

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



***PROPUESTA DE MEJORAS EN EL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE
CALOR DE LOS TURBOCOMPRESORES Y TURBOGENERADORES DE LA
PLANTA DE FRACCIONAMIENTO Y DESPACHO JOSE***

Realizado por:
Ana Cecilia Matute Espinoza

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito parcial
para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

Puerto la Cruz, junio de 2010

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



***PROPUESTA DE MEJORAS EN EL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE
CALOR DE LOS TURBOCOMPRESORES Y TURBOGENERADORES DE LA
PLANTA DE FRACCIONAMIENTO Y DESPACHO JOSE***

Revisado y aprobado por:

Prof. José E. Rengel

Asesor Académico

Ing. Francisco Araujo

Asesor Industrial

Puerto la Cruz, junio de 2010

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



***PROPUESTA DE MEJORAS EN EL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE
CALOR DE LOS TURBOCOMPRESORES Y TURBOGENERADORES DE LA
PLANTA DE FRACCIONAMIENTO Y DESPACHO JOSE***

JURADO

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

APROBADO

Prof. José E. Rengel
Asesor Académico

Prof. María Collado

Jurado Principal

Prof. Henry Espinoza

Jurado Principal

Puerto la Cruz, junio de 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo al Artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”

DEDICATORIA

- A Dios Todopoderoso,
- “Señor, digno eres de recibir la gloria y la honra y el poder: porque tú creaste todas las cosas y por tu voluntad existen y fueron creadas”. **Ap. 4.11**
- “Porque en Él fueron creadas todas las cosas, las que hay en los cielos y las que hay en la tierra, visibles e invisibles, sean tronos, sean dominios, sean principados, sean potestades, todo fue creado por medio de Él y para Él. **Col. 1.16**
- “Todas las cosas por Él fueron hechas y sin Él nada de lo que ha sido hecho fue hecho” **Sn Jn 1.3**
- A mis madres y mis padres, por ser los pilares de mi vida, por creer en mí y apoyarme incondicionalmente. Los amo.
- A Juan Alberto, por ser un compañero excepcional, un gran hombre, y mi gran amor.

Esto es para Uds., que tanto lo esperaban...

AGRADECIMIENTOS

- A Dios Todopoderoso, por permitirme alcanzar este logro. Sin tí, imposible.
- A mi madre y a mi padre, por darme la vida, amarme, formarme como la persona que soy y guiarme hacia este camino. Muchas gracias, los amo.
- A mis otras madres: Marlene, por brindarme su apoyo incondicional, regalarme su amor y esta oportunidad de ser ingeniero. Silvia, por regalarme su sabiduría, sus oraciones y lo más valioso de mi vida, Dios. Yolanda, por estar ahí siempre que te necesito y por todo el amor que siempre me has dado. Las amo con mi alma a todas.
- A Luís, por recibirme y hacerme su hija. Te amo mi sol.
- A mi esposo, mi bebe Samuel, por amarme incondicionalmente y ser siempre alegría. Te amo esposo.
- A mis abuelos, a todos por estar vivos y compartir conmigo esta felicidad. Los amo.
- A mi hermana, por ser mi hermana, por ser mi amiga, porque te amo demasiado, porque para mí tú eres lo más importante del mundo.
- A mis tías y tíos maternos.
- A mis primas y primos, especialmente Luisito, Benja, y Efra, por siempre estar conmigo, apurandome.
- A mi bello amado, Juan Alberto, por acompañarme, ayudarme, soportarme, orientarme, darme fuerzas, confiar en mí y estar siempre ahí, en todo el difícil camino que fue esta Tesis. Te amo muchísimo mi bello. Gracias. ♥
- A la familia Lorenzo Delgado, por regalarme un segundo hogar mientras hice esta tesis. Muchas gracias.
- A J.E. Rengel, por ser el mejor de los profesores y tutores, por su infinita colaboración y paciencia, por ayudarme siempre en este trabajo y regalarme

su tiempo, sabiduría y apoyo de manera incondicional. Gracias Profe, también a Ud. lo amo!! ☺

- A F. Araujo, por aceptar que realizara mi pasantía, en la sección a su cargo y ser mi tutor industrial.
- A mis compañeros de trabajo durante la pasantía: Carlos Rodríguez, Jesús Mota, Carlos Sánchez, Ricardo Pirella, Abraham Farías, Adrian Pérez, Vidal Sevilla, William Leal, Adrian Mata, Régulo Guaicara, y Frank Ramos, por su ayuda incondicional, por todas las cosas que me enseñaron, y por todos los momentos inolvidables, para mí, que compartí con ustedes. Muchísimas gracias. Los quiero.
- A mis compañeros de pasantía, Nanny y Luis, por hacer más agradable mi trabajo en la planta.
- A todos aquellos amigos y personas que de una u otra manera contribuyeron al desarrollo de esta carrera y de esta tesis. MIL GRACIAS.

RESUMEN

En la actualidad, el ahorro energético, especialmente en el sector industrial, es uno de los tópicos que se encuentra en la palestra de discusión a nivel mundial, por sus implicaciones económicas y ambientales. La Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, no es ajena a esta situación, por ello, decidió emprender un estudio relacionado con la eficiencia térmica de su *Sistema de Recuperación de Calor*. Éste, aprovecha la energía proveniente del calor residual contenido en gases de combustión, y que de otra manera sería desechada, para el calentamiento de un aceite utilizado en el proceso de fraccionamiento del gas natural. En este trabajo, se determinó, mediante simulaciones numéricas, la deficiencia del sistema mencionado, se examinó su estado estructural, tanto externo como interno y se concluyó que la disminución de su eficiencia, es producto de la pérdida de las propiedades aislantes, del material refractario que conforma los ductos. Finalmente, fue realizada una propuesta de mejoras para el mencionado sistema de recuperación, la cual implica: una sustitución del material aislante degradado en los ductos, por alguno que garantice la conservación del calor dentro de los mismos, modificaciones estructurales y la implementación de un plan de mantenimiento ajustado a las condiciones operacionales del sistema.

CONTENIDO

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN	viii
CONTENIDO	ix
ABREVIATURAS	xiv
NOMENCLATURA	xv
CAPITULO I	16
INTRODUCCIÓN	16
1.1 Referencia Histórica	16
1.2 Complejo Criogénico De Oriente	16
1.3 Planteamiento del problema	17
1.4 Antecedentes	19
1.5 Enfoque del problema	22
1.6 Objetivos	23
1.6.1 Objetivo General	24
1.6.2 Objetivos Específicos	24
1.7 Justificación del estudio	24
1.8 Resumen de resultados	25
1.9 Contenido del trabajo	26
CAPITULO II	28

MARCO TEÓRICO	28
2.1 Recuperación de calor	28
2.2 Intercambiadores de calor	29
2.2.1. Tipos de intercambiadores de calor según su construcción	29
2.2.2 Tipos de intercambiadores de calor según su operación	31
2.3 Transferencia de calor	34
2.3.1 Mecanismos de la transferencia de calor	34
2.4 Flujo de fluidos	38
2.5 Dinámica de fluidos computacional (CFD)	41
2.6 Software de CFD. ANSYS CFX	43
2.6.1 Estructura de ANSYS CFX	43
CAPITULO III	46
DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS SEGÚN SU DISEÑO	46
3.1. Turbomáquinas de la PFDJ	46
3.2 Sistema de escape de las turbomáquinas	47
3.2.1 Sistema de Escape de la Turbina PGT5/2 (Turbocompresores)	47
3.2.2 Sistema de Escape de las Turbinas MS-5001 (Turbogeneradores)	49
3.2.2.1. Pleno de escape	49
3.2.2.2 Conducto de Transición	50
3.3 Sistema de recuperación de calor (SRC)	50
3.3.1 Unidades Recuperadoras de Calor	51
3.3.2 Descripción Técnica de los Recuperadores de Calor	53
3.3.3 Proceso de Recuperación de Calor	53

3.4 Sistema de aceite para calentamiento	55
3.4.1 Características del “Aceite Caliente”	57
3.4.1 Características del “Aceite Caliente”	58
3.5 Sistema de liberación a la atmósfera	58
CAPITULO IV	59
DIAGNÓSTICO DEL ESTADO ACTUAL DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR	59
4.1 Metodología	60
4.2 Sistemas de recuperación de calor asociados a los turbogeneradores F30.76301 Y F30.76302 (Modelo A)	61
4.2.1 Diagnóstico del estado estructural de los sistemas de recuperación de calor de los turbogeneradores F30.76301 y F30.76302	61
4.2.2 Datos operacionales actuales	63
4.2.3 Estructura interna del sistema de recuperación de calor del Turbogenerador F30.76301.	64
4.3 Sistemas de recuperación de calor asociados a los turbocompresores D4.81001, D4.81002 Y D4.81003 (Modelo B)	65
4.3.1 Diagnóstico del estado estructural de los sistemas de recuperación de calor de los turbocompresores D4.81001, D4.81002 y D4.81003	66
4.3.2 Datos operacionales actuales	67
4.3.3 Estructura interna del sistema de recuperación de calor del Turbocompresor D4.81001	68
4.4 Sistemas de recuperación de calor asociados a los turbocompresor D4.81007 y D4.81008	71

4.4.1 Diagnóstico del estado estructural de los sistemas de recuperación de calor de los turbocompresores D4.81007 y D4.81008	71
4.4.2 Datos operacionales actuales	72
4.4.3 Estructura interna del sistema de recuperación de calor del Turbocompresor D4.81007	73
4.5 Gases de combustión	76
CAPITULO V	77
SIMULACIÓN NUMÉRICA	77
5.1 Elaboración de la geometría	78
5.2 Elaboración del proyecto de simulación	80
5.2.1 Diseño del modelo (Design Modeler)	80
5.2.2 Mallado (CFX – Mesh)	81
5.2.3 Acondicionamiento. CFX - Pre (Advanced CFD). Modelo Matemático	85
5.2.4 Solucionador. CFX – Solver Manager (Advanced CFD)	91
5.2.5 Resultados. CFX- Post	92
CAPÍTULO VI	96
PROPUESTA DE MEJORAS	96
6.1 Propuesta de mejoras al sistema recuperador de calor “MODELO A”	97
6.1.1 Propuesta Número 1	98
6.1.3 Propuesta Número 3	100
6.2 Propuesta de mejoras al sistema recuperador de calor “MODELO B”	103
6.2.1 Propuesta Número 1	104
6.2.2 Propuesta Número 2	105

6.2.2 Propuesta Número 3	106
6.3 Propuesta de mejoras al sistema recuperador de calor “MODELO C”	108
6.4 Resultados de las simulaciones de las mejoras propuestas	111
6.5 Material refractario propuesto	112
6.6 Condiciones operacionales posteriores a la implementación de las mejoras propuestas	113
6.7 Acciones de mantenimiento	115
6.7.1 Acciones previas al mantenimiento	116
6.7.2 Plan de Mantenimiento	117
CAPITULO VII	122
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	122
7.1 Conclusiones	122
7.2. Recomendaciones	123
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA	124

ABREVIATURAS

BTU	<i>Unidades térmicas británicas</i>
°C	<i>Grados Centígrados</i>
CCO	<i>Complejo Criogénico de Oriente</i>
CFD	<i>Dinámica de Fluidos Computacional (por sus siglas en ingles)</i>
Corpoelec	<i>Corporación Eléctrica Nacional de Venezuela</i>
cp	<i>Centipoise</i>
EDC	<i>Electricidad de Caracas</i>
°F	<i>Fahrenheit</i>
ft	<i>Pie</i>
g	<i>Gramos</i>
GMS	<i>Escala Global de Malla (por sus siglas en ingles)</i>
GPM	<i>Galones por minuto</i>
h	<i>Hora</i>
K	<i>Kelvin</i>
lb	<i>Libra</i>
LGN	<i>Líquidos del Gas Natural</i>
LHV	<i>Mezcla de luminita, haydita y vermiculita</i>
m	<i>Metro</i>
MMBTUH	<i>Millones de unidades térmicas británicas por hora</i>
MW	<i>Megavatios = 10^6 vatios</i>
PDVSA	<i>Petróleos de Venezuela S.A</i>
PFDJ	<i>Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose</i>
PMI	<i>Identificación positiva de materiales</i>
psia	<i>Libras por pulgada cuadrada absoluta</i>
Re	<i>Número de Reynolds</i>
s	<i>Segundo</i>
SRC	<i>Sistema Recuperador De Calor</i>
W	<i>Vatio</i>

NOMENCLATURA

A	<i>Área</i>	[m ²]
cp	<i>Calor específico a presión constante</i>	[J/kgK]
cv	<i>Calor específico a volumen constante</i>	[J/kgK]
e	<i>Energía interna</i>	[kJ/kg]
h	<i>Coefficiente de transferencia de calor</i>	[W/m ² K]
h□	<i>Entalpía</i>	[kJ/kg]
k	<i>Conductividad térmica</i>	[W/mK]
L	<i>Longitud</i>	[m]
\dot{m}	<i>Flujo másico</i>	[GPM]
p	<i>Presión</i>	[kPa]
Q	<i>Calor</i>	[kJ]
\dot{Q}	<i>Flujo de calor</i>	[kJ/h]
Re	<i>Número de Reynolds</i>	[adimensional]
s	<i>Entropía</i>	[kJ/kgK]
S_M	<i>Fuente de la cantidad de movimiento</i>	[kg m/s]
T	<i>Temperatura</i>	[K]
t	<i>Tiempo</i>	[h]
U	<i>Velocidad</i>	[m/s]
Letras Griegas		
ε	<i>Emisividad</i>	[adimensional]
η	<i>Eficiencia</i>	[%]
μ	<i>Viscosidad dinámica</i>	[Pa s]
v	<i>Velocidad</i>	[m/s]
ρ	<i>Densidad</i>	[g/cm ³]
σ	<i>Constante</i>	[adimensional]
τ	<i>Esfuerzo cortante</i>	[Nw/m ²]

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Referencia Histórica

Petróleos de Venezuela S.A. (PDVSA), es una de las empresas más importantes del país por su aporte económico y su proyección internacional, cuyo objetivo primordial es la explotación, manejo y comercialización del petróleo y sus derivados, entre ellos el gas.

En 1953 es creada, por el Ministerio de Minas e Hidrocarburos, la Dirección de Petroquímica Nacional, para contribuir a impulsar el desarrollo económico, mediante la industrialización del gas natural. A partir de allí se comenzó con la instalación de gasoductos y plantas petroquímicas como el Complejo Petroquímico El Tablazo, ubicado en el estado Zulia, el gasoducto Quiriquire en Maturín, el Centro Refinador Paraguaná, la Refinería El Palito, el Complejo Criogénico de Oriente (CCO), entre otros. En enero de 1998 inicia operaciones, como empresa filial de Petróleos de Venezuela, PDVSA GAS, en la que se logra integrar todos los equipos de trabajo del negocio del gas natural del país. Esta nueva filial se dedica a la exploración y explotación de gas no asociado, así como a la extracción, fraccionamiento, transporte, distribución y comercialización de Líquidos del Gas Natural (LGN).

1.2 Complejo Criogénico De Oriente

El Complejo Criogénico de Oriente está integrado por la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose (PFDJ), ubicada en el Complejo Industrial Petrolero y Petroquímico

General José Antonio Anzoátegui; la Planta de Extracción de LGN de San Joaquín situada a 12 kilómetros de Anaco y la Planta de Extracción de LGN de Santa Bárbara ubicada al noroeste del estado Monagas. La figura 1.1 muestra la ubicación geográfica del CCO.



Fig. 1.1. Ubicación geográfica del Complejo Criogénico de Oriente.
Fuente: Elaboración Propia

El CCO, puesto en marcha por Corpoven, inicia sus operaciones el 22 de Noviembre de 1985, con el objeto de extraer del Gas Natural los líquidos de mayor valor comercial y acondicionarlos para su utilización como insumo o como combustible industrial, petroquímico, comercial y doméstico. En el CCO se procesa Gas Natural asociado con la producción de petróleo para extraerle sus componentes y convertirlos en líquidos de alto valor dentro del mercado de exportación y como materia prima para la industria petroquímica nacional.

1.3 Planteamiento del problema

La Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, mostrada en la figura 1.2, está ubicada en la zona oriental del país entre las ciudades de Barcelona y Píritu; ésta recibe el LGN de las plantas de extracción de San Joaquín, Santa Bárbara, y Santa

Rosa, para fraccionarlo en sus componentes de mayor valor comercial: Propano, Butanos, Pentanos y Gasolina Natural.

Para la obtención de los componentes mencionados, luego de recibirse el LGN se almacena en unos tanques elípticos llamados Balas de Almacenamiento y posteriormente se suministra a unas torres fraccionadoras, donde el proceso de fraccionamiento consiste en la destilación en serie del LGN basada en las diferencias de punto de ebullición de sus distintos componentes. La temperatura que se requiere para este proceso es obtenida por medio de un aceite llamado “Aceite Caliente”, el cual pasa por unos rehervidores que operan junto a las torres de fraccionamiento y que proporcionan la temperatura necesaria para permitir este proceso.

El aceite caliente pertenece al “Sistema de Aceite para Calentamiento”, un sistema cerrado que proporciona todos los requerimientos de calentamiento de la planta. El calentamiento de este aceite se obtiene por medio de hornos a fuego directo y de unidades de recuperación de calor residual. Estas unidades de recuperación de calor deberían aportar, según su diseño, el 50% de la energía calórica del mencionado sistema.

Las unidades de recuperación de calor residual, las cuales poseen internamente un intercambiador de calor, son conocidas como recuperadores de calor y son equipos que forman parte del “Sistema de Recuperación de Calor” de cada uno de los turbocompresores y turbogeneradores que se encuentran en la PFDJ. Dicho sistema está constituido por un ducto, una chimenea y el mencionado recuperador de calor.

Básicamente el proceso de recuperación de calor consiste en calentar el aceite que circula a través de un intercambiador de calor, por medio de los gases de escape producto de la combustión interna de las turbinas, que se encuentran a temperaturas de 900 °F aproximadamente.

Actualmente, el sistema recuperador no aporta la cantidad de calor para la cual fue diseñado. Esto se evidencia porque es necesario disminuir la cantidad de aceite que circula por el intercambiador de calor para poder obtener la temperatura de salida requerida por el proceso. Provocando que esta deficiencia en el aporte de aceite deba ser compensada por los hornos a fuego directo, lo que implica un mayor consumo de gas combustible para la planta.

Con el fin de proponer mejoras que logren el aumento de eficiencia en el sistema recuperador de calor, la sección de Turbomáquinas de la PFDJ ha decidido iniciar la evaluación de este sistema, a fin de identificar las causas que originan su deficiencia. Para ello se realizará una recopilación de la información del sistema de recuperación de calor de cada turbomáquina, un estudio de su eficiencia actual para compararla con la de diseño, y una evaluación de los materiales aislantes con los que fue construido. Para finalmente, con los datos obtenidos, proponer a la empresa una mejora de dicho sistema de recuperación de calor que incluya planes de mantenimiento y que proporcione el incremento de la eficiencia deseado por la PFDJ.



Fig. 1.2. Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose. Fuente: Elaboración Propia

1.4 Antecedentes

Las industrias a nivel mundial, actualmente orientan sus políticas económicas hacia el ahorro energético. Los altos consumos de combustible y sus elevados costos, así como la problemática de la contaminación atmosférica y del calentamiento global, han llevado a buscar métodos que permitan el uso racional y eficiente de la energía.

En este orden se están estableciendo estrategias económicas asociadas al ahorro de energía y se han integrado a la economía un gran número de empresas a nivel mundial dedicadas a este oficio, las cuales se encargan de estudiar los procesos que se desarrollan en las empresas y conseguir un ahorro de energía.

España es uno de los países de Europa líderes en este sentido, donde el ahorro está decretado por medio de leyes, que obligan a las industrias al máximo aprovechamiento de la energía, especialmente en el sector de generación eléctrica.

Venezuela se ha unido a este sistema de ahorro, especialmente desde principios de siglo, con la instauración de las primeras plantas de generación eléctrica que trabajan con ciclo combinado, como lo son TERMOZULIA I y II, pertenecientes a Corporación Eléctrica Nacional de Venezuela (Corpoelec). Éstas son las primeras plantas que se construyen en Venezuela con la capacidad de generar energía eléctrica a partir de los gases de escape de otras turbinas. En el año 2009 la contratista española Duro Felguera firmó un contrato con la compañía Electricidad de Caracas (EDC) para la construcción de la central de ciclo combinado “Termocentro” que suministrará energía eléctrica a la Gran Caracas, el área urbana más importante del país, cuya finalización está prevista para diciembre de 2013.

Sin embargo, también existe otro método de aprovechamiento de energía, que es el concerniente a este estudio, el cual se basa en la utilización de gases de escape con altos contenidos de energía calórica. Donde éstos son aprovechados para

incrementar la eficiencia o mejorar procesos industriales; y es especialmente utilizado en compañías con altas exigencias de temperaturas en sus procesos.

En Honduras, el Proyecto ELCATEX, es un proyecto de cogeneración de 50 MW, cuya fase inicial de 15 MW fue puesta en operación comercial en el año 2004, dicho proyecto cuenta con el “Sistema de Recuperación de Calor de Vapor”, entre otros. En él, una parte importante del calor disipado durante la combustión que ocurre en dos grupos de motogeneradores Caterpillar del tipo reciprocantes, queda contenido en los gases de escape del motor en forma de calor sensible. Con el propósito de recuperar rentablemente alrededor del 75% de este calor (que de no hacerlo se escaparía a la atmósfera), los gases de escape se hacen pasar a través de una caldera de recuperación de calor, la cual produce vapor saturado. Este vapor se destina a:

- Calentar combustible para facilitar su manejo y mejorar la eficiencia del motor (alrededor del 10%),
- Calentar el agua de alimentación de una caldera en un desaireador, con lo cual se facilita la remoción de los gases incondensables y se disminuye la corrosión en tuberías, calderas y otros equipos (alrededor del 5%),
- Calentamiento de equipos en el proceso textil de Elcatex (alrededor del 85%).

Este calor recuperado de los gases de escape representa alrededor del 11% del combustible suministrado al motor, y constituye una de las grandes ventajas económicas y ambientales de la cogeneración en relación con las plantas convencionales de generación de energía eléctrica. En el caso particular de Elcatex, el vapor neto enviado al proceso textil representa un ahorro de aproximadamente 95 galones por hora de combustible, que se dejan de gastar en las calderas pirotubulares existentes.

En Venezuela, en el año de 1984 se instaló la PFDJ, en la cual, entre otros, opera un sistema recuperador de calor. Dicho sistema representa una alternativa de aprovechamiento de la energía calórica contenida en los gases de escape producto de la combustión que tiene lugar en las turbinas, donde por medio de este sistema se dirigen los gases desde el escape de dicha turbina, a través de un ducto, hacia un intercambiador de calor ubicado dentro de una unidad recuperadora de calor, por la que circula aceite que es utilizado por algunos de los procesos de la planta.

Enrique J. Cabrera realizó, en el año 1999, una evaluación de la eficiencia de los recuperadores de calor de las turbomáquinas de la PFDJ. Ésta estuvo dirigida principalmente al intercambiador de calor interno que cada uno de ellos posee, determinando su factor de ensuciamiento, y otras propiedades de la transferencia de calor de los mismos. Dicha evaluación fue realizada antes de algunos cambios efectuados en algunas de las turbomáquinas de la PFDJ.

Jannina Morales Campos realizó, en el año 2002, un trabajo de investigación, donde hizo una evaluación técnico económica de la sustitución de los recuperadores de calor D1.71101 y D1.71002, ubicados en el área de generación (área 270) de la PFDJ por hornos a fuego directo. Este estudio fue realizado con el fin de plantear una alternativa para el calentamiento del aceite utilizado en las torres de fraccionamiento y así aprovechar los gases de escape de las turbinas de los turbogeneradores eléctricos, para generar energía eléctrica que pudiera ser vendida.

1.5 Enfoque del problema

Realizar una propuesta de mejoras para el sistema de recuperación de calor de las turbomáquinas que operan en la PFDJ, fue el eje central a partir del cual se desarrolló este trabajo. La decisión de realizar este estudio surgió a raíz de la apreciación, por parte del personal de turbomáquinas, de la disminución de la

eficiencia del sistema recuperador de calor. Para poder llevar a cabo este estudio fue necesario conocer de manera general el entorno operacional de la planta, así como los procesos que en ella se llevan a cabo y de forma más concreta y específica, el funcionamiento del sistema de recuperación de calor y de los sistemas que operan en conjunto con él, como lo son: el sistema de escape de las turbomáquinas, el sistema de aceite caliente y el sistema de liberación a la atmosfera.

Para lograr este objetivo se recopiló la información de diseño de los sistemas, por medio de los manuales de operación y de procesos de la planta, los cuales suministran información de fabricación de los equipos. Con ello se hizo una descripción de los sistemas, según las características bajo las cuales fueron diseñados. Posteriormente se recopiló la data operacional de los sistemas involucrados, procediendo con éstos, por medio de ecuaciones termodinámicas y de transferencia de calor, al cálculo de la eficiencia actual del sistema de recuperación de calor. Una vez determinada la eficiencia y comprobada la disminución de la misma, se inició un estudio de simulación numérica por medio de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en ingles) para determinar las causas de dicha disminución. Una vez conocidos los factores que provocan la deficiencia y tomándolos en cuenta, se procedió a estudiar como incrementar la eficiencia del sistema. Esto se logró gracias a la asistencia nuevamente de la técnica de simulación numérica computarizada. Una vez obtenido los resultados de la misma se logró realizar la propuesta de mejoras para el sistema en estudio.

Finalmente, como valor agregado a este trabajo, se propuso un plan de mantenimiento, acorde a las mejoras propuestas, con el fin de lograr la preservación de la eficiencia del sistema a lo largo del tiempo.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivo General

Proponer mejoras para el sistema recuperador de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose.

1.6.2 Objetivos Específicos

1.6.2.1 Describir las características de diseño del sistema recuperador de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose.

1.6.2.2 Diagnosticar el estado actual del sistema recuperador de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose.

1.6.2.3 Evaluar el efecto del material refractario y del material de construcción del sistema recuperador de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose sobre la eficiencia del mismo.

1.6.2.4 Rediseñar el sistema recuperador de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose de acuerdo a la evaluación realizada.

1.6.2.5 Elaborar un plan de mantenimiento del sistema recuperador de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose con las mejoras propuestas.

1.7 Justificación del estudio

Uno de los objetivos de la sección de Turbomáquinas de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, es desarrollar estudios a equipos, sistemas e instalaciones a cargo de la sección, con el fin de incrementar su eficiencia, seguridad y confiabilidad operacional. Este trabajo satisface este objetivo y da inicio a un estudio sobre el estado actual del sistema de recuperación de calor que se encuentra asociado a cada uno de los turbocompresores y turbogeneradores de la planta, para brindar un diagnóstico del estado del mismo y, según sus resultados, realizar una propuesta de mejoras para el mencionado sistema. Esta propuesta se hace con el fin de aumentar la eficiencia, la confiabilidad operacional y la seguridad de los sistemas involucrados con el sistema de recuperación de calor de las turbomáquinas. La aceptación e implementación por parte de la empresa de las mejoras propuestas en el presente trabajo de grado, además de traer beneficios técnicos y económicos a la planta, abre la posibilidad de que se propongan otros estudios relacionados al aprovechamiento de la energía calórica proveniente de los gases de escape de las turbomáquinas; contribuyendo de esta manera con la mejora continua de los procesos productivos de la planta y con la estrategia mundial de ahorro de energía y disminución de quema de combustibles fósiles que contribuyen a la contaminación y al calentamiento global.

1.8 Resumen de resultados

El estudio realizado en este trabajo demostró la pérdida de calor de los gases de escape a través de las paredes de los ductos del sistema recuperador de calor, esto debido a la pérdida de las propiedades refractarias de los componentes internos de las mencionadas paredes. A raíz de esto, fue realizada una serie de propuestas de mejoras destinadas, con su implementación, a restituir la eficiencia de las paredes del ductos, así como también mejorar las distribuciones de flujo y temperatura dentro de ellos. Finalmente fueron propuestas acciones de mantenimiento que sostengan la eficiencia a lo largo del tiempo.

1.9 Contenido del trabajo

Dada la estrategia metodológica seguida para el desarrollo de este trabajo de grado, la cual fue concebida en etapas bien diferenciadas, estructuralmente estará formado por siete capítulos. A continuación se describe de manera somera el contenido de cada uno de ellos.

Capítulo I: En el mismo se describe el motivo por el cual se decide emprender este trabajo, se plantea el problema, se hace una breve mención acerca de temas relacionados a la recuperación de energía, se definen los objetivos y se presenta una idea general del desarrollo y resultado del trabajo.

Capítulo II: Se presentan, brevemente, algunos aspectos teóricos necesarios para conocer y entender los fundamentos científicos de este trabajo.

Capítulo III: Se describe el funcionamiento y las características de diseño del sistema de escape de las turbomáquinas, del sistema recuperador de calor, del sistema de aceite caliente y del sistema de liberación a la atmósfera.

Capítulo IV: En este capítulo se presenta de manera detallada el estado actual de cada uno de los sistemas de recuperación de calor. Esta descripción se hace de su estructura física, de manera externa e interna. También se describe como se encuentran operacionalmente. Esta descripción es representada por medio del valor de su eficiencia, la cual es calculada por medio de valores operacionales que fueron obtenidos en planta. Las descripciones brindadas están sujetas a las limitaciones operacionales.

Capítulo V: Las simulaciones numéricas, que fueron utilizadas en este estudio, con cuyos resultados se pudo determinar los factores causantes de la deficiencia del sistema recuperador de calor, son descritas en este capítulo.

Capítulo VI: Se realiza una propuesta de mejoras para el sistema de recuperación de calor de la PFDJ en base a los resultados obtenidos en las simulaciones numéricas.

Capítulo VII: Presentación de conclusiones y recomendaciones.'

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Recuperación de calor

La energía es un factor determinante para el desarrollo de los países, sin ella no es posible el desarrollo social, industrial o económico. La forma en que se usa la energía genera un impacto ambiental en todas las escalas. Su abundancia y la falta de conciencia sobre las consecuencias de su uso en el ambiente, han facilitado, actividades humanas, comerciales e industriales de consumo intensivo e ineficiente.

Los combustibles fósiles han sido los grandes protagonistas del impulso industrial, desde la invención de la máquina de vapor hasta la actualidad. De ellos depende la mayor parte de la industria y el transporte. Hoy, es imprescindible reducir la dependencia de la economía de éstos.

En la industria, una de las fuentes fijas de mayor consumo de combustible y electricidad son las calderas, los hornos industriales, y las turbomáquinas, cuyos procesos en última instancia pueden producir calor y altas temperaturas, que se desperdician ya sea a la atmósfera o al agua.

Muchos equipos se han diseñado para volver a utilizar estos residuos. La recuperación del calor desechado a través de intercambiadores y bombas de calor, entre otros, es un buen método para aprovechar esta energía. Así, el calor residual se utilizaría para suministrar energía a otros procesos industriales.

Al usar equipos de recuperación de calor, se debe tomar en cuenta la gama de temperaturas y presión, la acción corrosiva del flujo, y la presencia de materiales o partículas, debido a que podrían afectar el intercambio de calor entre superficies, ciclo térmico.

En función de las exigencias específicas, el calor generado puede ser utilizado para producir agua caliente, gases a diferentes presiones o para calentar aceite diatérmico. Pueden integrar o sustituir las funciones de una caldera alimentada con combustibles convencionales. Si se considera que el coste de estos últimos está en constante aumento, se puede comprender que la recuperación del calor se convierte en un elemento determinante para la reducción de costos operativos.

El uso de intercambiadores de calor en los equipos recuperadores es muy frecuente, se describe a continuación, a grandes rasgos, algunas características de los más utilizados a nivel industrial.

2.2 Intercambiadores de calor

Según, Jaramillo (2007), un intercambiador de calor es un equipo que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. A continuación se presentan los tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo; contraflujo; flujo cruzado. Además se describen los tipos de intercambiadores de calor con base en su construcción: tubo y carcasa y plato.

2.2.1. Tipos de intercambiadores de calor según su construcción

Si bien los intercambiadores de calor se presentan en una inimaginable variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las dos siguientes categorías: carcasa y tubo o plato.

2.2.1.1 Carcasa y tubo

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo tubo y carcasa que se muestra en la figura 2.1.

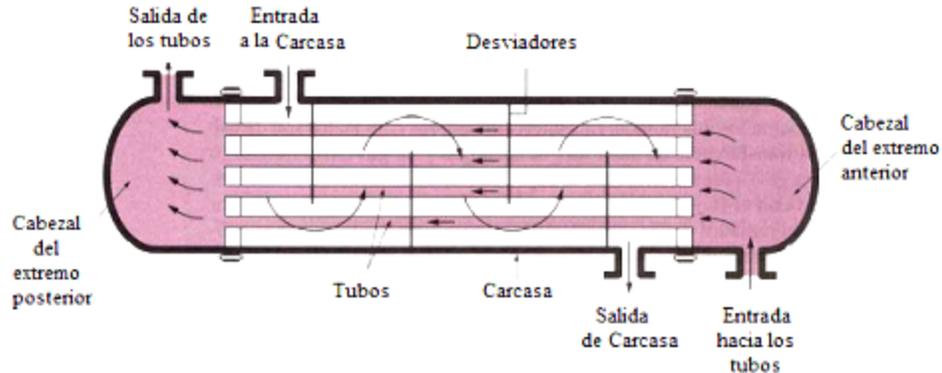


Fig. 2.1. Intercambiador de tubo y carcasa. Fuente: Cengel (2006)

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina comúnmente flujo interno y aquel que fluye en el interior del contenedor como fluido de carcasa o flujo externo. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la placa del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se hace circular del lado de la carcasa.

2.2.1.2 Plato

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la figura 2.2, consiste en placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos, caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los bafles dirigen

el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos. El intercambiador de calor de plato, debido a la alta eficacia en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcasa y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor.

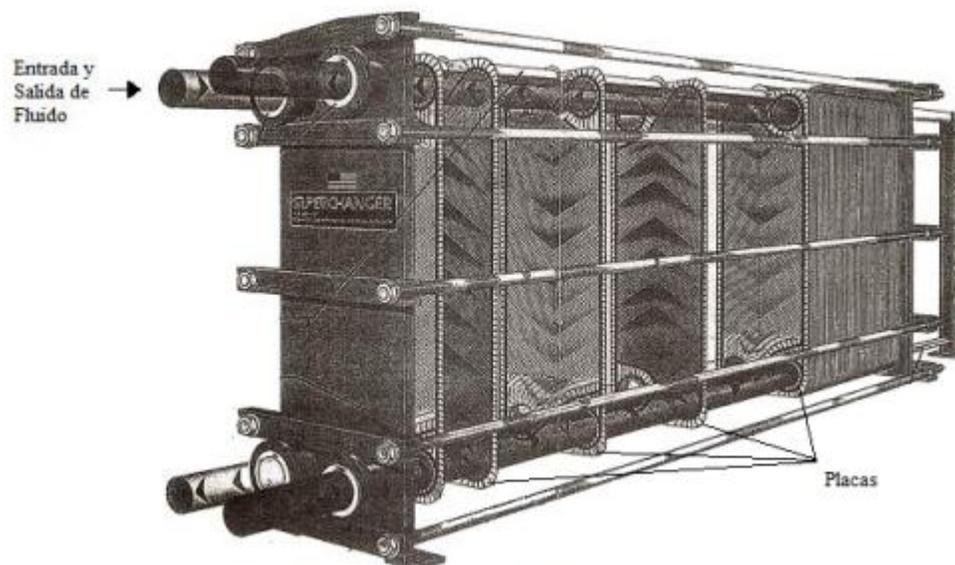


Fig. 2.2. Intercambiador de plato. Fuente: Cengel (2006)

2.2.2 Tipos de intercambiadores de calor según su operación

Los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

2.2.2.1 Flujo paralelo

Como se ilustra en la figura 2.3, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproxima la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Quedando claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

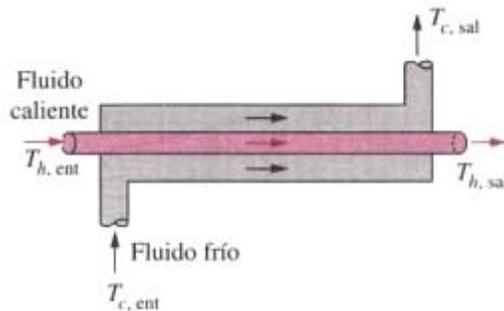


Fig. 2.3. Intercambiador de calor de flujo paralelo. Fuente: Cengel (2006)

2.2.2.2 Contraflujo

Como se ilustra en la figura 2.4, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. El fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor, en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser el más eficiente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de

contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

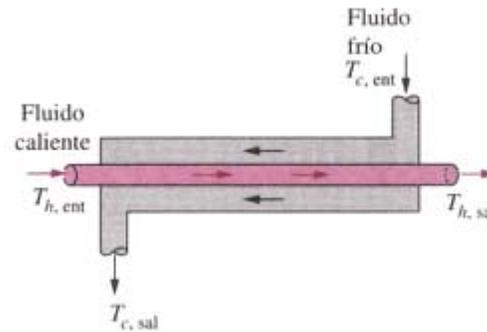


Fig. 2.4. Intercambiador de calor a contraflujo. Fuente: Cengel (2006)

2.2.2.3 Flujo cruzado

En la figura 2.5 se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos, mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° . Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases, bifásico.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres tipos de intercambio descritos anteriormente. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

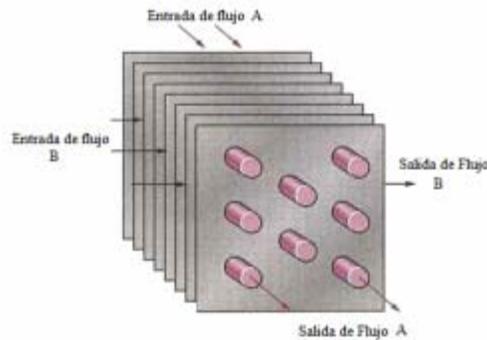


Fig. 2.5. Intercambiador de calor de flujo cruzado. Fuente: Cengel (2006)

2.3 Transferencia de calor

La ciencia de la *transferencia de calor* está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados *fuentes y recipientes*. (Kern, 1999)

2.3.1 Mecanismos de la transferencia de calor

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son, *radiación, conducción, y convección*.

2.3.1.1 Radiación

La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor. Cuando la radiación se emite desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. Basándose en la segunda ley de la termodinámica, Boltzmann estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es la presentada en la ecuación 2.1

$$dQ = \sigma \epsilon T^4 dA \quad (2.1)$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia, T es la temperatura absoluta. σ es una constante adimensional, y ϵ es un factor peculiar a la radiación y se llama *emisividad*. La emisividad, igual que la conductividad térmica k o el coeficiente de transferencia de calor h , debe también determinarse experimentalmente. (op. Cit, p. 38)

2.3.1.2 Conducción

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo, tal como la pared estacionaria mostrada en la figura 2.6



Fig. 2.6. Flujo de calor a través de una pared. Fuente: Elaboración Propia

La dirección del flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. Supóngase que una fuente de calor existe a la izquierda de la pared y que existe un receptor de calor en la superficie derecha. Es conocido y después se confirmará por una derivación, que el flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared A .

Si T es la temperatura en cualquier punto de la pared y x es el grueso de la pared en dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor dQ es dada por la ecuación 2.2.

$$dQ = kA \left(-\frac{dT}{dx} \right) \quad (2.2)$$

El término $-dT/dx$ se llama gradiente de temperatura y tiene un signo negativo si se supuso una temperatura mayor en la cara de la pared en donde $x = 0$ y menor en la cara donde $x = X$. En otras palabras, la cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperatura dt que impulsa el calor a través de la pared de espesor dx . La constante de proporcionalidad k es peculiar a la conducción de calor por conductividad y se le conoce por *conductividad térmica*. Esta conductividad se evalúa experimentalmente y está básicamente definida por la ecuación anterior.

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el hormigón. Estos últimos sirven como aislantes. Aún cuando la conducción de calor se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a gases y líquidos, con sus limitaciones. (Incropera, 1999)

2.3.1.3 Convección

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de una mezcla.

La transferencia de calor es *convección natural* o convección libre cuando el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido

En cambio, la *convección forzada* ocurre cuando el flujo es causado por medios externos, como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos. La convección forzada ocurre por el contacto de superficies con los fluidos, este contacto puede ser interno o externo y está caracterizado por capas límite que crecen con libertad rodeadas por una región de flujo libre que no comprende gradientes de velocidad ni de temperaturas. (Ecuación 2.3)

$$dQ = hA dT \quad (2.3)$$

La constante de proporcionalidad h es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, y debe ser evaluado experimentalmente y se llama *coeficiente de transferencia de calor*. Cuando la ecuación 2.3 se escribe en su forma integrada, se le conoce como la ley del enfriamiento de Newton, dando lugar a la ecuación 2.4

$$Q = hA \Delta T \quad (2.4)$$

Esta forma de propagación del calor, la convección, se produce en los fluidos por un movimiento real de materia. Por tanto en un fluido en movimiento, hay una transferencia de cantidad de movimiento y, si hay un gradiente de temperatura, tiene lugar una transferencia simultánea de calor; por lo que resulta conveniente estudiar algunas características de los fluidos y su transporte. (Cao, 2004)

2.4 Flujo de fluidos

Según, Perry (2002), un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante, sin importar que tan pequeño sea ese esfuerzo cortante. Un esfuerzo cortante es la componente de la fuerza tangente a una superficie, y esta fuerza dividida por el área de la superficie es el esfuerzo cortante promedio sobre dicha superficie.

Los fluidos pueden clasificarse como *Fluidos Newtonianos* que son fluidos en los cuales la viscosidad es independiente del esfuerzo cortante y del tiempo. La mayoría de los líquidos y todos los gases pertenecen a este grupo. Y los *Fluidos no-Newtonianos* que son líquidos en los cuales la viscosidad depende del esfuerzo cortante o del tiempo.

A su vez el flujo se considera *Compresible* cuando la caída de presión debida al paso de un gas por un sistema es lo suficientemente grande, en comparación con la presión de entrada, para ocasionar una disminución del 10% o más en la densidad del gas. El flujo se considera *Incompresible* si la sustancia en movimiento es un líquido, o si se trata de un gas cuya densidad cambia de valor en el sistema en un valor no mayor al 10%.

También se puede clasificar el flujo según su número de Reynolds, el cual, es un número adimensional que expresa la relación de la fuerza inercial y la fuerza viscosa en el flujo de fluido. Dicho número está definido por la ecuación 2.5.

$$\text{Re} = \frac{vL\rho}{\mu} \quad (2.5)$$

Donde

Re: Número de Reynolds

v : Velocidad

ρ : Densidad

μ : Viscosidad dinámica

L: Longitud

Siendo así, el flujo se clasifica según su número de Reynolds en ***Flujo Laminar*** que ocurre cuando las películas adyacentes del fluido se mueven unas relativas a las otras sin mezclas a nivel macroscópico. En el flujo laminar, el esfuerzo viscoso, el cual es causado por el intercambio de momento molecular entre las películas del fluido, es de influencia predominante en el establecimiento del flujo de fluidos. Este tipo de flujo ocurre en líneas cuando $Re < 2000$. Y en ***Flujo Turbulento*** que ocurre cuando existe un mezclado microscópico tanto perpendicular como en dirección del flujo principal.

El flujo turbulento está caracterizado por partículas que tienen movimientos fluctuantes y trayectorias irregulares. Este tipo de flujo ocurre cuando fuerzas inerciales tienen influencia predominante en el establecimiento del flujo de fluidos. Este tipo de flujo ocurre cuando $Re > 2000$.

El campo de la velocidad V es la característica más importante de los fluidos, ésta trabaja en conjunto con otras características termodinámicas de los fluidos que se han mencionado anteriormente: Presión p , Densidad ρ y Temperatura T .

Estas tres, son compañeras constantes del vector de la velocidad en el análisis de flujo. Otras cuatro características termodinámicas que también son importantes en

el estudio de un fluido, son la energía interna e , entalpía h , entropía s y calores específicos (c_p y c_v).

Además, la fricción y los efectos de la conducción de calor son gobernados por las llamadas “propiedades de transporte” conocidas como Coeficiente de la viscosidad μ y Conductividad térmica k .

Estas propiedades, son realmente las propiedades termodinámicas que determinan el estado de un fluido. Por ejemplo, para una sustancia monofásica tal como el agua o el oxígeno, dos características básicas tales como presión y temperatura son suficientes para determinar el valor de las otras, ya que;

$$\rho = \rho(p, T)$$

$$h = h(p, T)$$

$$\mu = \mu(p, T)$$

y así sucesivamente para cada una de las propiedades mencionadas.

El movimiento de un fluido está completamente descrito por las leyes de conservación de tres magnitudes fundamentales: masa, momento y energía. La importancia de este hecho radica en que estas tres leyes determinan, completamente, el comportamiento del sistema sin información dinámica adicional. La única información adicional necesaria está relacionada con la naturaleza del fluido: si es un fluido incompresible, si es un gas ideal, si es un fluido condensable, si es una sustancia viscoelástica, entre otras.

Siendo así, un flujo de fluido se considera completamente conocido si, en cualquier instante y en cada punto del dominio, se conocen el campo de velocidades y un número mínimo de propiedades estáticas. El número de estas propiedades depende de la naturaleza del fluido; una propiedad, si el fluido es incompresible (la presión, por ejemplo) o dos, si es un fluido compresible (para un gas ideal, por ejemplo, presión y densidad) en equilibrio termodinámico.

Debido a la gran cantidad de características y factores que hay que tener en cuenta para el estudio de un fluido, se han implementado herramientas tecnológicas que facilitan el mencionado estudio, sobre todo si tenemos presente, los múltiples procesos y equipos en que pueden estar involucrados. Una de estas herramientas es la dinámica de fluidos computacional.

2.5 Dinámica de fluidos computacional (CFD)

El objetivo que persiguen las disciplinas científicas es la obtención de leyes generales que permitan explicar, y así entender, los fenómenos naturales. La descripción de dichos fenómenos se plasma en ecuaciones matemáticas cuya resolución, congruente con ciertas condiciones de contorno e iniciales, permite estudiar casos particulares e incorporar dicho conocimiento a nivel tecnológico.

Sin embargo, muchas de esas ecuaciones no admiten soluciones analíticas y las ecuaciones de la mecánica de fluidos son un ejemplo de ellas. Su estudio se ha abordado de diferentes maneras: mediante simplificaciones que permiten la obtención de soluciones analíticas, mediante técnicas de análisis dimensional que permiten la identificación de las variables de influencia (así como la combinación entre ellas) y mediante la experimentación.

Las simplificaciones, sin dejar de ser importantes, no permiten la obtención de soluciones para muchas situaciones de interés en ingeniería. El estudio de flujos complejos, debidos a la turbulencia, por ejemplo, así como dominios de solución y geometrías complejas exigen niveles de detalle que obligan a dejar de lado las simplificaciones.

El análisis dimensional es una extraordinaria herramienta de análisis de la física en general y de la mecánica de fluidos en particular. La identificación de las variables de influencia, su agrupación en grupos adimensionales, la metodología ideal para optimizar los recursos experimentales así como sintetizar los resultados de los ensayos, son algunas de sus características principales. Del análisis dimensional se establecen las relaciones de semejanza (geométrica, cinemática y dinámica) que permiten la extrapolación de los resultados obtenidos sobre modelos a escala, a prototipos a escala real aun cuando es imposible, en la práctica, asegurar las condiciones de semejanza total.

La tercera opción es la de estudiar los flujos a partir de experimentos. Claro está que la validez de los resultados (siendo éstos un conjunto limitado de observaciones) está limitado por la resolución y exactitud de los medios instrumentales disponibles y, naturalmente, de la disponibilidad de estos últimos. En cualquier caso, la programación, el diseño y la ejecución de los ensayos exigen grandes recursos de tiempo, infraestructura humana y material, y de dinero.

Complementariamente, la evolución de las computadoras ha permitido desde hace tiempo poner a disposición de la comunidad interesada en nuevas técnicas de análisis: el estudio computacional de los flujos o lo que en la actualidad se conoce como dinámica de fluidos computacional o CFD por sus siglas en inglés (Computational Fluid Dynamics). Este método tiene por objetivo la resolución de las ecuaciones del flujo haciendo uso de herramientas numéricas, discretizando el dominio.

Las ecuaciones que describen los flujos de fluidos son ecuaciones en derivadas parciales en su versión diferencial, o ecuaciones integro-diferenciales en su versión integral. La solución de estas ecuaciones mediante métodos numéricos necesita realizar dos discretizaciones: una espacial y otra temporal, y la calidad de la solución

depende de la calidad de dicha discretización. Dichas discretizaciones aproximan las ecuaciones mediante diferentes tipos de formulaciones matemáticas (diferencias finitas, volúmenes finitos, elementos finitos, entre otros) que incorporan los valores de las propiedades de interés en los diferentes nodos de una malla de cálculo. De esta manera, las ecuaciones se transforman en sistemas de ecuaciones algebraicas que son las que deben resolverse y que se caracterizan por tener una dimensión muy elevada.

Es importante tener en cuenta que la solución obtenida por un método numérico es una aproximación de mayor o menor calidad del proceso real y que existen diferentes etapas en el proceso de resolución que pueden dar lugar a diferencias entre el resultado final y las observaciones experimentales.

2.6 Software de CFD. ANSYS CFX

Existen en el mercado una gran gama de software de CFD, y una de las compañías pioneras en la aplicación de simulaciones y modelados matemáticos es Ansys, Inc, cuyo producto ANSYS Workbench, incluye múltiples módulos de simulación para las distintas ramas de la ingeniería, entre ellas, ANSYS CFX 11.0. Éste es un código con fines generales de dinámica de fluidos computacional, que combina un solucionador con un potente pre y post procesador, razones por la cuales fue el paquete computacional escogido para este estudio.

2.6.1 Estructura de ANSYS CFX

ANSYS CFX consiste en un software de cinco módulos relacionados por medio del flujo de información requerida para realizar un análisis CFD. En la figura 2.7 se presentan los cinco módulos con los que cuenta ANSYS CFX.



Fig. 2.7. Módulos que componen el software ANSYS CFX. Fuente: Elaboración Propia

2.6.1.1 ANSYS CFX-Pre

ANSYS CFX-Pre puede importar los archivos de mallado generados por una gran variedad de software comerciales destinados a este fin. La física del flujo, las condiciones de frontera, valores iniciales y parámetros del solucionador son especificados en ANSYS CFX-Pre. Un rango completo de condiciones de fronteras, incluyendo entradas, salidas y aperturas, junto con modelos de transferencia térmica, están todos disponibles en ANSYS CFX con ANSYS CFX-Pre.

2.6.1.2 ANSYS CFX-Solver

ANSYS CFX-Solver resuelve todas las variables de la solución para la simulación del problema especificado generado en ANSYS CFX-Pre. Una de las características más importantes de ANSYS CFX es que usa un solucionador acoplado, en el cual todas las ecuaciones hidrodinámicas se resuelven como un sistema simple. El solucionador acoplado es más rápido que el solucionador segregado tradicional y requiere pocas iteraciones para obtener una solución convergente.

2.6.1.3 ANSYS CFX-Solver Manager

El ANSYS CFX-Solver Manager es el módulo que proporciona mayor control para llevar a cabo las tareas de CFD. Entre sus funciones más importantes están:

- Especificar los archivos de entrada al ANSYS CFX-Solver.
- Inicio/detención del ANSYS CFX-Solver.
- Supervisar el progreso de la solución.
- Configurar ANSYS CFX-Solver para cálculos en paralelo.

2.6.1.4 ANSYS CFX-Post

ANSYS CFX-Post proporciona las herramientas interactivas avanzadas de los gráficos del pos-procesamiento para analizar y presentar los resultados de la simulación en ANSYS CFX. Sus características incluyen:

- Post - procesamiento cuantitativo.
- Línea de comando, archivo de la sesión o entrada del archivo de estado.
- Variables definidas por el usuario.
- Generación de una variedad de objetos gráficos donde la visibilidad, transparencia, color y la presentación pueden ser controladas.

Esta información ha sido, obtenida por medio del Manual de Uso y Ayuda de Ansys, versión 11.0.

CAPITULO III

DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS SEGÚN SU DISEÑO

Este capítulo ofrece la descripción de diseño y el funcionamiento del sistema recuperador de calor de la PFDJ y de los sistemas involucrados con él. Estos sistemas son: el sistema de escape de las turbinas, el sistema de aceite caliente y el sistema de liberación a la atmósfera.

3.1. Turbomáquinas de la PFDJ

Actualmente en la PFDJ operan siete turbomáquinas, dos turbogeneradores marca General Electric, y cinco turbocompresores marca Nuovo Pignone. Los turbogeneradores proporcionan todos los requerimientos de energía de la planta, produciendo en máxima carga, según sus especificaciones de diseño, 20 MW cada uno, lo cual es suficiente para el consumo interno de la planta y para la venta de energía a plantas vecinas. Los turbocompresores forman parte del sistema de refrigeración, donde este sistema está formado por un circuito cerrado de refrigeración, que usa como fluido refrigerante el gas propano que se comprime desde la presión inicial de 8,7 *psia* a la presión final de 210 *psia*. Este proceso se realiza empleando los mencionados turbocompresores, donde los compresores centrífugos de los mismos, son accionados por turbinas a gas, que transmiten el movimiento a los compresores a través de una junta de acoplamiento. En la tabla 3.1 se mencionan algunas características técnicas de diseño de las turbomáquinas mencionadas.

Tabla 3.1. Datos de diseño de los turbogeneradores y turbocompresores

TURBOMÁQUINAS		F30.76301	F30.716302	D4.81001	D4.81002	D4.81003	D4.81007	D4.81008
DISEÑO	Tipo	Turbo generador	Turbo generador	Turbo compresor	Turbo compresor	Turbo compresor	Turbo compresor	Turbo compresor
	TURBINAS							
	Modelo	MS 5001	MS 5001	PGT 5/2	PGT 5/2	PGT 5/2	PGT 5/2	PGT 5/2
	Fabricante	General Electric	General Electric	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone
	Potencia Hp (Iso)	33900	33900	7300	7300	7300	6800	7300
	GENERADORES				COMPRESORES			
	Modelo	PB5361	PB5361	3MSL456	3MSL456	3MSL456	3MSL456	3MSL456
	Fabricante	General Electric	General Electric	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone	Nuovo Pignone

3.2 Sistema de escape de las turbomáquinas

Como se puede observar en la tabla 3.1, cada una de las turbomáquinas cuenta con una turbina de accionamiento, la cual realiza en su cámara de combustión, una combustión producto de una mezcla aire combustible. Luego de ocurrida la combustión se producen gases, los cuales deben ser desalojados de la cámara de combustión para darle lugar a una nueva mezcla. En este estudio, esos gases, son llamados gases de escape. El diseño del sistema de escape de gases de cada uno de los modelos de turbinas utilizadas en los turbocompresores y turbogeneradores de la PFDJ se presenta a continuación.

3.2.1 Sistema de Escape de la Turbina PGT5/2 (Turbocompresores)

La carcasa de escape de la turbina está hecha de una sola pieza de fundición y en el interior contiene un deflector de los gases procedentes de la salida de la segunda etapa de la turbina.

Las paredes interiores y exteriores están aisladas del paso caliente para reducir al mínimo los efectos térmicos sobre la estructura. A tal efecto, la cubierta también es

enfriada con aire extraído en la décima etapa del compresor axial a través de doce inyectores anulares organizados en la zona frontal de acoplamiento con la carcasa de la turbina. El aire de refrigeración es ventilado a la atmósfera a través de dos tuberías en la zona superior del deflector de gases de escape.

La carcasa de escape, con brida al intermedio de la carcasa lleva también el apoyo de la turbina en la base y la conexión para el GIB, punto fijo de la máquina. El GIB no tiene la función de apoyo, sino que representa el punto fijo a partir de la cual la expansión térmica de la unidad da inicio.

Alrededor del deflector de los gases, se encuentra la cámara de escape, de manera directa sobre el apoyo de la carcasa de la turbina, sin otro tipo de apoyo en la base.

3.2.1.1 Rotor de baja presión

El eje de baja presión consta de una sola pieza de forja mecanizada. La parte final es el pivote en la segunda etapa de la turbina. Los gases de combustión son ventilados a través de los conductos de escape que incluyen:

- Pleno de escape
- Acoplamiento flexible
- Sección de doce termocuplas, instaladas para registrar la temperatura de escape.

El pleno de escape está apoyado directamente en la carcasa de la turbina y es del material térmico adecuado aislante para limitar la radiación. El material también sirve de aislamiento acústico.

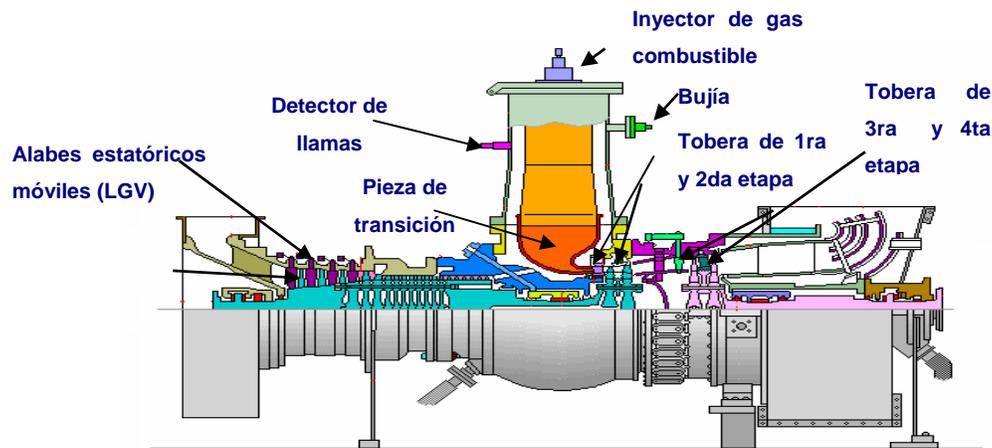


Fig. 3.1. Esquema de Turbina de Gas PGT5/2, Nuovo Pignone.

Fuente: http://www.geoilandgas.com/businesses/ge_oilandgas/en/literature/en/downloads/ecatalog.pdf

3.2.2 Sistema de Escape de las Turbinas MS-5001 (Turbogeneradores)

En la sección de escape, los gases que han sido utilizados para accionar las ruedas de la turbina, se dirigen hacia el sistema de recuperación de calor. Uno de los componentes de este sistema es el pleno de escape, sobre el cual está montado el ducto de transición e instalados pares térmicos, que miden los valores de la temperatura de salida de los gases de combustión y la transmiten al sistema de control BENTLY NEVADA.

3.2.2.1. Pleno de escape

La configuración del pleno de escape es la de una caja cerrada por los lados, abierta en la parte superior y soldada a una extensión de la base de la turbina. Encierra el armazón de escape de la turbina, el difusor y las aletas giratorias. La cubierta cubre los lados y sirve para agrandar el volumen del pleno, forzando los gases de escape a salir por la parte superior hacia el ducto de transición y de ahí al

sistema de recuperación de calor. El aislamiento del pleno proporciona protección térmica y acústica.

3.2.2.2 Conducto de Transición

El conducto de transición proporciona la trayectoria de los gases del pleno de escape a los módulos de los silenciadores del sistema recuperador de calor. Se ha provisto una puerta de acceso en uno de los paneles laterales para mantenimiento e inspección. El ducto en si está soldado a la parte superior abierta del pleno de escape y, a su vez, un módulo silenciador de baja frecuencia está soldado a la parte superior del ducto.

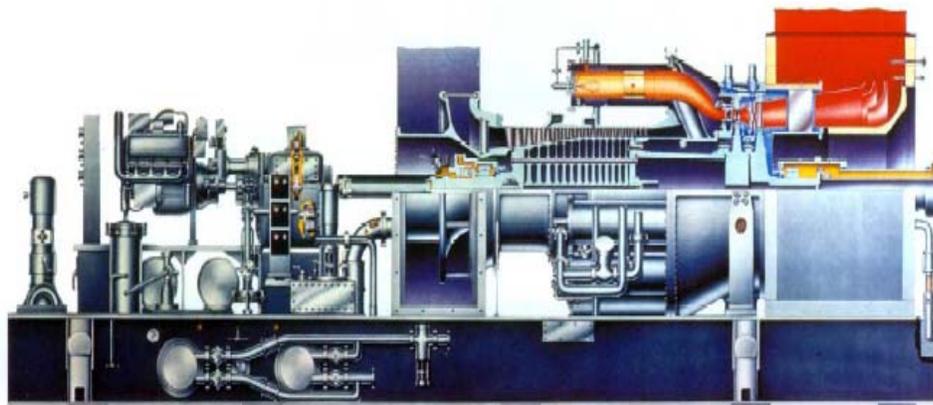


Fig. 3.2. Esquema de Turbina de Gas MS – 5001, General Electric

Fuente: http://www.gepower.com/businesses/ge_oilandgas/en/prod_serv/prod/gas_turbine/en/ms5001.htm

3.3 Sistema de recuperación de calor (SRC)

El sistema de recuperación de calor surge como una alternativa de aprovechamiento de la energía calórica contenida en los gases de escape producto de la combustión que tiene lugar en las turbinas. Por medio de este sistema se dirigen los gases desde el escape de la turbina a través de un ducto, hacia un intercambiador ubicado dentro de una unidad recuperadora de calor, por la cual circula aceite, y que es utilizado por algunos de los procesos de la planta.

El sistema de recuperación de calor es una adaptación que se le hizo al escape original de cada turbomáquina, éste está formado por ductos, dampers, juntas de expansión, una chimenea y un recuperador de calor. A continuación se detallan las características y funcionamiento de este sistema.

La mayor parte de la estructura de cada sistema de recuperación de calor está formada por un ducto que conserva el calor de los gases de escape; con el fin de que lleguen con la temperatura requerida hasta el intercambiador de calor. Para lograr que este calor sea mantenido a lo largo del ducto, este posee un diseño en el cual, las paredes del mismo están formadas en su espesor de la siguiente manera (desde el exterior hasta el interior del ducto): una lamina metálica, hormigón refractario, lana aislante y lamina metálica con perforaciones. Debido a que la composición del material refractario debe seguir las normas de la empresa, dichos ductos fueron elaborados con un material que presenta una mezcla de Luminita, Haydita y Vermiculita en proporciones de 1:2:4 respectivamente. La lana aislante, aparte de colaborar con la conservación del calor dentro del ducto, ayuda a fijar y mantener el material refractario en su lugar, evitando la posible erosión del mismo, debido a las altas velocidades con las que circulan los gases de escape dentro del ducto.

3.3.1 Unidades Recuperadoras de Calor

Las unidades de recuperación de calor residual o simplemente *Recuperadores de Calor*, como las mostradas en las figuras 3.4 y 3.5, permiten recuperar calor, a partir de los gases de escape provenientes de turbinas accionadas con gas u otras máquinas o procesos que generen gases calientes y que pu diesen de otra manera ser desechados. El funcionamiento general de estos equipos consiste en desviar los gases calientes hacia hileras de tubos aleteados que forman parte de un intercambiador de calor ubicado internamente en el recuperador, para así aprovechar el calor residual de estos gases y calentar el fluido que se encuentra dentro de los tubos, el cual

generalmente se utiliza para calentar otros materiales o sustancias perteneciente a otro proceso.



Fig. 3.3. Recuperador de calor D1.71001 (Derecha), Chimenea (Izquierda).
Fuente: Imagen Propia



Fig. 3.4. Recuperador de calor D1.81005 (Izquierda) y Chimenea (Derecha).
Fuente: Imagen Propia

3.3.2 Descripción Técnica de los Recuperadores de Calor

Existen en la PFDJ siete recuperadores de calor, y debido a que la planta se formó por la concepción de varios proyectos, la fecha de instalación de algunos de ellos es distinta, al igual que sus modelos y fabricantes. Las características técnicas de diseño de dichos recuperadores se muestran, brevemente, a continuación en la tabla 4.2, donde serán agrupados por modelos según sus semejanzas.

Tabla 3.2. Datos de diseño de los recuperadores de calor

RECUPERADORES DE CALOR		D1.71101	D1.71102	D1.81001	D1.81002	D1.81003	D1.81004	D1.81005
		Modelo A		Modelo B			Modelo C	
DISEÑO	Turbomáquina asociada	F30.76301	F30.76302	D4.81001	D4.81002	D4.81003	D4.81007	D4.81008
	Fabricante	<i>Heat Research Corp</i>	<i>Heat Research Corp</i>	<i>The G.C. Broach Company</i>	<i>The G.C. Broach Company</i>	<i>The G.C. Broach Company</i>	<i>ENTEC</i>	<i>ENTEC</i>
	Año de Instalación	1982	1982	1982	1982	1982	1991	1992
	Carga Calórica (MMBtu/hr)	120,150	120,150	27,907	27,907	27,907	22,377	22,377
	Flujo aceite (Lb/h)	1235000	1235000	260533	260533	260533	164901	164901
	Temp. Entrada Aceite (°F) / (K)	268 / 404	268 / 404	268 / 404	268 / 404	268 / 404	270 / 405	270 / 405
	Temp. Salida Aceite (°F) / (K)	450 / 505	450 / 505	450 / 505	450 / 505	450 / 505	490 / 527	490 / 527

3.3.3 Proceso de Recuperación de Calor

Los gases de escape de las turbinas que mueven los compresores de refrigeración D4.81001,2,3,7,8 son dirigidos por ductos de 84” hacia las Unidades de Recuperación de Calor D1.81001,2,3,4,5 respectivamente, mientras que los gases de escape de las turbinas de los turbogeneradores F30.76301,2 son dirigidas por ductos de 95” hacia las Unidades de Recuperación de Calor D1.71001,2 respectivamente. En

estas unidades se calienta el aceite proveniente del tambor pulmón ubicado en el área de fraccionamiento.

El aceite viene desde el área de fraccionamiento por una tubería de 10" a una temperatura de 270 °F y se dirige por tuberías de 6" a las Unidades de Recuperación de Calor (D1.81001,2,3,4,5 – D1.71101,2).

El control de la temperatura del aceite de salida (490 °F), se hace con controladores de temperatura que gobiernan los controladores de flujo que comandan las válvulas de control de flujo respectivas, ubicadas en la entrada de las líneas de aceite de 6" de las Unidades de Recuperación de Calor.

El Aceite ya caliente sale de las Unidades de Recuperación de Calor por tuberías de 6" que se unen en un múltiple de 10", el cual va hacia los rehervidores de la Depropanizadora y de la Debutanizadora en el área de fraccionamiento. El funcionamiento de este sistema es mostrado en la figura 3.5.



Fig. 3.5. Esquema de funcionamiento del Sistema Recuperador de Calor.

Fuente: Elaboración Propia

3.4 Sistema de aceite para calentamiento

Todos los requerimientos de calentamiento de los procesos productivos que tienen lugar en la planta de fraccionamiento se suministran mediante un sistema cerrado por el que circula el llamado “Aceite Caliente”. Dichos requerimientos son para los servicios de los siguientes equipos: calentador complementario de la alimentación de la planta, rehervidores de la depropanizadora, debutanizadora, separadora de butanos y el precalentador de la alimentación de la debutanizadora.

Se requieren diferentes temperaturas en cada uno de los servicios mencionados, por lo que se proveen dos cabezales con dos temperaturas diferentes de aceite para el calentamiento. El primer cabezal está a 490 °F, usado para el Rehervidor de la Depropanizadora y el de la Debutanizadora. Las corrientes de aceite para el calentamiento que salen de estos rehervidores se combinan y la temperatura resultante es de 323 °F en el modo de Recuperación de Etano y 343 °F en el modo de Rechazo de Etano. Esta es la temperatura en el segundo cabezal que suministrará aceite para el calentamiento al rehervidor de aceite de la separadora de butanos, al calentador complementario de la alimentación de la planta y al precalentador de la alimentación de la debutanizadora. Luego de su salida en este segundo grupo de equipos a 260 °F, el aceite para el calentamiento se dirige al tambor pulmón de aceite para calentamiento, desde el cual es bombeado a las instalaciones de calentamiento para luego dirigirse nuevamente a los usuarios del proceso. El diagrama de proceso del aceite para calentamiento es mostrado en la figura 3.5.

Una parte del calor suministrado al sistema de aceite para calentamiento proviene de las Unidades de Recuperación de Calor. El resto del calor se agrega por medio de Hornos de Fuego Directo.

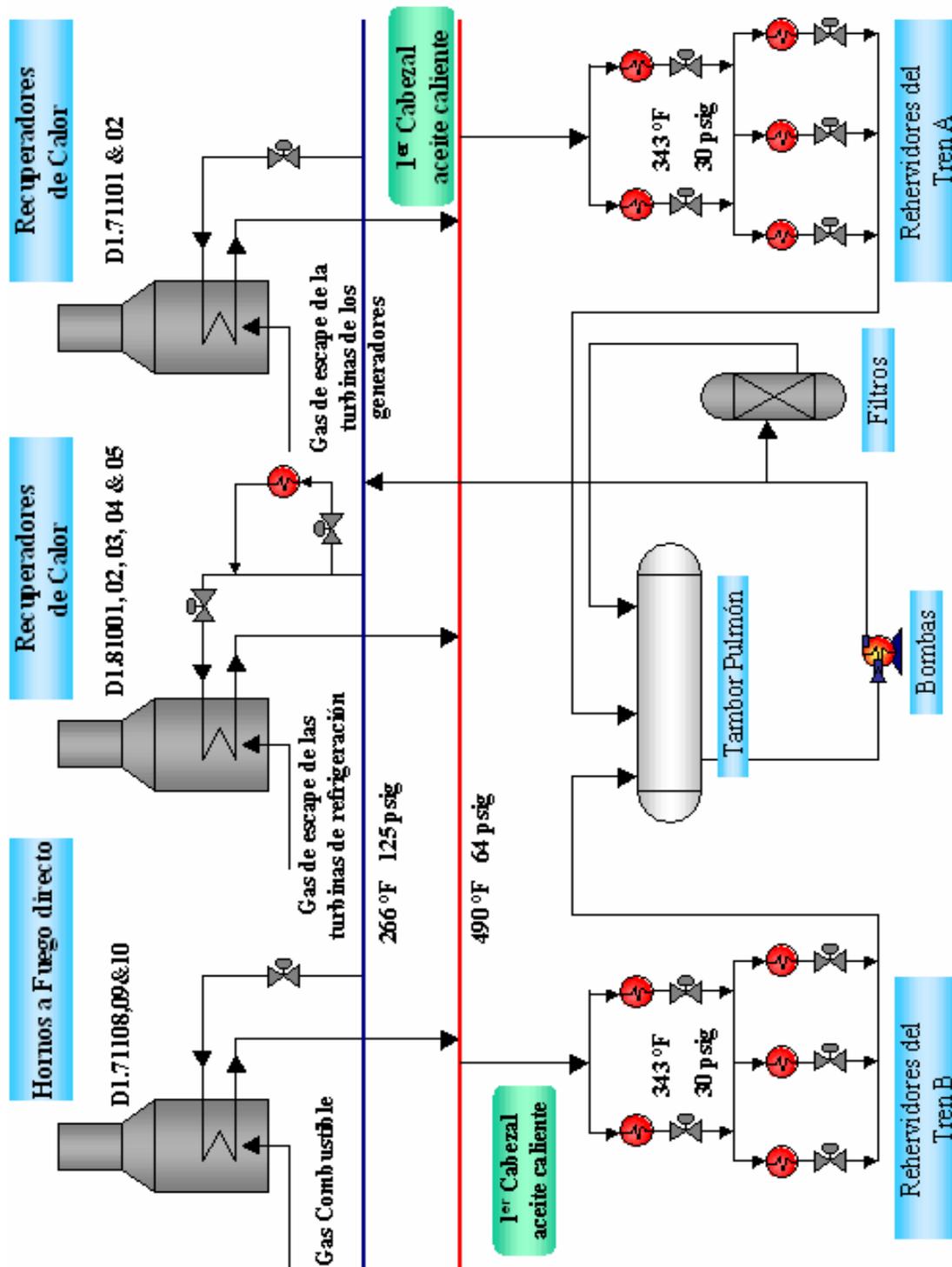


Fig. 3.6. Esquema del sistema de aceite para calentamiento de los trenes A y B.

Fuente: Elaboración Propia

El calor recuperado proviene, como se ha dicho antes, de los gases de escape de las turbinas de gas que impulsan a los generadores eléctricos y de las turbinas de los compresores del sistema de refrigeración de almacenamiento. La temperatura del aceite para calentamiento que sale de las diversas unidades de recuperación de calor se mantendrá en 490 °F mediante un control de temperatura que reajusta el caudal de aceite caliente que entra a cada una de estas unidades. La demanda total de aceite se cubrirá midiendo la presión en el cabezal de suministro de aceite para calentamiento y controlando el caudal de aceite para calentamiento de los hornos de fuego directo. El balance de calor se cierra finalmente controlando que la temperatura del aceite para calentamiento que sale de estos hornos a fuego directo se mantenga a 490 °F y ajustando proporcionalmente el caudal de gas combustible. (Manual de Operaciones, 1984).

La demanda total de calor es, normalmente, para ambos trenes en el caso de Rechazo de Etano 310.4 MMBTUH con aproximadamente 164.6 MMBTUH suministrado por la Recuperación de Calor Residual, y el resto por los hornos a fuego directo. El Sistema de Aceite para Calentamiento se considera como un servicio y se ha diseñado como una unidad común para satisfacer la demanda de los dos trenes de procesos que forman la PFDJ.

3.4.1 Características del “Aceite Caliente”

Este aceite, debe ser un aceite básico de calentamiento producto de una mezcla de hidrocarburos, de estado líquido, color ámbar y ligero olor a petróleo. En la tabla 3.3 se presentan algunas de las propiedades que según los requerimientos de planta debe tener el aceite caliente a la entrada y salida de las unidades recuperadoras de calor. Características bajo las cuales diseñaron los fabricantes, en la fecha de apertura de la planta.

3.4.1 Características del “Aceite Caliente”

Este aceite, debe ser un aceite básico de calentamiento producto de una mezcla de hidrocarburos, de estado líquido, color ámbar y ligero olor a petróleo. En la tabla 3.3 se presentan algunas de las propiedades que según los requerimientos de planta debe tener el aceite caliente a la entrada y salida de las unidades recuperadoras de calor. Características bajo las cuales diseñaron los fabricantes, en la fecha de apertura de la planta.

Tabla 3.3 Propiedades del Aceite Caliente, según especificaciones de diseño

ACEITE CALIENTE		
Entrada (268 °F) (404 K)	Gravedad Específica	0,876
	Calor específico (Btu/Lb°F)	0,535
	Viscosidad (Cp)	1,310
	Conductividad	0,076
Salida (450 °F) (505 K)	Gravedad Específica	0,802
	Calor específico (Btu/Lb°F)	0,620
	Viscosidad (Cp)	0,560
	Conductividad	0,069

3.5 Sistema de liberación a la atmósfera

El sistema de liberación a la atmósfera forma parte del sistema de recuperación de calor de las turbomáquinas, puesto que en él, está incluido una chimenea. Cuando por necesidades operacionales no se requiere del calentamiento de aceite, los gases de escape son desviados hacia la chimenea donde son descargados libremente a la atmósfera.

CAPITULO IV

DIAGNÓSTICO DEL ESTADO ACTUAL DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

En este capítulo se describirá el estado actual del sistema recuperador de calor (SRC) de la PFDJ. Con este fin, el mencionado sistema, será dividido en módulos y secciones, las cuales serán mostradas en el apéndice B. Los datos operacionales mostrados corresponden a la data colectada durante el desarrollo de la pasantía en la PFDJ. En la figura 4.1 se observan los turbogeneradores con su sistema de admisión y escape.



Fig. 4.1. Vista panorámica de Área 270.

Fuente: Imagen Propia

4.1 Metodología

Para el cumplimiento de uno de los objetivos de este trabajo, el diagnóstico del estado actual sistema recuperador de calor, se consideraron dos enfoques; uno de ellos, fue desde el punto de vista de la eficiencia térmica, y el otro desde el punto de vista físico, es decir, del estado estructural del sistema recuperador de calor.

El estudio estructural del sistema se realizó detalladamente. Para ello se hizo una inspección exhaustiva externa de cada una de las partes que conforman el sistema recuperador de calor de cada turbomáquina, identificándolas con letras. El resultado de este estudio se refleja en las tablas 4.1 y 4.2, en las cuales se les da valoraciones, desde el 1 que representa el mejor estado, hasta el 4 que representa un mal estado a cada una de las partes previamente identificadas. También se hizo una inspección física interna a los SRC a los cuales fue posible, debido a que se encontraban en disponibilidad, por no estar efectuando en ese momento labores operacionales.

El estudio de comportamiento térmico se logró, gracias a los datos operacionales recabados en la planta durante nueve meses, relativos al funcionamiento de las turbomáquinas, al sistema recuperador de calor y al sistema de aceite caliente. Estos datos fueron proporcionados por los reportes diarios de los operadores, mantenedores y por la información almacenada por el programa de seguimiento de procesos ASPEN TECH[®] utilizado en la PFDJ. Dicha información fue extraída por los ingenieros de procesos de la planta. Con los datos recopilados, se realizó para cada recuperador de calor, del que se dispusiese la información completa, un promedio del flujo másico, temperatura de entrada y salida del aceite que circula a través de él, y posteriormente aplicando la ecuación (4.1);

$${}_1\dot{Q}_2 = \dot{m} Cp(T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

se obtuvo el valor de la cantidad de calor absorbido actualmente por el aceite. Finalmente, se determinó la eficiencia actual, de los diferentes intercambiadores de calor, que es el porcentaje que representa la relación, del desempeño actual (en cuanto al calor absorbido por el aceite), con respecto al desempeño ideal, (cantidad de calor que debería absorber el aceite según lo establecido en el diseño del equipo), por medio de la ecuación (4.2);

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{diseño}} \quad (4.2)$$

4.2 Sistemas de recuperación de calor asociados a los turbogeneradores F30.76301 Y F30.76302 (Modelo A)

Estos sistemas de recuperación de calor, se encuentran ubicados en el área 270, área de generación, y proporcionan el mayor aporte de volumen de aceite del sistema de recuperación de calor en su totalidad. Serán previamente evaluados, para luego diagnosticar su eficiencia actual, respecto a la de diseño.

4.2.1 Diagnóstico del estado estructural de los sistemas de recuperación de calor de los turbogeneradores F30.76301 y F30.76302

Estos sistemas, por ser iguales estructural y funcionalmente, serán divididos para los efectos de este estudio, en secciones, las cuales serán identificadas con letras como:

- A:** Junta de Expansión
- B:** Parte inferior de chimenea
- C:** Campana y Cilindro de escape de gases
- D:** Dámper

E: Módulo inferior del recuperador de calor

F: Campana y Cilindro de escape del recuperador de calor

Un esquema del sistema recuperador de calor del Modelo A, dividido en secciones, se muestra, a continuación, en la figura 4.2; y las imágenes reales del sistema, dividido en las secciones, es mostrado en el Apéndice B.

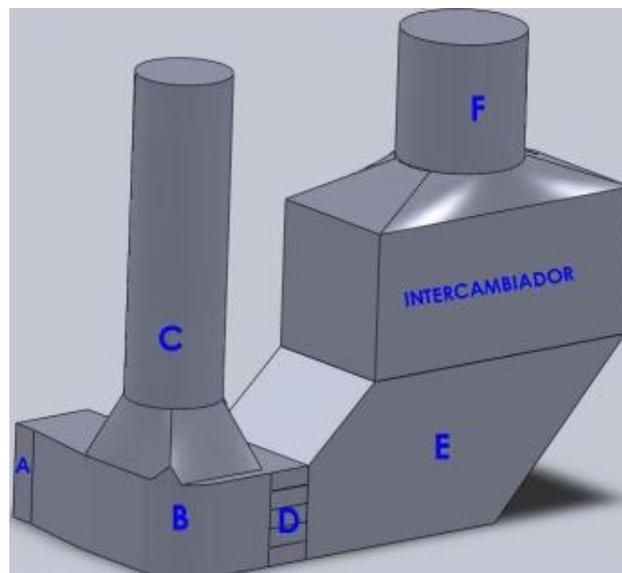


Fig. 4.2. Esquema del SRC Modelo A, dividido en secciones. Fuente: Elaboración Propia

A continuación se presenta la tabla 4.1, que describe el estado físico externo de los SRC asociados a los Turbogeneradores F30.76301 y F30.76302. La descripción se basa en una calificación numérica, que describe cualitativamente el estado de cada sección. Siendo asignado los siguientes calificativos para cada valor:

- 1:** Excelente estado
- 2:** Buen estado general. Detalles de pintura en mal estado.
- 3:** Estado de atención. Desprendimiento de pintura y leve corrosión
- 4:** Mal estado. Desprendimiento de material, corrosión aguda.

Tabla 4.1 Descripción del estado físico de los SRC, Modelo A

TURBOGENERADOR	SECCIONES					
	A	B	C	D	E	F
F30.76301	1	1	1	2	1	1
F30.76302	4	3	3	4	3	3

4.2.2 Datos operacionales actuales

En la Tabla 4.2, se presentan los valores promedio de flujo de aceite, temperatura de entrada y salida de aceite, temperatura de entrada y salida de gases de escape y calor absorbido por el aceite caliente que circula por el recuperador de calor, así como también la eficiencia del SRC, en relación a la de diseño.

Tabla 4.2. Promedios de los valores de las variables en el SRC Modelo A

VARIABLE	D1.71001 (Carga 12 MW)		D1.71002 (Carga 10 MW)	
	VALOR	FUENTE	VALOR	FUENTE
Flujo de aceite (GPM) / (Lb/h)	1527 / 664197	FIC - 71110	1583 / 687655	FIC - 71114
Temperatura de entrada aceite (°F) / (K)	368 / 460	TI - 71134	365 / 458	TI - 71147
Temperatura de salida de aceite (°F) / (K)	490 / 527	TIC - 71136	489 / 527	TIC - 71148
Temperatura de salida de gases (°F) / (K)	374 / 463	TIC - 71131	388 / 471	TIC - 71143
Temperatura de entrada de gases (°F) / (K)	905 / 758	TIX -00001	904 / 758	TIX -00002
Calor absorbido por el aceite (MMBtu/hr) / (kW)	51,9 / 15200	Ecuación 4.1	54,75 / 21503	Ecuación 4.1
Eficiencia (%)	72,01	Ecuación 4.2	91,14	Ecuación 4.2

4.2.3 Estructura interna del sistema de recuperación de calor del Turbogenerador F30.76301.

Esta fue la única estructura del SRC del área 270 que fue posible inspeccionar. La estructura interna del recuperador de calor se observa en buenas condiciones generales, no se observa desprendimiento de partes. El dámper, chimenea y ducto también presentan buenas condiciones generales. Estas condiciones son apreciables en la figura 4.3.

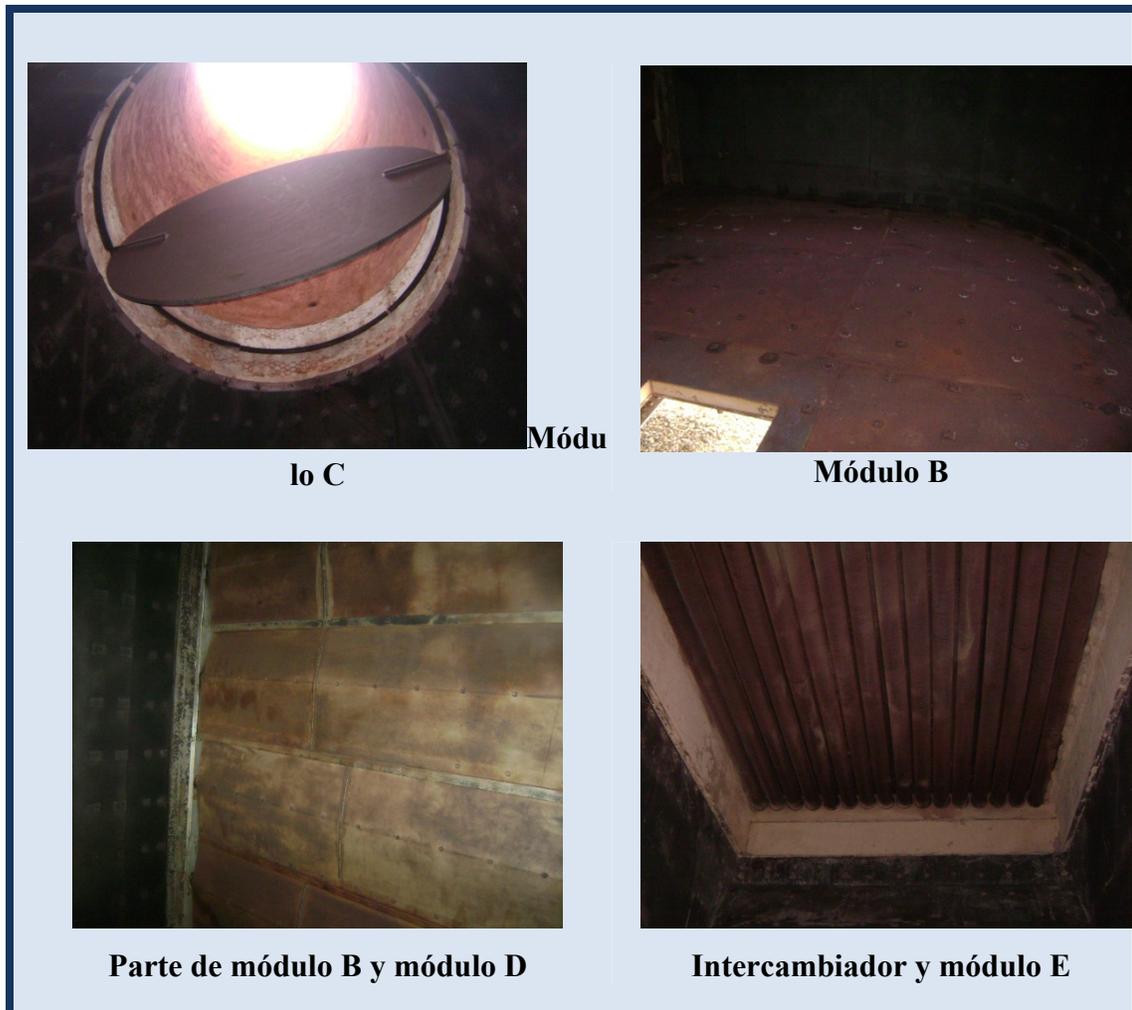


Fig. 4.3. Condiciones internas del SRC asociado al Turbogenerador F30.76301.

Fuente: Imagen Propia

4.3 Sistemas de recuperación de calor asociados a los turbocompresores D4.81001, D4.81002 Y D4.81003 (Modelo B)

Los SRC de los turbocompresores D4.81001, D4.81002 y D4.81003, pertenecientes al área 380, área de refrigeración, son estructural y funcionalmente idénticos. Estos sistemas de recuperación constan de varios módulos y secciones, que también serán identificadas con letras para efectos de este estudio, como se muestra en el esquema de la figura 4.4. Imágenes reales del ducto dividido, son mostradas en el Apéndice X

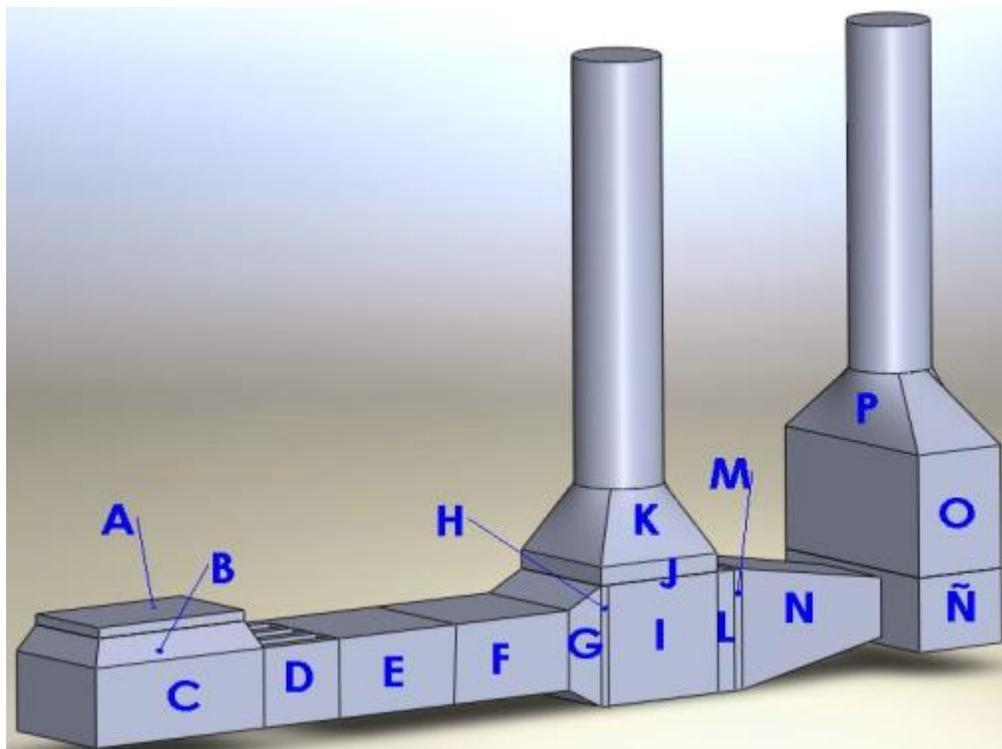


Fig. 4.4. Esquema del SRC Modelo B, dividido en secciones. Fuente: Elaboración Propia

Una limitante en el estudio del SRC asociado al turbocompresor D4.81001, es que durante el desarrollo de la pasantía estuvo fuera de servicio, por ello no se pudo obtener los datos operacionales por ese período; sin embargo, el equipo fue puesto de

nuevo en operación durante el mes de octubre de 2009, siendo estos los datos operacionales con los que se realizaron los cálculos para esta investigación. No se realizarán los cálculos basándose en datos antiguos, porque no existe una base o registro histórico de ellos. Esto producto de un reciente cambio del programa computarizado utilizado para el seguimiento de las variables operacionales de los procesos de la planta.

Sin embargo la limitante de que la máquina D4.81001 se encontrara fuera de servicio, se convirtió en una oportunidad para conocer e inspeccionar el estado interno de este sistema recuperador de calor, el cual se describirá en la sección 4.2.3.

Durante el tiempo de duración de la pasantía, el SRC asociado al turbocompresor D4.81003 no fue puesto en servicio debido a que la máquina compresora no se encontraba disponible, por haber cumplido el límite de horas operacionales efectivas; está en espera para que se le realice un mantenimiento mayor.

Sin embargo, estos sistemas de recuperación se encuentran sometidos a condiciones operacionales muy similares y tienen el mismo tiempo de instalación.

4.3.1 Diagnóstico del estado estructural de los sistemas de recuperación de calor de los turbocompresores D4.81001, D4.81002 y D4.81003

Las secciones en que fue dividido, en este estudio, el sistema de recuperación de calor, Modelo B, (mostrado anteriormente en la figura 4.3) han sido identificadas de la siguiente manera:

A, H y M: Juntas de expansión

B, C, D, E, F, G, I e N: Ductos

J y L: Dampers

K: Chimenea de descarga libre a la atmósfera

Ñ: Sección inferior del cuerpo del recuperador de calor

O: Sección de intercambiador de calor

P: Chimenea del recuperador de calor

A continuación se presenta la tabla 4.3, en la que se describe el estado físico externo de los sistemas recuperadores de calor. Donde la calificación numérica dada a las secciones, tiene el mismo significado que el de la sección 4.1.

Tabla 4.3. Descripción del estado físico de los SRC, Modelo B

TURBO COMPRESOR	SECCIONES																
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	Ñ	O	P
D4.81001	4	2	2	2	2	3	2	3	2	2	2	4	2	4	2	4	4
D4.81002	2	2	2	2	3	2	2	3	2	3	2	3	3	3	4	4	4
D4.81003	3	3	3	3	3	3	3	2	3	3	3	3	2	2	2	2	2

4.3.2 Datos operacionales actuales

La tabla 4.4, contiene los valores promedio de las variables de flujo de aceite, temperatura de entrada y salida de aceite, temperatura de entrada y salida de gases de escape y calor absorbido por el aceite caliente en el recuperador de calor, así como también el valor de la eficiencia actual de los sistemas de recuperación de calor asociados a los turbocompresores D4.81001 y D4.81002. El sistema asociado al turbocompresor D4.81003 no posee la data mencionada, por las razones explicadas

anteriormente en este estudio, sin embargo, es presentado para proporcionar la identificación de los instrumentos medidores de esas variables en ese sistema.

Tabla 4.4. Promedios de los valores de las variables en el SRC Modelo B

VARIABLE	D4.81001		D4.81002		D4.81003	
	VALOR	FUENTE	VALOR	FUENTE	VALOR	FUENTE
Flujo de aceite (GPM) / (Lb/h)	312 / 135715	FIC 810U3	306 / 133145	FIC 810T3	-----	FIC 810V3
Temperatura de entrada aceite (°F) / (K)	303 / 423	TI 810X1	303 / 423	TI 810X1	-----	TI 810X1
Temperatura de salida de aceite (°F) / (K)	449 / 504	TIC 810U5	453 / 507	TIC 810T3	-----	TIC 810V3
Temperatura de salida de gases (°F) / (K)	457 / 509	TI 810J6	450 / 505	TI 810J1	-----	TI 810J5
Temperatura de entrada de gases (°F) / (K)	878 / 743	TIX- 001	869 / 738	TIX - 002	-----	TIX - 003
Calor cedido al aceite (MMBtu/hr) / (kW)	12,69 / 3716	Ec. 4.1	12,80 / 3748	Ec. 4.1	-----	-----
Eficiencia (%)	45,48	Ec. 4.2	45,87	Ec. 4.2	-----	-----

4.3.3 Estructura interna del sistema de recuperación de calor del Turbocompresor D4.81001

La parte interna de los módulos B, C y D se encuentran, aunque superficialmente un poco oxidada, en buen estado. En las láminas sin embargo se observa, sobre ellas, residuos del material refractario interno. Esto es posible ya que las laminas son agujereadas, y puede pasar, a través de los orificios, el material refractario interno desprendido.

Los módulos E, F, G e I presentan levantamiento y doblamiento de las láminas con exposición del material refractario, así como una oxidación avanzada de las mismas, con desprendimiento de material.

Los Dampers (Secciones L y J) presentan en sus compuertas desprendimiento y en algunos casos ausencia del material que sirve para sellar entre las láminas de la compuerta. Las láminas de las compuertas se encuentran inestables.

En los módulos N y Ñ pertenecientes al recuperador de calor se observa nuevamente levantamiento completo de algunas láminas y parcial de otras. Exposición del material aislante. Ausencia en varias secciones de empacaduras, especialmente entre las uniones de las secciones Ñ y O, al punto de crearse puntos de entrada de luz al cuerpo del recuperador, y de dimensiones suficientes para observar a través de éstas hacia el exterior del mismo. Una parte de los bloques del refractario de hormigón se encontraron húmedos y susceptibles a desmoronamiento. Los tornillos observables en estos módulos presentan un avanzado estado de corrosión.

Los tubos aleteados del módulo O se observaron en buen estado general. El módulo K, se observó en buen estado, a pesar de que su inspección visual, se encuentra limitada por la presencia de los dampers, que interfieren con la apreciación cercana y total de la sección.

En los módulos o secciones D, F, G, E, I, N, y Ñ se observó un desprendimiento de los pernos de sujeción de las láminas de aproximadamente un 40% del total de los mismos. Así como dispersión de material refractario y pequeñas partes de material metálico de origen desconocido.

Es importante aclarar que este tipo de inspecciones visuales, y el resultado de ellas, están sujetas a la apreciación del inspector, basada en sus conocimientos y

experiencias. A continuación se presenta en las figura 4.5, algunas de las imágenes recopiladas durante la inspección realizada a este SRC.



Fig. 4.5. Condiciones internas del SRC asociado al Turbocompresor D4.81001.

Fuente: Imagen Propia

4.4 Sistemas de recuperación de calor asociados a los turbocompresor D4.81007 y D4.81008

Los sistemas de recuperación de calor de las máquinas turbocompresoras D4.81007 y D4.81008 son iguales estructural y funcionalmente entre sí, y distintos a sus homólogos de las máquinas D4.81001, D4.81002 y D4.81003, a pesar de que todos operan en el área 380. La forma del recuperador de calor es distinta, también la de algunos módulos. Esto es debido a que fueron construidos e instalados por otro fabricante, en fechas distintas a los de los modelos estudiados anteriormente.

4.4.1 Diagnóstico del estado estructural de los sistemas de recuperación de calor de los turbocompresores D4.81007 y D4.81008

Los SRC de los turbocompresores D4.81007 y D4.81008, Modelo C, se encuentran divididos en secciones, al igual que los modelos A y B, como se muestra en el esquema de la figura 4.6.

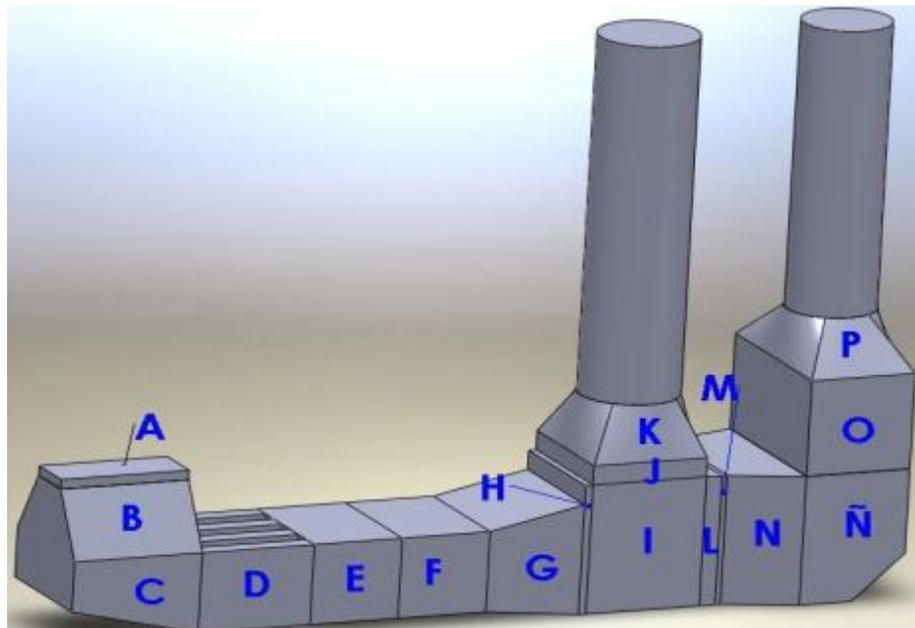


Fig. 4.6. Esquema del SRC Modelo C, dividido en secciones. Fuente: Elaboración Propia

Estos módulos están identificados como:

A, H y M: Juntas de expansión

B, C, D, E, F, G, I e N: Ductos

J y L: Dampers

K: Chimenea de descarga libre a la atmósfera

Ñ: Sección inferior del cuerpo del recuperador de calor

O: Sección de intercambiador de calor

P: Chimenea del recuperador de calor

A continuación se presenta la tabla 4.4, en ella se describe el estado físico externo de estos sistemas recuperadores de calor. La descripción se basa en la misma calificación numérica de la sección 4.1, teniendo el mismo significado.

Tabla 4.5. Descripción del estado físico de los SRC, Modelo C

TURBO COMPRESOR	SECCIONES																
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	Ñ	O	P
D4.81007	2	3	3	3	2	2	2	3	3	3	3	2	2	2	2	3	2
D4.81008	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

4.4.2 Datos operacionales actuales

Los valores promedio de las variables de flujo de aceite, temperatura de entrada y salida de aceite, temperatura de entrada y salida de gases de escape y calor absorbido por el aceite caliente en el recuperador de calor se muestran en la Tabla 4.6.

Los datos operacionales fueron tomados a lo largo del desarrollo de la pasantía, con cierta intermitencia en el tiempo de colección de los mismos, debido a las situaciones operacionales requeridas por la planta, en cuanto a la necesidad de servicio de los turbocompresores.

Tabla 4.6. Promedios de los valores de las variables en el SRC Modelo C

VARIABLE	D4.81007		D4.81008	
	VALOR	FUENTE	VALOR	FUENTE
Flujo de aceite (GPM) / (Lb/h)	273 / 118822	FIC 81102	330 / 143502	FIC 81167
Temperatura de entrada aceite (°F) / (K)	303 / 423	TI 810X1	303/ 423	TI 810X1
Temperatura de salida de aceite (°F) / (K)	485 / 524	TIC 81103	483 / 523	TIC 81166
Temperatura de salida de gases (°F) / (K)	471 / 517	TI 81038	470 / 516	TI 810165
Temperatura de entrada de gases (°F) / (K)	887 / 748	TIX- 007	870 / 738	TIX- 008
Calor absorbido por el aceite (MMBtu/hr) / (kW)	13,90 / 4070	Ec. 4.1	16,58 / 4855	Ec. 4.1
Eficiencia (%)	62,13	Ec. 4.2	74,11	Ec. 4.2

4.4.3 Estructura interna del sistema de recuperación de calor del Turbocompresor D4.81007

Los módulos E, F y G, presentan rotura y desprendimiento de láminas internas, avanzado estado de corrosión, desprendimiento y exposición de material refractario, desprendimiento de pernos y aseguradores de pernos. El módulo C, se observa, a través de los módulos silenciadores, en buen estado general, aunque con leve corrosión, al igual que la sección H; aunque en esta última hay ausencia de aproximadamente 25% de los pernos de sujeción y anclajes. En la sección D, donde

se encuentran los módulos silenciadores, se observa una sustancia blanquesina procedente del material refractario interno. Los dampers (módulos J y L) se observan con dobleces irregulares y movimientos anormales respecto a su función. La sección de la chimenea de descarga libre a la atmósfera se observa en buen estado general.

En el recuperador de calor en la parte inferior, se presenta leve corrosión y desprendimiento de 5% aproximadamente de los pernos, mientras que la sección del intercambiador se observa en buenas condiciones generales. Las figura 4.7 y 4.8, muestran algunas de las imágenes tomadas durante esta inspección.

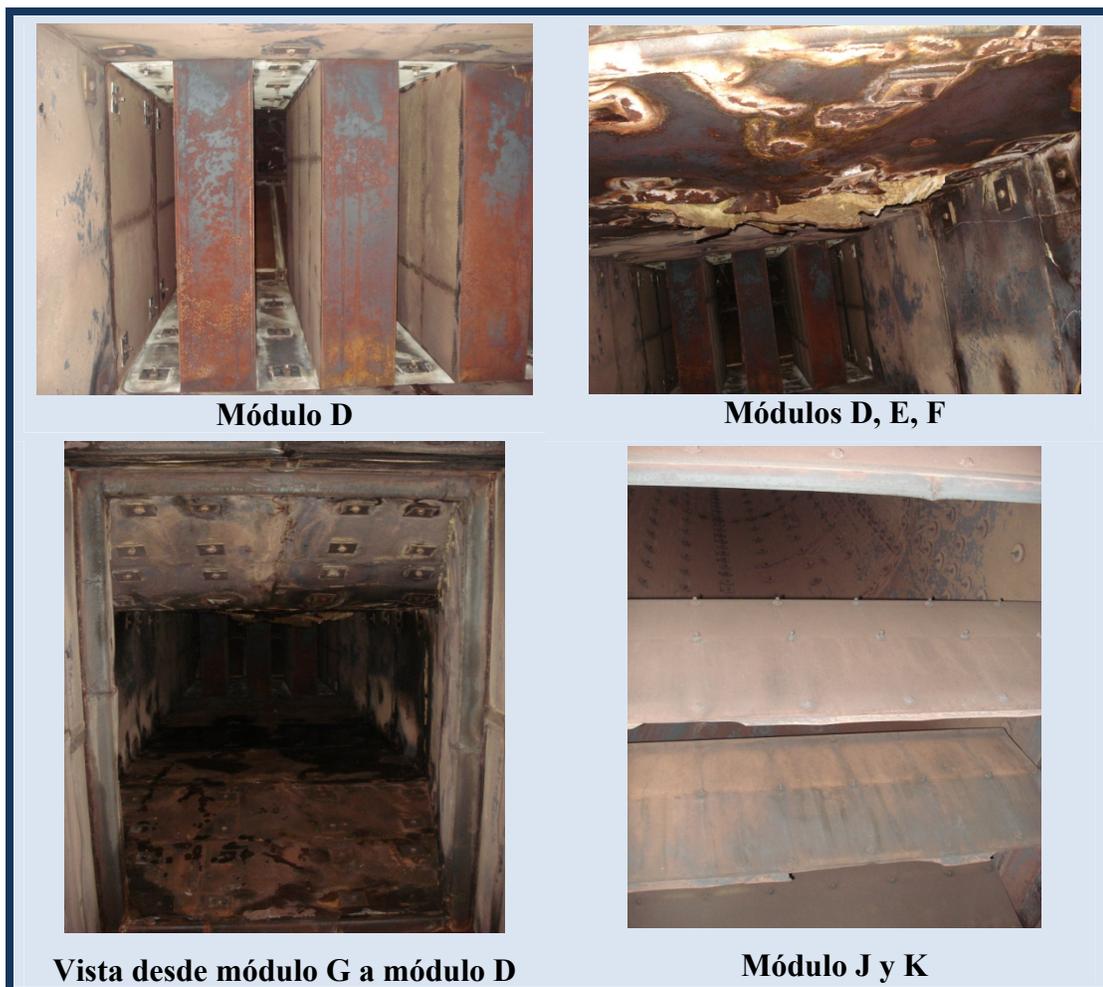


Fig. 4.7. Condiciones internas del SRC asociado al Turbocompresor D4.81007.

Fuente: Imágenes Propias



Fig. 4.8. Condiciones internas del SRC asociado al Turbocompresor D4.81007.

Fuente: Imágenes Propias

4.5 Gases de combustión

Los gases de escape, producto de la combustión que ocurre en las turbinas, poseen propiedades termodinámicas específicas, de acuerdo a las condiciones de la mezcla de aire combustible que sea efectuada y a la temperatura alcanzada por la misma, al momento de realizarse la combustión. De acuerdo a esto, la mezcla gaseosa posee porcentajes característicos de los gases: dióxido de sulfuro, agua, oxígeno, monóxido de carbono, argón, dióxido de carbono y nitrógeno, que definen dichas propiedades termodinámicas. Estas propiedades son mostradas en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Propiedades termodinámicas de los gases de combustión

Turbomáquina Asociada	PROPIEDADES					
	Peso Molecular (g/mol)	Entalpía (Btu/lb) (kJ/kg)	Calor Específico (Btu/lb°F) (kJ/kg K)	Viscosidad (Cp) (g/m s)	Densidad (lb/ft ³) (kg/m ³)	Conductividad Térmica (Btu/hrFt ² °f) (W/m K)
F30.76301	30,1408	192,84 448,55	0,2455 1,0272	0,0374 0,0004	0,0905 1,4497	0,0298 0,0515
F30.76302	30,0296	204,55 475,79	0,2642 1,1054	0,0305 0,0003	0,0309 0,4950	0,0303 0,0524
D4.81001	29,9763	195,56 454,88	0,2510 1,0502	0,0317 0,0003	0,0301 0,4822	0,0353 0,0611
D4.81002	30,0295	197,88 460,27	0,2745 1,1485	0,0315 0,0003	0,0299 0,4790	0,0372 0,0643
D4.81003	-----	-----	-----	-----	-----	-----
D4.81007	29,1200	204,49 475,64	0,2642 1,1054	0,0350 0,0004	0,0301 0,4822	0,0303 0,0524
D4.81008	29,1247	218,01 507,09	0,2657 1,1117	0,0358 0,0004	0,0289 0,4629	0,0321 0,0555

CAPITULO V

SIMULACIÓN NUMÉRICA

En el capítulo anterior se determinó la eficiencia actual de cada sistema de recuperación de calor, y, con ese valor se pudo constatar cómo ésta ha disminuido en comparación con la de diseño. Para determinar cuáles son las causas de dicha disminución, y cuál es el lugar donde ocurre la pérdida de calor que la provoca, se estudiará el comportamiento de los gases de combustión en el ducto, desde el pleno de escape en la turbina, hasta la entrada del intercambiador de calor ubicado en el recuperador. El ducto del SRC se encuentra térmicamente aislado, por lo que, teóricamente, la temperatura a lo largo de él, debería ser la misma.

Para comprobar el estado del aislante del ducto, se escogió el SRC que presenta menor eficiencia en cada modelo, y con los datos de las tablas, 4.2, 4.4, 4.6 y 4.7, y la ecuación de calor (4.1), se determinó, numéricamente, la temperatura a la entrada del intercambiador de calor. Las temperaturas determinadas se presentan a continuación, en la Tabla 5.1. También se muestra la temperatura de salida de la turbina, para hacer la comparación entre ellas.

Tabla 5.1. Temperatura de los gases de combustión en los ductos

SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR	Temperatura de salida en turbina (°F) / (K)	Temperatura de entrada al intercambiador (°F) / (K)	Diferencia
Modelo A	905,7 / 758,5	856,8 / 731,3	6%
Modelo B	878,9 / 743,6	746,7 / 670,2	15%
Modelo C	887,2 / 748,2	771,9 / 684,2	13%

Los resultados anteriores se comprobarán por medio de simulaciones numéricas, en las que se recrearán las condiciones actuales a las que se encuentran sometidos estos SRC. También se determinará, por medio de ellas, el coeficiente de transferencia de calor, que hay, entre el interior del ducto y el medio en que se encuentra. Dicho coeficiente resulta difícil determinarlo por las vías de los cálculos tradicionales, debido a que se carece de la información necesaria del estado actual de sus componentes, porque es posible, que en el caso del material refractario y de la lana aislante, hayan sufrido degradaciones a lo largo del tiempo.

Para llevar a cabo una simulación numérica es necesario seguir una serie de etapas, las cuales contemplan, desde la concepción del modelo hasta la obtención de los valores de las variables que dan solución al problema planteado. El trabajo realizado durante cada una de estas etapas será explicado en detalle a continuación.

5.1 Elaboración de la geometría

Para la realización de una simulación se debe cumplir en primera instancia con el diseño de la geometría del elemento o sistema a simular. En este caso, la geometría fue diseñada en SOLID WORKS 2009. Fueron tres los modelos realizados, los cuales conservan fielmente las características geométricas y dimensiones del diseño original.

La figura 5.1, muestra la geometría del SRC Modelo A. De éste, e igualmente del resto de los sistemas de recuperación de calor, se excluyen las chimeneas, ya que no son necesarias para los efectos de este estudio, debido a que por las mismas, no circulan los gases de combustión durante el proceso que a este trabajo concierne.

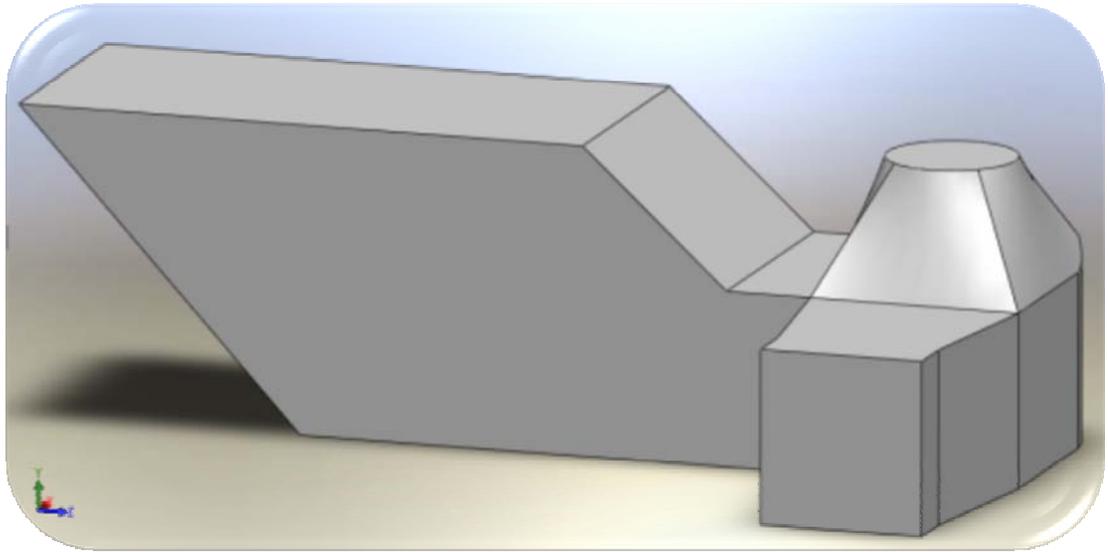


Fig. 5.1. Geometría del SRC asociado a los Turbogeneradores F30.76301 y F30.76302. Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

La figura 5.2 muestra la geometría del SRC Modelo B, el cual, como se explicó en los capítulos anteriores, es común para tres de las turbomáquinas de la PFDJ.

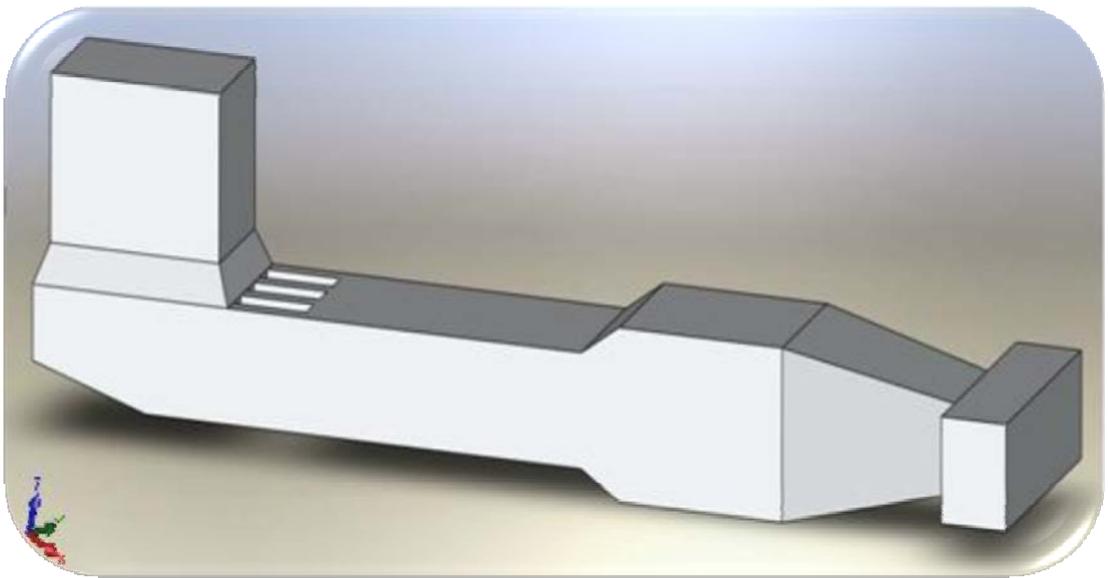


Fig. 5.2. Geometría del SRC asociado a los Turbocompresores D4.81001, D4.81002 y D4.81003. Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

Finalmente, en la figura 5.3 se observa la geometría creada para el SRC, Modelo C.

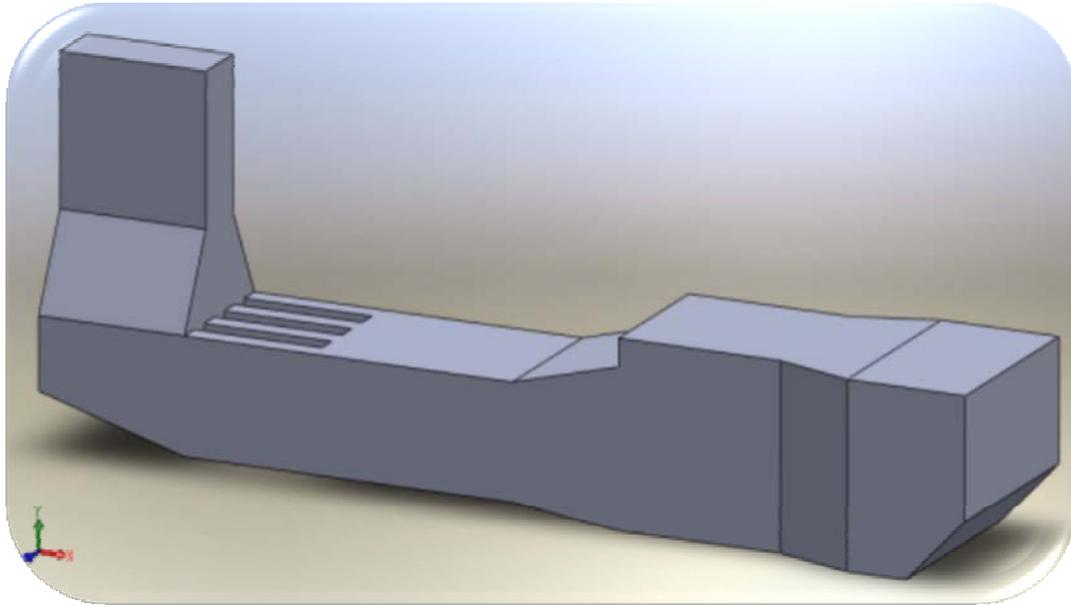


Fig. 5.3. Geometría del SRC asociado a los Turbocompresores D4.81007 y D4.81008. Modelo C. Fuente: Elaboración Propia

5.2 Elaboración del proyecto de simulación

La simulación fue realizada en el programa ANSYS Workbench 11.0, específicamente utilizando el módulo de CFD, ANSYS CFX 11.0. Para el uso de esta versión del programa y de este estudio específicamente, fue necesario crear un “Proyecto”, el cual contempla los siguientes niveles de elaboración.

5.2.1 Diseño del modelo (Design Modeler)

En este nivel se realiza la importación de la geometría creada previamente en Solidworks 2009. La cual tiene una extensión de archivo .SLDPRT y es actualizada en ANSYS mediante la función de generación.

5.2.2 Mallado (CFX – Mesh)

El primer paso a realizar en esta sección, es definir en la geometría las regiones de interés que tendrá la simulación. En este caso se define la entrada, la salida y el cuerpo, que es el lugar de la trayectoria de los gases de escape, desde la entrada hasta la salida del sistema recuperador.

Luego se establecen los parámetros bajo los cuales será creada la malla. Sin embargo, es necesario realizar un análisis de sensibilidad del mallado, para determinar, la densidad de malla que proporcione mejores resultados. En este caso se creó una malla de tipo no estructurada, que es el tipo de malla creada por defecto por el programa para este tipo de estudio.

Análisis de sensibilidad de malla

Entre las opciones ofrecidas por el CFX-Mesh, se encuentra la posibilidad de variar la densidad de la malla, es decir, variar su número de elementos. Esto se logra definiendo los parámetros de Espaciamiento, (Spacing), que es el tamaño máximo y mínimo que podrán tener cada uno de los elementos y Escala Global de Malla o GMS por sus siglas en inglés (Global Mesh Scale), que toma valores entre 0.5 y 2; donde el valor menor procura la creación de una malla con elementos pequeños y por ende, con mayor cantidad de los mismos.

Un alto número de elementos, trae como consecuencia tiempos de simulación prolongados y resultados más precisos. Es por ello, que con el análisis de sensibilidad se pretende realizar la selección de una malla que establezca un compromiso entre precisión de resultados y tiempos de simulación convenientes para el investigador.

En este estudio se realizará, para cada modelo geométrico, la variación de la escala global de malla y del espaciamiento, obteniendo así para cada modelo, varias mallas con distinto número de elementos. Se mantendrán condiciones fijas en la simulación, y se escogerá como la malla a utilizar en el resto del estudio, la que tenga un porcentaje de error menor al 5% con respecto a la malla más fina, con un menor número de elementos. Estos resultados estarán basados en los valores de un perfil de velocidad contenido de diez puntos, ubicados en el interior de los modelos.

En las figuras 5.4, 5.5 y 5.6 se presentan los resultados del análisis de sensibilidad hecho a los modelos geométricos, realizando la variación de los parámetros mencionados anteriormente. En el eje de las abscisas se representan los puntos de estudio de la velocidad en el SRC, y en el eje de las ordenadas el porcentaje de error respecto a una malla, de un número de elementos aproximado a los tres millones, que es la mallas más densa que se puede lograr para cada geometría, (debido a las limitaciones de memoria del ordenador donde se realizaron las simulaciones). En la parte superior derecha de cada gráfica se muestra una imagen de la ubicación de la línea de puntos referidas en el eje horizontal.

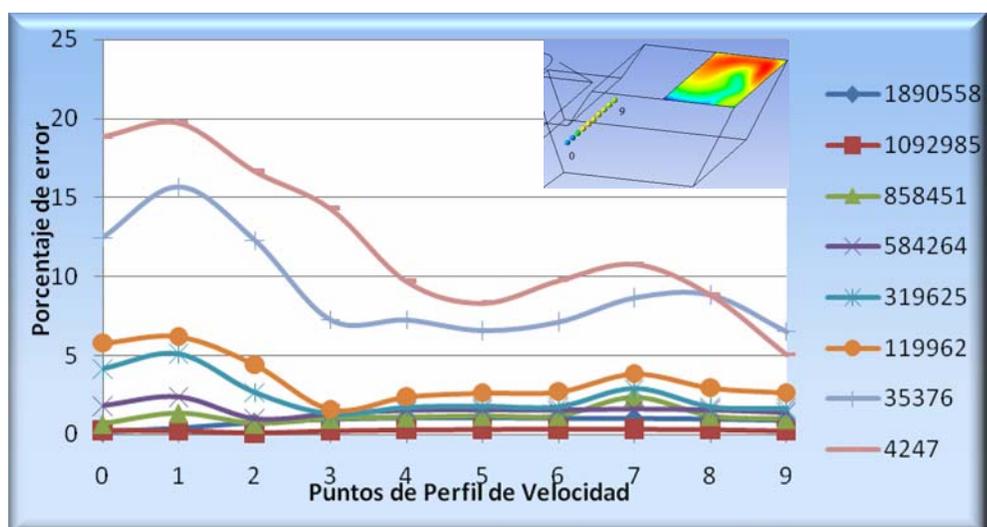


Fig. 5.4. Análisis de sensibilidad del Modelo A. Fuente: Elaboración Propia



Fig. 5.5. Análisis de sensibilidad de malla del Modelo B.
Fuente: Elaboración Propia

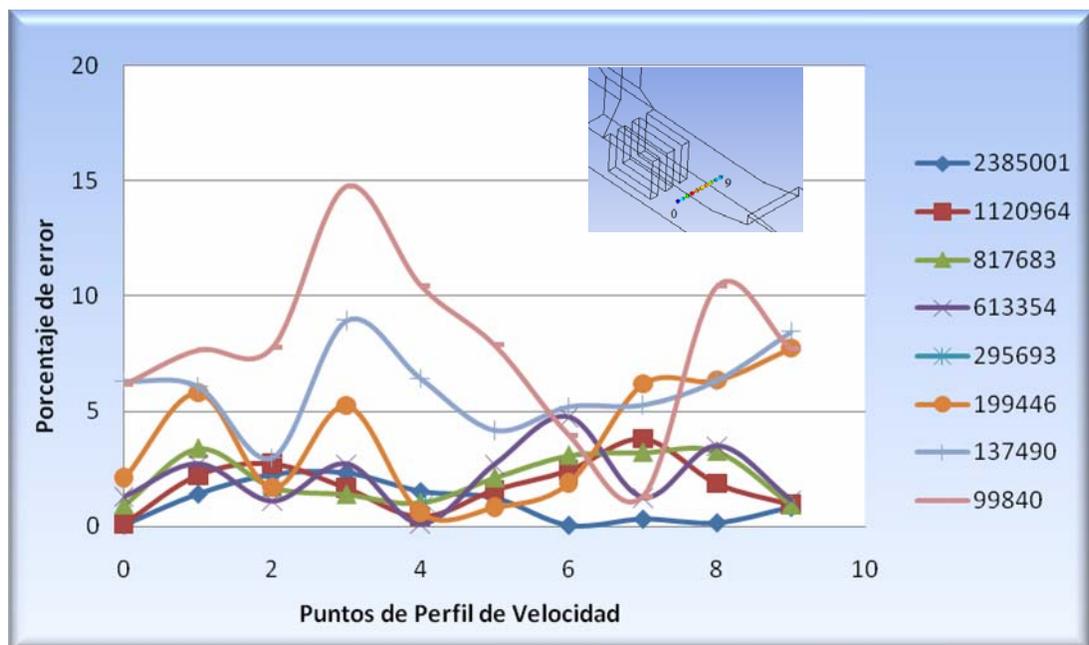


Fig. 5.6. Análisis de sensibilidad de malla del Modelo C.
Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 5.2 se muestran los detalles de la malla seleccionada para cada uno de los modelos geométricos, y con las cuales se realizarán las simulaciones de este estudio.

Tabla 5.2. Parámetros de la malla seleccionados

PARÁMETROS		SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR		
		Modelo A	Modelo B	Modelo C
ESPACIAMIENTO DE CUERPO	Longitud máxima (cm)	15	20	10
	Longitud mínima (cm)	3,8	4,4	3,9
	Resolución angular (°)	30	30	30
ESPACIAMIENTO DE CARAS (cm)		15	20	10
ESCALA GLOBAL DE MALLADO		1.0	0.6	1.1
NÚMERO TOTAL DE ELEMENTOS DE LA MALLA		584264	409269	613354

A continuación, se muestra, en la figura 5.7, la geometría del recuperador de calor asociado a los turbogeneradores una vez realizado el mallado y en la figura 5.8 la definición de sus regiones y un detalle de su malla.

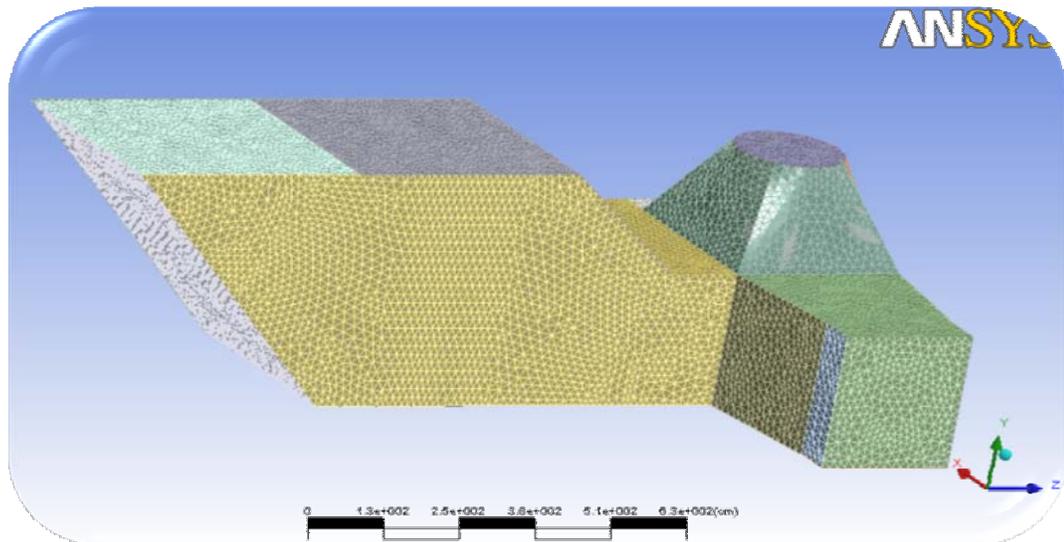


Fig. 5.7. Mallado del Modelo A en el programa ANSYS 11.0. Fuente: Elaboración Propia

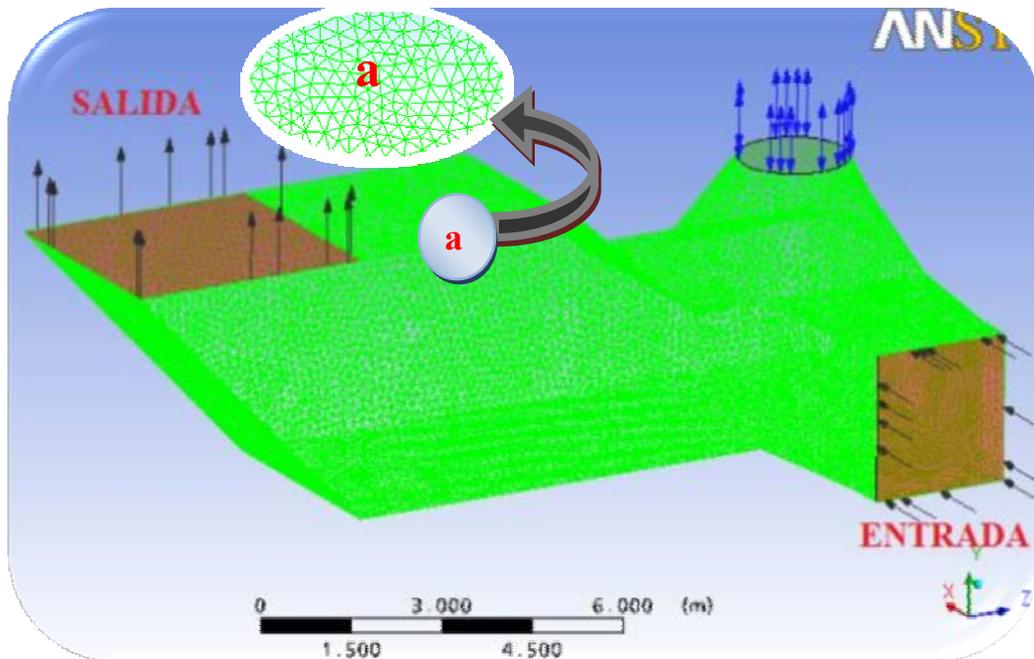


Fig. 5.8. Geometría del Modelo A, mostrando entrada y salida del fluido, así como detalle de malla (detalle *a*) en el programa ANSYS 11.0. Fuente: Elaboración Propia

5.2.3 Acondicionamiento. CFX - Pre (Advanced CFD). Modelo Matemático

En este nivel, se crean las condiciones de contorno y de dominio que se utilizarán para la simulación. En el dominio, se definen las características del proceso, estableciéndose el tipo de transferencia de calor, características del fluido, modelo de turbulencia y clase de simulación (transitoria o estacionaria).

Por otra parte, se define en el contorno, la entrada, con los parámetros de régimen de flujo, flujo másico, dirección de flujo, turbulencia, y temperatura de entrada del fluido. Se define la salida, con los parámetros de régimen de flujo y flujo másico, y finalmente, en las condiciones del cuerpo, se estipulan el tipo de frontera, influencia de la frontera sobre el flujo, rugosidad de la frontera, coeficiente de transferencia de calor y temperatura del medio en donde se encuentra el sistema.

Se realiza la selección del sistema de unidades que se utilizará en los resultados, el número máximo de iteraciones a realizar, el criterio de convergencia y el margen de error entre iteraciones. Estos fueron seleccionados, según las recomendaciones dadas por el programa para cada tipo de simulación.

A continuación, en la tabla 5.3, se muestran los parámetros utilizados para las simulaciones de los distintos modelos de SRC, y que constituyen la configuración inicial suministrada al programa, para que efectúe sus cálculos.

Tabla 5.3. Algunos parámetros utilizados para la configuración de la simulación

PARÁMETROS		SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR		
		Modelo A	Modelo B	Modelo C
Condiciones de Simulación	Tipo de simulación	Estacionaria		
	Modelo de turbulencia	K – épsilon		
	Tipo de transferencia de calor	Energía total		
	Tipo de fluido a utilizar	Gas de combustión		

Condiciones de Contorno	Tipo de Pared	Lisa		
	Coef. de transferencia de calor (W/m ² K)	150	160	25
	Temperatura exterior (°F) / (K)	140 / 333	176 / 353	185 / 358
Condiciones de contorno a la entrada	Régimen de flujo	Subsónico		
	Flujo másico (Kg/s)	110	22	22
	Dirección de flujo	Normal a las fronteras		
	Temperatura de entrada (°F) / (K)	905 / 758	870 / 738	870 / 738
Condiciones de contorno a la salida	Régimen de flujo	Subsónico		
	Flujo másico (Kg/s)	107	22	22
Número máximo de iteraciones		1000		
Criterio de convergencia		RMS		
Margen de error		0.00001		

5.2.3.1 Modelo Matemático

Un modelo matemático es un tipo de modelo científico que utiliza algún formulismo matemático para expresar relaciones, proposiciones sustantivas de hechos, variables, parámetros, entidades y relaciones entre variables y/o entidades u operaciones. Estos modelos se utilizan para analizar los comportamientos de sistemas complejos ante situaciones que resultan difíciles de observar en la realidad. El CFX-Pre define las ecuaciones que se utilizarán para la obtención de los resultados de la simulación.

Las ecuaciones concernientes a este estudio utilizadas por el programa de simulación ANSYS que definen el modelo matemático son:

Ecuación de Cantidad de Movimiento

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (-\rho \delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (5.1)$$

Donde U es la velocidad, ρ es la densidad, μ es la viscosidad dinámica, t el tiempo y S_M es la fuente de la cantidad de movimiento.

Ecuación de Continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (5.2)$$

Ecuación de Energía Total

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + Sg \quad (5.3)$$

Donde h_{tot} es la entalpía total, relativa a la entalpía estática h (T,p) definida por:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2 \quad (5.4)$$

El término $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ representa el trabajo debido a las tensiones viscosas y se le llama trabajo viscoso.

El término $U \cdot S_M$ representa el trabajo debido a las fuentes de momento externo.

Modelo de turbulencia k-ε

Ningún modelo de turbulencia puede considerarse como universal, la adopción del modelo de turbulencia dependerá de las consideraciones físicas del flujo, las consideraciones de cada clase de problema, el nivel de la exactitud requerida, la

disponibilidad de los recursos de cómputo y la cantidad de tiempo disponible para la simulación.

Sin embargo, la mayoría de los códigos de CFD, incluyendo ANSYS, el cual indica en su manual de ayuda, que el modelo $k-\varepsilon$ (*k-epsilon*) es un modelo simple, en el que la solución de dos ecuaciones de transporte separadas, lleva a determinar independientemente la velocidad turbulenta y las longitudes de escala, eficientemente, siendo un modelo robusto, y de razonable aproximación, para un rango muy amplio de flujos turbulentos. Motivo por el cual, es recomendado, en el programa, su uso en la simulación de flujos industriales y de transferencia de calor.

La energía cinética turbulenta, K , está definida como la variación de las fluctuaciones en la velocidad y tiene por unidad m^2/s^2 , ε es la disipación de remolino turbulenta (la tasa a la cual las fluctuaciones de velocidad se disipan) y tiene por unidad m^2/s^3 .

El modelo $k-\varepsilon$ introduce nuevas variables al sistema de ecuaciones. La ecuación de continuidad es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (5.5)$$

Y la ecuación de movimiento:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (5.6)$$

Donde B es la suma de las fuerzas del cuerpo, μ_{eff} es la viscosidad efectiva para la turbulencia y p' , es la presión modificada dada por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (5.7)$$

El modelo k-ε, se basa en el concepto de la viscosidad remolino, de modo que:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (5.8)$$

Donde μ es la viscosidad turbulenta. El modelo k-ε asume que la viscosidad turbulenta está ligada a la energía cinética turbulenta y a la disipación mediante la relación:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.9)$$

Donde C_μ es una constante. Los valores de k y ε vienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte de la energía cinética turbulenta y de la tasa de disipación turbulenta

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (5.11)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ y σ_k son constantes, P es la producción turbulenta debido a las fuerzas viscosas y a las fuerzas de flotación, la cual es modelada empleando la siguiente ecuación:

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb} \quad (5.11)$$

Para flujo incompresible, $\nabla \cdot U$ es cero y $\frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k)$ no contribuye significativamente a la producción turbulenta; mientras que para flujo compresible, $\nabla \cdot U$ es grande, en regiones con divergencia a alta velocidad.

5.2.4 Solucionador. CFX – Solver Manager (Advanced CFD)

El solucionador (CFX- Solver Manager) resuelve todas las variables que se obtendrán en la solución de la simulación. Según las especificaciones del problema hechas en la etapa de acondicionamiento (CFX- Pre).

Una de las características más importantes de ANSYS CFX, es el uso de un solucionador en el que todas las ecuaciones hidrodinámicas se solucionan como un solo sistema. Éste es más rápido y en pocas iteraciones se obtiene una solución convergente.

En la figura 5.9 se muestra una captura de pantalla del programa una vez finalizada la etapa del solucionador CFX Solver Manager, en la cual se observa la tendencia de las líneas hacia la convergencia, para un error de 1.10^{-5} .

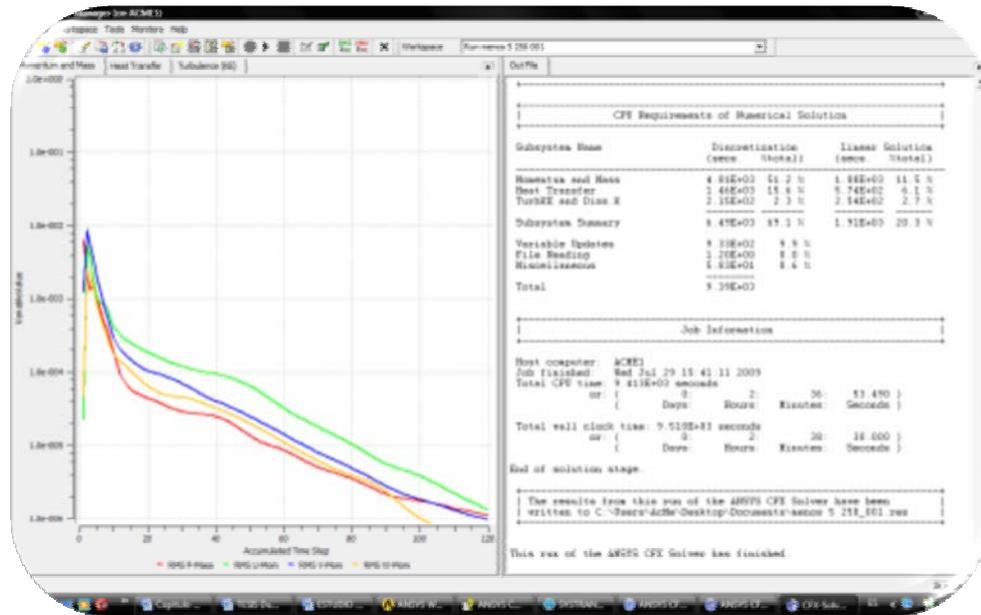


Fig. 5.9. Captura de pantalla de ejecución del CFX- Solver Manager.
 Fuente: Elaboración Propia

5.2.5 Resultados. CFX- Post

Los resultados de las simulaciones proporcionan información de las variables fundamentales relacionadas con fluidos y energía térmica. Los resultados son presentados en forma de tablas, gráficos, imágenes y video, y pueden ser manipulados, de manera de hacerlos más atractivos. Estos son mostrados en una modalidad muy variada y llamativa, que ayuda a la interpretación y entendimiento de los mismos. Además, en este módulo, se pueden realizar diversos cálculos, con los resultados obtenidos, así como exportarlos hacia otros programas compatibles.

En la figura 5.10, se muestra una captura de pantalla del programa, durante la ejecución del CFX-POST, en esta se observa de lado izquierdo el panel de comandos y tareas ejecutables en los resultados, y en lado derecho la representación gráfica de los resultados. En este caso, mostrando líneas de flujo a lo largo del ducto, y

contornos de temperatura, a la salida y en la chimenea del mismo; así como también su respectiva leyenda.

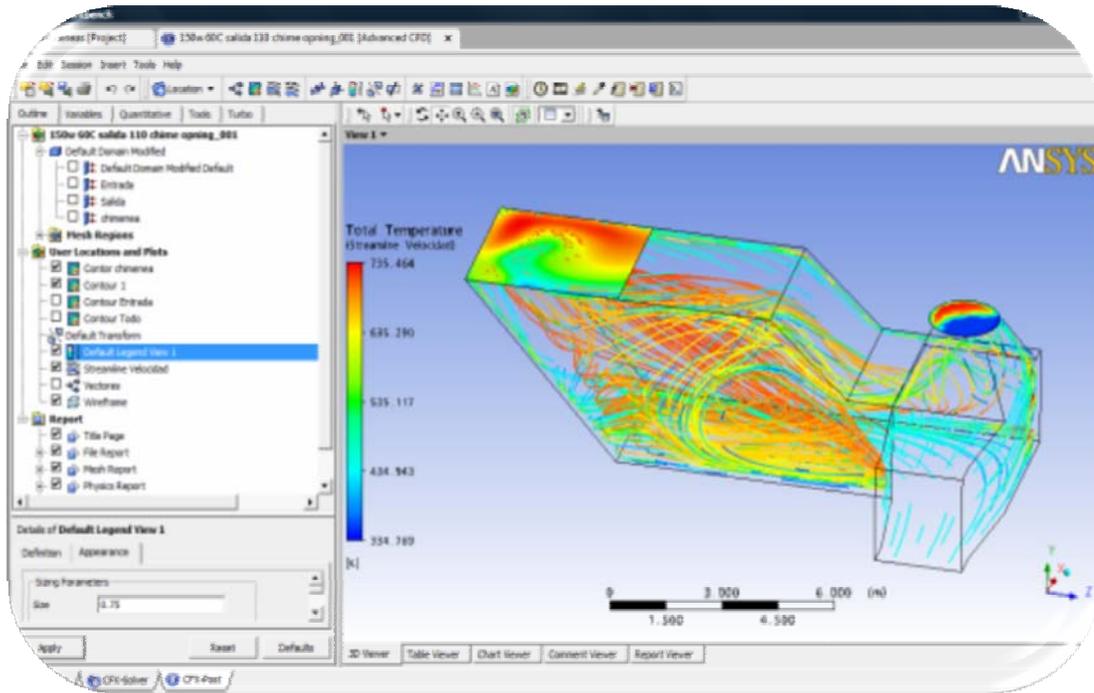


Fig. 5.10. Captura de pantalla de ejecución del CFX- POST.

Fuente: Elaboración Propia

Una vez creada la geometría y el proyecto de simulación, siguiendo los pasos y utilizando los distintos módulos del programa de simulación numérica, explicados anteriormente, se obtuvieron los resultados de interés para este estudio, los cuales son presentados en la tabla 5.4.

Estos resultados, corroboran cuantitativamente, los cálculos presentados al inicio de este capítulo, y se demuestra con ellos la pérdida de calor a lo largo del ducto. También revelan el comportamiento del fluido dentro del ducto, ayudando así a proponer en base a éste, mejoras; que beneficien estructural y térmicamente los distintos modelos de los SRC.

Tabla 5.4. Resultado de las simulaciones para los distintos modelos de SRC

PARÁMETROS	SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR		
	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Temperatura a la salida (°F) / (K)	813 / 707	746 / 669	802 / 700
Coefficiente de transferencia de calor (W/m ² K)	211,60	80,17	18,9
Conductividad térmica (W/m K)	3,8	3,2	1,7
Flujo de calor a la salida (W/m ²)	2423630	3769880	2691490
Velocidad (m/s)	8,37	12,1	10,8

La simulación numérica, constituye una gran herramienta para la solución de problemas reales, como lo es este caso. Esta afirmación se hace, en base de que a pesar de la gran cantidad de omisiones a las que puede estar sujeta, como el caso de los detalles de una geometría en comparación con el modelo real, o de las condiciones variables alrededor de un proceso, sus resultados están siempre orientados a los resultados que son obtenidos de manera tradicional, mediante cálculos y ecuaciones.

Esto es demostrado con los resultados anteriores, donde el porcentaje de error entre la temperatura de los gases en la entrada al intercambiador, calculada teóricamente, en ninguno de los tres casos estudiados, difiere en más de un 5%, a la obtenida por medio del programa de simulación. Razón por la cual, en este estudio se confiará en los resultados obtenidos por el programa ANSYS WORKBENCH, y serán elaboradas en él, las propuestas de mejoras para los SRC, lo cual es el eje central de este estudio.

CAPÍTULO VI

PROPUESTA DE MEJORAS

En el capítulo anterior fue demostrado que el problema de la eficiencia de los intercambiadores del sistema recuperador de calor, es producto de que a través de los ductos del mencionado sistema, hay una pérdida de energía calórica en los gases, consecuencia de la disminución en la propiedad aislante del material de construcción de los ductos. Esto provoca que dichos gases lleguen a la entrada del intercambiador de calor con una temperatura menor a la requerida por el proceso, impidiendo que este equipo pueda desempeñarse de manera que cumpla con la capacidad para la cual fue diseñado.

Una vez determinada la causa de la ineficiencia, se procedió, a través de las simulaciones numéricas, a proponer nuevos diseños para el sistema recuperador de calor. Estos diseños cumplen primordialmente, con restituir la eficiencia térmica en los ductos y no afectar en gran medida las estructuras actuales, es decir, que para su implementación no se efectúen grandes cambios en ellos, esto pensando en la factibilidad de su implementación y en la economía de la PFDJ.

Un factor a tomar en cuenta al realizar los diseños, fue lograr mejorar la distribución del flujo y temperatura de los gases de escape a lo largo de los ductos, con la finalidad, en primera instancia, de favorecer el proceso de intercambio de calor entre el aceite y los gases y también de lograr zonas de menor turbulencia del flujo que provoquen erosiones localizadas en el interior de los ductos. Las mejoras propuestas, incluyen el cambio del material refractario utilizado como aislante en los ductos. Esto será tratado en detalle en la sección 6.5.

6.1 Propuesta de mejoras al sistema recuperador de calor “MODELO A”

En la figura 6.1 se muestra cómo se comporta en la actualidad el SRC modelo A, en ella se observa como es el movimiento del fluido y la distribución de su temperatura, se observa una turbulencia en el volumen de la chimenea y un gran remolino formado en el cuerpo del recuperador de calor, que provoca una distribución irregular de la temperatura a la salida del ducto, orientada hacia uno de sus extremos.

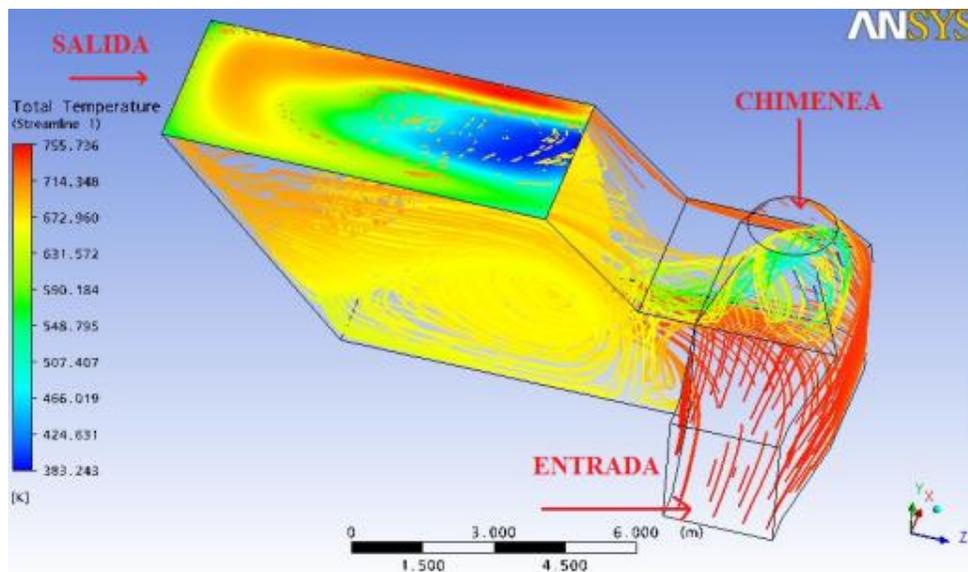


Fig. 6.1. Comportamiento del fluido actualmente en el SRC, Modelo A.

Fuente: Elaboración Propia

En base a este comportamiento, se realizaron tres diseños en pro de la búsqueda del que proporcione mejores resultados. En los tres es omitida la sección de la chimenea, ya que se recomienda la colocación de un dámper, que separe dicha sección del resto del SRC, debido a que en ella se forman remolinos que provocan una disminución innecesaria de la temperatura y que posiblemente sean causantes de fuertes sonidos.

6.1.1 Propuesta Número 1

Incluir unos Módulos Direccionadores de Flujo que se ubiquen en la sección de expansión del módulo E, desde los dampers hasta antes del intercambiador de calor. En las figuras 6.2 y 6.3, se muestra esta propuesta.

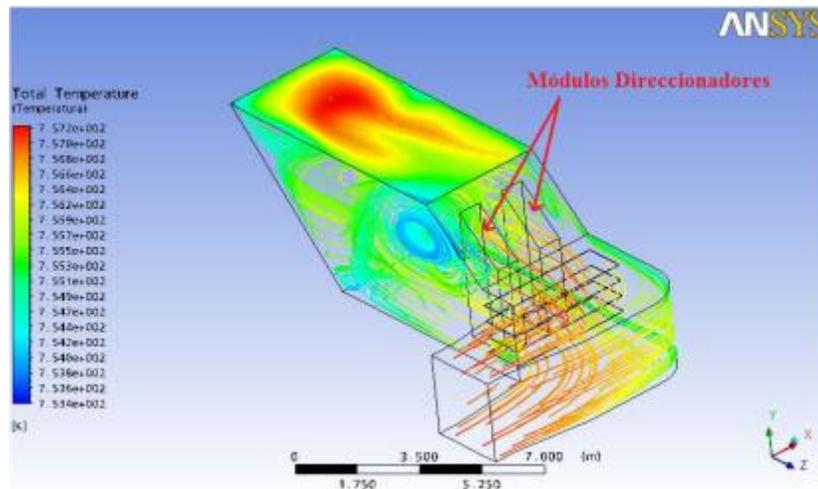


Fig. 6.2. Distribución de la temperatura a la entrada del intercambiador, para la primera propuesta de mejora en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

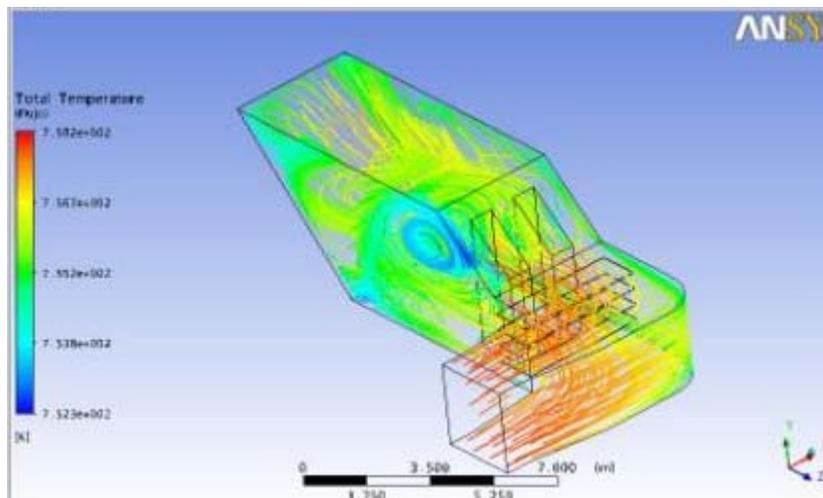


Fig. 6.3. Comportamiento del fluido en el ducto para la primera propuesta de mejora en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

En las figuras anteriores, se observa que la utilización de los Módulos Direccionadores de Flujo, con las características descritas, procuran una distribución del flujo, donde la mayor concentración de temperatura se encuentra orientada, en la sección de entrada del intercambiador, desde la mitad de la sección hacia el extremo final del ducto, dejando prácticamente la otra mitad sin concentración de altas temperaturas. También se puede observar que el fluido, posterior a su paso por los módulos direccionadores, forma un remolino, en uno de los laterales del módulo E, lo que beneficia la erosión localizada de los materiales internos del ducto; condición que debe ser evitada.

6.1.2 Propuesta Número 2

La segunda propuesta es similar a la primera, pero en ella los Módulos Direccionadores de Flujo ocupan la longitud completa, de la sección de expansión, del módulo E. En las figuras 6.3 y 6.4, se muestra el resultado de la implementación de esta propuesta.

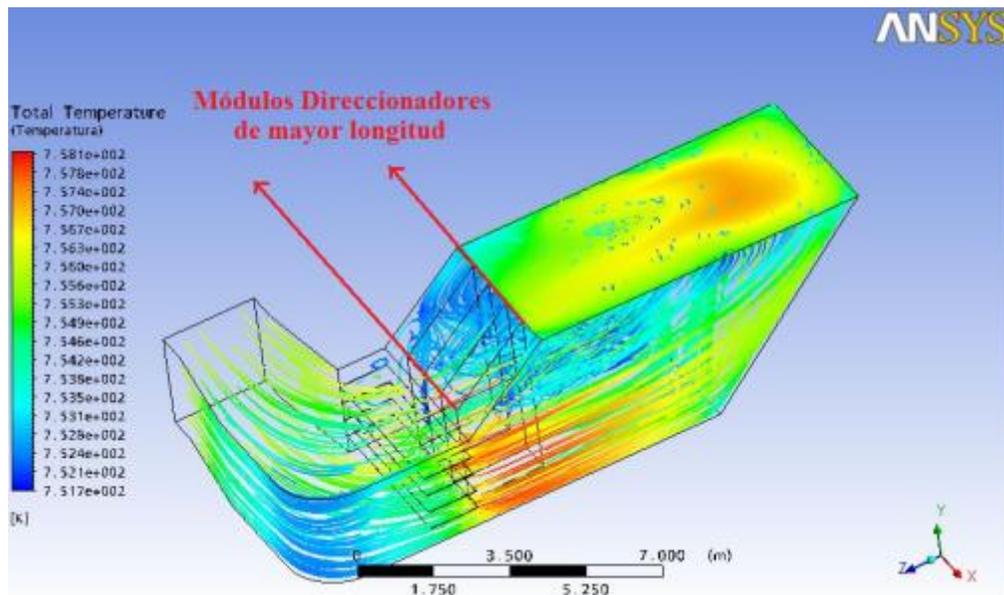


Fig. 6.4. Distribución de la temperatura a la entrada del intercambiador, para la segunda propuesta de mejoras en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

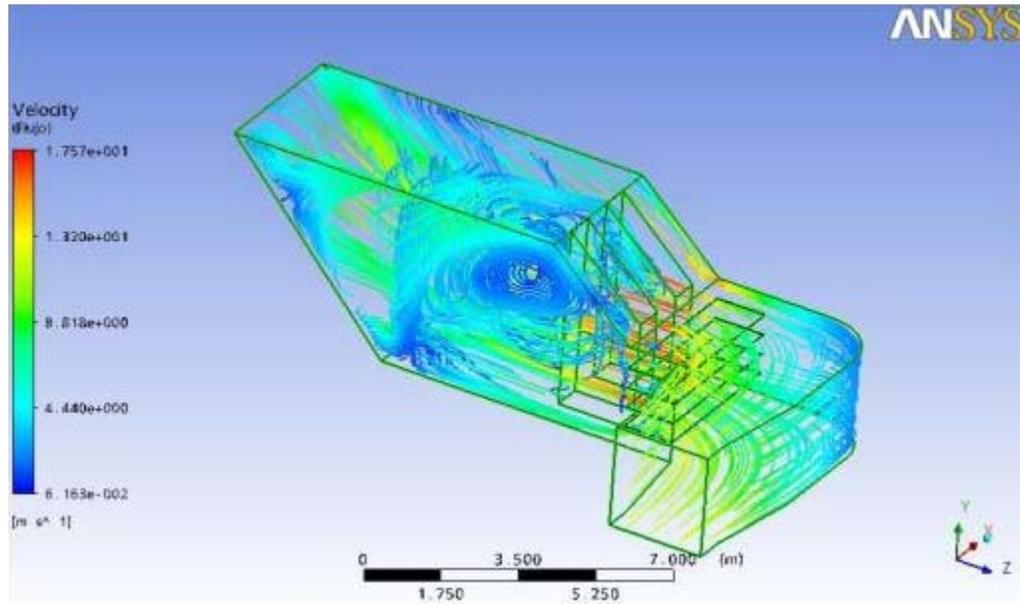


Fig. 6.5. Comportamiento del fluido en el ducto, para la segunda propuesta de mejoras en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

El uso de los módulos direccionadores, de mayor longitud, no favorece la distribución de temperatura, a la entrada del intercambiador, al contrario, se observa menos uniforme que en la propuesta anterior. De igual manera, la turbulencia en forma de remolino presente en el módulo E, también se acentúa, haciendo poco viable la implementación de esta propuesta.

6.1.3 Propuesta Número 3

La tercera propuesta fue la que ofreció mejores resultados, en ella se propone la inclusión de unos Módulos Direccionadores Curvos, que dirijan el flujo desde la sección inferior de la chimenea, hasta la sección de los dampers (módulo D). El resultado de la inclusión de estos módulos curvos, y su efecto en la temperatura y en el comportamiento del fluido, se puede apreciar, a continuación, en las figuras 6.6, 6.7 y 6.8.

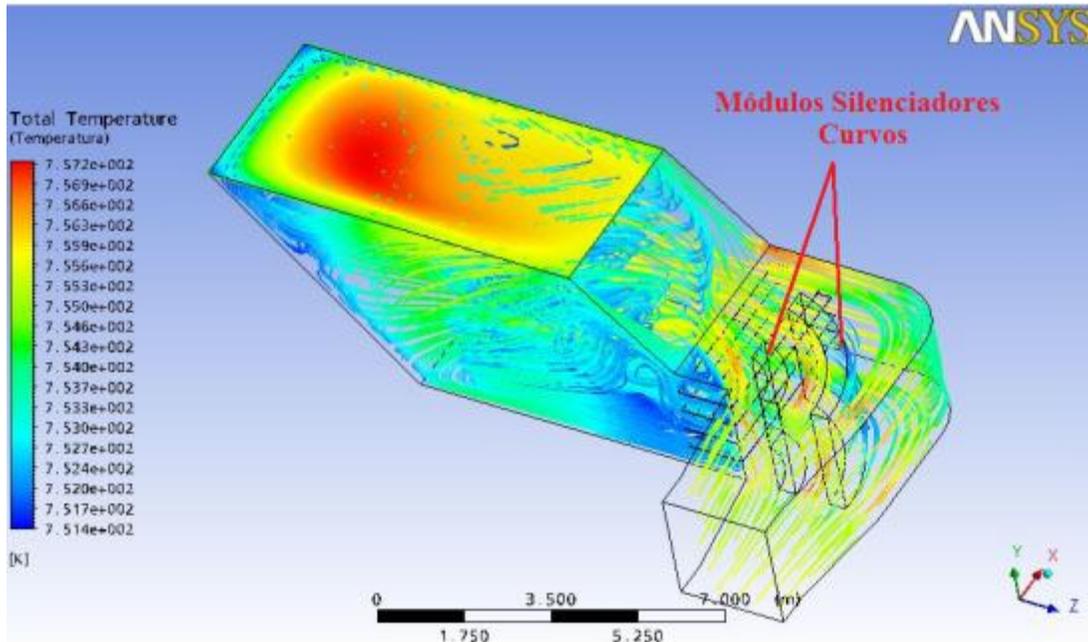


Fig. 6.6. Distribución de la temperatura a la entrada del intercambiador, para la tercera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

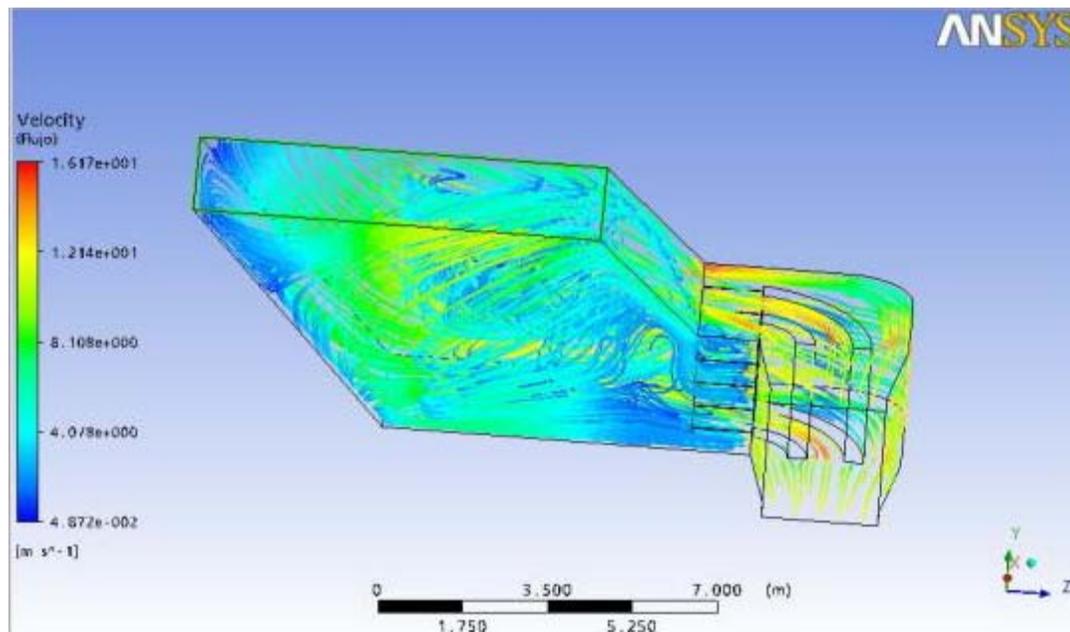


Fig. 6.7. Comportamiento del fluido en el ducto, para la tercera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

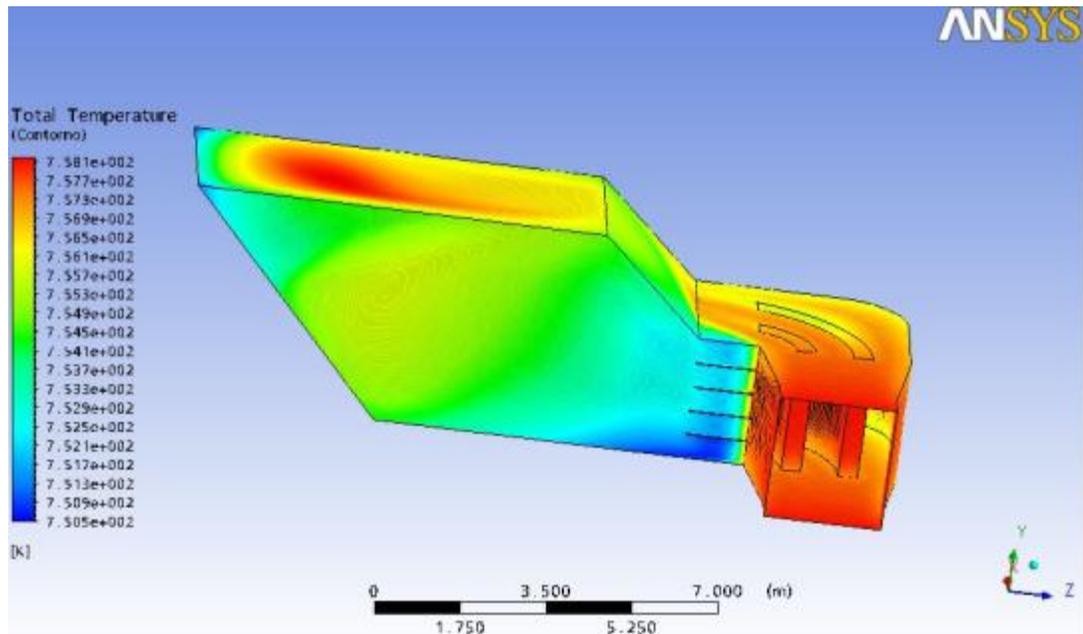


Fig. 6.8. Contorno de temperatura en el ducto para la tercera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo A. Fuente: Elaboración Propia

En base a los resultados mostrados en las figuras anteriores, se observa que con la implementación de esta propuesta se logra la distribución más apropiada de temperatura, ya que presenta un área más uniforme de las temperaturas mayores a la entrada del intercambiador de calor (Figura 6.6). También se logra un comportamiento más adecuado del fluido, el cual forma un remolino cuyo punto caliente de descarga es la entrada del intercambiador de calor, evitando la formación de turbulencias localizadas, que precipiten las erosión en puntos específicos del ducto (Figura 6.7). Finalmente se observa que a lo largo del interior del ducto, se mantiene relativamente uniforme la distribución de temperatura (Figura 6.8)

Las razones antes expuestas, fueron la causa de la escogencia de este modelo, como el más adecuado para proponer, su implementación, a la PFDJ.

6.2 Propuesta de mejoras al sistema recuperador de calor “MODELO B”

El SRC, modelo B, posee una trayectoria de los gases de combustión de aproximadamente 15 metros, ellos en la sección inferior del intercambiador de calor crean turbulencias en forma de remolinos que favorecen el desgaste de esta sección en su parte interna, provocando también una distribución irregular de la temperatura a la entrada del intercambiador. Estos efectos son apreciados en la figura 6.9, donde se muestra el comportamiento del flujo actualmente.

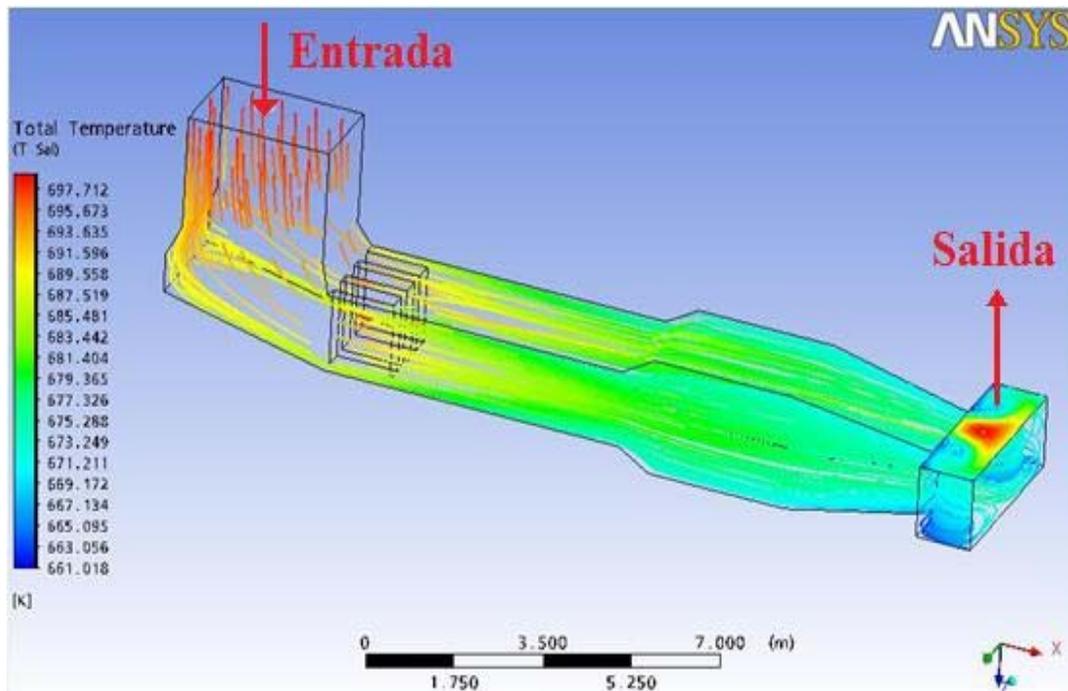


Fig. 6.9. Comportamiento del fluido actualmente en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

Para lograr la corrección de estos defectos fueron creados tres diseños, para escoger entre ellos, el que proporcione mejores resultados en cuanto a distribución de temperatura y comportamiento del fluido.

6.2.1 Propuesta Número 1

Para este diseño, se efectuó un corte diagonal a la sección inferior del recuperador de calor (Módulo Ñ), como se puede observar en el detalle “a” de la figura 6.10; de igual forma es mostrada la distribución de temperatura en la figura 6.11.

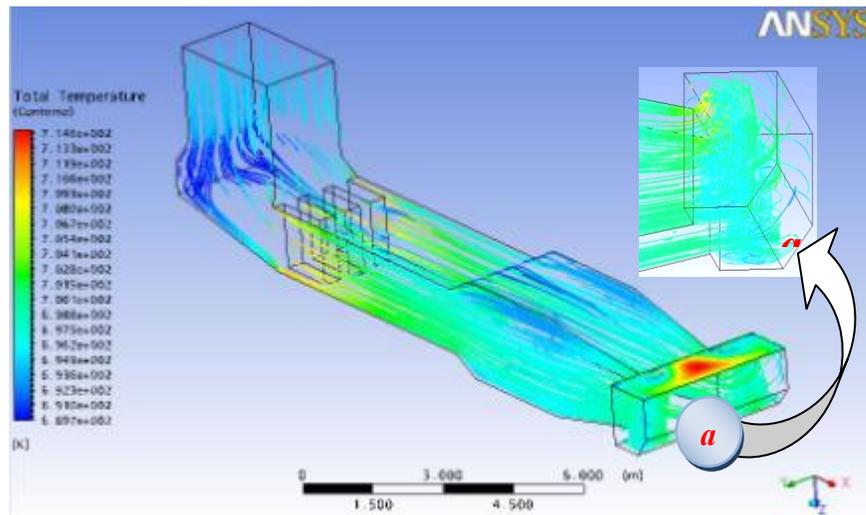


Fig. 6.10. Comportamiento del fluido para la primera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

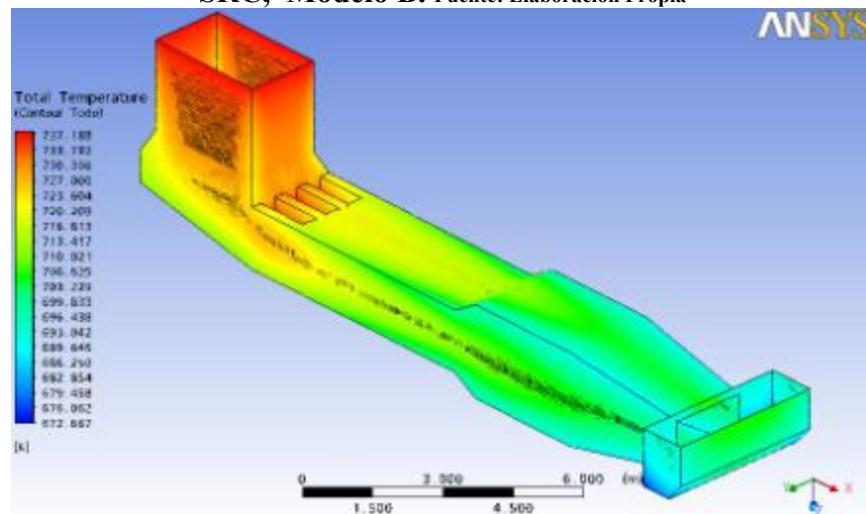


Fig. 6.11. Contorno de temperatura en el ducto para la primera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

A pesar de la modificación realizada en este diseño, en el módulo Ñ, aún se observa la presencia de los remolinos presentes en el modelo original, que ocasionan daños graves de erosión, en los materiales internos de construcción del ducto, también se observa la distribución irregular de la temperatura, con un marcado punto caliente en una de las paredes del módulo. Los resultados obtenidos, en general, son similares a los del diseño original.

6.2.2 Propuesta Número 2

En busca de una mejor distribución de temperatura a la salida del ducto, se realizó nuevamente un corte a la sección inferior del recuperador de calor (módulo Ñ), esta vez de forma curva en la parte baja de tres de sus paredes, como se muestra en el detalle “a” las figura 6.12 y 6.13, en ellas también se muestra la distribución de temperatura, en forma de líneas de flujo y de contorno, respectivamente.

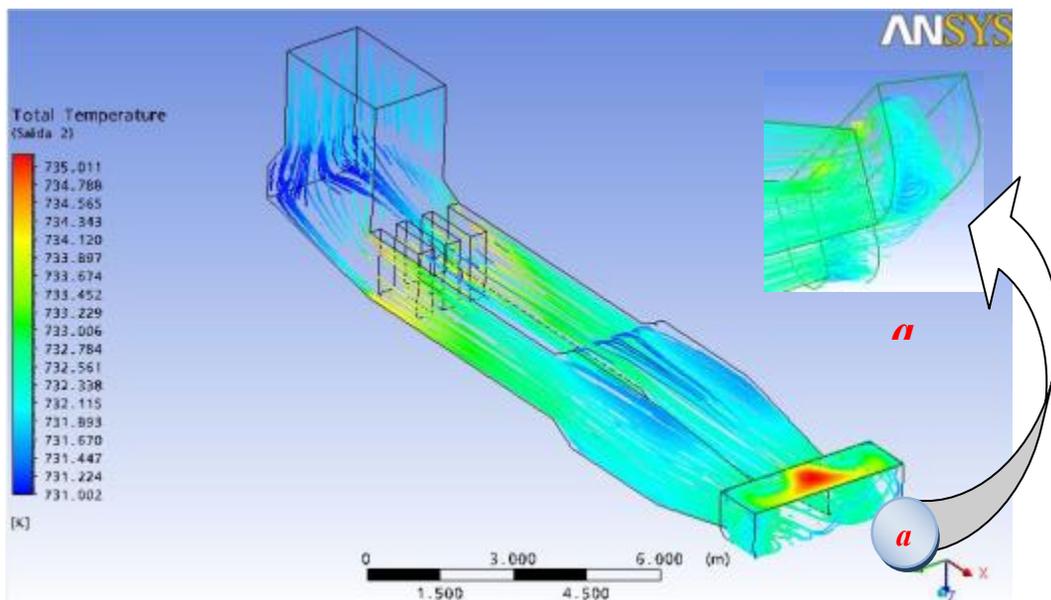


Fig. 6.12. Comportamiento del fluido en el ducto, para la segunda propuesta de mejoras en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

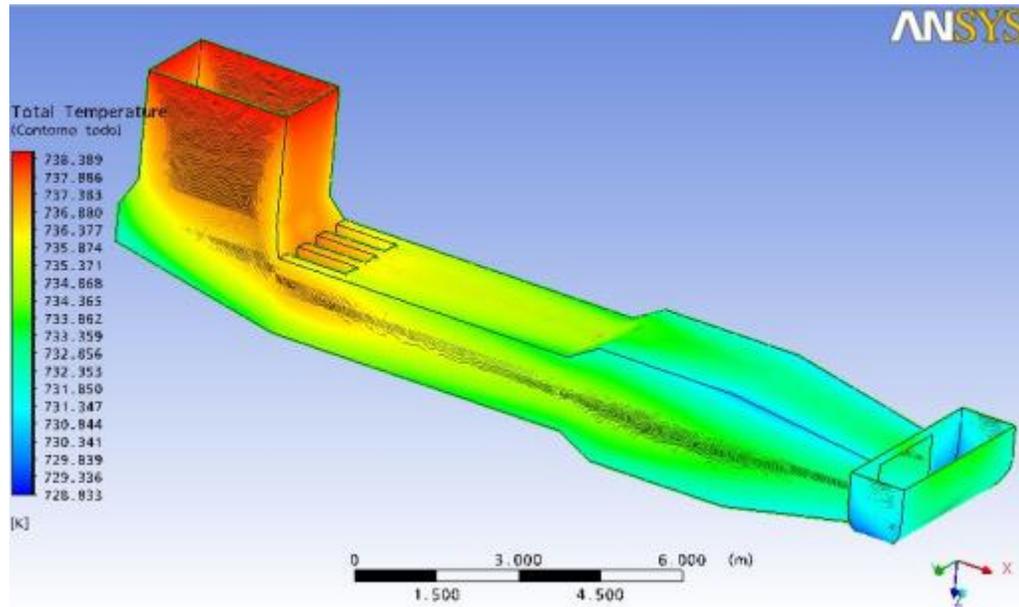


Fig. 6.13. Contorno de temperatura en el ducto para la segunda propuesta de mejoras en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

El cambio en la forma geométrica del módulo Ñ, no implicó cambios en el comportamiento del fluido en esa sección, ni en distribución de temperatura a la entrada del intercambiador. Continúan presentándose los problemas del modelo original y de la propuesta anterior.

6.2.2 Propuesta Número 3

Luego de realizados los diseños anteriores, se determinó que la formación de los remolinos no obedece estrictamente a la forma de la sección inferior del recuperador de calor, sino, que es consecuencia del cambio de la sección transversal en ese punto; es decir, el fluido sufre una constricción en el ducto para luego ser expandido bruscamente hacia el recuperador. Es por ello que se propone la sustitución de ese módulo reductor, el cual fue identificado como “N” en el Capítulo IV, por uno de expansión, que se ajuste a los otros entre los cuales se encuentra. (Módulos M y Ñ).

Los cambios propuestos, pueden ser apreciados en las figuras 6.14, y 6.15 donde se observa el desenvolvimiento del fluido y el comportamiento de la temperatura a lo largo del ducto.

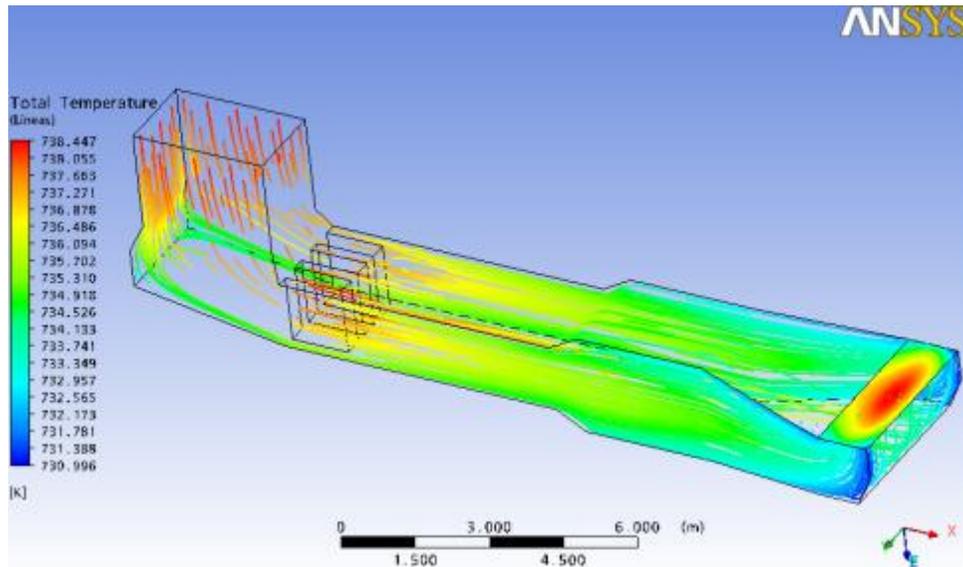


Fig. 6.14. Comportamiento del fluido para la tercera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

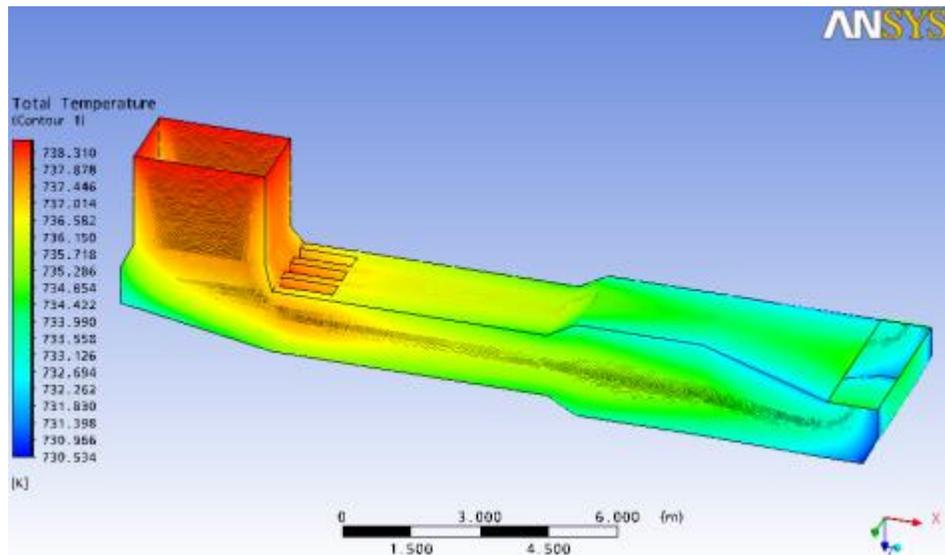


Fig. 6.15. Contorno de temperatura en el ducto, para la tercera propuesta de mejoras en el SRC, Modelo B. Fuente: Elaboración Propia

Con el cambio realizado en la forma del módulo N, se logró conseguir un comportamiento en el fluido, que evita su recirculación en forma de remolinos y las turbulencias que afectaban al diseño original. También se consiguió, como consecuencia de lo anteriormente descrito, una distribución uniforme de la temperatura a la entrada del intercambiador de calor.

Por los resultados termoflúidicos antes descritos, este diseño es propuesto como la mejora más conveniente para el SRC, modelo B.

6.3 Propuesta de mejoras al sistema recuperador de calor “MODELO C”

El modelo C fue uno de los últimos SRC instalados en la PFDJ (1991), en él se observa un diseño que permite un desenvolvimiento del fluido en el cual se evitan las turbulencias, y que procura una distribución uniforme de la temperatura a la entrada del intercambiador de calor, posiblemente para esa fecha, la empresa encargada de su diseño y construcción ya contaba con herramientas más sofisticadas que previeran el comportamiento del fluido dentro del ducto. Por estas razones, a este modelo sólo se propondrá para su mejora la reposición del material refractario de sus ductos, para lograr la temperatura requerida a la entrada del intercambiador de calor.

En la figura 6.16, se observa como es el comportamiento del fluido y el rango de temperatura a la salida del ducto actualmente. En las figuras 6.17 y 6.18, son mostradas las mismas variables que en la figura anteriormente mencionada, pero una vez implementadas las mejoras propuestas.

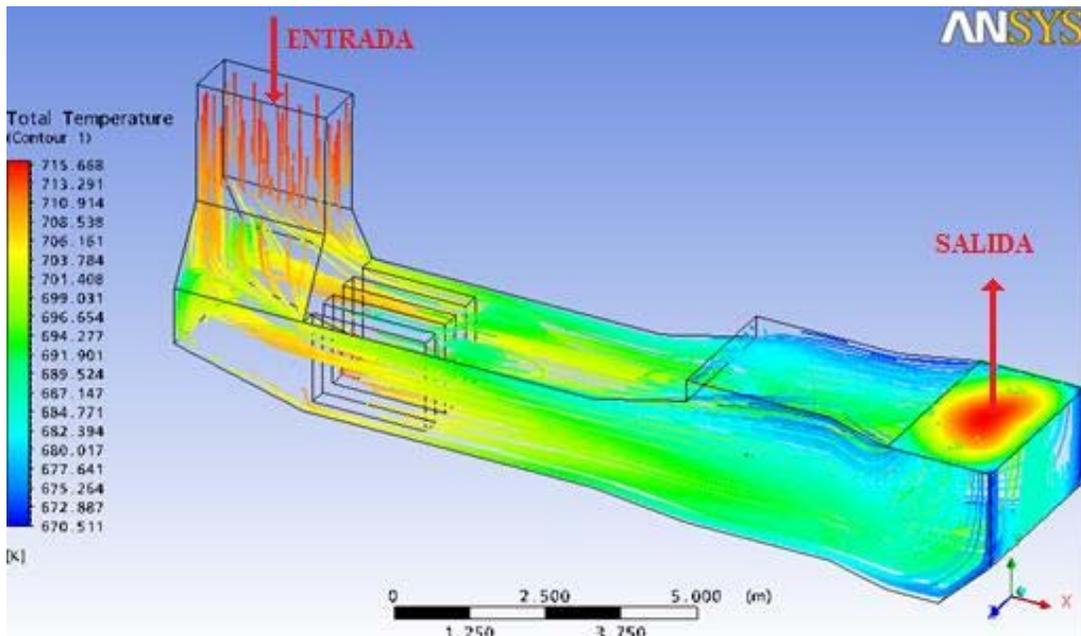


Fig. 6.16. Comportamiento y distribución térmica del fluido actualmente en el SRC Modelo C. Fuente: Elaboración Propia

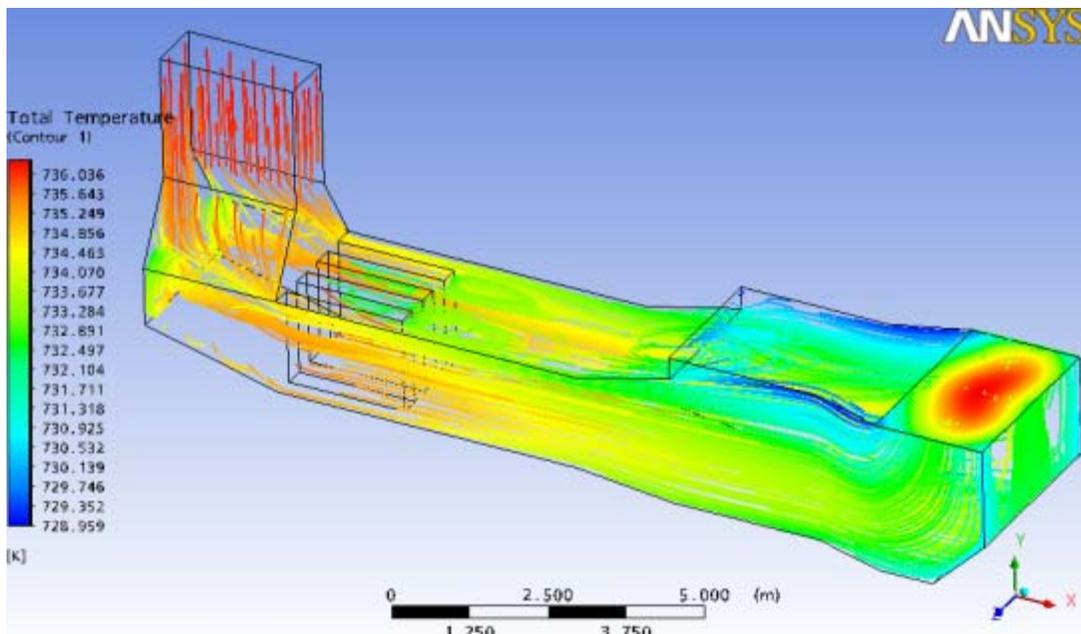


Fig. 6.17. Comportamiento del fluido en el ducto, para la propuesta de mejoras del SRC Modelo C. Fuente: Elaboración Propia

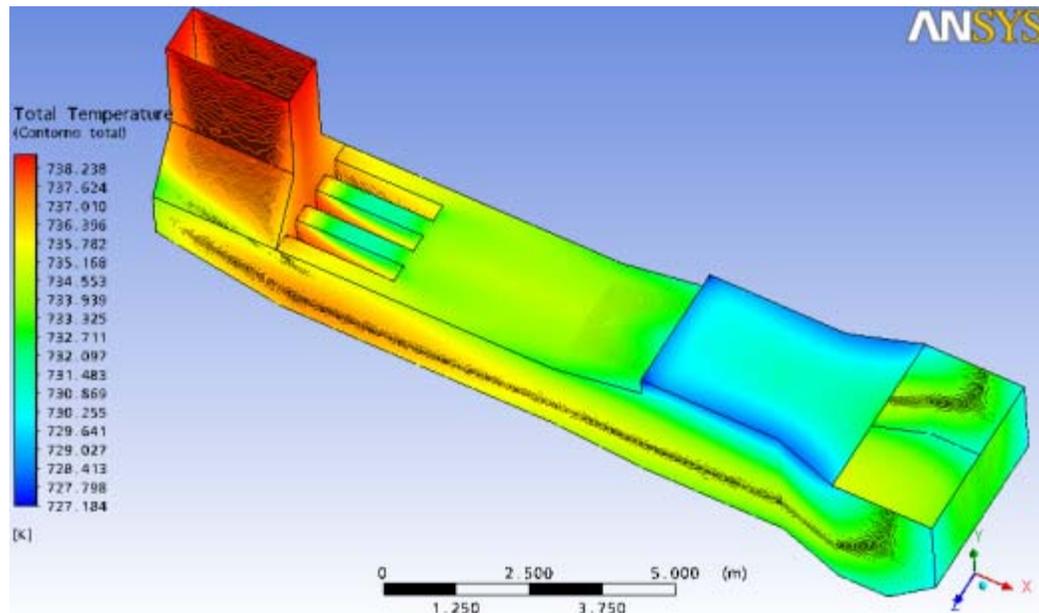


Fig. 6.18. Contorno de temperatura en el ducto para la propuesta de mejoras en el SRC Modelo C. Fuente: Elaboración Propia

Comparando las figuras 6.16 y 6.17, que muestran la misma imagen del SRC Modelo C, pero anterior y posterior a la sustitución del material refractario, respectivamente, se puede notar, como a pesar de no haber cambio estructural en el ducto, el área de concentración de mayor temperatura, (mostrada en rojo), aumenta al implementarse la mejora propuesta, y también como la diferencia entre sus valores máximos y mínimos disminuye, tal como se puede ver en sus respectivas leyendas.

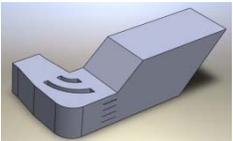
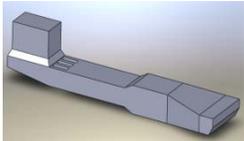
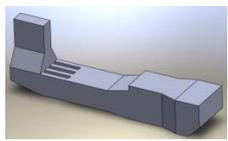
Finalmente en la figura 6.18, es mostrado el gradiente de temperatura, presente en las paredes interiores del ducto, notándose que la diferencia máxima de temperatura, no excede los 10 °C.

En los resultados de estas simulaciones, se puede comprobar que el trabajo del programa simulador, es correcto, pues representa fielmente, el comportamiento, según la teoría, de los fluidos y la termodinámica en los gases estudiados. Especialmente en cuanto a calor y a transporte se refiere.

6.4 Resultados de las simulaciones de las mejoras propuestas

En la tabla 6.1, se presenta el resultado de las simulaciones, de los diseños escogidos como las propuestas de mejoras a efectuar en cada modelo del SRC. Con la implementación de estas mejoras, las condiciones actuales de operación de las turbomáquinas y las propiedades del aceite de calentamiento, en uso actualmente, se restablece completamente la eficiencia de diseño de cada SRC.

Tabla 6.1. Resultado de las simulaciones de las propuestas de mejoras seleccionadas para los distintos modelos de SRC

PARÁMETROS	SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR		
	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Número de propuesta escogida	3	3	Única
Diseño seleccionado			
Temperatura a la salida (°F) / (K)	901,03 / 755,94	862,45 / 734,51	861,74 / 734,11
Coefficiente de transferencia de calor (W/m ² K)	1,73	1,37	1,37
Conductividad térmica (W/m K)	0,20	0,16	0,17
Flujo de calor a la salida (W/m ²)	2576840	4100980	2816150
Velocidad (m/s)	7,79	10,79	10,78

Una vez implementadas las mejoras propuestas, las modificaciones estructurales y el cambio del refractario en los diferentes modelo de SRC, los valores de temperatura de los gases, obtenidos mediante simulación numérica, a la entrada del intercambiador de calor no difieren en más de 3% del valor de la temperatura a la entrada del ducto, es decir que se conserva de manera eficiente el calor a lo largo del

mismo. La diferencia que existe, a pesar de haber implementado las mejoras, es justificable debido a que crear un sistema completamente aislado, resulta prácticamente imposible en condiciones operacionales reales.

6.5 Material refractario propuesto

En base a los resultados obtenidos en las simulaciones, el material refractario debe ser sustituido por uno similar al de diseño, el cual es un hormigón refractario producto de una mezcla de lumnita, haydita y vermiculita llamado LHV 1:2:4 cuyas propiedades se presentan en la tabla 6.2

Tabla 6.2. Propiedades recomendadas para el material refractario de sustitución

HORMIGÓN REFRACTARIO (Mezcla lumnita - haydita - vermiculita 1:2:4)		
Temperatura máxima de uso (°C)	1095	
	a 110 °C	1010
Densidad (kg/m3)	a 815 °C	930
	a 260 °C	0.18
Conductividad térmica (w/mK)	a 540 °C	0.19
	a 815 °C	0.21
	a 115 °C	12 – 16
Módulo de ruptura a la compresión (kg/cm2)	a 815 °C	11 – 14
	a 600 °C	0,0 a 0,15 %
Variación lineal Permanente	a 815 °C	0,2 a 0,6 %
	a 1090 °C	-0,5 a 1.0 %
	Aluminio (AL ₂ O ₃)	29 %
Análisis Químico	Sílice (Si O ₂)	42 %
	Oxido Fer. (Fe ₂ O ₃)	7,5 %
	Calcio (CaO)	17 %
	Magnesio (MgO)	0,6 %
	Titanio (Ti O ₂)	0,4 %

6.6 Condiciones operacionales posteriores a la implementación de las mejoras propuestas

Al implementarse las mejoras en el SRC, será posible hacer circular por los intercambiadores de calor el flujo másico de aceite contemplado en su diseño, obteniendo, a su salida, la temperatura requerida por el sistema de aceite para calentamiento. Utilizando los valores obtenidos mediante la simulación, contenidos en la tabla 6.1, y los valores operacionales de diseño registrados en la tabla 3.1, se determinó, mediante la ecuación de calor (4.1), la temperatura de salida en los intercambiadores de calor, demostrando que las mejoras propuestas permiten el restablecimiento de la eficiencia del SRC. El resultado de la aplicación de esta ecuación es presentado en la tabla 6.3.

Tabla 6.3. Condiciones operacionales esperadas de los intercambiadores de calor al implementarse, bajo las condiciones actuales, las mejoras propuestas

CONDICIONES OPERACIONALES DEL INTERCAMBIADOR				
Variable		Modelo A	Modelo B	Modelo C
Coeficiente de transferencia de calor (Btu/hrFt ² °F) / (W/m ² K)		2,2 / 12,5	2,6 / 14,7	2,7 / 15,3
GASES DE ESCAPE	Flujo (Lb/h)	436759	174672	175031
	Temperatura Entrada (°F) / (K)	901 / 755	861 / 733	862 / 734
	Temperatura Salida (°F) / (K)	400 / 477	430 / 494	431 / 494
ACEITE	Flujo (Lb/h)	617500	260533	164901
	Temperatura Entrada (°F) / (K)	368 / 459	303 / 423	303 / 423
	Temperatura Salida (°F) / (K)	503 / 534	420 / 488	490 / 527

En la información proporcionada en la tabla anterior, se puede notar que a pesar de la implementación de las mejoras propuestas, el sistema recuperador de calor, modelo B, presenta una diferencia de 70 °F respecto a la temperatura requerida por el sistema de aceite para calentamiento, la cual es de 490 °F.

El hecho de que se presente esta desviación en los resultados, obedece posiblemente a varios factores, entre ellos, y como se mencionó en el capítulo 4, sección 4.3, la poca data operacional obtenida de dicho modelo para este estudio. La recopilación de la misma se realizó en sólo un mes de funcionamiento. Otro posible factor es que la máquina turbocompresora, a la cual se encuentra asociado el mencionado SRC, estuvo más de un año fuera de servicio, luego se le realizó un mantenimiento mayor, para su posterior arranque, período en el cual el equipo trabaja bajo condiciones especiales, siendo este período de arranque, el tiempo en que se colectó la data. Posteriormente la máquina fue sacada de servicio por problemas en su sistema de control.

Existieron otros factores a considerar al realizarse este estudio, y son referidos a cambios que han tenido lugar con respecto a las condiciones de diseño del SRC, entre ellos se encuentran:

- Exigencia en la temperatura de salida del aceite del intercambiador de 490 °F cuando los modelos A y B fueron diseñados para proporcionar 450 °F.
- Mejora de las propiedades fisicoquímicas del aceite de calentamiento.
- Aumento de la temperatura de entrada del aceite al intercambiador de calor.
- Cambio en el volumen de los gases de escape, en el caso del modelo A, debido a que estos dependen de la potencia con que sea operada la máquina.

6.7 Acciones de mantenimiento

El sistema de recuperación de calor, como se ha mencionado a lo largo de este trabajo, es un sistema formado por ductos e intercambiadores de calor asociados a turbomáquinas, y que funciona gracias a la operación de éstas. Las condiciones mencionadas lo hacen un sistema dependiente.

En términos generales, el SRC, se puede considerar como un sistema no crítico para el funcionamiento de la PFDJ, debido a que sus funciones pueden ser sustituidas por otros equipos que allí operan, como lo son los hornos a fuego directo. Sin embargo, prescindir de él acarrea costos en consumo de combustible (para poner en funcionamiento los otros equipos) y constituye un desperdicio irreparable de energía.

En base a las premisas anteriores, se propone implementar un plan de mantenimiento que se adecúe a las necesidades, tanto operativas de las turbomáquinas, como de conservación de eficiencia del sistema, que contribuya con el ahorro y aprovechamiento energético.

El plan de mantenimiento propuesto estará sustentado en la observación directa de las necesidades del SRC, en las breves recomendaciones relativas al mantenimiento del sistema suministradas por los fabricantes en sus manuales, y en la información dada por los trabajadores de la planta, que tienen experiencia en el manejo y funcionamiento del SRC, ya que de alguna manera su trabajo se encuentra involucrado con este. Siendo estas dos últimas, (manuales e información de trabajadores), encontradas en el Apéndice D (Anexos), secciones D-4 y D-5, respectivamente.

6.7.1 Acciones previas al mantenimiento

A continuación se presentan algunas acciones cuya implementación, se sugiere, antes de la aplicación del plan de mantenimiento propuesto:

- Unificación de responsabilidades para la ejecución de los mantenimientos preventivos y correctivos del SRC.
- Elaboración de un formato de *Hojas de Inspección Rutinarias* para el sistema, tanto internas como externas, que contemple detalladamente el estado de cada sección del ducto y del recuperador de calor, así como de sus bases, partes, equipos, accesorios o cualquier dispositivo asociado a él, como instrumentos de medición, plataformas, válvulas externas, chumaceras, dampers, entre otros.
- Elaboración de formato de *Hojas de Data Operacional*, en las que se registre el seguimiento periódico a las variables de proceso relacionadas con el SRC, que incluyan temperaturas de entrada y salida de los fluidos del intercambiador de calor, flujo volumétrico, períodos y condiciones de servicio.
- Inclusión del sistema en las rutas de inspección del Departamento encargado.
- Elaboración de *Hojas de Procedimiento e Instrucciones* para la corrección de las fallas que puedan ser presentadas por el sistema.
- Creación de un archivo donde se recopile toda la información concerniente al SRC, que incluya la información de diseño, cualquier estudio, trabajo, mantenimiento o inspección realizada al sistema o referente a este.

6.7.2 Plan de Mantenimiento

Es recomendable que todo equipo o sistema, especialmente los industriales, cuenten con un plan de mantenimiento que garantice su eficiencia sostenida en el tiempo; especialmente si ellos están involucrados con las actividades productivas de una empresa. A continuación se propone un plan de mantenimiento para el Sistema de Recuperación de Calor de la PFDJ, el cual se sugiere sea implementado en conjunto con las mejoras propuestas en este trabajo, y con las acciones previas al mantenimiento recomendadas en la sección anterior.

En este plan se indicará, la acción de mantenimiento a realizar, su descripción, tipo de mantenimiento, personal que lo ejecutará y frecuencia de realización.

6.7.2.1 Acciones del plan de mantenimiento

- **Acción: INSPECCIÓN VISUAL EXTERNA DEL SRC**

Descripción: llenar el formato creado según las observaciones realizadas. Redacción de un informe que indique estado general del sistema, sustentado con imágenes. En caso de observarse desperfecto o fallas, mencionar las acciones requeridas para su reparación, anexando hojas de procedimiento e instrucción de reparación de la falla.

Tipo de Mantenimiento: Predictivo

Personal encargado de ejecución: Ing. Mayor Predictivo Mecánico, Instrumentista.

Frecuencia de realización: 4 meses.

- **Acción: INSPECCIÓN TERMOGRÁFICA**

Descripción: realizar termografías a todas las secciones y partes externas del ducto, e intercambiador de calor. Deben realizarse de noche, a temperaturas inferiores a los 30 °C. Realizar un informe técnico, prestando especial atención a las temperaturas de las partes aisladas del ducto, sobre todo si son mayores a los 65 °C. En caso de encontrarse temperaturas por encima de ese valor, efectuar inmediata solicitud de evaluación térmica y física del material refractario en esa sección.

Tipo de Mantenimiento: Predictivo

Personal encargado de ejecución: Ing. Mayor Predictivo Mecánico

Frecuencia de realización: 8 meses.

- **Acción: INSPECCIÓN VISUAL INTERNA E IDENTIFICACIÓN POSITIVA DE MATERIALES (PMI) DEL SRC**

Descripción: realizar minuciosa inspección del estado interno, orientada principalmente a presencia de corrosión, desprendimiento de anclajes y pernos de sujeción, presencia de material refractario, doblamiento, agrietamiento o ruptura de láminas internas y soldaduras, ausencia de material sellante de compuertas, presencia de suciedad, estado de empaaduras, y cualquier anomalía en el interior del ducto y del recuperador de calor. Debe llenarse el formato de hoja de inspección, redactar informe técnico con anexo fotográfico. En caso de observarse desperfecto o fallas, mencionar las acciones requeridas para su reparación anexando hojas de procedimiento e instrucción de reparación de la falla.

Tipo de Mantenimiento: Predictivo

Personal encargado de ejecución: Ing. Mayor Predictivo Mecánico

Frecuencia de realización: Al hacerse mantenimientos de: “Zona de Combustión”, “Paso de Gases Calientes”, y “Mantenimiento Mayor” a la

turbomáquina a la que se encuentre asociado el SRC. Generalmente entre 10000, 20000 y 40000 horas de operación respectivamente.

- **Acción: TOMA DE DATA OPERACIONAL**

Descripción: lectura, registro e interpretación de los valores de las temperaturas relacionadas al SRC, así como del caudal de los fluidos que por él circulan.

Tipo de Mantenimiento: Predictivo

Personal encargado de ejecución: Ing. Mayor Mecánico

Frecuencia de realización: mensual.

- **Acción: EVALUACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

Descripción: evaluar, mediante programas especializados, y con la data operacional colectada, la eficiencia del intercambiador de calor, y su comportamiento a lo largo del tiempo.

Tipo de Mantenimiento: Predictivo

Personal encargado de ejecución: Ing. Mayor de Procesos o Ing. Mayor Mecánico.

Frecuencia de realización: 12 meses.

- **Acción: MANTENIMIENTO MAYOR**

Descripción: realizar limpieza y pintado general a las secciones externas del SRC, calibración de dispositivos e instrumentos de medición, evaluación de material refractario, evaluación ultrasónica de espesor de paredes, termografías, evaluación de funcionamiento de dampers, compuertas, juntas de expansión, evaluación del estado de las secciones internas del ducto, evaluación y mantenimiento preventivo del intercambiador de calor.

Evaluación del estado de bases de concreto y metálicas donde se apoyan los ductos y el intercambiador. Sustitución o reparación de las partes o secciones diagnosticadas como dañadas.

Tipo de Mantenimiento: Preventivo o Correctivo, según el caso.

Personal encargado de ejecución: Un (01) Ing. Mayor Mecánico, un (01) Ing. Mayor de Procesos, un (01) Técnico en instrumentación, Tres (03) mecánicos, un (01) Ayudante de mecánica, un (01) Ayudante de instrumentación.

Frecuencia de realización: al realizarse mantenimiento “Mayor de Mayores” a la turbomáquina a la que se encuentre asociado, generalmente cada 80000 horas de operación.

- **Acción: DOCUMENTACIÓN DE LAS REPARACIONES**

Descripción: Como complemento de las acciones de mantenimiento, es necesario elaborar un informe de las reparaciones realizadas al SRC, que incluya: fallas corregidas, número y tipo de falla corregida, materiales utilizados para su corrección, fecha de ejecución de la corrección, tiempo estimado de corrección, métodos empleados, limitaciones conseguidas, y sugerencias para la elaboración de ese trabajo en próximas oportunidades.

Tipo de Mantenimiento: Predictivo

Personal encargado de ejecución: Técnico Mayor Mecánico.

Frecuencia de realización: al realizar cualquier actividad inherente al SRC.

Actualmente, el SRC no cuenta con planes coordinados de mantenimiento, debido a que la responsabilidad de los mismos, se encuentra dividida en tres gerencias, lo que dificulta la coordinación para la realización de ellos. Los inconvenientes que generalmente se presentan, obedecen a la disponibilidad de personal, de material, y de tiempo, de las partes involucradas para planificar y

ejecutar en conjunto las tareas de mantenimiento. Es por ello que las que son realizadas, son hechas de manera aislada, y sin tomar en cuenta la integridad de las necesidades del sistema. Hecho que trajo como consecuencia el actual estado de deterioro e ineficiencia.

Las acciones de mantenimiento anteriormente descritas, incluyen planes de mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo, y una serie de estrategias que, con su implementación, suponen el sostenimiento de la eficiencia en los ductos y en los intercambiadores de calor a lo largo del tiempo. Éstas presentan ventajas significativas debido a que la totalidad de la información, acciones, planes, y decisiones que se tomen respecto al sistema, serán canalizados por un solo Departamento, lo que facilitará su proceso de mantenimiento.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- Actualmente, y respecto a las condiciones de diseño, los recuperadores de calor tienen las siguientes eficiencias de operación: D1.71001 y D1.71002, 72% y 92%, respectivamente. Los recuperadores de calor D1.81001 y D1.81002, 45% cada uno. Los recuperadores de calor D1.81004 y D1.81005 tienen eficiencias de operación de 62% y 74%, respectivamente.
- Las características físicas y químicas del aceite de calentamiento, utilizado actualmente en el sistema de recuperación de calor, no son las mismas que las de diseño.
- La temperatura de salida del aceite, exigida actualmente a los SRC, modelo A y B (490 °F), es superior a la temperatura de salida para las cuales fueron diseñados (450 °F).
- Los gases de combustión, provenientes de las turbomáquinas asociadas a los SRC modelos A, B y C, sufren una pérdida de temperatura en los ductos de 96 °F, 124 °F y 68 °F, respectivamente.
- La pérdida de calor en los gases de combustión que circulan por los ductos del SRC, es producto de la disminución en las propiedades aislantes del material refractario que compone dichos ductos.

- La conductividad térmica, actual, en los ductos de escape, desde su interior hasta el exterior, determinada por medio de simulación numérica, es de 3,8, 3,2 y 1,7 W/m K, respectivamente para los modelos recuperadores de calor A, B y C.
- Se debe remplazar el material refractario de los ductos, por uno de conductividad térmica 0,2 W/m K, para el restablecimiento de su eficiencia.
- Las mejoras estructurales seleccionadas para el Modelo A y B, fueron las Propuestas Número 3, dispuestas en cada caso.

7.2. Recomendaciones

- Realizar de un análisis profundo de los intercambiadores del SRC, donde se consideraren todas las propiedades de la transferencia de calor, y los factores de influencia en ellos, para así contar con un estudio integral del sistema, y que la planta tenga toda la información concerniente al SRC, y se base en ella, a la hora de tomar cualquier decisión.
- Realizar una evaluación económica, a las mejoras propuestas en este trabajo, debido a que la misma no fue efectuada, al no estar establecida entre los objetivos.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

ANSYS Inc. (2005). *ANSYS CFX – Computacional Fluid Dynamics, Release 11.0: Intro_CFDConcepts*.

Cabrera E. J. (1999). *Evaluación de los recuperadores de calor de los turbocompresores y turbogeneradores de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose*. Trabajo de Grado para optar al Título de Ingeniero Químico. No publicado. Universidad de Oriente. Puerto la Cruz.

Cao E. (2004). *Transferencia de Calor en Ingeniería de Procesos*. (1^{ra} Ed.). Argentina: Eduardo Cao

Cengel, Y. (2004). *Transferencia de Calor*. (5^{ta} Edición). Mexico: Mc Graw Hill

Incropera F. y De Witt D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. (4^{ta} Ed.). Mexico: Prentice Hall

Jaramillo O. A. (Noviembre, 2007). *Intercambiadores de Calor*. Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. México

Kern D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. (1^{ra} Ed.) México: Editorial Continental.

Morales J. M. (2002). *Evaluación técnico económica de la sustitución de los recuperadores de calor asociados a los turbogeneradores para el calentamiento de aceite por hornos a fuego directo en la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose*.

Informe Final de Cursos en Cooperación para optar al Título de Ingeniero Químico.
No publicado. Universidad Simón Bolívar. Caracas.

Perry, Ch. (2002). *Manual del Ingeniero Químico*. (6^{ta} Ed.). Argentina

PROYECTO ACCRO. (1984). *Manual de Operaciones. Volumen VII*.
Complejo Criogénico De Oriente.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	PROPUESTA DE MEJORAS EN EL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE LOS TURBOCOMPRESORES Y TURBOGENERADORES DE LA PLANTA DE FRACCIONAMIENTO Y DESPACHO JOSE
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
Matute E., Ana C.	CVLAC: 16.965.399 E MAIL: acme_1984@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALABRAS O FRASES CLAVES:

Sistema de Recuperacion de Calor
Recuperadores de Calor
Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose
Simulación Numérica
Aceite Caliente
Turbomáquinas
Plan de Mantenimiento
CFX

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

En la actualidad, el ahorro energético, especialmente en el sector industrial, es uno de los tópicos que se encuentra en la palestra de discusión a nivel mundial, por sus implicaciones económicas y ambientales. La Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, no es ajena a esta situación, por ello, decidió emprender un estudio relacionado con la eficiencia térmica de su *Sistema de Recuperación de Calor*. Éste, aprovecha la energía proveniente del calor residual contenido en gases de combustión, y que de otra manera sería desechada, para el calentamiento de un aceite utilizado en el proceso de fraccionamiento del gas natural. En este trabajo, se determinó, mediante simulaciones numéricas, la deficiencia del sistema mencionado, se examinó su estado estructural, tanto externo como interno y se concluyó que la disminución de su eficiencia, es producto de la pérdida de las propiedades aislantes, del material refractario que conforma los ductos. Finalmente, fue realizada una propuesta de mejoras para el mencionado sistema de recuperación, la cual implica: una sustitución del material aislante degradado en los ductos, por alguno que garantice la conservación del calor dentro de los mismos, modificaciones estructurales y la implementación de un plan de mantenimiento ajustado a las condiciones operacionales del sistema.

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

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
Prof. Rengel H. José E.	CVLAC:	9.278.475			
	E_MAIL	rengel66@gmail.com			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Ing. Araujo Francisco III	CVLAC:	11.562.412			
	E_MAIL	araujofn@pdvsa.com			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Prof. Collado C. María L.	CVLAC:	8.229.032			
	E_MAIL	colladomallorca@hotmail.com			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Prof. Espinoza B. Henry.	CVLAC:	4.353.950			
	E_MAIL	hjespinozab@cantv.net			
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	06	07
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis de grado. Propuesta de mejoras en el sistema de recuperación	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 ANZOÁTEGUI

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva Propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines, con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”

Matute E. Ana C.

AUTOR

AUTOR

AUTOR

Prof. José E. Rengel

TUTOR

Prof. María Collado

JURADO

Prof. Henry Espinoza

JURADO

Prof. Diógenes Suárez

POR LA COMISIÓN DE TESIS