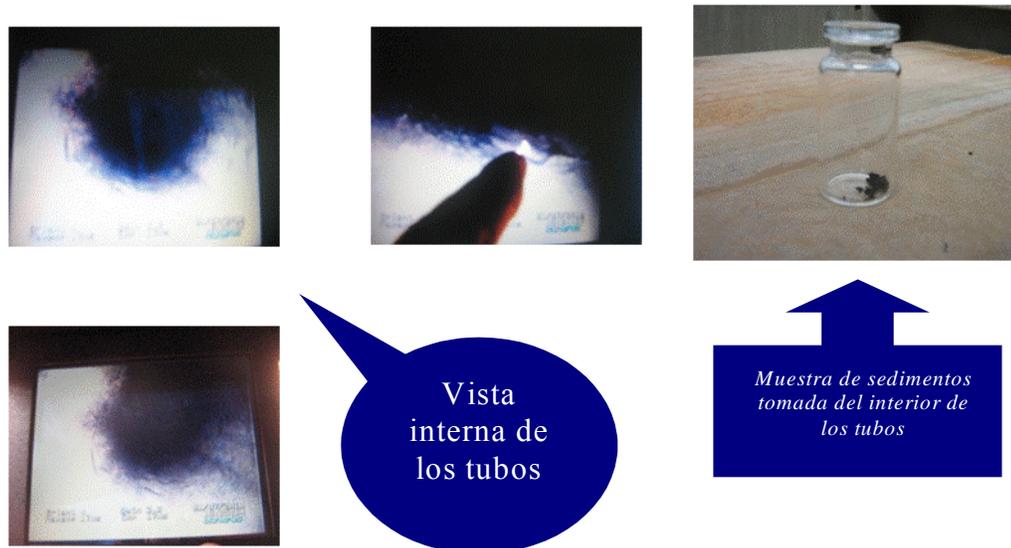
El estudio termográfico (figura 4.1) realizado sobre la parte superior del haz de tubos reflejó una distribución uniforme de temperaturas. Se considera que los tubos alineados en las filas inferiores presentan el mismo comportamiento térmico debido que están sometidas a la mismas condiciones de proceso. Este estudio se realizó con el objetivo de descartar que la disminución de la efectividad de los enfriadores fuera la falta de mantenimiento o limpieza externa e interna de éstos.

##### **4.1.2. Análisis Videoscópico**

La videoscopia realizada en el interior de los tubos aletados permitió evidenciar que no existe masa de sedimentos significativos que puedan generar un aumento en la resistencia térmica del intercambiador. En la figura 4.2 se muestran algunas imágenes del análisis videoscópico.



**Figura 4.1.- Imágenes termográficas del haz superior de los tubos aletados de los enfriadores de gas**



**Figura 4.2. Imágenes del análisis videoscópico**

### 4.1.3 Densidad del Gas

Los valores de la densidad real mostrados en la tabla 4.1 fueron calculados a través de la ecuación 2.11, considerando la presión, temperatura y factor de compresibilidad de entrada del gas para cada enfriador. La densidad del gas en la primera y segunda etapa de enfriamiento no presentó variación significativa con respecto a las suministradas por el fabricante (ver anexo 4), debido a que la cromatografía o composición del gas no ha variado considerablemente a lo largo del tiempo. Esto es evidencia de que el problema en la transferencia de calor no se debe a la presencia de nuevos compuestos en la mezcla del gas que pudieran afectar el coeficiente total de transferencia de calor.

**Tabla 4.1. Comparación de la densidad del gas**

Enfriador	$\rho_{\text{real}}$ (lb/pie <sup>3</sup> )	$\rho_{\text{diseno}}$ (lb/pie <sup>3</sup> )
E-401A	6.47	6.07
E-401B	6.50	
E-401C	6.47	
E-401D	De Reserva	
E-402A	10.04	10.8
E-402B	10.08	
E-402C	10.21	
E-402D	De Reserva	

### 4.1.4.- Cp del Gas

Los valores del calor específico real fueron calculados a través de la sumatoria del producto de la composición molar por el calor específico de cada compuesto que

constituye el gas manejado por la planta (ecuación 2.12); es por esto, que la variación del calor específico del gas es mínima debido a que la cromatografía tampoco ha variado considerablemente a lo largo del tiempo.

**Tabla 4.2. Comparación del calor específico del gas**

Enfriador	$C_{p_{real}}$ (lb/pie <sup>3</sup> )	$C_{p_{diseno}}$ (lb/pie <sup>3</sup> )
E-401A	0,529473	0.648
E-401B		
E-401C		
E-401D	De Reserva	
E-402A	0,529473	0.7
E-402B		
E-402C		
E-402D	De Reserva	

#### 4.1.5. Flujos Másico Manejados

Los flujos másicos mostrados en la última columna de la tabla 4.3 se calcularon a través de la ecuación de continuidad (ecuación 2.15), considerando la densidad del gas en la entrada de cada enfriador y el flujo volumétrico a condiciones de operación que se obtiene a través de la ecuación 2.4, usando los valores de presión, temperatura, y flujo volumétrico bajo condiciones normales mostrados en la tabla 4.3. Si se realiza la comparación del flujo másico para el cual fueron diseñados los enfriadores (*338700 lb/h*) con los calculados y a través de las ecuaciones, se puede observar que actualmente, la masa por unidad de tiempo que pasa por los intercambiadores de calor supera las condiciones de diseño de los mismos, provocando que la temperatura de salida del gas sea mayor que la requerida por el proceso (120 °F) y obligando a

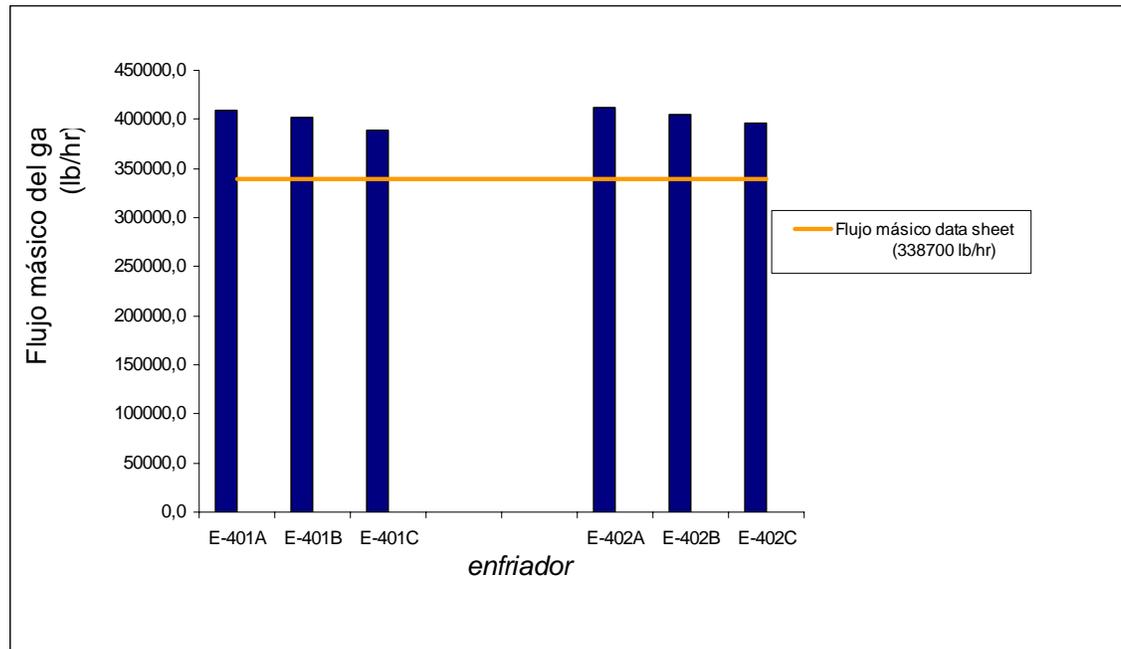
disponer del sistema contraincendios de la planta compresora de gas para aumentar el  $\Delta T$  generado en los enfriadores.

En la figura 4.3 se muestra la comparación gráfica de los valores de flujos máscicos calculados.

**Tabla 4.3. Flujo máscico de gas manejado por cada enfriador.**

CONDICIONES DE OPERACIÓN							
	F.vol . C. Normales (pie <sup>3</sup> /día)	T (K)	P (psi)	F.vol (pie <sup>3</sup> /día)	F.vol (pie <sup>3</sup> /h)	$\rho$ del gas (lb/pie <sup>3</sup> )	Flujo masico (lb/h)
E-401A	180000000	378.37	2195.3	1519203.37	63300.14	6.47	409495.00
E-401B	175000000	376.09	2167.2	1487147.40	61964.48	6.50	402644.23
E-401C	171000000	377.71	2192.2	1442737.61	60114.07	6.47	389020.25
E-401D	De reserva						
E-402A	183000000	375.32	3418.8	983769.35	40990.39	10.04	411694.14
E-402B	180000000	376.65	3442.2	964478.21	40186.59	10.08	404945.06
E-402C	174000000	372.54	3412.5	930178.39	38757.43	10.21	395845.17
E-402D	De reserva						

En la tabla 4.4 se muestra el máximo flujo volumétrico capaz de manejar el enfriador bajo las condiciones normales de operación, de manera de producir una temperatura de salida del gas de 120°F. Es decir, los enfriadores de primera y segunda etapa de enfriamiento son capaces de manejar 138 y 135 MMPCND para generar la temperatura de salida del gas requerida por el proceso. Sin embargo, hoy en día, el requerimiento de gas por día por cada tren de compresión es de 200 MMPCGD.



**Figura 4.3. Comparación gráfica de los valores de flujo másico manejado con respecto al de diseño.**

**Tabla 4.4. Flujo másico manejado por cada enfriador tomando como base los datos de la data sheet.**

CONDICIONES MAXIMAS DE FUNCIONAMIENTO								
	Flujo masico (lb/h) data sheet	$\rho$ del gas (lb/pie <sup>3</sup> )	F.vol (pie <sup>3</sup> /h)	F.vol (pie <sup>3</sup> /dia)	F.vol . C. Normales (pie <sup>3</sup> /dia)	T(K)	P(psi)	F.vol . C. Normales (MMPCND)
E-401A	338700	6.07	55799.012	1339176	138543230.3	384.82	1949.5	<b>138.5432303</b>
E-401B								
E-401C								
E-401D								
E-402A	338700	10.8	31361.111	752666.7	135020606.7	365.93	3214.5	<b>135.0206067</b>
E-402B								
E-402C								
E-402D								

#### 4.1.6. Efectividad de los Enfriadores

En la tabla 4.5 se muestra los datos usados para calcular la efectividad de cada enfriador a través de la relación del máximo calor transferido y el calor real disipado por el intercambiador (ecuación 2.33). Cuando los enfriadores operan bajo las condiciones críticas (temperatura máxima del ambiente), se puede notar, según la tabla 4.5, que la efectividad de los mismos disminuye considerablemente, desde el valor de diseño (82%) hasta los mostrados en la tabla 4.5, lo que presenta en promedio una pérdida de efectividad del 28 %, influyendo directamente sobre la temperatura de salida del gas por encima de los 120°F, forzando a los operadores de la planta a suministrar un flujo de agua constante en la parte superior del haz de tubos aletados.

**Tabla 4.5. Efectividad de cada intercambiador de calor.**

	Razón de transferencia real (Btu/h)	mCp gas (Btu/h,°F)	mCp aire (Btu/h,°F)	mC <sub>min</sub> (Btu/h,°F)	$\Delta T_{\max}$	Razón de transferencia máxima (Btu/h)	Efectividad de los enfriadores
E-401 <sup>a</sup>	18516133,13	216816,55	410238,91	216816,55	136,03	29493554,92	62,78
E-401B	16479529,04	213189,25	396333,07	213189,25	128,74	27444918,12	60,05
E-401C	17755107,05	205975,72	372575,95	205975,72	136,63	28142462,61	63,09
E-401D	inoperativo						
E-402 <sup>a</sup>	15890809,97	217980,93	357056,73	217980,93	128,01	27903739,16	56,95
E-402B	16788105,25	214407,47	452753,65	214407,47	130,64	28009120,43	59,94
E-402C	13392758,12	209589,33	275571,15	209589,33	124,23	26036234,39	51,44
E-402D	inoperativo						

#### 4.1.7. Simulación en Pro II / V 8.1

Este estudio se realizó para determinar hasta qué punto los enfriadores instalados en planta eran capaces de manejar gas sin que el gas saliera a más de 120°F.

**Tabla 4.6. Resultados de la simulación realizada en PRO II / V 8.1 para los enfriadores E-401**

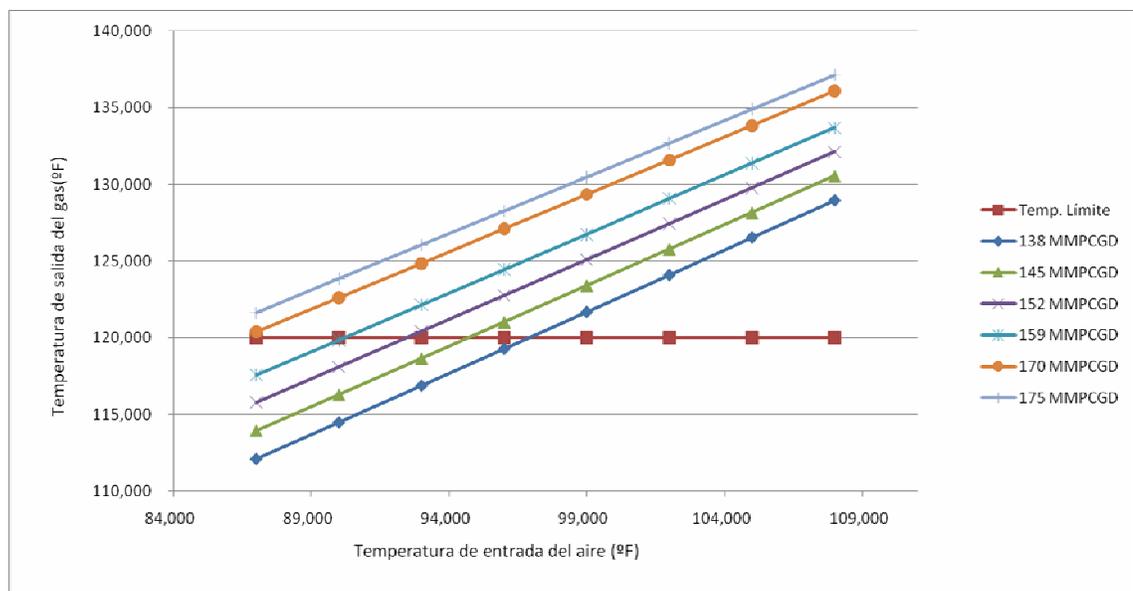
<i>T aire (°F)</i>	<i>T salida de gas (°F)</i>						<i>Temp. Límite</i>
	138 MMPCGD	145 MMPCGD	152 MMPCGD	159 MMPCGD	170 MMPCGD	175 MMPCGD	
87,000	112,08	113,949	115,781	117,581	120,389	121,619	120,000
90,000	114,472	116,304	118,100	119,858	122,611	123,857	120,000
93,000	116,87	118,664	120,42	122,146	124,84	126,058	120,000
96,000	119,274	121,030	122,749	124,439	127,108	128,266	120,000
99,000	121,682	123,402	125,083	126,737	129,343	130,479	120,000
102,000	124,096	125,778	127,422	129,077	131,584	132,696	120,000
105,000	126,551	128,16	129,767	131,383	133,830	134,918	120,000
108,000	128,972	130,546	132,116	133,694	136,081	137,145	120,000

**Tabla 4.7. Resultados de la simulación realizada en PRO II / V 8.1 para los enfriadores E-402**

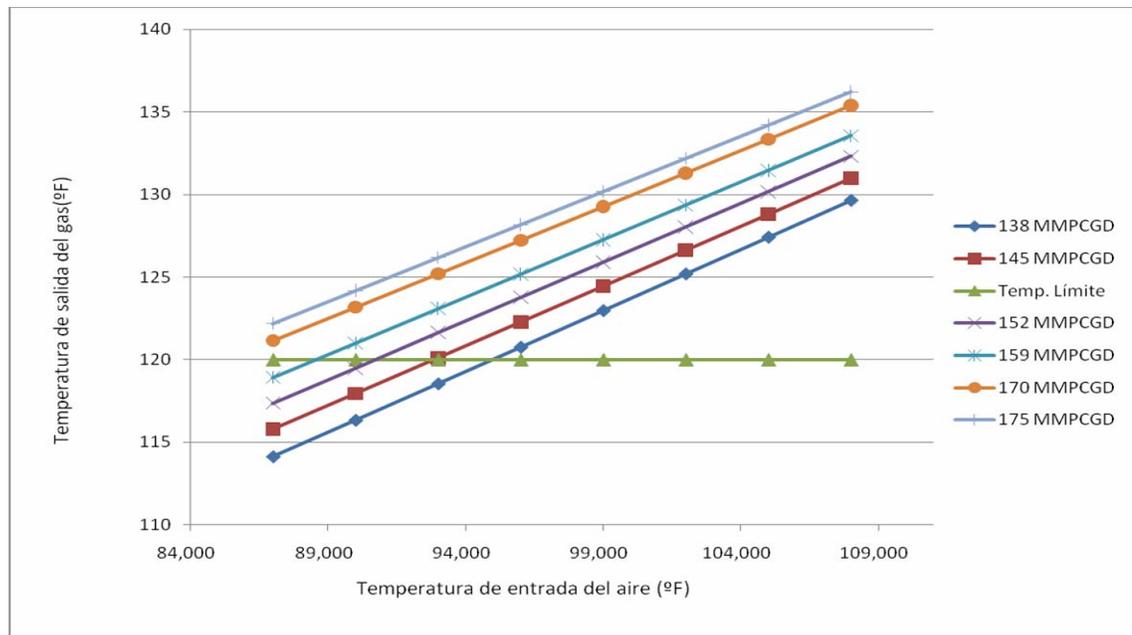
<i>T aire (°F)</i>	<i>T salida de gas (°F)</i>						<i>Temp. Límite</i>
	138 MMPCGD	145 MMPCGD	152 MMPCGD	159 MMPCGD	170 MMPCGD	175 MMPCGD	
87,000	114,14	115,778	117,361	118,926	121,155	122,194	120,000
90,000	116,345	117,939	119,481	121,005	123,175	124,186	120,000
93,000	118,553	120,105	121,637	123,087	125,199	126,183	120,000
96,000	120,766	122,275	123,763	125,174	127,226	128,183	120,000
99,000	122,983	124,448	125,894	127,264	129,261	130,188	120,000
102,000	125,205	126,624	128,029	129,359	131,297	132,196	120,000
105,000	127,43	128,806	130,168	131,458	133,336	134,208	120,000
108,000	129,659	130,992	132,311	133,557	135,382	136,224	120,000

Se tomaron varios valores de flujo partiendo desde la capacidad para la cual fueron fabricados los enfriadores hasta un valor en donde la tendencia de la alta temperatura de salida del gas fuera irreversible. A partir de los valores de las tablas 4.6 y 4.7 se construyeron las figuras 4.4 y 4.5 respectivamente donde se refleja que la

temperatura de salida del gas depende intrínsecamente de la cantidad de masa por unidad de tiempo que pasa por el equipo y de la temperatura a la cual entra en contacto el aire con los tubos aletados del intercambiador. Es evidente que el máximo flujo manejado por los enfriadores cuando la temperatura ambiente alcanza 99°F no debe sobrepasar los 138 MMPCGD, porque de lo contrario ocurriría recalentamiento de los equipos, forzando al equipo de operaciones de la planta a activar el suministro de agua a través del sistema contraincendio para contrarrestar el aumento de temperatura.



**Figura 4.4. Temperatura de salida del gas en función del flujo volumétrico y temperatura de entrada del aire en los enfriadores E – 401.**



**Figura 4.5. Temperatura de salida del gas en función del flujo volumétrico y temperatura de entrada del aire en los enfriadores E-402.**

#### 4.1.8.- Coeficiente Total de Transferencia de Calor de Diseño

En la tabla 4.8 se muestran los valores del coeficiente total de transferencia de calor de diseño calculado a través de la ecuación 2.21 y en la tabla 4.9 el coeficiente total de transferencia de calor de operación calculado a través de la ecuación 2.30. Según las tablas 4.9 y 4.10, el aumento del flujo másico de gas manejado en los intercambiadores de calor ha provocado que el coeficiente total de transferencia de calor de operación disminuya considerablemente en casi un 50 % con respecto al coeficiente de transferencia de diseño. El exceso de flujo másico del gas, es la causa principal de la pérdida de eficiencia de los enfriadores de gas de la Planta IGF; el requerimiento de gas por día que se debe inyectar en los yacimientos es mayor que la capacidad de los enfriadores para manejar flujo.

**Tabla 4.8. Resultados del cálculo del coeficiente total de transferencia de calor de diseño**

Enfriador	Udiseño (Btu/h.pie <sup>2</sup> .°F)
E-401A	4.90
E-401B	4.90
E-401C	4.90
E-401D	De reserva
E-402A	5.40
E-402B	5.40
E-402C	5.40
E-402D	De reserva

#### 4.1.9. Coeficiente Total de Transferencia de Calor de Operación

**Tabla 4.9. Resultados del cálculo del coeficiente total de transferencia de calor de operación**

Enfriador	Uop (Btu/h.pie <sup>2</sup> .°F)
E-401A	2.46
E-401B	2.13
E-401C	2.4
E-401D	De reserve
E-402A	2.47
E-402B	2.54
E-402C	2.13
E-402D	De reserva

#### 4.1.10. Propuestas para Mejorar el Sistema de Enfriamiento de la Planta IGF

La tasa de calor que se debe transferir a través de los intercambiadores de calor desde el fluido de trabajo hasta el aire, de manera de manejar 200 MMPCGD se calculó a través de la ecuación de la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos (ecuación 2.16) y se muestra en la tabla 4.11. Comparando los valores de la tabla 4.11 con la capacidad que tienen los enfriadores instalados (25800000 Btu/h para los de primera etapa y 19540000 Btu/h para los de segunda etapa), se evidencia que los enfriadores actualmente instalados no cuentan con la geometría para absorber el calor necesario para lograr la temperatura de salida del gas requerida por el proceso (120°F).

Es recomendable realizar un rediseño del sistema de enfriamiento asociado a la compresión centrífuga, con el fin de descartar la posibilidad de un posible recalentamiento en los equipos.

**Tabla 4.10. Tasa de calor que debe disipar el sistema de enfriamiento manejando 200 MMPCGD**

Enfriador	Duty ( Btu/hr)
E – 401 y E-402 A, B y C	27450000

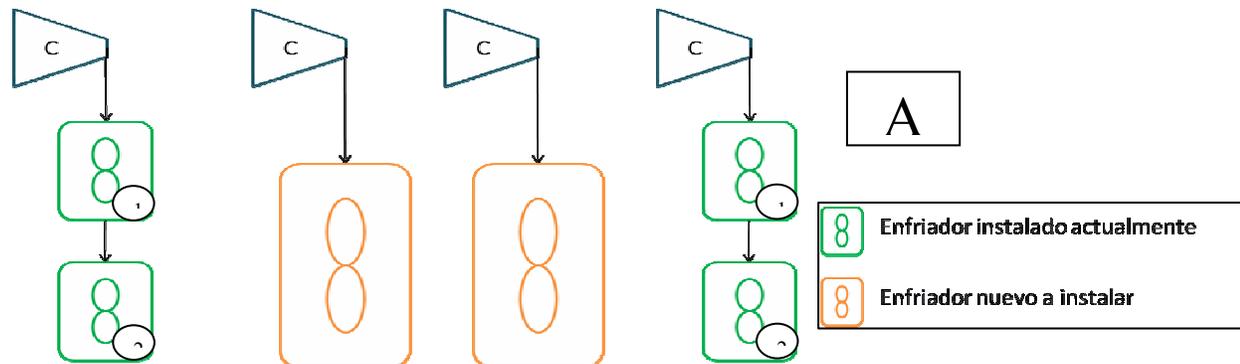
Los compresores instalados en la planta son capaces de manejar 200 MMPCGD cada uno (capacidad instalada); El problema ocurre en el sistema de enfriamiento del gas debido a que los intercambiadores de calor actualmente instalados no poseen la capacidad de enfriamiento para producir una temperatura de salida del gas de 120°F cuando los compresores manejan 200 MMPCGD. A continuación se presentarán cuatro alternativas de solución al sistema de enfriamiento de gas asociado a la compresión centrífuga de la planta IGF:

#### **4.1.8.1.- Arreglo del sistema de enfriamiento con 2 nuevos intercambiadores de calor por cada etapa de compresión**

En la figura 4.6 y 4.7 se muestra la representación gráfica de éstos arreglos. Cabe destacar que la instalación de los enfriadores reubicados debe ser evaluada para cada caso, es decir, variables como la división del flujo, diferencia de temperaturas generada en el equipo, regulación del flujo de aire, son diferentes cuando los intercambiadores de calor son instalados en serie o en paralelo, de manera que se debe evaluar cuál arreglo es más conveniente desde el punto de vista de proceso.

En la figura 4.6 se muestra el arreglo A, que es el arreglo con dos nuevos intercambiadores de calor con capacidad para manejar 200 MMPCGD y dos enfriadores idénticos instalados en serie. El área necesaria que deben tener los intercambiadores nuevos, de manera de manejar un flujo de 200 MMPCGD y obtener una temperatura de salida del gas de 120°F, se obtiene a través de las ecuaciones 2.16 y 2.30, asumiendo el mismo coeficiente de transferencia de calor de los equipos ya instalados, debido a que este valor se encuentra como valor promedio de los valores recomendados en la tabla del anexo 9 (intercambiador gas-gas) y la misma DTML de los intercambiadores instalados actualmente debido a que la variación de la temperatura entre los fluidos es igual. Con respecto al flujo de aire necesario, las temperaturas consideradas para éste cálculo fueron los valores promedios de las mediciones realizadas en campo. Como no existe división de flujo del gas en este arreglo, se debe regular los diferenciales de temperatura generados en cada equipo, porque de lo contrario, la temperatura de salida del gas enfriado a través del sistema en serie sería de 113,75°F (ver ejemplo de cálculo en el anexo 2); esta temperatura desde el punto de vista de proceso es desfavorable, pues se pueden generar condensados dentro de los equipos, generando daños en los equipos compresores. La manera de regular la temperatura de salida del gas es modificando el flujo de aire que

suplen los intercambiadores, esto se logra a través del cambio de las velocidades del ventilador del segundo intercambiador, es decir la regulación del caudal de aire para enfriar los 200 MMPCGD desde 140°F hasta 120°F. En la tabla 4.12 se muestra algunas variables que se manejan en el arreglo A.



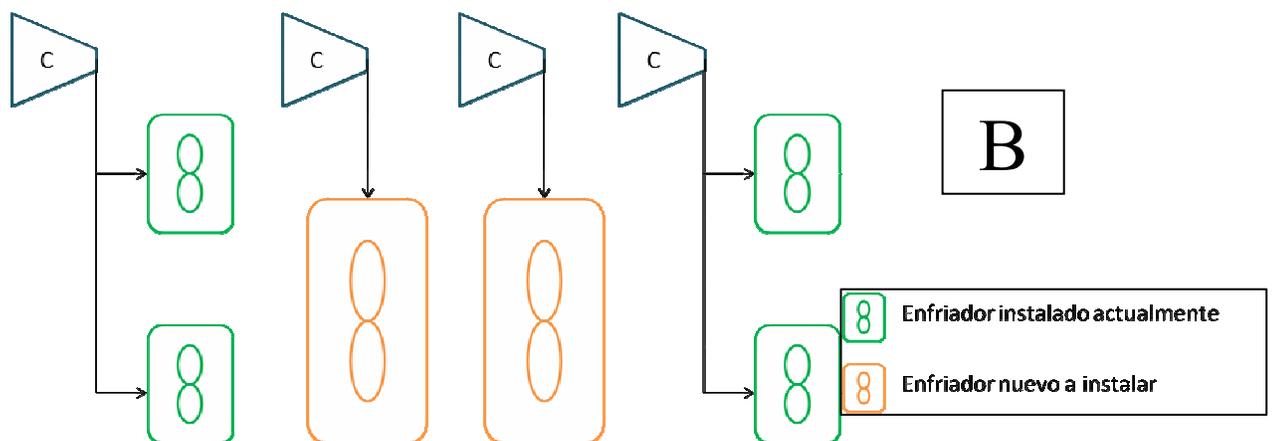
**Figura 4.6. Representación gráfica del arreglo en serie instalando dos enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.**

**Tabla 4.11. Flujos manejados DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo A.**

Arreglo A	
Flujo de gas (MMPCGD)	200
Flujo de aire necesario (lb/hr)	4400000
Flujo de aire del segundo intercambiador (lb/h)	1610000
Área de transferencia de los nuevos intercambiadores (pie <sup>2</sup> )	123562
Temperatura de salida en el primer intercambiador (recalentamiento) (°F)	140
Temperatura de salida en el segundo intercambiador (°F)	113,75
DTML para los nuevos equipos (°F)	45,9

En la figura 4.7 se muestra el arreglo B, que es el arreglo en paralelo con los mismos intercambiadores de la configuración anterior.

En este caso es necesario realizar una división equitativa del flujo (100 MMPCGD para cada equipo) y regular el intercambio de calor entre el aire y el gas; esto se logra interviniendo ambos enfriadores para cambiar la relación de velocidades de los ventiladores de manera de suplir la cantidad de aire necesaria para generar una temperatura de salida del gas de 120°F. De no hacer esta modificación la disipación de calor será mayor, generando una temperatura de salida del gas de 108,4°F. En la tabla 4.13 se muestra el manejo de las variables de la propuesta B.



**Figura 4.7. Representación gráfica del arreglo en paralelo instalando dos enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.**

**Tabla 4.12. Flujos manejados, DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo B.**

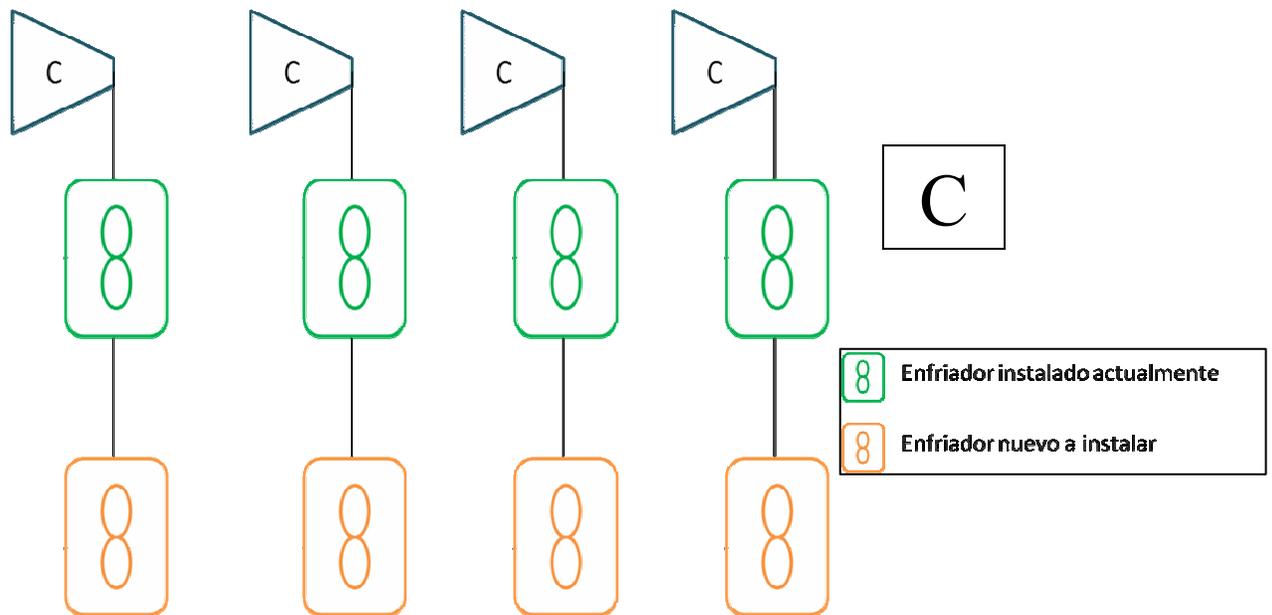
Arreglo B	
Flujo de gas por intercambiador (MMPCGD)	100
Flujo de aire necesario (lb/hr)	4400000
Flujo de aire por intercambiador (lb/h)	2200000
Area de transferencia de los nuevos intercambiadores (pie <sup>2</sup> )	123562
DTML para los nuevos equipos (°F)	45,9

**4.1.8.2.- Arreglo del sistema de enfriamiento con 4 nuevos intercambiadores de calor por cada etapa de compresión.**

En la figura 4.8 se muestra el arreglo C, que es el arreglo en serie con cuatro nuevos intercambiadores por cada etapa de compresión.

En la tabla 4.13 se muestran las características que deben tener los intercambiadores a instalar en este arreglo.

Este arreglo en comparación con el arreglo D no es viable, porque en el arreglo C se necesita una mayor área de transferencia de calor para generar un  $\Delta T$  de 20°F debido a que se maneja el flujo total que se comprime en cada tren; mientras que en el arreglo D la división del flujo másico del gas provoca que el área de transferencia se reduzca en un 50%, disminuyendo en la misma proporción los costos de la inversión.



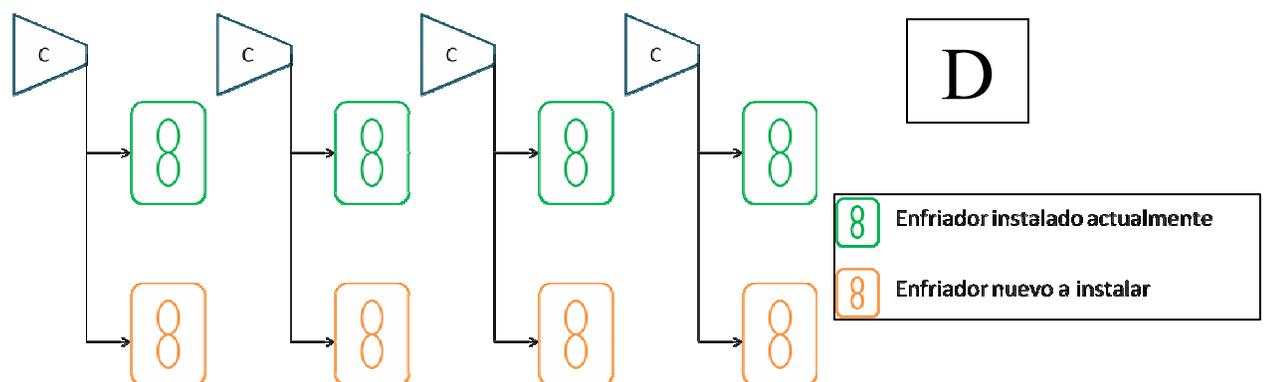
**Figura 4.8. Representación gráfica del arreglo en serie instalando cuatro enfriadores nuevos por cada etapa de compresión**

**Tabla 4.13. Flujos manejados, DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo C**

Arreglo C	
Flujo de gas por cada intercambiador (lb/h)	458292
Flujo de aire por intercambiador nuevo (lb/hr)	1610000
DTML para los nuevos equipos (°F)	18,63
Area de transferencia por intercambiador nuevo (pie <sup>2</sup> )	57472,2

En la figura 4.9 se muestra el arreglo D, que es el arreglo en paralelo con cuatro nuevos intercambiadores por cada etapa de compresión. Este arreglo se puede considerar el más conveniente a implementar, debido a que los intercambiadores nuevos se deben diseñar en base a la generación del mismo  $\Delta T$  y a un menor flujo másico (119592 lb/h, que es la diferencia entre los 458292 lb/h [equivalente a 200 MMPCGD] que se quieren manejar y el flujo de 338700 lb/h que los intercambiadores ya instalados son capaces de manejar de manera de obtener una temperatura de salida de 120°F).

El área de transferencia de calor que deben tener los nuevos enfriadores a instalar por cada tren de compresión es de 28532 pie<sup>2</sup>. En la tabla 4.15 se muestran las características que deben tener los enfriadores en esta propuesta; es evidente que éste arreglo refleja la menor inversión en cuanto a área de transferencia de calor se refiere, además, de un menor flujo de aire, lo que disminuye la potencia del ventilador del enfriador y por consiguiente su costo.



**Figura 4.9. Representación gráfica del arreglo en paralelo instalando cuatro enfriadores nuevos por cada etapa de compresión.**

**Tabla 4.14. Flujos manejados, DTML y área de transferencia de los intercambiadores correspondientes al arreglo D.**

Arreglo D	
Flujo de gas por intercambiador nuevo (lb/h)	119592
Flujo de gas por intercambiador viejo (lb/h)	338700
Flujo de aire por intercambiador nuevo (lb/hr)	1056400
DTML para los nuevos equipos (°F)	45,9
Area de transferencia por intercambiador nuevo (pie <sup>2</sup> )	28532

Todos los arreglos anteriormente mencionados han sido ubicados de manera longitudinal debido a que los trenes de compresión no tienen entre sí el espacio suficiente para la instalación de los nuevos equipos.

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1.- CONCLUSIONES**

- 1.- La pérdida de efectividad de los enfriadores se debe al aumento de producción de gas por día de la planta IGF, ocasionando que la temperatura de salida del gas sea mayor que la requerida por el proceso (120°F).
- 2.- Según las simulaciones realizadas en PRO II, el máximo flujo volumétrico que puede ser manejado es de aproximadamente 138 MMPCGD a la temperatura ambiente de 99 °F evitando superar la temperatura de salida de gas requerida por el proceso (120 °F).
- 3.- La disminución del coeficiente total de transferencia de calor operacional se debe al incremento del flujo másico manejado por los equipos, por motivo del requerimiento de inyección de gas exigido por la Gerencia de Yacimientos de la empresa.
- 4.- Los tubos del haz pertenecientes a los enfriadores presentaron el mismo comportamiento de disipación de calor a lo largo de su trayectoria sin detectar evidencia de tubos taponados o con limitaciones en la transferencia de calor.
- 5.- La delgada película de sedimento encontrada en las paredes internas de los enfriadores no representa obstáculo en la disipación de calor, ya que cuando los enfriadores trabajan con el flujo para el cual fueron diseñados, la temperatura de salida del gas es favorable desde el punto de vista de proceso.
- 6.- El arreglo D es el más adecuado para realizar la modificación del sistema de enfriamiento desde el punto de vista de espacio físico y económico, debido a que los nuevos intercambiadores a instalar requieren un área de transferencia de calor y flujo másico del gas menores con respecto a los demás arreglos planteados; 28532 pie<sup>2</sup> y 1056400 lb/h respectivamente.

## **5.2.- RECOMENDACIONES**

- 1.- Disminuir el flujo manejado de gas por debajo de 138 MMPCGD cuando la temperatura ambiente alcance los 99°F, con el objetivo de mantener la disponibilidad del sistema contra incendios de la planta de Inyección de gas El Furrial (IGF), hasta tanto se realice la modificación del sistema de enfriamiento asociado a la compresión centrífuga.
- 2.- Realizar la ingeniería básica del arreglo D, e implementar este arreglo de intercambiadores para solventar el problema del sistema de enfriamiento de la planta IGF.

## BIBLIOGRAFÍA CITADA

1. Rohsenow, W. **“Hand Book of Heat Transfer applications”**. Mc Graw Hill. New York, (1985).
2. ASME PTC 30. **“Air cooled heat exchangers”**. (1991).
3. Segura, J; García F. **“Desarrollo de un procedimiento de cálculo para el diseño térmico y/o la evaluación térmica de intercambiadores de calor de carcasa y tubos”**. Departamento de Energética, Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería. Universidad Central de Venezuela, Caracas. (1992).
4. Manual de diseño de procesos. **“Intercambiadores de calor: procedimiento de diseño para enfriadores por aire”**, PDVSA, Distrito Oriente-Maturín, (1995).
5. Manual de ingeniería de diseño. **“Equipo para intercambio de calor: Enfriadores por aire”**, PDVSA, Distrito Oriente-Maturín, (1995).
6. Banna A, Miguel A. **“Diseño de un intercambiador de calor para el transformador de potencia en la planta Guri”**. Tesis de grado, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Departamento de Mecánica, Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui, Puerto La Cruz (1996).
7. Gerdez, E. **“Diseño de un sistema para el accionamiento de los ventiladores de los enfriadores de gas y agua en motocompresores de la planta compresora Orocual-2”**. Trabajo de grado, Departamento de Ingeniería Mecánica, UDO, Puerto La Cruz. (2001).
8. Sabino C. **“El proceso de investigación”**. Editorial Panapo. Venezuela, (2002)

9. Marcano, M. **“Evaluación del Sistema de Enfriamiento de la Planta Compresora Orocual-2”**.P.D.V.S.A. Tesis de grado, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Departamento de Química, Universidad De Oriente, Núcleo de Anzoátegui, Puerto la Cruz (2003).
10. LANDS Instruments International. **“Guía básica a la termografía”**. Madrid, España, (2004).
11. Rivas, D. **“Diseño de un software para evaluar y diseñar enfriadores por aire”**. Tesis de grado, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Departamento de Mecánica, Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui, Puerto La Cruz (2005).
12. Çengel, Y; Boles, M. **“Termodinámica”**. Quinta edición. Editorial Mc Graw Hill. México, DF, (2006).
13. Çengel, Y. **“Transferencia de calor y masa”**. Tercera edición. Editorial Mc Graw Hill. México, DF, (2007).
14. Rangel, E. **“Evaluación de la eficiencia de los enfriadores por aire del tren de procesos A, de la planta de extracción de líquidos San Joaquín (Anaco), estado Anzoátegui”**. Tesis de grado, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Departamento de Química, Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui, Puerto La Cruz (2007).
15. Ranald, G. **“Mecánica de los fluidos e hidráulica”**. España

16. Saunders, B.; CENG. **Heat Exchangers (selection, desing & construction)**.  
Published longman Scientific & Technical, New York.
17. Holman, J. **Transferencia de calor**. 8va edición (1era en español). Editorial Mc.  
Graw Hill)
18. Disponible en:  
[http://iom.invensys.com/EN/Pages/SimSci-Esscor\\_ProcessEngSuite\\_PROII.aspx](http://iom.invensys.com/EN/Pages/SimSci-Esscor_ProcessEngSuite_PROII.aspx).

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

<b>TÍTULO</b>	<b>EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS ENFRIADORES ASOCIADOS A LA COMPRESIÓN CENTRÍFUGA DE LA PLANTA DE INYECCIÓN DE GAS (IGF) EN PDVSA, DISTRITO FURRIAL, ESTADO MONAGAS</b>
<b>SUBTÍTULO</b>	

**AUTOR (ES):**

<b>APELLIDOS Y NOMBRES</b>	<b>CÓDIGO CULAC / E MAIL</b>
<b>SILVA GRANADO, RAMÓN JOSÉ</b>	<b>CVLAC: 18.267.698</b> <b>E MAIL: ramjsil01@gmail.com</b>
	<b>CVLAC:</b> <b>E MAIL:</b>
	<b>CVLAC:</b> <b>E MAIL:</b>

**PALÁBRAS O FRASES CLAVES:**Evaluación térmicaEnfriadoresCompresión centrífugaFin fan cooler

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ÁREA	SUBÁREA
INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS	INGENIERIA MECÁNICA

**RESUMEN (ABSTRACT):**

Este trabajo se realizó con la finalidad de evaluar, desde el punto de vista térmico, los enfriadores asociados a la compresión centrífuga de la Planta de inyección de gas (IGF), en el Furrial, Estado Monagas, debido a que cuando la temperatura ambiente alcanza sus valores máximos, la temperatura de salida del gas es muy alta con respecto a la requerida por el proceso. Inicialmente, se procedió a la verificación del flujo másico que los enfriadores manejan de manera de satisfacer los requerimientos de inyección de gas a los yacimientos, a fin de comparar este resultado con el flujo másico para el cual fueron diseñados. Posteriormente, se evaluó el comportamiento de la temperatura de salida del gas con respecto a la temperatura de entrada del aire y el flujo volumétrico manejado, con el fin de establecer el límite máximo de flujo que los intercambiadores de calor son capaces de manejar sin provocar temperaturas de salida del gas no deseadas. La efectividad de los intercambiadores en condiciones críticas y la comparación del coeficiente de transferencia de calor de diseño con el de operación, permitieron demostrar que el problema principal que genera recalentamiento en los equipos es el incremento del flujo másico manejado, ya que en los estudios termográficos y videoscópicos realizados no se evidenciaron incrustaciones significativas que perturben el intercambio de energía entre los fluidos. Se hicieron propuestas con la finalidad de solventar el problema presentado.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:****CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
López, Melvin	ROL	CA	AS x	TU	JU
	CVLAC:	10.632.270			
	E_MAIL	lopezmnk@pdvsa.com			
	E_MAIL				
Ayala, Orlando	ROL	CA	AS	TU x	JU
	CVLAC:	1.193.694			
	E_MAIL	ayalah@cantv.net			
	E_MAIL				
Rengel, José	ROL	CA	AS	TU	JU x
	CVLAC:	9.278.475			
	E_MAIL	rengel66@gmail.com			
	E_MAIL				
Bittar, Simón	ROL	CA	AS	TU	JU x
	CVLAC:	3.957.961			
	E_MAIL	sbittar@hotmail.com			
	E_MAIL				

**FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:**

2010	12	10
AÑO	MES	DÍA

**LENGUAJE. SPA**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:****ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
metadatosRamonS	Application/msword

**CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS:** A B C D E F G H I J K L  
M N O P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2  
3 4 5 6 7 8 9.

**ALCANCE**

**ESPACIAL:** \_\_\_\_\_ (OPCIONAL)

**TEMPORAL:** \_\_\_\_\_ (OPCIONAL)

**TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:**

INGENIERO MECÁNICO

**NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:**

PREGRADO

**ÁREA DE ESTUDIO:**

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

**INSTITUCIÓN:**

UNIVERSIDAD DE ORIENTE, NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

**DERECHOS**

DE ACUERDO CON EL ARTICULO 41 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE: “LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS POR OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”.

**RAMÓN JOSÉ SILVA GRANADO**

**AUTOR**

**ORLANDO AYALA**

**TUTOR**

**JOSÉ RENGEL**

**JURADO 1**

**SIMÓN BITTAR**

**JURADO 2**

**POR LA SUBCOMISION DE TESIS**

---