

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
CURSOS ESPECIALES DE GRADO



**“EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD Y UBICACIÓN DE DOS
CALENTADORES EXISTENTES A COLOCAR EN LA PLANTA
TERMOELÉCTRICA BA-01, UBICADA EN LOS LÍMITES ENTRE
BARINAS Y PORTUGUESA”**

PRESENTADO POR:
JESSICA GONZÁLEZ MARCANO
CRISPINA LAYA ALMEA

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

INGENIERO QUÍMICO

Barcelona, Abril del 2010.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
CURSOS ESPECIALES DE GRADO



**“EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD Y UBICACIÓN DE DOS
CALENTADORES EXISTENTES A COLOCAR EN LA PLANTA
TERMOELÉCTRICA BA-01, UBICADA EN LOS LÍMITES ENTRE
BARINAS Y PORTUGUESA”**

ASESOR:

Ing. José Rondón
Asesor Académico

Barcelona, Abril del 2010.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
CURSOS ESPECIALES DE GRADO



**“EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD Y UBICACIÓN DE DOS
CALENTADORES EXISTENTES A COLOCAR EN LA PLANTA
TERMOELÉCTRICA BA-01, UBICADA EN LOS LÍMITES ENTRE
BARINAS Y PORTUGUESA”**

Ing. José Rondón
Asesor Académico

M.S.C. Rayda Patiño
Jurado Principal

Ing. Freddy Santamaría
Jurado Principal

Barcelona, Abril del 2010

RESOLUCIÓN

ARTÍCULO 41

REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO

“Los trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del consejo de Núcleo respectivo, el cual lo notificará al Consejo Universitario”

DEDICATORIA

Le dedico este trabajo en primer lugar a Dios y a la Virgen del Valle por ser mis guías en este largo trabajo.

A mi madre Valentina Isabel Marcano de González por ser mi inspiración, porque desde el cielo te convertiste en mi ángel, me cuidaste y protegiste cada momento de esta carrera. Te amo mama.

A mi padre Ángel Ramón González por creer en mí, por tu confianza y por tu paciencia. Te amo papa.

A mi abuela Aura Zenobia por siempre llenarme de esa gran energía en los momentos más duros de mi vida. Te amo abuelita.

Dedico un pedacito de esto a todos mis familiares que estuvieron pendientes de mí. Los quiero.

Jessica González

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios y a mi Virgencita del Valle por ser grandes, por guiarme e iluminarme en este camino.

Gracias a mis padres, a ti mama por todas las enseñanzas que me dejaste ya que sin ellas no fuese lo que soy hoy. A ti papa, por ser mi ejemplo de perseverancia y por darme esas palabras de aliento cuando mas las necesitaba. A los dos mil gracias son lo más grande que tengo en la vida, los amo mucho.

Gracias a ti abuelita por llenarme de amor y cariño, y convertirte en mi segunda madre y ángel protector. Te quiero mucho.

Gracias a mis tíos, los señores Edis y José por abrirme las puertas de su casa y hacerme una más de la familia, gracias Aurita, China, David y Enrique por aceptarme y quererme como la chiquita de la casa. Los quiero mucho.

Gracias a mi manita María del Mar por escucharme, aguantarme, fastidiarme, quererme y hacerme sentir como su hermana. Y a los hombres de la casa mis hermanitos Nomar, José Ramón y Rubén por convivir día a día y poner su toque de alegría. Los quiero.

Gracias a mi madrina, mamita, mama O y paparrasco por estar pendiente de su monita. Y a toda mi familia que se preocuparon por mí. Los quiero.

Gracias a mis amigos, a Franklin Enrique por tu amistad, por quererme y cuidarme, a Cristian Alejandra por soportarme y seguir ahí, a los dos por ser inseparables e incondicionales durante la carrera y por estar en los momentos buenos y malos de mi vida. Son especiales los quiero muchote.

Gracias a mi amiga Eunis por brindarme su apoyo, por convertirme en mi cómplice por aceptarme como soy y por todos los momentos que vivimos. Te quiero mucho.

Gracias a Gabriel España por ser el amigo que me escuchaba y entendía mejor que nadie, por tus consejos y tus abrazos. Te extraño y quiero mucho mi gabito.

Gracias a personajes como Elisbeth, Anggie, Marines, Alfredo y Tawil por compartir gran parte de mi carrera.

Gracias a Suelhen y Belén dos amiguitas particulares.

Gracias a mis compañeras de áreas, Mairelys, Crispina y Ljubljana por ayudar hacer esto posible.

Gracias a nuestro tutor académico Ing. José Rondón por guiarnos, y a los profesores del departamento de química y el departamento de petróleo por brindarnos sus conocimientos.

Gracias Universidad de Oriente.

Jessica González

DEDICATORIA

A Dios, mi amado Padre, por todas sus bendiciones a mi vida; gracias por darme unos padres maravillosos, gracias por mis hermanos, gracias por haber permitido ingresar a la universidad y así poder alcanzar una de mis metas; obtener el título de Ingeniero Químico, gracias Padre por todas las cosas maravillosas que vendrán.

Crispina Laya

AGRADECIMIENTO

A Dios, por todas sus bendiciones a mi vida.

A Jesucristo porque su palabra en medio de la tormenta me infundió sabiduría, me llenó de paz y de fortaleza.

Al Espíritu Santo, por haber impartido en mí su sublime amor.

A mis padres Simón Laya y Ramona de Laya, por enseñarme que se debe luchar hasta el final, y a confiar en Dios a pesar de las circunstancias.

A mis hermanos; Eliú Rondón, Harold Rondón, Ramsim Laya y Simón Laya por estar pendiente de mí y por apoyarme en los momentos más difíciles, los amo mucho.

A mis tías Crispina Laya y Celina Laya, gracias tías por su apoyo incondicional las quiero mucho.

A mis primos, Yucelis Oronoz, Crismar Laya, Jesús David Martínez y Cindy Martínez, los quiero primos.

A todos mis familiares abuelas, tías, tíos, primos, primas, cuñados, que de una u otra forma estuvieron pendiente de mí.

A Alberto Martínez, por su ayuda incondicional, por estar pendiente de mí, por darme ánimo, te amo.

A mis amigos, María Morocoyma, Rolando García, Rosalba Rodríguez, Julio Cesar Laffont, Ignacio Meneses, Alejandra Chersia, Yoleida Navas, por todos sus consejos y por el apoyo prestado durante mi carrera, los quiero mucho.

A mis compañeras de áreas de grado Ljubljana Panich, Mairelys Cedeño y Jessica González, por haber tenido paciencia, las quiero muchachas.

A dos compañeros de las áreas que nos prestaron su apoyo incondicionalmente Hector Peña y Cristian Requena, gracias muchachos.

Al equipo gerencial de Cines Unidos, Eleazar López, Roxana Rondan, Yezmin Inatti, Sr. Alexis Hernández, Sr. Iván Maldonado y a ex -empleados como María Viña y Robert Campos por todo el apoyo prestado, de verdad muchas gracias.

A mis compañeros de trabajo Rosalba Ospino, Raimon Sotillo, Desireé Romero, Luis Gallardo, Marvin Sánchez, Miguel Mundaray, Angélica Guaramaco, Yasmin Gutierrez, Janeth Maita, Omar Acero, por estar pendiente de mi y por todos sus buenos deseos, los quiero muchachos.

Al profesor Rafael Barrueta por su ayuda incondicional y valiosa colaboración. Muchas gracias.

A los profesores Simón Bittar, Shirley Marfisi, Ana Colmenares, Fidelina Moncada, por el apoyo prestado, gracias.

A la Universidad de Oriente por permitir estar en sus instalaciones y ofrecerme la formación necesaria a través de sus profesores para así obtener el título de Ingeniero Químico.

A todas aquellas personas que estuvieron apoyándome en toda de mi carrera y que no alcance por nombrar, gracias.

Crispina Laya

RESUMEN

El objetivo principal de este estudio se basó en la evaluación de la capacidad y ubicación de dos calentadores existentes a colocar en la planta termoeléctrica BA-01, ubicada en los límites entre los estados barinas y portuguesa, la cual se encarga de convertir la energía térmica en energía eléctrica. Dicha planta está presentando actualmente problemas operacionales en el área de los turbogeneradores producto de la condensación de los componentes más pesados y trazas de petróleo presentes en el gas de alimentación de la planta debido a que este entra fuera de especificación. Este estudio consistió en evaluar dos calentadores indirectos de tipo serpentín existentes en la planta, con el fin, de aumentar su temperatura 50°F por encima de la temperatura de rocío del gas e igualmente escoger su arreglo mecánico para que así estos puedan transmitir el calor de forma óptima. Para esto se utilizó el simulador HYSYS donde se introduce la cromatografía del gas, la temperatura y la presión a las que entra a los turbogeneradores, con la finalidad de obtener la temperatura de rocío del gas la cual permitirá conocer la temperatura adecuada. Una vez determinada esta temperatura se procedió a la evaluación de los calentadores mediante el cálculo del calor, la eficiencia y el área de los calentadores con el fin de compararlos con los datos del diseño para así comprobar que estos cumplen con las especificaciones establecidas. Luego de realizar todos estos pasos se evaluó el mejor arreglo mecánico posible para la ubicación de dichos calentadores, para esto se realizó una segunda simulación en HYSYS donde se introduce las características específicas de cada calentador, colocándolos en series y luego en paralelo, el valor de temperatura de salida mayor fue arrojada en el arreglo en paralelo, debido a que cada intercambiador trabaja con la mitad de la corriente del gas aumentando por ende su carga térmica.

ÍNDICE

RESOLUCIÓN.....	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTOS.....	VI
DEDICATORIA.....	VIII
AGRADECIMIENTO.....	IX
RESUMEN.....	XI
ÍNDICE.....	XII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
CAPITULO I.....	18
EL PROBLEMA.....	18
1.1 INTRODUCCIÓN.....	18
1.2 OBJETIVOS.....	20
1.2.1 <i>Objetivo general</i>	20
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	20
CAPITULO II.....	21
FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	21
2.1 ANTECEDENTES.....	21
2.2 GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.....	22
2.3 CENTRALES TERMOELÉCTRICAS:.....	23
2.4 MAQUINAS TÉRMICAS.....	24
2.5 CICLO BRAYTON.....	26
2.5.1 <i>Ciclo de brayton con flujo constante</i>	28
2.6 PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	29
2.7 MECANISMO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	30
2.7.1 <i>Transferencia de calor</i>	30
2.7.2 <i>Mecanismos de la transferencia de calor</i>	30
2.7.2.1 <i>Conducción</i>	30
2.7.2.2 <i>Convección</i>	32
2.7.2.3 <i>Radiación</i>	32
2.8 INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	33
2.9 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	36
2.9.1 <i>Intercambiadores de calor de doble tubo</i>	37
2.9.2 <i>Intercambiador de calor de tubo y carcasa</i>	38
2.9.3 <i>Intercambiador de calor de flujo cruzado</i>	40

2.9.4 Intercambiadores de serpentines sumergidos.....	41
2.9.4.1 Coeficiente en los tubos	42
2.9.4.2 Coeficientes exteriores para fluidos sin agitación mecánica.....	43
2.10 SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR A UTILIZAR.....	43
2.10.1 Primer paso: definir el tipo de intercambio de calor	44
2.10.2 Segundo paso: obtener las propiedades de los fluidos. Calcular Q , U y A	46
2.10.3 Tercer paso: elegir una configuración (tipo de intercambiador) adecuada.....	47
2.10.4 Cuarto paso: confirmar o modificar la selección.....	48
2.11 VARIABLES QUE AFECTAN AL FLUIDO PARA LA ACCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR	49
2.11.1 Calor.....	51
2.11.2 Coeficiente de transferencia de calor total, U	52
2.11.3 Convección libre fuera de tubos y tuberías	54
2.11.4 Factor de suciedad	58
2.11.5 Capacidad calorífica	60
2.11.5.1 Gas monoatómico	60
2.11.5.2 Gas diatómico	61
2.11.6 Temperatura	61
2.11.6.1 Diferencia media de temperatura (intercambiador de calor)	62
2.11.6.2 Flujo en contracorriente y en paralelo:.....	62
2.11.6.3 Flujo revertido mixto o cruzado.....	63
2.11.7 Presión.....	63
2.11.7.1 Caída de presión de los intercambiadores de calor.....	64
2.11.8 Compresibilidad isotérmica.....	65
2.11.9 Coeficiente de expansión térmica	66
2.11.10 Viscosidad.....	66
2.11.11 Gravedad específica	67
2.11.12 Peso molecular aparente	67
2.11.13 Punto de rocío de hidrocarburos.....	67
2.11.14 Factor de compresibilidad.....	68
CAPITULO III.....	69
METODOLOGÍA	69
3.1 ESTIMACIÓN DE LAS CONDICIONES OPERACIONALES NORMALES DEL GAS QUE DEBE ENTRAR A LA PLANTA TERMOELÉCTRICA.	69
3.2 DESCRIBIR LOS CALENTADORES EMPLEADOS PARA EL ACONDICIONAMIENTO DEL GAS DE ALIMENTACIÓN DE LOS TURBOGENERADORES DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA	75
3.3 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DE LOS CALENTADORES PARA MANEJAR EL GAS A LAS CONDICIONES ACTUALES.	78

3.3.1 Cálculo del calor requerido para calentar el gas desde una temperatura T_1 a T_2 (Q):	78
3.3.2 Cálculo del área de transferencia de calor (A):	81
3.3.3 Cálculo de la Diferencia de temperatura media logarítmica (T_m):	81
3.3.4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U_o):	82
3.3.4.1 Cálculo el área externa e interna del serpentín (A_o y A_i):	82
3.3.4.2 Para el cálculo del coeficiente de película interno h_i se tiene la siguiente ecuación:	83
3.3.5 Cálculo de la eficiencia térmica neta (NHI):	88
3.3.5.1 Calculo del área requerida de transferencia (A_H):	88
3.3.6 Cálculos del diámetro de las boquillas de alimentación y salida.....	90
3.4 ARREGLO MECÁNICO ADECUADO DE LOS CALENTADORES PARA EL BUEN FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA.	92
CAPITULO IV.	102
ANÁLISIS DISCUSIÓN DE RESULTADOS	102
4.1 ESTIMACIÓN DE LAS CONDICIONES OPERACIONALES NORMALES DEL GAS QUE DEBE ENTRAR A LA PLANTA TERMOELÉCTRICA	102
4.2 DESCRIPCIÓN DE LOS CALENTADORES EMPLEADOS PARA EL ACONDICIONAMIENTO DEL GAS DE ALIMENTACIÓN DE LOS TURBOGENERADORES DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA BA- 01 UBICADA EN EL ESTADO BARINAS	103
4.3 DETERMINAR SI LOS CALENTADORES POSEEN LA CAPACIDAD PARA MANEJAR EL GAS A LAS CONDICIONES ACTUALES.	104
4.4 ESCOGER EL ARREGLO MECÁNICO ADECUADO DE LOS CALENTADORES PARA EL BUEN FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA.	108
CAPÍTULO V	113
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	113
5.1 CONCLUSIONES	113
5.2 RECOMENDACIONES	114
BIBLIOGRAFÍA.....	115
APÉNDICES..... ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:	117

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1 FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED.	28
FIGURA 2.2. INTERCAMBIO DE CALOR (A) FLUJO PARALELO; (B) CONTRAFLUJO O FLUJO EN CONTRACORRIENTE.....	32
FIGURA 2.3. INTERCAMBIO DE CALOR FLUJO CRUZADO (A) NO MEZCLADO; (B) MEZCLADO.....	33
FIGURA 2.4. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO; (A) ESQUEMÁTICO (B) RED DE RESISTENCIA TÉRMICA PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL.....	33
FIGURA 2.5. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CARCAZA (A) CON UN PASO DE CARCAZA Y DOS PASOS DE TUBOS (B) DOS PASOS DE CARCAZA Y CUATRO PASOS DE TUBOS.....	34
FIGURA 2.6. TIPO DE SERPENTINES: A) ESPIRAL SIMPLE Y B) ESPIRAL PLANO.....	37
FIGURA 2.7. DIAGRAMA TEMPERATURA VS CALOR EN UN SISTEMA.....	38
FIGURA 2.8. DISTRIBUCIÓN DE LOS DIAGRAMA TEMPERATURA VS CALOR DISTRIBUIDAS EN ZONAS PARCIALES.....	39
FIGURA 2.9 CONVECCIÓN LIBRE FUERA DE LOS TUBOS	46
FIGURA 2.10. DIAGRAMA DE LAS TEMPERATURAS A) CONTRACORRIENTE B) PARALELO	51
FIGURA 3.1. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PRESENTES EN LA CORRIENTE DE ENTRADA.	56
FIGURA 3.2. SELECCIÓN DEL PAQUETE TERMODINÁMICO.....	57
FIGURA 3.3. INTRODUCCIÓN DE LA FRACCIÓN MOLAR DE CADA UNO DE LOS COMPONENTES DEL GAS.....	57
FIGURA 3.4. CONDICIONES DE OPERACIÓN (PRESIÓN, TEMPERATURA Y FLUJO).	58
FIGURA 3.5. SELECCIÓN DE LA HERRAMIENTA PARA LA OBTENCIÓN DE LA ENVOLVENTE DE FASE (UTILITIES).	58
FIGURA 3.6. SELECCIÓN DE LA HERRAMIENTA PARA LA OBTENCIÓN DE LA ENVOLVENTE DE FASE (ENVELOPE UTILITY).....	59
FIGURA 3.7. SELECCIÓN DE LA CORRIENTE DE PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE LA ENVOLVENTE DE FASE.....	59
FIGURA 3.8. OBTENCIÓN DE LA ENVOLVENTE DE FASE PRESIÓN VS TEMPERATURA	60
FIGURA 3.9. CONDICIONES MÁXIMAS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA.....	60

FIGURA 3.10. DISPOSICIÓN DE LOS SERPENTINES EN EL CALENTADOR.....	77
FIGURA 3.11. DISPOSICIÓN DE LOS SERPENTINES EN EL CALENTADOR.....	77
FIGURA 3.12. DISPOSICIÓN DE LOS SERPENTINES EN EL CALENTADOR.....	63
FIGURA 3.13. EQUIPOS Y CORRIENTES EN CONFIGURACIÓN SERIE.....	75
FIGURA 3.14. EQUIPOS Y CORRIENTES EN CONFIGURACIÓN PARALELO.....	76
FIGURA 3.15. EQUIPOS Y CORRIENTES ASOCIADOS AL INTERCAMBIADOR 1.....	76
FIGURA 3.16. DIVISOR DE LA CORRIENTE DE ENTRADA DE GAS	77
FIGURA 3.17. FRACCIÓN DE LA CORRIENTE DE GAS EN EL DIVISOR DE CORRIENTE	77
FIGURA 3.18. CARACTERÍSTICAS DE LA CORRIENTE DE DOWFROST DEL INTERCAMBIADOR	78
FIGURA 3.19. DIVISOR DE CORRIENTE DE LA ENTRADA DE DOWFROST DEL INTERCAMBIADOR 1.....	78
FIGURA 3.20. FRACCIÓN DE LA CORRIENTE DE DOWFROST EN EL DIVISOR DE CORRIENTE DE ENTRADA DE DOWFROST DEL INTERCAMBIADOR 1	79
FIGURA 3.21. DIVISOR DE LA CORRIENTE DE GAS INTERCAMBIADOR 1	79
FIGURA 3.22. FRACCIÓN DE LA CORRIENTE DE GAS EN EL DIVISOR DE CORRIENTE DEL INTERCAMBIADOR 1	99
FIGURA 3.23. CORRIENTES DE ENTRADA Y DE SALIDA DEL INTERCAMBIADOR 1-1	80
FIGURA 3.24. PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR 1-1	100
FIGURA 3.25. CONFIGURACIÓN EN PARALELO.....	100
FIGURA 3.26. CONFIGURACIÓN EN SERIE.....	101
FIGURA 4.1. EVALUACIÓN DEL CALENTADOR, TEMPERATURA DE ENTRADA IGUAL A LA DE ROCÍO.....	106
FIGURA 4.2. EVALUACIÓN DEL CALENTADOR, TEMPERATURA DE MÍNIMA ENTRADA	107
FIGURA 4.3. CALENTADORES CON ARREGLO MECÁNICO EN SERIE	110
FIGURA 4.4. CALENTADORES CON ARREGLO MECÁNICO EN PARALELO	111

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA A.1 COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES DEL GAS DE ALIMENTACIÓN	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.2 PROPIEDADES OPERACIONALES DEL GAS DE ENTRADA	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.3 CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO CALIENTE (DOWFROST)	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.4 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS CALENTADORES	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.5 CARACTERÍSTICAS DEL GAS ARROJADO POR HYSYS	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.6 CARACTERÍSTICAS DE LOS CALENTADORES (SERPENTINES)	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.7 DIÁMETROS COMERCIALES DE TUBERÍAS DE ACERO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.8 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS METALES	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.9 REQUERIMIENTOS DEL GAS DE ALIMENTACIÓN	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.10 PROPIEDADES DE DOWFROST	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.11 COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA A.12 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA EVALUACIÓN DEL CALENTADOR	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

CAPITULO I

EL PROBLEMA

1.1 Introducción

En América Latina, la importancia del gas natural como recurso energético crece continuamente y es cada vez más utilizado como fuente de energía para uso domestico. Para que exista una buena gestión en el mercado del gas natural se necesita de transparencia, en todo el proceso desde la extracción hasta el consumo, e instancia de supervisión con mecanismos de control que funcionen. Venezuela está considerada como una de las naciones más importantes como potencial suplidor de energía gasífera por sus cuantiosas reservas de gas, su ventajosa posición geográfica e importancia geopolítica, constituyendo uno de los cinco grandes polos de atracción gasífera del mundo: Rusia, Medio Oriente, Norte de África, Norteamérica y Venezuela, conjuntamente con Trinidad y Bolivia, en Suramérica.

La generación de electricidad con gas metano es posible mediante el uso de turbogeneradores que son accionados por una turbina hidráulica, de gas o de vapor. La energía eléctrica se obtiene principalmente con máquinas síncronas. Según el tipo de corriente que se obtiene se emplean generadores síncronos de corrientes trifásicas, que también se denominan alternadores trifásicos. El nombre de máquina síncrona es que al funcionar como motor el rotor de la misma gira a la misma velocidad que lo hace el campo giratorio del estator, de manera sincronizada o sincrónicamente.

En el Estado Barinas se cuenta con una planta termoeléctrica BA – 01 la cual es la encargada de suministrar energía eléctrica en ciertas zonas de dicha entidad. Se ha determinado que el gas que se alimenta a las turbinas esta fuera de especificación esto trae como consecuencia que las turbinas estén presentando problemas de operación; por ésta razón se plantea evaluar dos calentadores

existentes tipo baño de maría para determinar si estos poseen la capacidad de manejar el gas que entra a la planta, evaluando su arreglo mecánico para su mejor funcionamiento mediante la utilización del simulador HYSYS, en primer lugar servirá para calcular la capacidad de manejo del gas y en segundo lugar para determinará el arreglo de dichos calentadores.

Con el estudio de estos calentadores se proporcionará la información necesaria para el procedimiento correcto al momento de operar la planta obteniendo una mayor eficiencia en la producción de electricidad y así mitigar los problemas presentados en las turbinas de la planta termoeléctrica.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Evaluar la capacidad y ubicación de dos calentadores existentes a colocar en la planta termoeléctrica BA-01, ubicada en los límites entre Barinas y Portuguesa.

1.2.2 Objetivos específicos

1. Estimar las condiciones operacionales normales del gas que debe entrar a la planta termoeléctrica.
2. Describir los calentadores empleados para el acondicionamiento del gas de alimentación de los turbogeneradores de la planta termoeléctrica BA-01 ubicada en el estado Barinas.
3. Determinar si los calentadores poseen la capacidad para manejar el gas a las condiciones actuales.
4. Escoger el arreglo mecánico adecuado de los calentadores para el buen funcionamiento de la planta termoeléctrica.

CAPITULO II.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Antecedentes

Perry, R (2001) Plantea que el uso apropiado de conocimiento de transmisión de calor, en el diseño de equipos prácticos de transmisión de calor, es un arte. El ingeniero debe ser consciente, constantemente, de las diferencias de las condiciones ideales, por y sobre las cuales se obtiene el conocimiento básico y las condiciones reales de la expresión mecánica de su diseño y de su entorno. El resultado deberá satisfacer los requisitos operacionales y de proceso (tales como disponibilidad, flexibilidad y posibilidad de mantenimiento), además de los económicos.

Kern, D. (1999) Expresó la ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y frío llamados fuente y receptor. El estudio de la transferencia de calor se facilita grandemente mediante una cabal comprensión de la naturaleza del calor. Para propósitos de ingeniería es necesario comenzar el estudio con información básica acerca de unos cuantos fenómenos. Las fases de una sustancia simple, sólida, líquida, gaseosa, están asociadas con su contenido de energía.

Hay cierto número de usos colaterales para el equipo de transferencia de calor, algunos de estos incluyen las formas comunes y menos caras de superficie de transferencia de calor, tales como serpentines, tuberías sumergidas en cajas, y enfriadores tipo trombón. La mayoría de los elementos de transferencia térmica no están muy relacionados con los intercambiadores doble y tubo y tubo y carcasa, ni su comportamiento puede calcularse con igual exactitud.

Karlekar (1985) Indicó que los intercambiadores de calor son utilizados ampliamente en la industria química y plantas de energía. El rango de

temperatura, las bases de los fluidos (líquidos o gaseosos), la cantidad de energía que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frío, determinan la configuración del intercambiador de calor para una aplicación dada. En la práctica, el proceso de diseño y selección involucra con frecuencia un proceso de ensayo y error. También nos señala que uno de los parámetros importantes que controlan la transferencia de calor neta del fluido caliente al fluido frío es el área de la superficie que separa los dos fluidos, a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor. Cuando se deben transferir grandes cantidades de calor, los cálculos indican usualmente un requerimiento de grandes áreas de transferencia de calor.

2.2 Generación de energía eléctrica

En general, la generación de energía eléctrica consiste en transformar alguna clase de energía química, mecánica, térmica o luminosa, entre otras, en energía eléctrica. Para la generación industrial se recurre a instalaciones denominadas centrales eléctricas, que ejecutan alguna de las transformaciones citadas. Éstas constituyen el primer escalón del sistema de suministro eléctrico.

La demanda de energía eléctrica de una ciudad, región o país tiene una variación a lo largo del día. Esta variación es función de muchos factores, entre los que destacan: tipos de industrias existentes en la zona y turnos que realizan en su producción, climatología extremas de frío o calor, tipo de electrodomésticos que se utilizan más frecuentemente, tipo de calentador de agua que haya instalado en los hogares, la estación del año y la hora del día en que se considera la demanda. La generación de energía eléctrica debe seguir la curva de demanda y, a medida que aumenta la potencia demandada, se debe incrementar la potencia suministrada. Esto conlleva el tener que iniciar la generación con unidades adicionales, ubicadas en la misma central o en centrales reservadas para estos períodos.

Dependiendo de la fuente primaria de energía utilizada, las centrales generadoras se clasifican en termoeléctricas, hidroeléctricas, nucleares, eólicas, solares termoeléctricas, solares fotovoltaicas y mareomotrices. La mayor parte de la energía eléctrica generada a nivel mundial proviene de los tres primeros tipos de centrales reseñados. Todas estas centrales, excepto las fotovoltaicas, tienen en común el elemento generador, constituido por un alternador, movido mediante una turbina que será distinta dependiendo del tipo de energía primaria utilizada.

2.3 Centrales termoeléctricas:

Una central termoeléctrica es una instalación empleada para la generación de energía eléctrica a partir de calor. Este calor puede obtenerse tanto de combustibles fósiles (petróleo, gas natural o carbón) como de la fisión nuclear del uranio u otro combustible nuclear. Las centrales que en el futuro utilicen la fusión también serán centrales termoeléctricas.

En su forma más clásica, las centrales termoeléctricas consisten en una caldera en la que se quema el combustible para generar calor que se transfiere a unos tubos por donde circula agua, la cual se evapora. El vapor obtenido, a alta presión y temperatura, se expande a continuación en una turbina de vapor, cuyo movimiento impulsa un alternador que genera la electricidad. Luego el vapor es enfriado en un Condensador donde circula por tubos agua fría de un caudal abierto de un río o por torre de refrigeración.

En las centrales termoeléctricas denominadas de ciclo combinado se usan los gases de la combustión del gas natural para mover una turbina de gas. En una cámara de combustión se quema el gas natural y se inyecta aire para acelerar la velocidad de los gases y mover la turbina de gas. Como, tras pasar por la turbina, esos gases todavía se encuentran a alta temperatura (500 °C), se reutilizan para generar vapor que mueve una turbina de vapor. Cada una de estas turbinas impulsa un alternador, como en una central termoeléctrica común. El vapor luego

es enfriado por medio de un caudal de agua abierto o torre de refrigeración como en una central térmica común. Además, se puede obtener la cogeneración en este tipo de plantas, al alternar entre la generación por medio de gas natural o carbón. Este tipo de plantas está en capacidad de producir energía más allá de la limitación de uno de los dos insumos y pueden dar un paso a la utilización de fuentes de energía por insumos diferentes.

Las centrales térmicas que usan combustibles fósiles liberan a la atmósfera dióxido de carbono (CO₂), considerado el principal gas responsable del calentamiento global. También, dependiendo del combustible utilizado, pueden emitir otros contaminantes como óxidos de azufre, óxidos de nitrógeno, partículas sólidas (polvo) y cantidades variables de residuos sólidos.

2.4 Maquinas térmicas

El trabajo puede convertirse fácilmente en otras formas de energía, pero convertir otras formas de energía en trabajo no es así de sencillo por ejemplo; el trabajo es convertible en calor directa y completamente, pero convertir el calor a trabajo requiere el uso de algunos dispositivos especiales. Estos dispositivos se llaman máquinas térmicas.

Las máquinas térmicas difieren considerablemente unas de otras, aunque todas se caracterizan por lo siguiente:

- 1.- Reciben calor de una fuente de alta temperatura (energía solar, hornos de petróleo, reactores nucleares etc.).
- 2.- Convierten parte de este calor en trabajo (normalmente en la forma de un eje en rotación).
- 3.- Liberan el calor de desecho remanente en un sumidero de baja temperatura (la atmósfera, ríos etc.).
- 4.- Operan en un ciclo.

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos suelen incluir un fluido al y desde el cual el calor se transfiere mientras se somete a un ciclo. Este fluido recibe el nombre de fluido de trabajo. El término máquina térmica muchas veces tiene un sentido más amplio para incluir dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Máquinas que involucran combustión interna como las turbinas de gas y los motores de automóvil entran en esta categoría. Estos dispositivos operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, ya que el fluido de trabajo (los gases de combustión) no se someten a un ciclo completo. En lugar de que se enfríen hasta la temperatura inicial, los gases de escape se evacúan y sustituyen por una mezcla de aire puro y de combustible al final del ciclo.

El dispositivo productor de trabajo que mejor encaja en la definición de máquina térmica es la central eléctrica de vapor, que es una máquina de combustión externa, el proceso de combustión sucede fuera de la máquina, y la energía térmica liberada durante este proceso se transfiere al vapor como calor. ^[1]

A Herón, sabio de Alejandría se le acredita la invención de la primera turbina de gas (vapor de agua), aproximadamente en el año 120 a. C. El instrumento constaba de un pequeño globo de metal, denominada eolipila, montado entre dos tubos conectados a una olla de vapor. El vapor salía por otros dos pequeños tubos en forma de L, unidos a lados opuestos del globo, haciéndolo girar, en el mismo sentido y no producía trabajo de salida.

La primera turbina de gas (aire) que produjo trabajo probablemente fue el molino de viento. Comenzó a ser utilizado en el Oriente Medio en los años 900, y en Europa en los años 1100. En los años 1600 ya se empleaban dispositivos instalados sobre los fogones de algunas cocinas que hacían dar vueltas a la carne colocada a un asador; los gases calientes provenientes del fuego hacían girar a una especie de ventilador que estaba conectado al asador.

Los rasgos característicos de una turbina de gas, tal como lo imaginamos hoy en día, incluyen un proceso de compresión y un proceso de adición de calor (o combustión). Estas características no son nuevas, aunque una máquina práctica es un invento relativamente reciente. Joule y Brayton propusieron en forma independiente el ciclo que constituye el prototipo ideal de la máquina actual. Alrededor de 1872 se construyó una turbina que no tuvo éxito, y en 1906 ya se había desarrollado una máquina capaz de producir potencia neta de salida. Había dos obstáculos principales por vencer, como la revelaba el análisis termodinámico. A fin de obtener valores prácticos de potencia: (1) la temperatura al principio de la expansión debe ser alta (Hasta hace algunos años, las temperaturas permisibles más altas se hallaban entre los 370 a 425°C) y (2) el compresor y la turbina deben funcionar con alto grado de eficiencia.

2.5 Ciclo brayton

Fue propuesto por vez primera para usarlo en el motor recíprocante que quemaba aceite desarrollado por el alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente se operan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones de ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran en la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una

fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo BRAYTON, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- Compresión isentrópica (en un compresor)
- Adición de calor a presión constante
- Expansión isentrópica
- Rechazo de calor a presión constante

Bajo las suposiciones de aire frío estándar la eficiencia térmica de un ciclo BRAYTON ideal depende de la relación de presiones de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con ambos parámetros, que también es el caso para las turbinas de gases reales. La temperatura más alta en ciclo ocurre al final del proceso de combustión, y esta limitada por la temperatura máxima que los alabes de la turbina pueden resistir. Esto también limita las relaciones de presión que pueden utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina, la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir. Por lo tanto debe haber un compromiso entre la relación de presión (por consiguiente la eficiencia térmica) y la salida de trabajo neto. Con una menor salida de trabajo por ciclo se necesita una tasa de flujo másico más grande (y de este modo un sistema mayor) para mantener la misma salida de potencia.

Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplea en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona el equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas

también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor.

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada relación del trabajo de retroceso, es muy alta. Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina mas grande para suministrarlos requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que poseen la misma salida de potencia neta.

La primera turbina de gas para una central generadora de energía eléctrica fue instalada en 1949 en Oklahoma como parte de una central eléctrica de ciclo combinado. Fue construida por la General Electric, producía 3.5MW de potencia y sus turbinas de gas instaladas hasta mediados de 1970 sufrían de baja eficiencia y escasa confiabilidad. En el pasado la generación de potencia eléctrica para carga base estaba dominada por grandes centrales generadoras que funcionaban con carbón y nucleares. Sin embargo, ha habido un cambio histórico hacia las turbinas de gas impulsadas por gas natural debido a sus mayores eficiencias, menores costos de capital, tiempos mas cortos de instalación y mejores características respecto a las emisiones contaminantes, además de la abundancia de suministro de gas natural.^[1]

2.5.1 Ciclo de brayton con flujo constante

Esta diseñado como ciclo abierto o como ciclo cerrado, dependiendo de su utilización, y la gran mayoría de las turbinas de gas, actualmente en funcionamiento, pertenecen a al variedad de ciclo abierto, con un sistema de

admisión expuesto a la atmósfera y quema de combustible en este aire. La parte de la maquina hasta antes de la turbina se llama gasificador. Los ciclos cerrados de la turbina de gas pueden emplear una sustancia de trabajo diferente del aire; por ejemplo, el argón o el helio pueden usarse en un reactor nuclear como fuente de energía, porque por alguna razón no son tan propensos a volverse radioactivos (y el helio posee un coeficiente de transferencia de calor mucho mas alto que el aire, lo cual permite un menor cambio de calor). La sustancia operante en el ciclo cerrado se encuentra a presiones más altas que la atmosférica en todos los puntos, el gas mas denso sirve para reducir el volumen ocupado por el equipo, y el trabajo por unidad de masa puede hacerse que sea casi el mismo. El trabajo neto W es el trabajo total de la turbina W_t , menos el trabajo total del compresor W_c (incluyendo todas las etapas de compresión), y puede impulsar una hélice, un generador u otra maquina.^[2]

2.6 Procesos de transferencia de calor

Se ha descrito a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptores, tratados usualmente de manera independiente. Los procesos de transferencia de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en un equipo de transferencia de calor, tanto en ingeniería mecánica como los procesos químicos. Este enfoque realza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el receptor, lo que es, después de todo, el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto. Un problema típico de procesos de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse, las razones a las cuales pueden transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de calor. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo

sistema.^[3]

2.7 Mecanismo de transferencia de calor

2.7.1 Transferencia de calor

La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos de materia. La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. Cuando se vaporiza una libra de agua o se condensa una libra de vapor, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. La velocidad a la que cualquiera de estos procesos puede hacerse progresar con una fuente o receptor independiente es, sin embargo, inherentemente muy diferente. Generalmente la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación.

2.7.2 Mecanismos de la transferencia de calor

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

2.7.2.1 Conducción

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo tal como la pared estacionaria mostrada en la figura 2.1:

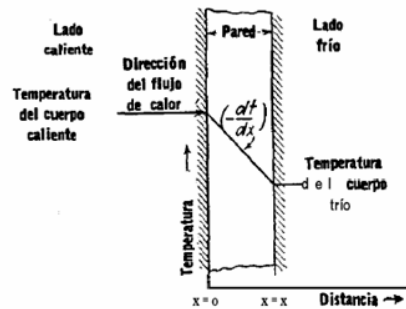


Figura 2.1: Flujo de calor a través de una pared.

En la figura 2.1 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 confirmara 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

$$dQ = kA \left(-\frac{dt}{dx} \right) \quad \text{Btu/hr} \quad \text{Ec. (2.1)}$$

El termino $-dt/dx$ 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 esta 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 asbesto. Estos últimos sirven como aislantes. Aun 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.

2.7.2.2 Convección

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla. Supóngase que un recipiente con líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende. La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es convección natural o convección libre. Si se produce cualquier otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso es de convección forzada. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito por una ecuación que imita la forma de la ecuación de conducción y es dada por

$$dQ = hA \cdot dt \quad \text{Ec. (2.2)}$$

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. Se llama coeficiente de transferencia de calor. Cuando la ecuación dada se escribe en su forma integrada, $Q = h \cdot A \cdot \Delta t$, se le conoce como la ley del enfriamiento de Newton.

2.7.2.3 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 de un 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 de calor es

$$dQ = \sigma \epsilon \cdot dA \cdot T^4 \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia, T es la temperatura absoluta. σ es una constante dimensional, pero 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.

2.8 Intercambiadores de calor

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. El vapor y el agua de enfriamiento son servicios y no se consideran en el mismo sentido que las corrientes de procesos recuperables. Los calentadores se usan primariamente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se emplea vapor con este fin, aun cuando en las refinerías de petróleo el aceite caliente recirculado tiene el mismo propósito. Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible, los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua. Si además del agua se evapora cualquier otro fluido, la unidad es un vaporizador.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que efectúa una transferencia

de energía de un fluido a otro. El tipo más sencillo de intercambiador de calor es un recipiente en el cual se mezclan directamente un fluido caliente y otro frío. En tal sistema ambos fluidos alcanzarán la misma temperatura final, y la cantidad de calor de transferencia puede calcularse igualando la energía perdida por el fluido más caliente con la energía ganada por el fluido más frío. Los calentadores abiertos de agua potable, los calentadores y enfriadores, son ejemplos de equipos de transferencia de calor que emplean la mezcla directa de fluidos. Sin embargo, son más comunes los intercambiadores de calor en los cuales un fluido está separado del otro por una pared o división a través de la cual fluye el calor. A este tipo de intercambiador se le llama recuperador o indirectos. Existen muchas modalidades de equipo, desde un simple tubo doble concéntrico (un tubo dentro de otro) con algunos metros cuadrados de superficie para transferencia de calor, hasta complicados condensadores de superficie y evaporadores con muchos miles de metros cuadrados de superficie para la transferencia de calor. Entre estos extremos hay un extenso surtido de intercambiadores comunes de carcasa y tubo. Estas unidades se usan ampliamente porque pueden ser construidas con grandes superficies de transferencia de calor en un volumen relativamente pequeño (muy compactos), pueden fabricarse de aleaciones resistentes a la corrosión, y son idóneas para calentar, enfriar, evaporar o condensar toda clase de fluidos.^[4]

El diseño completo de un intercambiador de calor puede descomponerse en tres fases principales:

- El análisis térmico.
- El diseño mecánico preliminar.
- El diseño para su construcción.

El diseño térmico se ocupa primordialmente de determinar el área de la superficie necesaria para transferir calor a una velocidad específica a determinados niveles dados de flujo y temperatura de los fluidos.

El diseño mecánico obliga a considerar las temperaturas y presiones de operación, las características de corrosión de uno o ambos fluidos, las expansiones térmicas relativas y los esfuerzos mecánicos que los acompañan y la relación del intercambiador de calor con otro equipo asociado.

El diseño para la fabricación exige traducir las características y dimensiones físicas a una unidad que pueda construirse a bajo costo. Es preciso hacer la selección de materiales, acabados y cubiertas, elegir el dispositivo mecánico óptimo, y especificar los procedimientos de fabricación.

Para obtener máxima economía, la mayoría de los fabricantes han adaptado líneas patrones de intercambiadores de calor. Las normas establecen los diámetros de los tubos y dominios de la presión, además de promover el uso de modelos y procedimientos de fabricación estándar; sin embargo la normalización no significa que estos mecanismos deban fabricarse de modelo y tipo uniformes, porque las necesidades de servicio varían demasiado. Casi todo intercambiador requiere cierto grado de diseño técnico especial, pero si las condiciones del servicio lo permiten, el empleo de intercambiadores construidos de acuerdo con líneas patrones economiza dinero. Por lo tanto, a menudo se le pide al ingeniero encargado de instalar intercambiadores de calor en plantas de potencia y en equipos de proceso, que seleccione la unidad cambiadora de calor adecuada para una aplicación en particular. La selección exige efectuar un análisis térmico, para determinar si una unidad estándar, de geometría y tamaño específico, pueda satisfacer los requisitos de calentamiento o enfriamiento de un fluido dado, a una velocidad especificada. En este tipo de análisis el costo inicial debe equilibrarse con factores tales como la vida útil del equipo, facilidad de limpieza y espacio que ocupa. También es importante cumplir las exigencias de los códigos de seguridad, para lo cual debe consultarse las normas respectivas.^[5]

2.9 Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se clasifican generalmente, de acuerdo a las direcciones de flujo de los fluidos frío y caliente y de acuerdo a su construcción. Si los dos fluidos fluyen en el mismo sentido se denominan de flujo paralelo, y si los flujos tienen sentidos opuestos se llaman de contra flujo o flujo en contracorriente (figura 2.2). También los fluidos pueden moverse formando ángulo recto uno con el otro; en este caso, se denomina flujo cruzado (figura 2.3). Las dos configuraciones de la figura 2.3 difieren de acuerdo a como el fluido se mueve en trayectorias paralelas y cada trayectoria está físicamente separada de sus trayectorias vecinas cuando pasa a través del intercambiador, se denomina no-mezclado (figura 2.3.a). Si un fluido puede moverse más o menos libremente, es decir, no se encuentra separado mientras pasa a través del intercambiador, se denomina mezclado (figura 2.3.b).^[6]

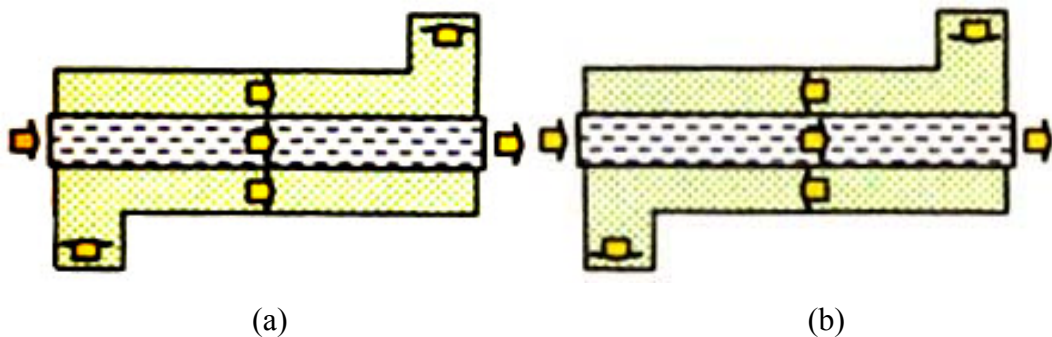


Figura 2.2: Intercambio de calor (a) Flujo paralelo; (b) Contraflujo o flujo en contracorriente.[6]

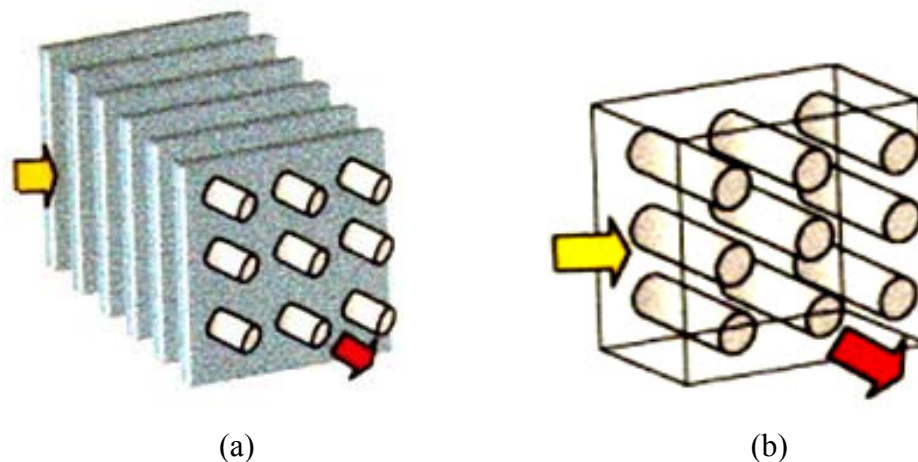


Figura 2.3: Intercambio de calor flujo cruzado (a) no mezclado; (b) mezclado. [6]

De acuerdo a su construcción los intercambiadores de calor se pueden clasificar de la siguiente manera:

2.9.1 Intercambiadores de calor de doble tubo

Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. En este tipo de intercambiador, puede usarse flujo en contracorriente o en paralelo, ya sea que el fluido caliente o el frío ocupe el espacio anular, y el otro fluido circule por dentro del tubo interior (figura 2.4). Las unidades de doble tubo encajan muy bien en aquellas aplicaciones que involucran temperaturas altas, debido a que estas unidades son de diámetro relativamente pequeños. Esto permite el uso de bridas pequeñas y paredes delgadas, si se las compara con los equipos de carcaza y tubos convencionales. Los intercambiadores de doble tubo se encuentran disponibles en el mercado en diferentes tamaños. Estos intercambiadores pueden ser justificados económicamente cuando la superficie equivalente de la carcaza y el tubo interno que se requiere, sea menor de 30 metros cuadrados.^[7]

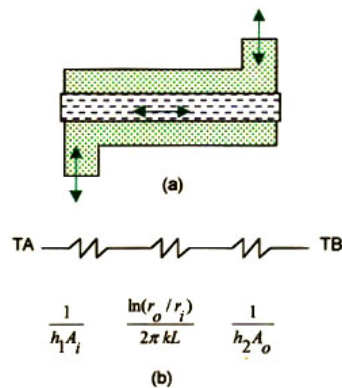


Figura 2.4: Intercambiador de calor de doble tubo; (a) esquemático (b) red de resistencia térmica para la transferencia de calor total.[7]

2.9.2 Intercambiador de calor de tubo y carcaza

Un tipo de intercambiador ampliamente usado en las industrias de procesos químicos es el de arreglo de tubo y carcaza mostrado en la (figura 2.5). No es costoso y es fácil de limpiar, se encuentra disponible en diferentes tamaños y puede ser diseñado para presiones desde moderadas hasta altas. Este intercambiador consiste en un haz de tubos paralelos encerrados en un estuche cilíndrico llamado carcaza.

En este tipo de intercambiador de calor un fluido fluye por el interior de los tubos, mientras el otro es forzado a través de la carcaza y sobre el exterior de los tubos. Para asegurar que el fluido por el lado de la carcaza fluya a través de los tubos e induzca una mayor transferencia de calor, se colocan baffles en la carcaza como se muestra en la figura. Dependiendo del arreglo de los cabezales en los extremos del intercambiador, puede utilizarse uno o más pasos. En la (figura 2.5.a) se usa un paso por la carcaza y dos pasos por los tubos, en cambio en la (figura 2.5.b) se usa dos pasos por la carcaza y cuatro pasos por los tubos.^[3]

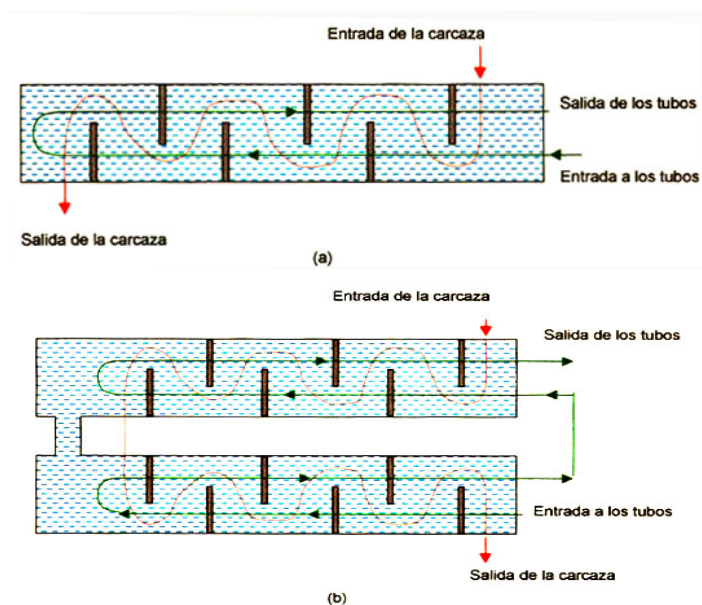


Figura 2.5: Intercambiador de calor de tubo y carcaza (a) con un paso de carcaza y dos pasos de tubos (b) dos pasos de carcaza y cuatro pasos de tubos. [3]

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de carcaza y tubos. El primero es el de tipo fijo o intercambiadores de cabezal de tubos estacionario. Este intercambiador tiene ambos extremos del cabezal de tubos sujetos a la carcaza. En este tipo de construcción se requiere utilizar una junta de expansión o una junta de empaques, debido a la expansión diferencial de la carcaza y los tubos. Esta expansión se debe a la operación del equipo a diferentes temperaturas y a la utilización de diferentes materiales en la construcción. El segundo tipo de intercambiadores de carcaza y tubos tiene un solo extremo de cabezal de tubos sujeto a un extremo del canal. Los problemas de expansión diferencial pueden evitarse utilizando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente o utilizando tubos en forma de U en el otro extremo del canal. El haz de tubos de este tipo de intercambiador puede removerse para mantenimiento y para limpieza mecánica de la carcaza.^[8]

2.9.3 Intercambiador de calor de flujo cruzado

Este tipo de intercambiador se utiliza comúnmente en aplicaciones de calentamiento o enfriamiento con aire o gas. Un ejemplo de tal intercambiador se muestra en la (figura 2.3), donde un gas puede ser forzado a través de un banco de tubos, mientras que el otro fluido se usa dentro de los tubos para propósitos de calentamiento o enfriamiento. En este intercambiador el gas que fluye a través de los tubos se dice que es un flujo mezclado, mientras que el fluido en los tubos se dice que es sin mezclar. El gas se mezcla debido a que puede moverse libremente en el intercambiador mientras intercambia calor. El otro fluido está confinado en el aparato mencionado por canales tubulares separados, así que no puede mezclarse consigo mismo en el proceso de transferencia de calor.^[7]

Un intercambiador de flujo cruzado enfriado por aire, como el que se muestra en la figura tal, consiste en uno o varios ventiladores y de uno o más haces de transferencia de calor montados en una estructura. Los haces están constituidos por tubos con aletas. La selección entre intercambiadores de flujo cruzado enfriados por aire o intercambiadores convencionales de tubo y carcasa, depende del balance económico, el cual se debe considerar con la inversión inicial, con los costos de las facilidades requeridas dentro y fuera del área para la instalación de los equipos y con los costos de operación de los mismos.

En general, los intercambiadores de flujo cruzado enfriados por aire deberían ser utilizados en aquellas localidades que alternativamente requieran de una torre de enfriamiento para el agua, donde las leyes de contaminación ambiental establezcan requisitos estrictos para las corrientes de agua, donde la expansión de los sistemas de agua de enfriamiento sea necesaria, o donde la naturaleza del medio enfriante cause taponamientos frecuentes o problemas de corrosión.

Los intercambiadores de flujo cruzado enfriado por aire también pueden

utilizarse como enfriadores de emergencia en caso de requerirse un bombeo rápido de una corriente de proceso. Estas unidades, aun con el ventilador apagado, son capaces de remover por convección natural entre el 15 o 35% del calor de diseño, dependiendo del rango de temperatura de la corriente de proceso entrando al enfriador.^[9]

2.9.4 Intercambiadores de serpentines sumergidos

Estos se utilizan en caso de que no hay tiempo y dinero para adquirir uno comercial, ya que son fáciles de construir en un taller. Al ser fácilmente removibles y transportables se utilizan mucho para plantas provisorias. El rendimiento del intercambiador es bueno y es fácil de limpiar exteriormente. La limpieza interna generalmente no es un problema, ya que la aplicación más frecuente es para calentamiento generalmente es con vapor. El vapor no ensucia, pero es bastante corrosivo.

Un intercambiador de serpentín es un simple tubo que se dobla en forma helicoidal y se sumerge en el líquido. Se usan normalmente para tanques y puede operar por convección natural o forzada. Debido a su bajo costo y rápida construcción se improvisa fácilmente con materiales abundantes en cualquier taller de mantenimiento. Usualmente se utiliza tubería lisa de 3/4 a 2 pulgadas.

Los serpentines son unidades de transferencia hecha de tubo liso o aleatado por los que circula un fluido en el interior de los tubos y otro se ubica de un área confinada, estos equipos pueden verse comúnmente en ollas de calentamiento, contenedores de agua helada, calentadores de aire, chaquetas de autoclave etc. La configuración de los serpentines es muy variada, aunque el principio establece que la unidad debe tener una longitud definida y el fluido entra y sale por el mismo tubo.^[10]

El serpentín de tubos proporciona uno de los métodos más baratos para

obtener superficie para transferencia de calor. Generalmente se construyen doblando longitudes variables de tubería de cobre, acero o aleaciones, para darle forma de hélices o serpentines helicoidales dobles en los que la entrada y salida están convenientemente localizados lado a lado. Los serpentines helicoidales de cualquier índole se instalan frecuentemente en recipientes cilíndricos verticales. Ya sea con agitador o sin él, y siempre se provee espacio entre el serpentín y la pared para circulación. Los serpentines de doble espiral pueden instalarse dentro de corazas con sus conexiones pasando a través de la coraza o sobre su tapa. Tales aparatos son similares a un intercambiador tubular, aunque limitado a pequeñas superficies. Otro tipo de serpentín es el espiral plano, que es un espiral enrollado en un plano de manera que se pueda localizar cerca del fondo del recipiente para transferir calor por convección libre. Estos tipos de serpentines se muestran en la figura 2.6.

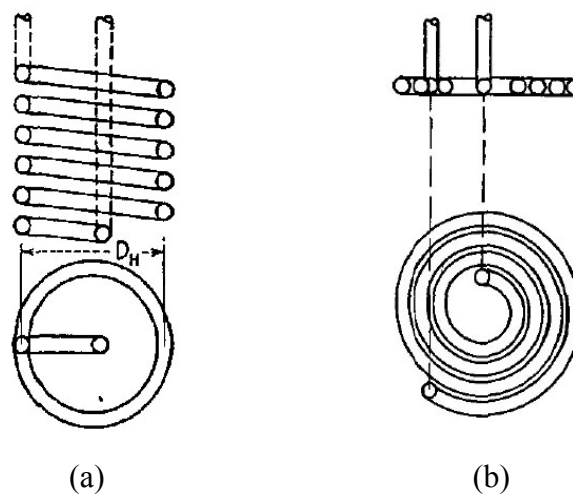


Figura 2.6: Tipo de serpentines: a) Espiral simple y b) Espiral plano. [3]

La manufactura de los serpentines, particularmente con diámetros superiores a 1 pulg. Requiere técnicas especiales para evitar que el tubo se colapse dando secciones elípticas, ya que eso reduce el área de flujo.

2.9.4.1 Coeficiente en los tubos

Debido al aumento en turbulencia debe esperarse que los coeficientes de

película para los tubos en el serpentín sean mayores para un cierto flujo en peso que para un tubo recto.

2.9.4.2 Coeficientes exteriores para fluidos sin agitación mecánica.

Hay gran escases de datos en la literatura sobre la transferencia de calor a serpentines mediante convección libre. Colburn ha preparado una tabla de todos los coeficientes disponibles. El serpentín helicoidal no se adapta bien para calentamiento por convección libre, ya que el mismo líquido se eleva del espiral inferior al superior sucesivamente reduciendo la efectividad de los espirales superiores. Los coeficientes para espirales planos pueden aproximarse a la ecuación 26. Hasta la fecha, sin embargo, no han aparecido en la literatura métodos estándar para el cálculo de coeficientes de película exterior de un intercambiador de espiral doble o simple del tipo Coraza-serpentín. ^[3]

2.10 Selección del intercambiador de calor a utilizar

En el proceso de seleccionar un intercambiador de calor se puede distinguir cuatro etapas claramente definidas. En la primera etapa se toma en cuenta consideraciones referidas al intercambio de calor que se produce. En la segunda etapa se obtiene las propiedades de los fluidos en función de las variables conocidas y se calcula el coeficiente global U y el área de intercambio A . En la tercera etapa se elige un intercambiador adecuado para este servicio, teniendo en cuenta el coeficiente global U , el área de intercambio A y las características de los fluidos y las corrientes. En la cuarta se vuelve a calcular el coeficiente global U y el área de intercambio A . Si no coinciden con el intercambiador previamente escogido se vuelve al paso tres. Si coincide se da por terminado el proceso. Como vemos se trata de un algoritmo recursivo.

Cabe aclarar que en la estrategia que se expone en detalle más abajo se parte de la suposición inicial que se elegirá un intercambiador de casco y tubos. Esto no

tiene que resultar siendo necesariamente así en la decisión final, pero parece una buena suposición inicial, ya que son los equipos más corrientes. Se ha propuesto otras estrategias para la selección del intercambiador, pero las variaciones con las que exponemos aquí no son realmente significativas.

2.10.1 Primer paso: definir el tipo de intercambio de calor

Lo primero que hay que determinar al momento de seleccionar el intercambiador es el tipo de intercambio de calor que se debe producir en el equipo, esto es si se incluye o no un cambio de fase. Dicho en otras palabras, no se comportan de igual forma un fluido que intercambia calor sin cambio de fase de fluido que un fluido que intercambia calor con cambio de fase, y de ello se deduce que el equipo en cada caso será diferente. Por lo tanto, lo primero es determinar si hay cambio o no de fase en alguno de los fluidos. Para ello se debe conocer la temperatura de ebullición de ambos a las respectivas presiones operativas. Ayuda mucho a construir un diagrama temperatura – calor para el sistema como vemos en la figura 2.7.

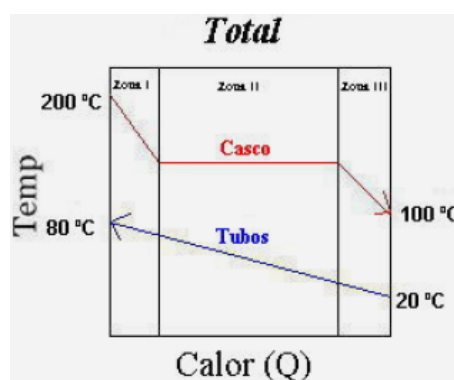


Figura 2.7: Diagrama Temperatura vs Calor en un sistema

Por supuesto, existe un acuerdo general en que se usa la disposición de los fluidos en contracorriente. Solo en circunstancias realmente excepcionales se justifica tener los fluidos en corrientes paralelas. El sentido de las flechas en el diagrama anterior muestra entonces una disposición a contracorriente.

Aquí se presenta el caso más general, en el que uno de los fluidos está recalentado y se enfría hasta que condensa, para continuar enfriando posteriormente, es decir que sale a menor temperatura que la de ebullición. El otro fluido se calienta sin cambio de fase. Otro caso también más general es el inverso, donde un líquido se evapora, lo cual sería el mismo diagrama solo que invirtiendo el sentido de las flechas. Una tercera situación que involucra la condensación de un vapor y la ebullición del líquido de un mismo equipo no se encuentra nunca en la realidad, porque es muy difícil controlar el intercambio de calor entre dos fluidos que experimentan cambios de fase en forma simultánea.

Se ha dividido el diagrama en tres zonas. Estudiando cada una de ellas construimos los siguientes diagramas de zonas parciales como se muestra en la figura 2.8.

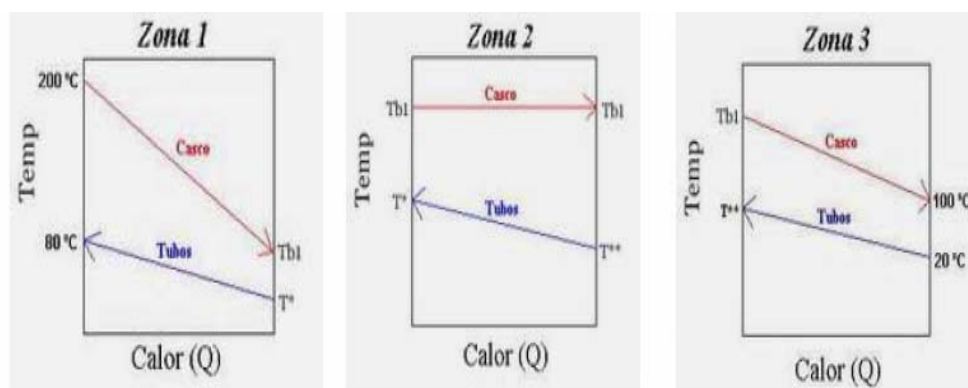


Figura 2.8: Distribución de los diagrama Temperatura vs Calor distribuidas en zonas parciales

La zona 1 es la del enfriamiento del vapor recalentado del lado del casco hasta la temperatura de condensación T_{b1} . El fluido de los tubos se calientan a una temperatura T_1 hasta la temperatura final o de salida, que como sabemos es de 80 C. En la zona 2 se produce la condensación (a temperatura constante T_{b1}) del fluido del lado del casco, mientras que el fluido del lado del tubo se calienta desde la temperatura T_2 hasta la temperatura inicial T_1 . Por lo tanto la zona 3 es la de

subenfriamiento del líquido condensado, que entrega más calor del casco al fluido del tubo que se calienta desde la temperatura de entrada 20 °C hasta la de salida de la zona 3 que es T1.

Definir las zonas es una de las etapas más importantes del proceso de seleccionar un intercambiador de calor con cambio de fase. La selección de un intercambiador de calor de fase sin embargo es un caso particular, que corresponde a las zonas 1 y 3.

2.10.2 Segundo paso: obtener las propiedades de los fluidos. Calcular Q, U y A

El siguiente paso en la estrategia es definir los caudales y presiones operativas de las corrientes. Esta información se necesita para obtener las propiedades y establecer el balance de energía del equipo. Recomendamos que las propiedades de los gases sean especialmente sensibles a la presión. Con el esquema que se adopta en este tratamiento, en el que hay tres zonas totalmente distinguibles, conviene obtener las propiedades de los fluidos independientemente para cada zona. Por lo general se puede aceptar que se tomen valores promediados de las propiedades de los fluidos en los tubos, ya que no tienen cambio de fase y es probable que sus propiedades no cambien de manera abrupta. Sin embargo, sería un grave error tomar valores promediados del fluido del casco mezclando las zonas, ya que es en la zona 1 vapor recalentado, en la zona 3 líquido y en la zona 2 es una mezcla bifásica líquido – vapor.

Las propiedades que se deben obtener para ambas corrientes incluyen las siguientes: Calor latente (si hay cambio de fase), calor específico (si no hay cambio de fase), viscosidad, densidad y conductividad térmica.

También es importante conocer la diferencia de presión admisible de acuerdo al tipo de impulsor de que se dispone, que es un dato que depende de la

configuración del sistema. Por lo general, tanto la diferencia de presión como la velocidad son elementos que se pueden variar con cierta latitud, lo que permite ampliar el cierto margen de acciones para seleccionar el equipo. Por supuesto, existen límites en los cuales no se puede transgredir. Conviene que la velocidad sea alta, porque a mayores velocidades mejoran el coeficiente de intercambio. Se consideran valores típicos para líquidos de 1 a 3 m/s . Para los gases los valores suelen ser de 15 a 30 m/s . Los valores usuales de diferencia de presión son de 30 a 60Kpa (5 a 8 psig) del lado de los tubos y de 20 a 30Kpa (3 a 5 psig) del lado del casco.

Una vez tenida la información necesaria proseguimos al balance de energía para obtener la carga de calor Q. Una vez obtenido, se calcula la diferencia media logarítmica de temperatura y se obtiene el coeficiente global U.

Una vez obtenida el valor de la carga de calor Q, con la diferencia media logarítmica de temperatura y el coeficiente global U se calcula la superficie de intercambio A.

2.10.3 Tercer paso: elegir una configuración (tipo de intercambiador) adecuada

En esta etapa seleccionamos el tipo de intercambiador que mejor se ajuste al servicio que nos interesa. Nos basamos exclusivamente en consideraciones técnicas y económicas, que fijan la opción ganadora en términos de servicio prolongado y satisfactorio con menores costos iniciales y operativos. La gama de opciones disponibles en principio puede ser muy amplia, pero se estrechan a poco de que se tomen en cuenta las limitaciones de espacio, tipos de materiales de equipos, características de ensuciamiento, peligrosidad y agresividad química de las corrientes, entre otras.

Los elementos de juicio necesarios para la toma de decisión han sido

expuestos en algunos casos como parte de la descripción. Una vez calculada el área necesaria, podemos estimar el costo aproximado de las distintas alternativas posibles. De allí en adelante, influirán consideraciones no económicas como el espacio disponible, la posibilidad de construir el equipo en vez de comprarlo, etc.

2.10.4 Cuarto paso: confirmar o modificar la selección

Ahora debemos confirmar nuestra selección del equipo, o modificarla para hacerla más adecuada. Para ello nos basamos en el cálculo del coeficiente global U que a su vez permite calcular la superficie de intercambiador A . A esta altura de los acontecimientos, tenemos varios caminos posibles que se abren a nuestro paso, según el grado de coincidencia entre la superficie calculada en el paso actual y la que se obtuvo en el segundo paso. Una diferencia dentro del 5 al 10% indica que nos encontramos en la senda correcta. Podemos confiar en que nuestro juicio es acertado, tanto en lo que hace a la clase de intercambiador como en cuanto a sus dimensiones, porque los resultados son parecidos.

Si la superficie que acabamos de calcular no está en las cercanías de la que se estimó en el segundo paso, tenemos dos posibles opciones. Una es recalcular el equipo usando el último valor del coeficiente global U pero sin cambiar la clase de intercambiador, esperando que en un cierto número razonable de iteraciones podemos alcanzar un buen acuerdo de resultados, lo que significa retornar al paso tercero. La otra opción es cambiar totalmente el enfoque y elegir una clase de intercambiador totalmente distinta, por ejemplo un intercambiador de placa en espiral, o intercambiador de placa plana. La decisión depende de las características del flujo en ambas corrientes, así como de las condiciones operativas y de las propiedades de los fluidos.

Tampoco se debe perder de vista que problema de elegir un intercambiador pudiera no tener una solución única. Muy a menudo es realmente así, porque existen alternativas viables con distintas configuraciones. La selección final de la

configuración definitiva se basa en consideraciones económicas, asumiendo que todos los equipos se comportan satisfactoriamente desde el punto de vista técnico.

2.11 Variables que afectan al fluido para la acción de un intercambiador de calor

Las propiedades de los gases se comparan con aquellas de los líquidos para acentuar las mayores diferencias entre ellos. Las viscosidades de los gases varían desde 0.015 hasta 0.025 centipoises, o cerca de un décimo a un quinto de los valores obtenidos para los líquidos menos viscosos. Las viscosidades de los gases aumentan con la temperatura en contraste con la de los líquidos y el número de Reynolds es correspondientemente mayor aun cuando la masa-velocidad sea menor. Las conductividades térmicas de los gases, con la excepción del hidrógeno, son un quinto de los valores usualmente obtenidos, para los líquidos orgánicos y cerca de un quinceavo de los valores para el agua y soluciones acuosas. Los calores específicos para gases orgánicos y vapores son ligeramente menores que aquellos de los líquidos orgánicos. Con la excepción del hidrógeno, el calor específico de los gases inorgánicos y vapores de hidrocarburos ligeros varían de 0.2 a 0.5 BTU / (lb) (°F). aun cuando el calor específico, viscosidad y conductividad térmica de un gas aumenten con la temperatura, el número de Prandtl $C_p/\mu/k$ tiene poca dependencia de la temperatura, excepto cuando ésta es cercana a la crítica. El valor de $C_p/\mu/k$ calculado a cualquier temperatura particular sirve suficientemente bien para soluciones de problemas que envuelvan el mismo gas a otra temperatura dentro de proximidad razonable.

Mientras que la mayoría de los datos de viscosidad, calor específico y conductividad de los gases se tabulan a presión atmosférica, se pueden hacer correcciones a otras presiones mediante métodos ya establecidos. Las viscosidades pueden corregirse mediante la correlación de Comings y Egly, o mediante el empleo del método de Othmer y Josefowitz. Los calores específicos pueden corregirse mediante el método de Watson y Smith. Estas correcciones, sin

embargo, no tendrán significado a menos que la presión del gas sea grande. Excepto a vacíos muy altos, las conductividades de los gases no se afectan por la presión. El cálculo de la densidad o volumen específico de un gas mediante el uso de la ley de los gases perfectos es permisible para presiones moderadas, pero puede error a altas presiones. Si se dispone de datos de compresión, es preferible su uso a altas presiones, o la ley de los gases perfectos puede reemplazarse por una ecuación de estado más aceptable como la de Van de Waals o Beattie-Bridgman. ^[3]

Las variables que afectan la acción de un intercambiador de calor son las razones de flujo de masa, calores específicos, temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos, área de superficie disponible para la transferencia de calor, conductividad térmica del material del tubo, grado de depósito o escamas en el interior del tubo y los coeficientes convectivos de transferencia de calor en la superficie interior y exterior de los tubos. Usualmente el efecto de las cuatro últimas cantidades se combinan en una cantidad, el coeficiente de transferencia de calor global U .

Una vez que se especifican las capacidades caloríficas, las temperaturas de entrada y la cantidad de calor que se debe transferir, los principios de la termodinámica fijarán de inmediato las temperaturas de salida. Sin embargo, serán necesarios algunos cálculos de transferencia de calor para determinar cuanta área de superficie se requiere si el valor de U se conoce. Se necesitan también tales cálculos para determinar si un intercambiador de calor dado hará o no un trabajo requerido. La caída de presión de un intercambiador de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de la transferencia de calor ya que controla las velocidades de flujo, y por lo tanto, la razón de los flujos de masa y los coeficientes de transferencia de calor. En realidad, la selección de un cambiador de calor es un problema de optimización que involucra parámetros tales como la caída de presión, potencia de bombeo, área de la superficie del cambiador de calor, costo inicial, costo de limpieza, etc.

2.11.1 Calor

Es la transferencia de energía entre el sistema y su entorno debido a una diferencia de temperatura. Cuando dos cuerpos a diferentes temperaturas ponen en contacto, alcanzan finalmente el equilibrio térmico a una temperatura intermedia común, y se dice que el calor ha pasado del cuerpo más caliente al cuerpo más frío. Sean m_1 y m_2 las masas de los cuerpos 1 y 2, y T_1 y T_2 las temperaturas iniciales con, $T_1 > T_2$ y la T_f la temperatura final del equilibrio. Si se supone que los dos cuerpos están aislados del resto del universo y que no se produce ningún cambio de fase ni ninguna reacción química, se observa experimentalmente que se cumple la siguiente ecuación para todos los valores de T_1 y T_2 :

$$m_2 c_2 (T_2 - T_f) = m_1 c_1 (T_f - T_1) \equiv q \quad \text{Ec. (2.4)}$$

Donde c_1 y c_2 son constantes (obtenidas experimentalmente) que depende de la composición de los cuerpos 1 y 2. La constante c_1 se denomina capacidad calorífica (o calor específico) del cuerpo 1. Definimos q , la cantidad de calor que pasa del cuerpo 2 al cuerpo 1, como $m_1 c_1 (T_f - T_1)$.

La forma integrada de la ecuación general de Fourier para el estado estable puede escribirse:

$$Q = UA\Delta t \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Esta ecuación se usa para computar el área total o longitud de trayectoria requerida para la transferencia de calor, cuando se da Q y Δt el área se calcula a partir de las temperaturas de proceso. Cuando se especifican las temperaturas de proceso el calor total transferido Btu/h también se especifica, siendo computado de:

$$Q = mC_p(t_2 - t_1) \quad \text{Ec. (2.6)}$$

2.11.2 Coeficiente de transferencia de calor total, U

Si tenemos dos fluidos separados por una pared metálica plana de conductividad K, y espesor t, y si se mantiene los fluidos a temperatura constantes, T_h y T_c , la cantidad de calor transferido, Q, esta dada por:

$$\frac{Q}{A} = h_h * (T_h - T_1) = K * \left(\frac{T_1 - T_2}{t} \right) = h_c * (T_2 - T_c) \quad \text{Ec. (2.7)}$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{(T_h - T_c) + (T_2 - T_2) + (T_2 - T_c)}{\frac{t}{h_h} + \frac{t}{K} + \frac{t}{h_c}} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

O bien

$$\frac{Q}{A} = U * (T_h - T_c) \quad \text{Ec. (2.9)}$$

Donde U, el coeficiente de transferencia de calor total, esta dado por

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{K} + \frac{1}{h_c} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

En las expresiones anteriores, h_h y h_c son los coeficientes convectivos de transferencia de calor en el lado caliente y en el lado frio de la pared metálica, y T_1 y T_2 representan las temperaturas de dos caras de la pared. En este caso tenemos que el coeficiente de transferencia de calor total, U, es independiente de h_h y h_c para una pared dada. El coeficiente de transferencia de calor total para cambistas de calor depende no solo de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, h_i y h_c , sino además de las superficies interior y exterior del tubo y también de las áreas de superficies, A_i y A_o del interior y exterior de los tubos.

Cuando consideramos fluidos de una cambista de calor fluyendo fuera y dentro de un tubo, podemos escribir la siguiente ecuación para la razón de transferencia de calor entre los dos fluidos.

$$Q = 2 * \pi * r_o * L * h_o (T_1 - T_o) = \left(\frac{2 * \pi * k * L (T_o - T_i)}{\ln(r_o/r_i)} \right) = 2 * \pi * r_i * L * h_i (T_i - T_2) \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Donde

T_1 = temperatura de fluido exterior

T_o = temperatura de la superficie exterior del tubo

T_i = temperatura de la superficie interior del tubo

T_2 = temperatura del fluido interior

L = longitud del tubo

r_o = radio exterior del tubo

r_i = radio interior del tubo

k = conductividad térmica del material del tubo

Ahora, si dejamos

$$\Delta T = T_1 - T_2 * A_o = 2 * \pi * r_o * L \quad \text{y} \quad A_i = 2 * \pi * r_i * L \quad \text{Ec. (2.12)}$$

Se puede reformar la ecuación de la manera siguiente

$$Q = A_o * U_o * \Delta T \quad \text{Ec. (2.13)}$$

$$Q = A_i * U_i * \Delta T \quad \text{Ec. (2.14)}$$

Donde

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} * \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i} \quad \text{Ec. (2.15)}$$

$$\frac{1}{U_i} = \left(\frac{r_i}{r_o}\right) \frac{1}{h_o} + \frac{r_i}{K} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_i} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

Las expresiones anteriores para los coeficientes de transferencia de calor son validas para tubos limpios. Cuando se multiplica el coeficiente de transferencia de calor total U_o por el producto del área de superficie del exterior del tubo y ΔT , nos proporciona la cantidad total de calor transferido. Por lo tanto, la cantidad U_o se llama coeficiente de transferencia de calor total basado en el área exterior, A_o . De igual modo, la cantidad de U_i , se conoce como coeficiente de transferencia de calor total basado en el área interior del tubo. Dicha distinción es necesaria, debido a que el área disponible para transferencia de calor no es constante si no se crece cuando se avanza radialmente del interior del tubo al exterior del mismo.^[4]

2.11.3 Convección libre fuera de tubos y tuberías

El mecanismo de la convección libre fuera de las formas cilíndricas horizontales difiere grandemente de aquel dentro de los tubos. Fuera de los tubos, las corrientes de convección no están restringidas como dentro de ellos, y el fluido que se calienta usualmente tiene libertad para subir a mayores alturas del fluido frío, aumentando con esto la convección.

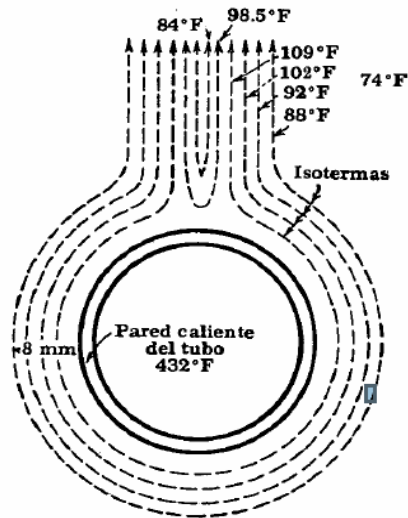


Figura 2.9: Convección libre fuera de los tubos

La atmósfera alrededor de un tubo ha sido explorada por Ray,” y en la (Figura 2.9) se muestran esquemáticamente las isotermas. El aire frío de la atmósfera ambiental se mueve hacia el tubo caliente, calentándose por consiguiente, y luego asciende. Numerosos investigadores han establecido la influencia de los números de Grashof y Prandtl en la correlación de la convección libre. Desafortunadamente la mayoría de la información experimental se ha obtenido de aparatos tales como un tubo simple y alambres, en lugar de equipo industrial. De acuerdo con estas investigaciones, sin embargo, el coeficiente de película para la convección libre para gases desde cilindros horizontales se puede representar por

$$\frac{h_c D}{k_f} = 0.62 \left[\left(\frac{D_0^3 \rho_f^2 \beta \Delta t}{\mu_f^2} \right) \left(\frac{C_f \mu_f}{K_f} \right) \right]^{0.25} \quad \text{Ec. (2.17)}$$

donde h_c es el coeficiente de convección libre y todas las propiedades se evalúan a la temperatura de la película ficticia t_r tomada como la media de la temperatura de la superficie de calefacción y la temperatura del fluido que se va a calentar. Así,

$$\epsilon_f = \frac{\epsilon_{1c} + \epsilon_{2c}}{2} \quad \text{Ec. (2.18)}$$

La mayoría de las veces es difícil obtener buenos datos de los diversos tamaños y tipos del equipo usado en la industria. Esto se debe en parte a la interferencia y complejidades de los elementos del calentamiento por convección libre, tales como los bancos de tubos y la imposibilidad de controlar una atmósfera del fluido al grado necesario para obtener buenos resultados experimentales. Las correlaciones para convección libre de superficies externas de diferentes formas, que son de valor directo en la ingeniería, están catalogadas, principalmente, en dos clases: convección libre respecto a tubos simples o tuberías y convección libre respecto a recipientes y paredes. McAdams da una excelente revista del trabajo hecho en este campo. Es claro que las corrientes de convección libre no sólo se influyen por la posición de la superficie sino también por su proximidad a otras superficies. Las superficies horizontales originan corrientes que difieren grandemente de las que se originan en superficies verticales. McAdams í ha sumar-izado las formas dimensionales simplificadas para la convección libre al aire.

Tubos horizontales:
$$h_c = 0.50 \frac{\Delta t}{d_p}^{0.25} \quad \text{Ec. (2.19)}$$

Tubos verticales largo
$$h_c = 0.4 \frac{\Delta t}{d_p}^{0.25} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Placas verticales de menos
de dos pies de alto:
$$h_c = 0.28 \frac{\Delta t}{z}^{0.25} \quad \text{Ec. (2.21)}$$

Placas verticales de más
de 2 pies de alto:
$$h_c = 0.30 \Delta t^{0.25} \quad \text{Ec. (2.22)}$$

Placas horizontales:
$$h_c = 0.36 \Delta t^{0.25} \quad \text{Ec. (2.23)}$$

Hacia abajo:

Hacia arriba:
$$h_c = 0.2 \Delta t^{0.25} \quad \text{Ec. (2.24)}$$

Donde:

Δt es la diferencia de temperatura entre la superficie caliente y el fluido frío en "F, &, es el diámetro exterior en pulgadas, y z es la altura en pies. Para tuberías horizontales la expresión adimensional se aplicará, excepto que z varía entre 0.47 y 0.53 entre tubos pequeños y grandes.

Así,
$$\frac{h_c D_o}{K_f} = 0.47 \left[\left(\frac{D_o^3 \rho_f^2 \beta \Delta t}{\mu_f^2} \right) \left(\frac{C \mu_f}{K_f} \right) \right]^{0.25} \quad \text{Ec. (2.25)}$$

Chilton, Colburn, Generaux, y Vernon 8 han desarrollado un nomograma que da coeficientes conservadores para tubería simple, pero que ha sido usado por el autor y otras personas sin error notable para el cálculo de convección libre en la parte exterior de *bancos* de tubos. La ecuación dimensional, graficada en la Fig. 10.4 para gases\ y líquidos, es

$$h_c = 116 \left[\left(\frac{D_o^3 \rho_f^2 C_f \beta}{\mu_f} \right) \left(\frac{\Delta t}{d_o} \right) \right]^{0.25} \quad \text{Ec. (2.26)}$$

Donde μ_f está en centipoises. De los cuatro ejes con que cuenta el nomograma uno es la línea de referencia para los valores $\frac{D_o^3 \rho_f^2 C_f \beta}{\mu_f}$, que permite usarlo para otros fluidos no incluidos en la tabla dada en la Fig. 10.4. El uso del nomograma para haces de tubos requiere que la tubería o tubos no se localicen muy cerca del fondo del recipiente o que estén cercanamente espaciados unos a otros, de manera que interfieran con las corrientes de convección natural. Los tubos no deberán estar localizados a menos de varios kilómetros del fondo del

recipiente, ni la distancia entre tubos deberá ser menor que un diámetro. A pesar de los datos disponibles, el diseño para convección libre no es muy certero, y se recomiendan factores de seguridad razonables tales como mayores factores de obstrucción que los usuales.^[3]

2.11.4 Factor de suciedad

En muchos casos, el rendimiento de los intercambiadores de calor bajo condiciones de servicio, especialmente en los procesos industriales, no puede predecirse exclusivamente por el análisis térmico. Durante la operación, con la mayoría de algunos líquidos y gases, sobre la película de transferencia de calor, poco a poco se va formando una película de partículas extrañas. Este depósito puede ser moho, una costra de ebullición, sedimento, coque, cualquier número de cosas. Su efecto, denominado suciedad, consiste en aumentar la resistencia térmica.^[4]

La resistencia a la transferencia de calor debidas a los factores de suciedad, son causadas por sedimentos, polímeros y otros depósitos que se forman en las paredes internas y externas de los tubos de los intercambiadores de calor, cuando estos se encuentran en servicio. Los valores que se utilizan en el diseño toman en cuenta las resistencias que se esperan durante la operación normal del equipo y un tiempo de servicio razonable entre periodos de limpieza.^[11]

Por lo general, el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de las partículas extrañas, ni la rapidez de la deposición de la suciedad, por lo tanto solo puede garantizarse el rendimiento de los intercambiadores limpios. Generalmente, la resistencia térmica del depósito de partículas extrañas solo puede determinarse a partir de pruebas reales o de la experiencia práctica. Si las pruebas de rendimiento se hacen en el intercambiador limpio y se repiten después de que la unidad ha estado en servicio durante cierto tiempo, se puede determinar el efecto del valor de suciedad.

Para el estudio de intercambiadores de calor es muy importante considerar los siguientes criterios sobre suciedad:

La suciedad no es, usualmente, severa por debajo de los 120C (250F).

La suciedad es más severa cuando los hidrocarburos se calientan que cuando se enfrían. Esto se cumple, particularmente, para los crudos que contiene sales disueltas en el agua y sólidos suspendidos. El tren de precalentamiento de crudo de las unidades de destilación, muchas veces incluye un desalador o un tambor vaporizador para remover el agua antes que el crudo alcance la temperatura de la evaporación del agua. De esta manera se reduce la suciedad de los intercambiadores de calor causadas por sales.

La vaporización de un intercambiador de calor puede causar suciedad severa, debido a la concentración de depósitos en el líquido remanente hasta el punto de sobresaturación.

Altas velocidades tienden a reducir la suciedad. Esto se cumple especialmente en los casos de agua de enfriamiento que contiene sal, crudo con arena y gases con partículas.

La alimentación a los hidrogenadores, reformadores catalíticos y plantas de desintegración catalítica, muchas veces se ve afectada por un proceso de suciedad severa debido a las reacciones orgánicas con el oxígeno, que ocurren mientras la alimentación se encuentra almacenada en los tanques. Este proceso de ensuciamiento puede reducirse estableciendo una atmósfera de gas inerte en los tanques de almacenamiento.

Los fondos de una torre de destilación de crudo, aunque son pesados y se encuentran a una temperatura elevada, no ocasionan normalmente mucha suciedad (siempre y cuando la temperatura de la zona de evaporación no sea excesiva).

2.11.5 Capacidad calorífica

La capacidad calorífica de un cuerpo es el cociente entre la cantidad de energía calorífica transferida a un cuerpo o sistema en un proceso cualquiera y el cambio de temperatura que experimenta. Indica la mayor o menor dificultad que presenta dicho cuerpo para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor. Puede interpretarse como una medida de inercia térmica.

La capacidad calorífica de los gases depende, de acuerdo con el teorema de equipartición de la energía, del número de grados de libertad que tiene una molécula, como se explicará a continuación:

2.11.5.1 Gas monoatómico

Un gas monoatómico, como por ejemplo son los gases nobles tiene moléculas formadas por un sólo átomo. Eso a que la energía de rotación, al ser la molécula casi puntual, pueda despreciarse. Así en los gases monoatómicos la energía total está prácticamente toda en forma de energía cinética de traslación. Como el espacio es tridimensional y existen tres grados de libertad de traslación eso conduce de acuerdo con el teorema de equipartición a que la energía interna total U de un gas ideal monoatómico y su capacidad calorífica C_V vengan dadas por:

$$U = \frac{3}{2}NkT = \frac{3}{2}nRT \quad \text{Ec. (2.27)}$$

$$C_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V = \frac{3}{2}Nk = \frac{3}{2}nR \quad \text{Ec. (2.28)}$$

Donde T es la temperatura absoluta, N es el número de moléculas de gas dentro del sistema que estudiamos, n el número de moles, k la constante de Boltzmann y R la constante universal de los gases ideales. Así el calor específico

molar de un gas ideal monoatómico es simplemente $c_v = 3R/2$ o $c_p = 5R/2$. Los gases monoatómicos reales también cumplen las anteriores igualdades aunque de modo aproximado.

2.11.5.2 Gas diatómico

En un gas diatómico la energía total puede encontrarse en forma de energía cinética de traslación y también en forma de energía cinética de rotación, eso hace que los gases diatómicos puedan almacenar más energía a una temperatura dada.

A temperaturas próximas a la temperatura ambiente la energía interna y la capacidad caloríficas vienen dadas por:

$$U = \frac{5}{2}NKT = \frac{5}{2}nRT \quad \text{Ec. (2.29)}$$

$$C_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V = \frac{5}{2}NK = \frac{5}{2}nR \quad \text{Ec. (2.30)}$$

Para temperaturas extremadamente altas, la energía de vibración de los enlaces empieza a ser importante y los gases diatómicos se desvían algo de las anteriores condiciones. A temperaturas aún más altas la contribución del movimiento término de los electrones produce desviaciones adicionales. Sin embargo, todos los gases reales como el hidrógeno (H_2), el oxígeno (O_2), el nitrógeno (N_2) o el monóxido de carbono (CO), cumplen a temperaturas ambiente moderadas las anteriores relaciones. Por tanto estos gases tienen calores específicos o capacidades caloríficas molares cercanos a $c_v = 3R/2$.

2.11.6 Temperatura

Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. Su influencia sobre sistemas de

transferencia de calor, que incluyen tanto a la fuente como al receptor, es el sujeto inmediato para estudio.^[3]

2.11.6.1 Diferencia media de temperatura (intercambiador de calor)

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos empleados en el intercambiador de calor, generalmente variará de un punto a otro. La diferencia media de temperatura (MTD) puede calcularse a partir de las temperaturas finales de las dos corrientes, siempre y cuando sean validas las siguientes suposiciones:

Todos los elementos de una corriente dada de un fluido, tiene el mismo historial térmico, a su paso por el intercambiador

El intercambiador opera en estado estacionario.

El calor específico es constante para cada corriente de fluido (o cuando cualquiera de las corrientes sufra un cambio de fase isotérmico)

El coeficiente global de transmisión de calor permanece constante.

Las pérdidas de calor pueden considerarse despreciables.

2.11.6.2 Flujo en contracorriente y en paralelo:

En un intercambiador de calor en contraflujo la temperatura de salida del fluido frio puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. El caso límite se tiene cuando la temperatura de salida del fluido frio es igual a la temperatura de entrada del fluido caliente. La temperatura de salida del fluido frio nunca puede ser superior a la temperatura de entrada del fluido caliente. Cuando el fluido de la corriente de flujo se encuentra completamente en contracorriente o completamente en paralelo, o cuando una o ambas corrientes son isotérmicas, la MTD correcta será la diferencia media logarítmica de temperatura LMTD, definida como se muestra a continuación:

Para flujo en contracorriente:

$$\Delta T_{\text{m}} = \frac{(t_2 - t_2') - (t_1 - t_1')}{\ln\left(\frac{t_2 - t_2'}{t_1 - t_1'}\right)} \quad \text{Ec. (2.31)}$$

Para flujo en paralelo:

$$\Delta T_{\text{m}} = \frac{(t_1 - t_1') - (t_2 - t_2')}{\ln\left(\frac{t_1 - t_1'}{t_2 - t_2'}\right)} \quad \text{Ec. (2.32)}$$

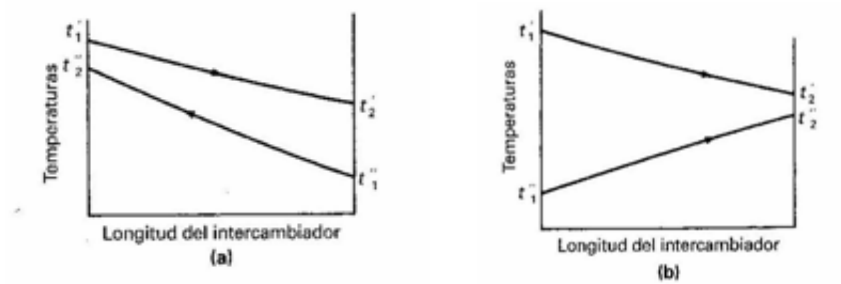


Figura 2.10: Diagrama de las temperaturas a) Contracorriente b) paralelo

Para flujo en contracorriente donde U es el coeficiente global evaluado cuando la temperatura de la corriente es de t_1 y t_2 y U se evalúa en t_2 y t_1 .

2.11.6.3 Flujo revertido mixto o cruzado

Cuando el modelo de flujo existente en el intercambiador de calor no se ajusta totalmente a flujo en paralelo o flujo contracorriente, es preciso aplicar un factor de conversión F que multiplicara a la LMTD, de modo que pueda obtenerse un MTD más apropiado.^[12]

2.11.7 Presión

La presión es una magnitud física que mide la fuerza por unidad de

superficie, y sirve para caracterizar como se aplica una determinada fuerza resultante sobre una superficie, es decir, equivale a la fuerza que actúa sobre la unidad de superficie.

2.11.7.1 Caída de presión de los intercambiadores de calor

La caída de presión en un intercambiador de calor es producto de tres tipos de pérdidas: las pérdidas por fricción debido al flujo, las pérdidas debidas a cambios en la dirección del flujo y las pérdidas causadas por la expansión y contracción en las entradas y salidas de las boquillas y tubos. El método para calcular la caída de presión es diferente para cada tipo de intercambiador.

El diseño de un intercambiador de calor está basado usualmente en el balance económico entre el costo de la superficie del intercambiador y el costo de las bombas o compresores. El costo de un servicio, por ejemplo el agua, se incluye con frecuencia en el balance económico. Velocidades másicas altas a través del intercambiador permiten un coeficiente de transferencia mayor y un área menor, pero se requiere una caída de presión mayor. Esta situación requiere de una instalación con costos de inversión y operación de la bomba o los compresores mayores y un costo de inversión del intercambiador menor. En algunas ocasiones, un sistema en particular puede tener una caída de presión excesiva, la cual debería ser utilizada para minimizar el costo del intercambiador.

En general, la necesidad de hacer un balance económico detallado entre la caída de presión y el área del intercambiador, puede determinarse observando el efecto que tiene el coeficiente de película individual sobre el coeficiente total de transferencia de calor. Poco se gana especificando una caída de presión mayor para un fluido en un intercambiador, si el otro fluido tiene un coeficiente de película significativamente bajo. Para tales casos, un balance económico detallado es innecesario, porque el proceso de transferencia lo gobierna el coeficiente menor.

No es deseable tener altas caídas de presión ya que estas contribuyen a la erosión, requiriendo el uso de internos de espesor excesivo y de válvulas, accesorios o tuberías de una clasificación mayor en el circuito del intercambiador.^[11]

El cálculo del calentamiento y enfriamiento de gases difiere únicamente en aspectos menores de los procedimientos empleados en sistemas liquido-liquido, las relaciones entre coeficientes de película para los gases y las caídas de presión permitidas, dependen críticamente de las presiones de operación del sistema mientras que para fluidos incomprensibles la presión de operación no es importante. Los valores de los coeficientes de película para los gases son, generalmente, menores que aquellos que se obtienen para líquidos a iguales valores de masa-velocidad, las diferencias son inherentes a las propiedades de los gases.

2.11.8 Compresibilidad isotérmica

En ciertas aplicaciones resulta útil conocer el grado en que se comprime una sustancia cuando cambia la presión en un proceso isotérmico. El cambio fraccional del volumen con la presión a temperatura constante recibe el nombre de compresibilidad isotérmica k y se define como:

$$k = - \left(\frac{1}{v} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \quad \text{Ec. (2.33)}$$

El signo menos se debe a que el volumen específico disminuye con la presión, por lo que la derivada parcial es negativa. Los valores de k se tabulan para cualquier sustancia mediante los datos P-v-T.

2.11.9 Coeficiente de expansión térmica

Con objeto de describir el cambio del volumen con la temperatura para una sustancia a presión constante, se define el coeficiente de expansión térmica β como:

$$\beta = \left(\frac{1}{V}\right) \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \quad \text{Ec. (2.34)}$$

Esta definición, combinada con la de compresibilidad isotérmica, conduce a la derivada total del volumen. El resultado de la derivada total de $V(T,P)$ dividida entre V es:

$$\frac{dV}{V} = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P dT + \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T dP \quad \text{Ec. (2.35)}$$

Sustituyendo las ecuaciones (32) y (33) se obtiene:

$$\frac{dV}{V} = \beta dT - K dP \quad \text{Ec. (2.36)}$$

2.11.10 Viscosidad

No es posible avanzar demasiado en el estudio de convección y flujo de fluidos, sin definir una propiedad que tiene importantes conexiones con ambas, la viscosidad. Para evaluar esta propiedad mediante la dinámica de los fluidos, es necesario hacer dos suposiciones: donde existe una interfase sólido líquido, no hay corrimiento entre el sólido y el líquido, y la regla de Newton: el esfuerzo de corte es proporcional al esfuerzo en dirección perpendicular al movimiento. ^[3]

2.11.11 Gravedad específica

La gravedad específica se define como la razón de la densidad del gas a la densidad de una sustancia base, a las mismas condiciones de presión y temperatura. Para el caso de gases, se toma el aire como la sustancia base.

$$\gamma_{\text{gas}} = \frac{PM_{\text{gas}}}{PM_{\text{Aire}}} \quad \text{Ec. (2.37)}$$

2.11.12 Peso molecular aparente

El peso molecular aparente es el peso molecular de una mezcla gaseosa y se define a partir del peso molecular individual de los componentes de la mezcla matemáticamente por la siguiente ecuación:

$$PM_a = PM_i * Y_i \quad \text{Ec. (2.38)}$$

Donde:

PMa= peso molecular aparente de una mezcla de gas

PMi = peso molecular del componente “i” de la mezcla

Yi = fracción molar del componente “i” de la mezcla

2.11.13 Punto de rocío de hidrocarburos

Muchas de las operaciones de producción de procesos implican el control de las fases presentes. Los componentes seleccionados se deben vaporizar o condensar para alcanzar metas específicas. Para una mezcla dada, la envolvente de fase define la región de vapor, líquido y la región de dos fases. La determinación de las curvas del punto de la burbuja y de rocío fijan el grado de la región bifásica. Dentro de esta región es necesario predecir la relación liquido-vapor y la composición de ambas fases, en este punto juega un papel muy importante el concepto de equilibrio.

2.11.14 Factor de compresibilidad

El factor de compresibilidad es uno de los parámetros que, con mayor precisión diferencia el comportamiento de los fluidos en estado líquido del estado gaseoso. Define el comportamiento de los gases a determinadas condiciones de presión y temperatura y se vuelve elemento fundamental para todos los diseños e instalaciones que trabajan con fluidos compresibles.

El factor de compresibilidad (Z) es el factor de desviación entre el comportamiento ideal de los gases y el comportamiento real. Parámetro con el cual se mide el efecto de comprimir un gas para llevarlo a sus condiciones reales, actuales o de operación.^[13]

CAPITULO III

METODOLOGÍA

3.1 Estimación de las condiciones operacionales normales del gas que debe entrar a la planta termoeléctrica.

Para la evaluación de los calentadores existentes en la planta termoeléctrica ubicada en el estado Barinas, se llevo a cabo una serie de cálculos que permitieron estimar el valor de la temperatura del gas de alimentación de la turbina. En cada proceso donde se requiere una alimentación de gas de composición definida es necesario establecer las condiciones operacionales, dicho gas de alimentación debe entrar a una temperatura 50 °F por encima de la temperatura de rocío (según la Especificación ES 9-98 F). Para el cumplimiento de este objetivo se utilizo el simulador HYSYS 3.2

En primer lugar se efectuó la simulación introduciendo como datos de entrada la composición del gas y las condiciones de operación de la corriente de alimentación, a fin de evaluar la temperatura de rocío del gas para así obtener la temperatura adecuada a la cual debe entrar el gas a la turbina, para evitar la condensación de los componentes más pesados en esta.

Para llevar a cabo la primera simulación de nuestro estudio, se deben seguir una serie de pasos para configurar de manera adecuada los equipos del proceso a simular. La elaboración del esquema de la corriente de entrada del gas a la planta se realizó de la siguiente manera:

La figura 3.1 muestra como se realizo la selección de cada uno de los componentes que conforman la corriente de entrada. Una vez abierto el simulador en la pestaña de components seleccionamos Add donde aparece una ventana que muestra todos los componentes que contiene el simulador. Estos se pueden seleccionar por nombre (Metano) o por formula (CH₄).

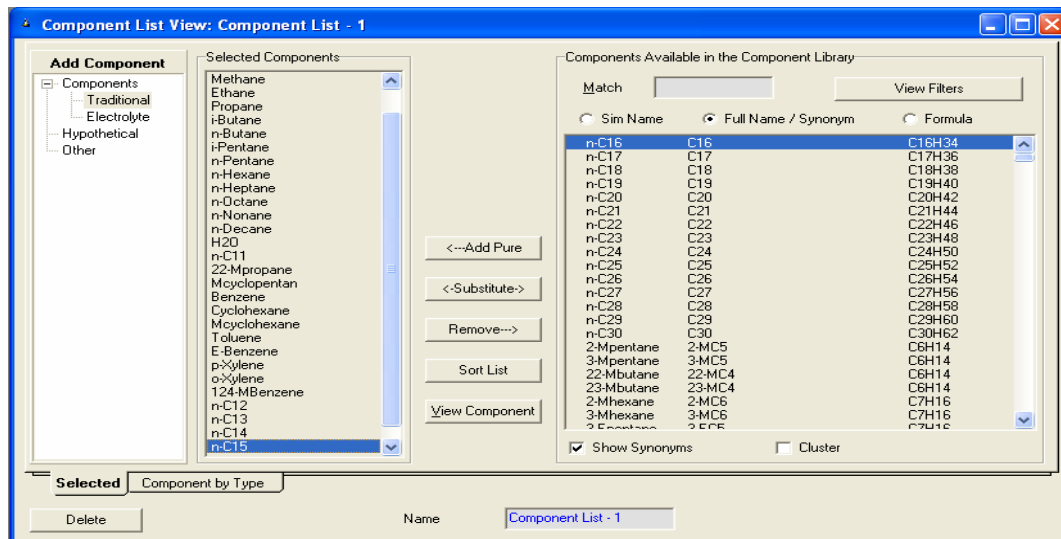


Figura 3.1: Selección de los componentes presentes en la corriente de entrada.

Luego de haber seleccionado los componentes se debe escoger el paquete termodinámico que mejor se ajuste a las condiciones de trabajo que presenta la planta y a los requerimientos. La figura 3.2 muestra que para la selección del mismo se debe ubicar la pestaña de fluid pkgs la cual desprende una ventana donde aparecen los diferentes paquetes termodinámicos con que trabaja este simulador.

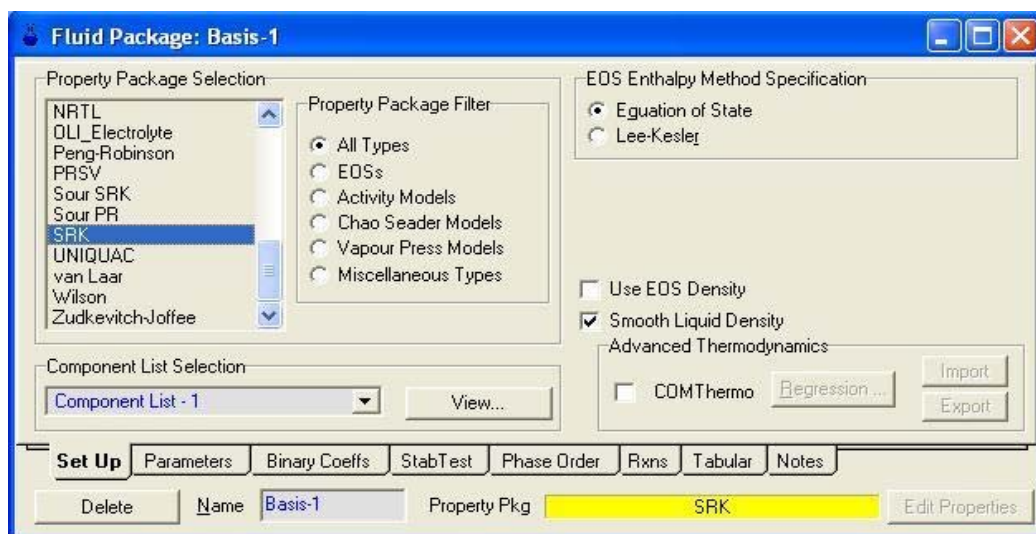


Figura 3.2: Selección del paquete termodinámico.

Al seleccionar el paquete termodinámico se procede a introducir las

fracciones molares de cada uno de los componentes del gas, se debe verificar que la suma de las fracciones sea igual a 1 en caso contrario el simulador posee una pestaña con la que se normaliza la corriente de gas, los valores de las fracciones introducidas se muestran en la figura 3.3.

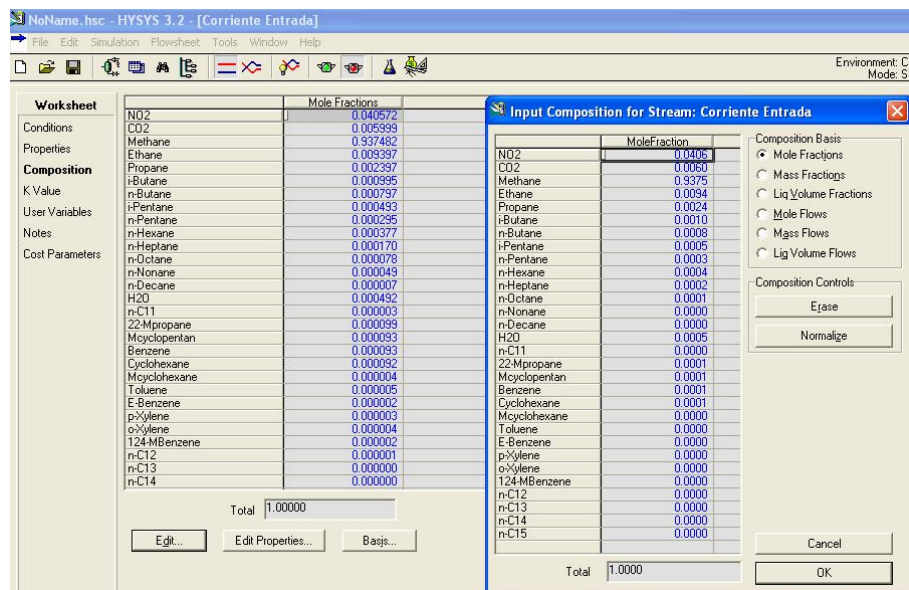


Figura 3.3: Introducción de la fracción molar de cada uno de los componentes del gas.

Después de introducir las fracciones molares correspondientes al gas de alimentación se introducen los valores de la presión, temperatura y flujo lo cual corresponde a las condiciones operacionales de la corriente de entrada, los valores como flujo másico, flujo en volumen líquido ideal, entalpía molar, entropía molar y flujo de calor son calculados por el simulador HYSYS como se muestra en la figura 3.4.

COMPOSICION CALENTADOR[1].HSC - HYSYS 3.2 - [1]

Environment: Case (Main)
Mode: Steady State

Worksheet	Stream Name	1	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1.0000	1.0000
Properties	Temperature [F]	85.00	85.00
Composition	Pressure [psia]	414.7	414.7
K Value	Molar Flow [MMSCFD]	40.00	40.00
User Variables	Mass Flow [lb/hr]	7.509e+004	7.509e+004
Notes	Std Ideal Liq Vol Flow [barrel/day]	1.606e+004	1.606e+004
Cost Parameters	Molar Enthalpy [Btu/lbmole]	-3.206e+004	-3.206e+004
	Molar Entropy [Btu/lbmole-F]	37.28	37.28
	Heat Flow [Btu/hr]	-1.408e+008	-1.408e+008
	Liq Vol Flow @Std Cond [barrel/day]	<empty>	<empty>
	Fluid Package	Basis-1	

Worksheet Attachments Dynamics

Delete Define from Other Stream...

Figura 3.4: Condiciones de operación (Presión, Temperatura y Flujo).

En la figura 3.5 se observa como se realiza la selección de la herramienta para la obtención de la envolvente de fase (Utilities). En la barra de herramientas se abre Tools y se selecciona utilities.

COMPOSICION CALENTADOR[1].HSC - HYSYS 3.2 - [1]

Environment: Case (Main)
Mode: Steady State

Worksheet	Stream Name	1	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1.0000	1.0000
Properties	Temperature [F]	85.00	85.00
Composition	Pressure [psia]	414.7	414.7
K Value	Molar Flow [MMS	40.00	40.00
User Variables	Mass Flow [lb/hr]	7.509e+004	7.509e+004
Notes	Std Ideal Liq Vol	1.606e+004	1.606e+004
Cost Parameters	Molar Enthalpy [E	-3.206e+004	-3.206e+004
	Molar Entropy [B	37.28	37.28
	Heat Flow [Btu/h	-1.408e+008	-1.408e+008
	Liq Vol Flow @S	<empty>	<empty>
	Fluid Package		

Tools

- Workbooks... Ctrl+W
- PFDs... Ctrl+P
- Summaries...
- Utilities Ctrl+U**
- Reports Ctrl+R
- Databook Ctrl+D
- Eace Plates Ctrl+F
- DCS
- Dynamics Assistant Ctrl+Y
- Control Manager
- Dynamic Profiling Tool...
- Snapshot Manager...
- Script Manager...
- Macro Language Editor...
- Case Security...
- Echo ID...
- Aspen Icarus
- Correlation Manager...
- Case Collaboration...

Worksheet Attachments Dyn

Delete Define fr

Figura 3.5: Selección de la herramienta para la obtención de la envolvente de fase (Utilities).

Luego de haber seleccionado la herramienta, se abre la ventana que se muestra en la figura 3.6. En ella se hace lo siguiente: en la lista de la derecha se selecciona Envelope Utility, luego escogemos las pestañas Add Utility y View Utility, esto permitirá observar la envolvente de fase.

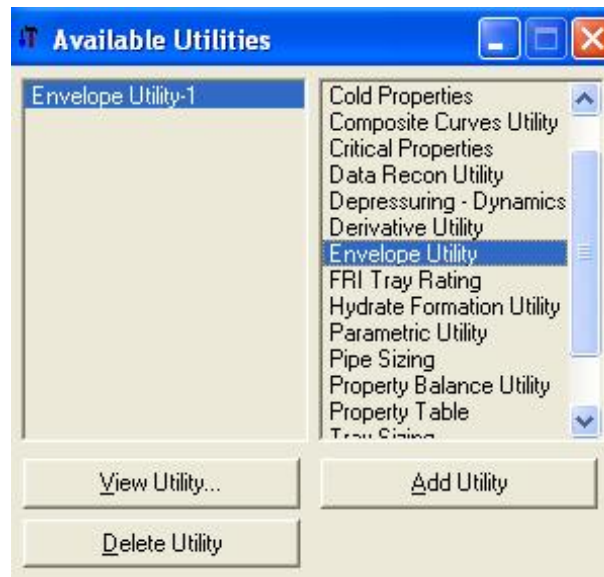


Figura 3.6: Selección de la herramienta para la obtención de la envolvente de fase (Envelope Utility).

Una vez seleccionada la herramienta de Envelope utility se agrega la corriente de entrada del proceso que inicialmente se le asigna como nombre 1, con el fin de obtener la envolvente de fase como se muestra en la figura 3.7.

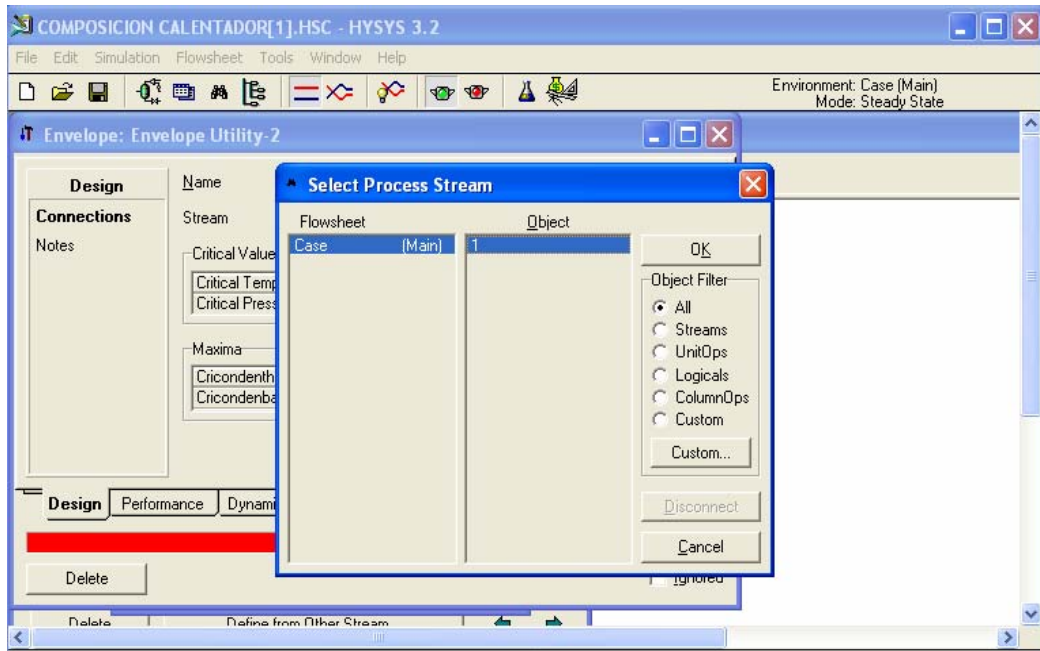


Figura 3.7: Selección de la corriente de proceso para la obtención de la envolvente de fase

En la figura 3.8 se observa la envolvente de fase en un diagrama presión vs temperatura. A partir de este diagrama de fase se obtiene el valor de la temperatura de rocío.

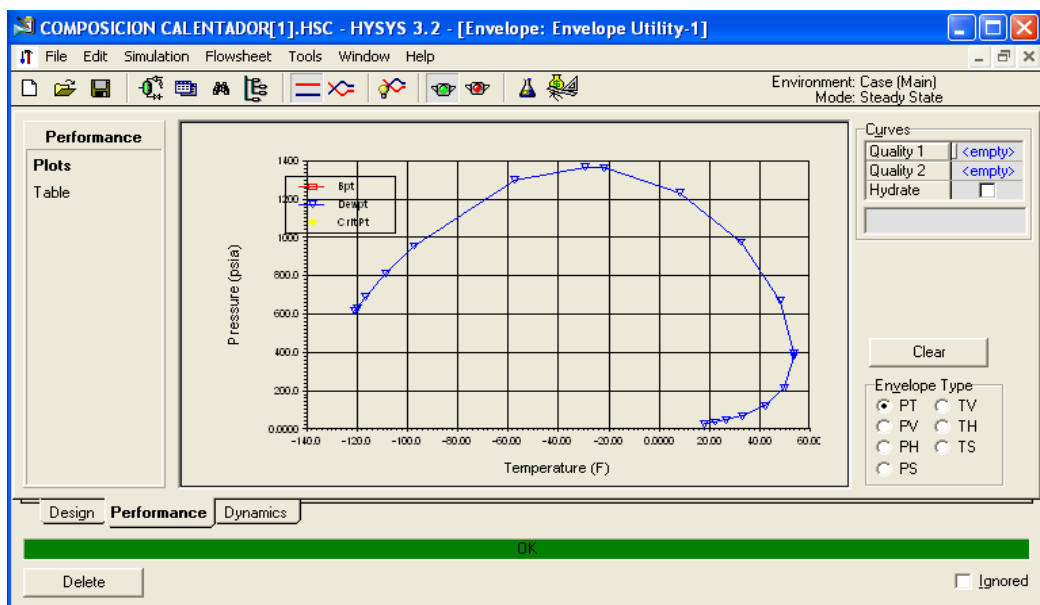


Figura 3.8: Obtención de la envolvente de fase Presión vs Temperatura

Una vez obtenida la envolvente de fase se selecciona la pestaña de design como se muestra en la figura 3.9, en la cual se puede observar las condiciones máximas de presión y temperaturas.

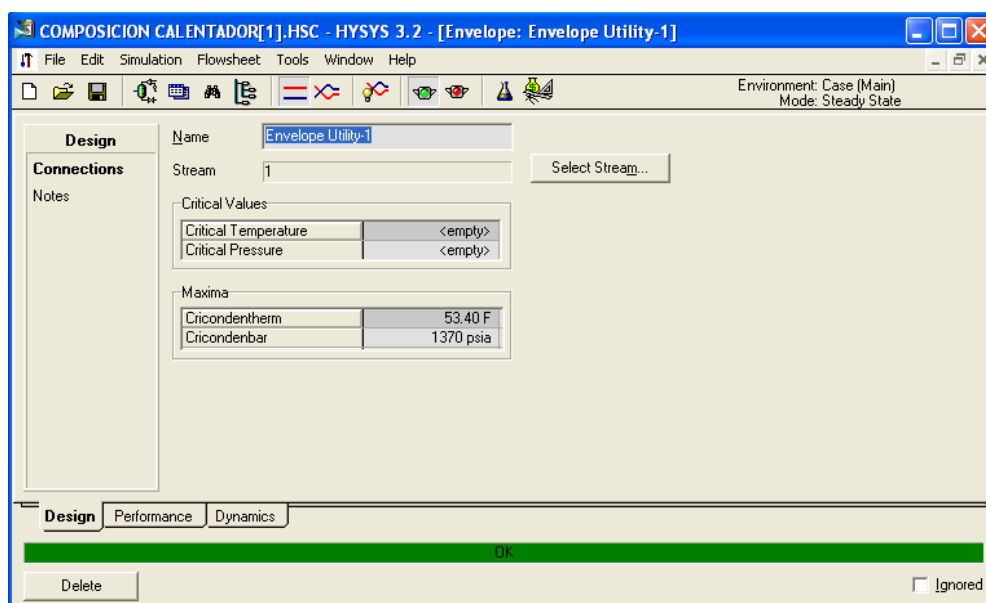


Figura 3.9: Condiciones máximas de presión y temperatura

El simulador HYSYS proporcionó el diagrama de fase P-T para el cálculo de la temperatura de rocío (Figura 3.8), como también, las propiedades de la corriente de alimentación. En este caso la temperatura de rocío es de 53.40 °F (Figura 3.9) este valor de temperatura es un dato importante ya que se debe cumplir con la especificación ES 9-98 F, y así garantizar que la turbina pueda operar eficientemente evitando la condensación de sus componentes pesados; la presión de entrada de este debe ser de 400 psig y con un flujo de alimentación de 40 MMPCSD.

3.2 Describir los calentadores empleados para el acondicionamiento del gas de alimentación de los turbogeneradores de la planta termoeléctrica

Los calentadores a utilizar en la entrada de la turbina son calentadores indirectos de tipo serpentín. Los intercambiadores de este tipo son un simple tubo

que se dobla de forma helicoidal y se sumerge en el líquido; se utilizan mucho en plantas provisionarias por ser fácilmente transportables y removibles; estos se utilizan cuando no hay tiempo y dinero de adquirir uno comercial, ya que son fáciles de construir en un taller. Este tipo de calentador utilizan como fluido para calentar el gas una mezcla de 50% agua-50% propilenglicol (DOWFROST).

En este caso se propone instalar estos calentadores los cuales son de fácil manejo. Está compuesto por 2 coil cada uno con 4 pasos con diámetros nominales de 6" y 8" catálogo 80. Para el paso 1: 8" (Sch. 80) x 18'-9", para el paso 2: 6" (Sch. 80) x 17'-9 3/4", para el paso 3: 6" (Sch. 80) x 17'-9 3/4" y para el paso 4: 6" (Sch. 80) x 20'-4 1/8". Estos poseen un área de transferencia de calor nominal de 274,5 pie² y el disponible de 290,6 pie², unas dimensiones de operación de: O.D.: 60 pulg x Longitud S/S.: 20 pie F/F, una temperatura y presión de 190 °F y 14.7 Psia.

Igualmente estos calentadores poseen diferentes accesorios según sea lo requerido por el comprador, en este caso en particular estos dos calentadores indirectos presentan los siguientes: KW parallasas Internacional, caja de fuego extraíble, bobina Wellstream flujo extraíble con tornillos biselados para las conexiones de extremo de soldadura, vaso de expansión, w de alta eficiencia del quemador / piloto, colector de gas combustible, filtro de baja presión y válvula de drenaje, regulador de temperatura w / conector separable, cierre de alta temperatura del termostato w/ conector separable, 1 a 8 "de conservación de vapor- presión / vacío de la válvula de ventilación y una capa de pintura de aparejo estándar de aislamiento.

Dichos calentadores operan a una presión de 400 Psig, un caudal de 40 MMPCND el cual se divide en partes iguales por cada coil para que así exista un intercambio de calor uniforme en el gas de alimentación, igualmente este presenta un sobrecalentamiento de hidrocarburos de 28.5 °F y una carga térmica de 2,0 MMBTU/hr.

En la figura 3.10 se observa una vista lateral del calentador a colocar en la entrada de la planta.

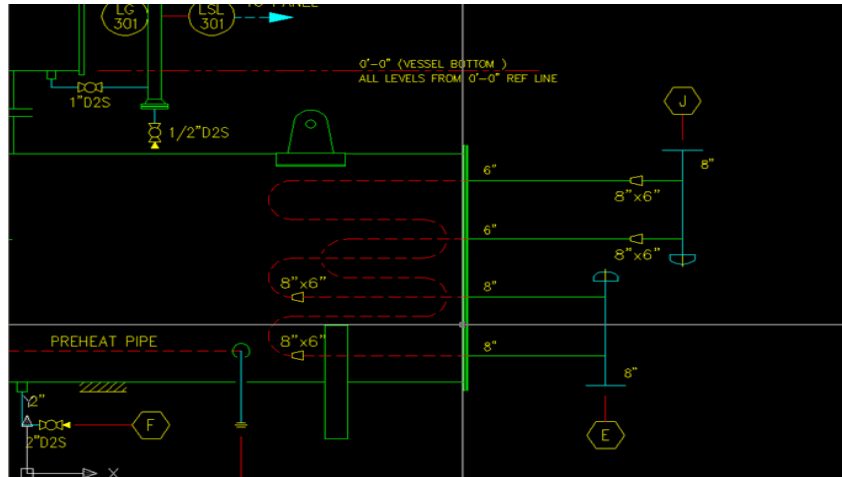


Figura 3.10: Vista lateral del calentador

En la figura 3.11 se observa el calentador de forma frontal.

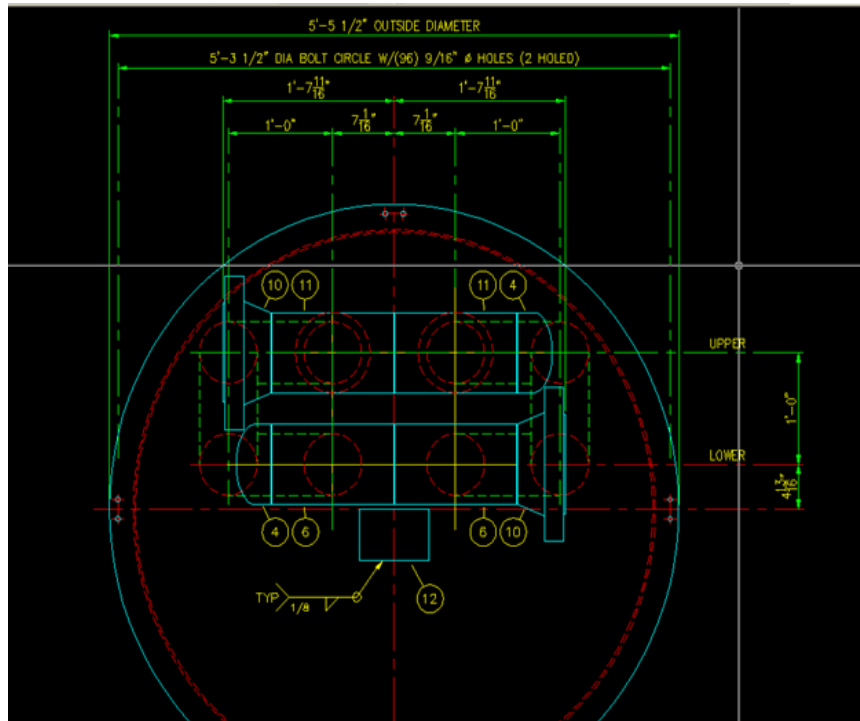


Figura 3.11: Vista frontal en el calentador

En la figura 3.12 se observa de forma detallada como esta conformado cada paso de los coil presentes en el intercambiador, además se observan los cabezales de entrada y salida del gas así como los puntos de reducción de tubería.

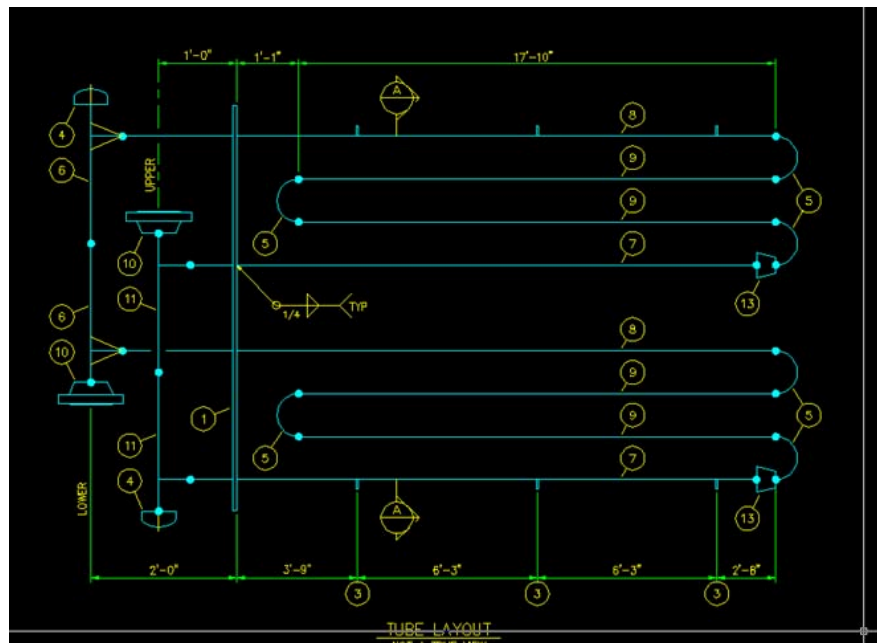


Figura 3.12: Vista de los serpentines en el calentador

3.3 Determinación de la capacidad de los calentadores para manejar el gas a las condiciones actuales.

Para el cumplimiento de este objetivo se realizaron los siguientes cálculos:

3.3.1 Cálculo del calor requerido para calentar el gas desde una temperatura T1 a T2 (Q):

$$Q = M * C_p * (T_2 - T_1)$$

Ec. 3.3.1.1

Donde:

Q: Calor requerido, BTU/hr.

M: Flujo másico de gas, lb/hr.

C_p: Calor específico del gas, BTU/lb.°F.

T_1 : Temperatura de entrada del gas, °F.

T_2 : Temperatura de salida del gas, °F.

Para el cálculo de Q se obtiene el flujo másico del gas mediante la formula:

$$M = G \cdot 10^6 \cdot PM / 379 \quad \text{Ec. 3.3.1.2}$$

Donde:

G: Flujo volumétrico de gas, MMPCSD.

PM: Peso molecular del gas, lb/lbmol.

$$G = 40 \text{ MMPCSD}$$

$$PM = 17,0970 \left(\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \right)$$

$$C_p = 0,5509 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \right)$$

Los valores PM y C_p son tomados de la tabla de propiedades proporcionado por El simulador HYSYS (Tabla A.5).

- Sustituyendo los valores de G y PM en Ecuación. 38.1:

$$M = 40 \cdot 10^6 \frac{\text{pie}^3}{\text{dia}} \cdot 17,0970 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \cdot \frac{1 \text{ lbmol}}{379 \text{ pie}^3} \cdot \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ hr}}$$

$$M = 7,5185$$

- Sustituyendo los valores de M y C_p obtenemos Q de la Ecuación. 39:

$$Q = 7,5185 \cdot 10^4 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot 0,5509 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \cdot (113,5 - 85) ^\circ\text{F}$$

$$Q = 1.1805 * 10^6 \frac{BTU}{hr}$$

Por simulación del proceso se puede disponer de los valores de entalpia a la temperatura inicial y final.

$$Q = 109,8 * G * (h_2 - h_1) * PM$$

Ec. 3.3.1.3

Donde:

G: Flujo volumétrico de gas, MMSCFD.

h₁: Entalpia de entrada del gas, BTU/lb.

h₂: Temperatura de salida del gas, BTU/lb.

Las entalpias de entrada y de salida (h₁ y h₂) fueron tomadas de las tablas de propiedades proporcionadas por el simulador HYSYS (Tabla A.5):

$$h_1 = 93 \frac{BTU}{lb}$$

$$h_2 = 109 \frac{BTU}{lb}$$

- Sustituyendo los valores de G, PM, h₁ y h₂ en Ecuación 41 obtenemos Q:

$$Q = 109.8 * 40 \text{MMPCSD} * \left(109 \frac{BTU}{lb} - 93 \frac{BTU}{lb} \right) * 17.0970 \frac{lb}{lbmol}$$

$$Q = 1.2014 * 10^6 \frac{BTU}{hr}$$

3.3.2 Cálculo del área de transferencia de calor (A):

$$A = \frac{Q}{U_o * T_m}$$

Ec. 3.3.2.1

Donde:

A: Área total requerida para la transferencia de calor (área del serpentín), pie².

U_o: Coeficiente de transferencia global de calor, BTU/hr.pie².°F.

T_m: Diferencia de temperatura media logarítmica °F.

3.3.3 Cálculo de la Diferencia de temperatura media logarítmica (T_m):

$$T_m = \frac{(GTD - LTD)}{\ln * (GTD/LTD)}$$

Ec.3.3.3.1

Donde:

GTD: Mayor diferencia de temperatura.

LTD: Menor diferencia de temperatura.

T_b: Temperatura del baño °F.

$$GTD = T_b - T_1 \quad \text{Ec. 3.3.3.2}$$

$$LTD = T_b - T_2 \quad \text{Ec. 3.3.3.3}$$

Sabiendo que la temperatura del baño es T_b: 190 °F y : 85+28.5= 113.5

$$GTD = 190 \text{ °F} - 85 \text{ °F} = 105 \text{ °F}$$

$$LTD = 190 \text{ °F} - 113.5 \text{ °F} = 76.5 \text{ °F}$$

- Sustituyendo los valores de Ec. 44 y 45 en 43:

$$T_m = \frac{(105 - 76.5)^{\circ}\text{F}}{\ln\left(\frac{105}{76.5}\right)^{\circ}\text{F}} = 90^{\circ}\text{F}$$

$$T_m = 90^{\circ}\text{F}$$

3.3.4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U_o):

Para el cálculo de U_o , se asume que la temperatura del baño es 190 °F, para la mezcla 50% agua – propilenglicol (DOWFROST).

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{(h_i * A_i)} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_o} + R1 + R2 \quad \left(\frac{\text{hr}\cdot\text{pie}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}\right)$$

Ec. 3.3.4.1

Donde:

U_o : Coeficiente de transferencia global de calor, BTU/hr.pie².°F.

A_o : Area externa del serpentín, pie²/pie.

A_i : Area interna del serpentín, pie²/pie.

h_i : Coeficiente de película interno, BTU/hr.pie².°F.

h_o : Coeficiente de película externo, BTU/hr.pie².°F.

R_i : Resistencia por ensuciamiento interno, hr.pie².°F/BTU.

R_o : Resistencia por ensuciamiento externo, hr.pie².°F/BTU.

L : Espesor de la pared del serpentín, pie.

k : Conductividad térmica de la pared del serpentín, BTU/hr.pie.°F.

3.3.4.1 Cálculo el área externa e interna del serpentín (A_o y A_i):

$$A_o = \pi * D * L * N^{\circ} \text{ de pasos} \quad \text{Ec. 3.3.4.1.1}$$

Para el cálculo del área se debe tomar en cuenta que cada paso posee longitudes (L) diferentes y el diámetro del primer tubo es diferente a los tres restantes, por ende el A_o :

$$A_o = \frac{D_o}{12} * \pi \quad \text{Ec. 3.3.4.1.2}$$

$$A_i = \frac{D_i}{12} * \pi \quad \text{Ec.3.3.4.1.3}$$

$$A_i = 1.5082 \text{ pie}^2$$

$$A_o = 1.7344 \text{ pie}^2$$

3.3.4.2 Para el cálculo del coeficiente de película interno h_i se tiene la siguiente ecuación:

$$h_i = 0.022 * \frac{K}{D_i} * \left(\frac{D_i * V_{MG}}{\mu_g} \right)^{0.8} * \left(\frac{C_p * \mu_g}{K} \right)^{0.4} * \left(\frac{\mu_g}{\mu_{gw}} \right)^{0.16} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr.pie}^2 \cdot \text{F}} \right) \quad \text{Ec. 3.3.4.1.4}$$

Donde:

h_i : Coeficiente de película interno, BTU/hr.pie².°F.

K: Conductividad térmica del gas, BTU/hr.pie.°F.

D_i : Diámetro interior del serpentín, pie.

V_{MG} : Velocidad másica del gas, lb/hr.pie².

μ_g : Viscosidad del gas, lb/hr.pie.

μ_{gw} : Viscosidad del gas a temperatura de pared, lb/hr.pie.

C: Calor específico del gas, BTU/lb.°F.

- Conductividad térmica del gas (k):

El valor de la Conductividad térmica es tomado de la tabla de propiedades proporcionadas por el simulador HYSYS (Tabla A.5):

$$k = 2.8 \times 10^{-2} \frac{\text{BTU}}{\text{hr. pie.}^2 \text{F}}$$

- Cálculo del diámetro interno del serpentín (Di):

Para el cálculo del diámetro interno (Di) del serpentín se asume que la velocidad del gas a través del serpentín es 80 pie/s (API 12K):

$$D_i = \sqrt{\frac{60 \cdot G/2 \cdot T \cdot Z}{(V_G \cdot P)}} \text{ (pulg)} \quad \text{Ec. 3.3.4.1.5}$$

Donde:

D_i : Diámetro interno del serpentín, pulg.

$G/2$: Flujo volumétrico de gas distribuido, MMSCFD.

T: Temperatura de operación, °R.

Z: Factor de Compresibilidad.

V_G : Velocidad del gas, pie/s

P: Presión de operación, psia.

- Sustituyendo los valores en la Ecuación 51 obtenemos:

$$D_i = \sqrt{\frac{60 \cdot 40/2 \cdot 573.5 \cdot 0.9554}{(80 \cdot 414.7)}}$$

$$D_i = 4.4518 \text{ pulg} \approx 5.7610 \text{ pulg}$$

- Aproximando a un Di comercial según tabla 11 pág. 949, Transferencias de Calor, Donald Kern (Tabla A.7):

$$D_i = 5.7610 \text{ pulg} \cdot \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}}$$

$$D_i = 0.4801 \text{ pie}$$

- La velocidad másica se calcula por (V_{MG}):

$$V_{MG} = \frac{4053 \cdot G \cdot SG}{\left(\frac{D_i}{12}\right)^2} \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2}\right) \quad \text{Ec. 3.3.4.1.6}$$

Donde:

V_{MG} : Velocidad másica del gas, lb/hr.pie².

G: Flujo volumétrico de gas, MMSCFD.

SG: Gravedad específica del gas.

D_i : Diámetro interno del serpentín, pulg.

Sustituyendo los valores G, SG y D_i en la Ecuación 52 obtenemos:

$$V_{MG} = \frac{4053 \cdot 40 \cdot 0.5900}{\left(\frac{5.7610}{12}\right)^2} \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2}\right)$$

$$V_{MG} = 4.1498 \times 10^5 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2}$$

Los siguientes valores fueron tomados de la caracterización de la corriente utilizando el simulador HYSYS (Tabla A.5):

$$c_{p\text{gas}} = 0.5509 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$$

$$\mu_g = 2.942 \times 10^{-2} \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{hr}}$$

$$\mu_{gw} = 3.3670 \times 10^{-2} \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{hr}}$$

- Sustituyendo los valores en la ecuación 50 obtenemos el valor de h_i :

$$h_i = 0.022 * \frac{2.8 * 10^{-2}}{0.4801} * \left(\frac{0.4801 * 4.1498 * 10^2}{2.9420 * 10^{-2}} \right)^{0.75} * \left(\frac{0.5509 * 2.9420 * 10^{-2}}{2.8 * 10^{-2}} \right)^{0.25} * \left(\frac{2.9420 * 10^{-2}}{3.6370 * 10^{-2}} \right)^{0.25}$$

$$h_i = 294.0835 \frac{\text{BTU}}{\text{hr. pie}^2}$$

- Para calcular h_o se tiene:

$$h_o = 116 * \left[\frac{K_b^3 * \rho_b^2 * C_p b * \beta_b * T_m}{\mu_b * d_o} \right]^{0.25} \quad \text{Ec. 3.3.4.1.7}$$

Donde:

h_o : Coeficiente de película externo, BTU/hr.pie².°F.

K_b : Conductividad térmica del fluido del baño, BTU/hr.pie.°F.

C_b : Calor específico del fluido del baño, BTU/lb.°F.

ρ_b : Densidad del fluido del baño, lb/pie³.

β_b : Coeficiente de expansión térmica del baño, 1/°F.

T_m : Diferencia de temperatura media logarítmica, °F.

μ_b : Viscosidad del baño, cp.

d_o : Diámetro exterior del serpentín, pulg.

- Sustituyendo los valores en la Ec 43 tenemos:

$$h_o = 116 * \left[\frac{(0.2208)^3 * (62.02)^2 * 0.909 * 0.00043 * 93}{0.93 * 6.625} \right]^{0.25}$$

$$h_o = 80.8861 \frac{\text{BTU}}{\text{hr. pie}^2. °F}$$

- Para la resistencia por ensuciamiento interno y resistencia por ensuciamiento externo se tiene que:

$$R_1 + R_2 = 0,003 \frac{\text{hr.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

- El valor de la conductividad térmica tomado de la tabla A.8 Es:

$$K = 30 \frac{\text{BTU}}{\text{hr.pie} \cdot ^\circ\text{F}}$$

- Para el cálculo del espesor de la pared del serpentín tenemos:

$$L = \frac{D_o - D_i}{2} \quad \text{Ec. 3.3.4.1.8}$$

Sustituyendo:

$$L = \left(\frac{6.625 - 5.761}{2} \right) \text{pulg}$$

$$L = 0.432 \text{pulg} \times \frac{1 \text{pie}}{12 \text{pulg}}$$

$$L = 0.036 \text{ pie}$$

- Sustituyendo los valores en Ec. 40.2:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1.7344}{(294.0835 \times 1.5082)} + \frac{0.036}{30} + \frac{1}{80.8861} + 0.003$$

$$U_o = 48.8438 \frac{\text{BTU}}{\text{hrpie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

- Para el cálculo del área de transferencia de calor se tiene:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot T_m} \text{ pie}^2 \quad \text{Ec. 3.3.4.1.9}$$

Donde,

A: Área total requerida para la transferencia de calor (área del serpentín), pie^2 .

Q: Calor requerido, BTU/hr.

T_m : Diferencia de temperatura media logarítmica, °F.

U_o : Coeficiente de transferencia global de calor, $\text{BTU/hr.pie}^2 \cdot \text{°F}$.

- Sustituyendo los valores:

$$A = \frac{1.1805 \cdot 10^6 \text{ BTU/hr}}{48.8438 \text{ BTU/hr.pie}^2 \cdot \text{°F} \cdot 90 \text{ °F}}$$

$$A = 268.5346 \text{ pie}^2$$

3.3.5 Cálculo de la eficiencia térmica neta (NHI):

$$NTE = \frac{UHT}{NHI} \quad \text{Ec.3.3.5.1}$$

Donde:

NTE: Eficiencia térmica neta

UHT: Calor útil transferido, BTU/hr.

NHI: Calor neto de entrada, BTU/hr.

3.3.5.1 Calculo del área requerida de transferencia (A_H):

$$A_H = \frac{NHI}{10.000 \text{ BTU/(hr.pie}^2)} \quad \text{Ec 3.3.5.1.1}$$

- El área se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_H = 2 \cdot \pi \cdot L_{FB} \cdot D_{FB} \quad \text{Ec. 3.3.5.1.2}$$

Donde:

D_{FB} : Diámetro de la caja de fuego, pie.

L_{FB} : Longitud de la caja de fuego, pie.

Los valores de D_{FB} y L_{FB} son tomados de la tabla A.4:

$$I.D = 23,25 \text{ pulg} * \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}}$$

$$I.D = 1,9375 \text{ pie}$$

- Sustituyendo los valores tenemos:

$$A_H = 2\pi * 19 \text{ pie} * 1,9375 \text{ pie}$$

$$A_H = 231,2998 \text{ pie}^2$$

- Despejando NHI de la ecuación 45.1.1 nos queda:

$$NHI = 1000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2} * 231,2998 \text{ pie}^2$$

$$NHI = 2.3130 * 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

- Con una eficiencia térmica neta NTE igual a 76%, se calcula el calor útil transferido UHT.

$$UHT = NHI * NTE \quad \text{Ec. 3.3.5.1.3}$$

Sustituyendo los valores obtenemos:

$$UHT = 2.3130 * 10^6 \frac{BTU}{hr} * 0.76$$

$$UHT = 1.7579 * 10^6 \frac{BTU}{hr}$$

Los calentadores 31-E-301 y 31-E-401 disponen cada uno de cajas de fuego con capacidad nominal de 2,00 MMBTU/hr.

3.3.6 Cálculos del diámetro de las boquillas de alimentación y salida.

Para verificar que los diámetros de las boquillas de alimentación y de salida de los fluidos sea la adecuada se realizan los cálculos de los diámetros requeridos para el flujo a manejar por el recipiente y se comparan con los existentes.

Para el cálculo de las boquillas de alimentación y salida de gas utilizan las siguientes ecuaciones (D_{NX}):

$$D_{nx} = \sqrt{\frac{4 * M_G}{\pi * V_{NF} * \rho_g}} \text{ pie} \quad \text{Ec. 3.3.6.1}$$

Donde:

M_G = flujo másico de gas, lb/s

V_{NF} = Velocidad de alimentación, pie/s

ρ_g = Densidad del gas, lb/pie³

- El flujo másico de gas M_G , a condiciones de presión y Temperatura de operación se calcula con:

$$M_G = \frac{C / 2 * 10^4 * PM}{379 * 24 * 3600} \frac{lb}{s} \quad \text{Ec. 3.3.6.2}$$

- Sustituyendo los valores de G y PM en la ecuación 61 tenemos:

$$M_G = \frac{20 * 10^6 \text{PCSD} * 17.0970 \text{lb/lbmol}}{379 \text{PCS/lbmol} * 24 \text{hr/D} * 3600 \text{s/hr}}$$

$$M_G = 10.4423 \frac{\text{lb}}{\text{s}}$$

Donde:

$G/2$: Flujo promedio de gas distribuido, MMSCFD

PM: Peso Molecular del gas, lb/lbmol

- Cálculo de la velocidad de alimentación (V_{NF}):

Con la finalidad de tener un régimen de flujo adecuado a la entrada de un recipiente, para el cálculo de la velocidad de alimentación se utiliza la relación:

$$V_{NF} = \frac{50 \text{ pie}}{\sqrt{\rho_g}} \frac{\text{pie}}{\text{s}} \quad \text{Ec. 3.3.6.3}$$

- Cálculo de la densidad del gas (ρ_g):

$$P * V = Z * n * R * T \quad \text{Ec. 3.3.6.4}$$

$$n = \frac{M}{PM} \quad \text{Ec. 3.3.6.5}$$

$$P * V = Z * \frac{M}{PM} * R * T \quad \dots \quad \text{Ec. 3.3.6.6}$$

$$\left(\frac{M}{V}\right) = \rho \quad \text{Ec. 3.3.6.7}$$

- Sustituyendo los valores obtenemos:

$$\rho = \frac{400 \text{PSIA} * 17.0970 \text{lb/lbmol}}{0.9554 * 10.73 \text{pie}^3 * \text{psia/lbmol} * ^\circ \text{R} * 545^\circ \text{R}}$$

$$\rho_g = 1.4046 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

- Sustituyendo el valor de la ρ_g en la ecuación 62 tenemos:

$$V_F = \frac{50}{\sqrt{1.4046 \text{ lb/pie}^3}}$$

$$V_F = 42.1885 \frac{\text{pie}}{\text{s}}$$

- Sustituyendo los valores de M_G , V_{NF} y ρ_g en Ecuación. 48:

$$D_{nx} = \sqrt{\frac{4 * 10.4423}{\pi * 42.1885 * 1.4046}}$$

$$D_{nx} = 0.4737 \text{ pie}$$

$$D_{nx} = 0.4737 \text{ pie} * \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} = 5.6841 \text{ pulg}$$

$$D_{nx} = 6 \text{ pulg}$$

3.4 Arreglo mecánico adecuado de los calentadores para el buen funcionamiento de la planta termoeléctrica.

En el desarrollo de este objetivo se evaluó el arreglo mecánico de los calentadores con el fin de distribuir de manera óptima el calor necesario para aumentar la temperatura del gas de 85 °F a 113.5 °F y así evitar la condensación de los componentes pesados eliminando la problemática que presentan hoy en día

los turbogeneradores; este calor debe ser de 2 MMBTU/hr.

Para el cumplimiento del mismo se utilizó el simulador HYSYS 3.2 siguiendo una serie de pasos para configurar de manera adecuada los equipos y corrientes del proceso a simular. Los pasos son descritos a continuación:

Paso1. Colocar las corrientes y equipos involucrados en la simulación. Se deben colocar las corrientes de entrada y de salida, las de entrada corresponden a las corrientes de entrada de gas y la corriente de entrada de DOWFROST, dichas corrientes deben estar previamente caracterizadas, las corrientes de salidas son las líneas de materia que se colocan en primer caso después del divisor de corriente y en segundo caso después del equipo de transferencia de calor, en algunos casos la corriente de salida de un intercambiador es la corriente de entrada del intercambiador que sigue, los valores de la corriente de salida son calculados por el simulador, es decir no necesitan ser caracterizadas. Se deben colocar las corrientes y equipos involucrados en el orden según la configuración con el cual se va a trabajar.

Debido a que HYSYS no posee entre su barra de equipos un calentador con características similares al calentador a instalar, al realizar la simulación se hace una adaptación como se describe a continuación: cada calentador está representado por cuatro intercambiadores, dos en serie en la parte superior y dos en serie en la parte inferior, los dos intercambiadores en serie en la parte superior representan un coil, cada intercambiador debe estar configurado con dos pasos cada uno, con el fin de simular los 4 pasos que corresponde a cada coil, de igual forma aplica para los dos intercambiadores inferiores. A continuación en la figura 3.13 se muestra los equipos y corrientes en configuración serie.

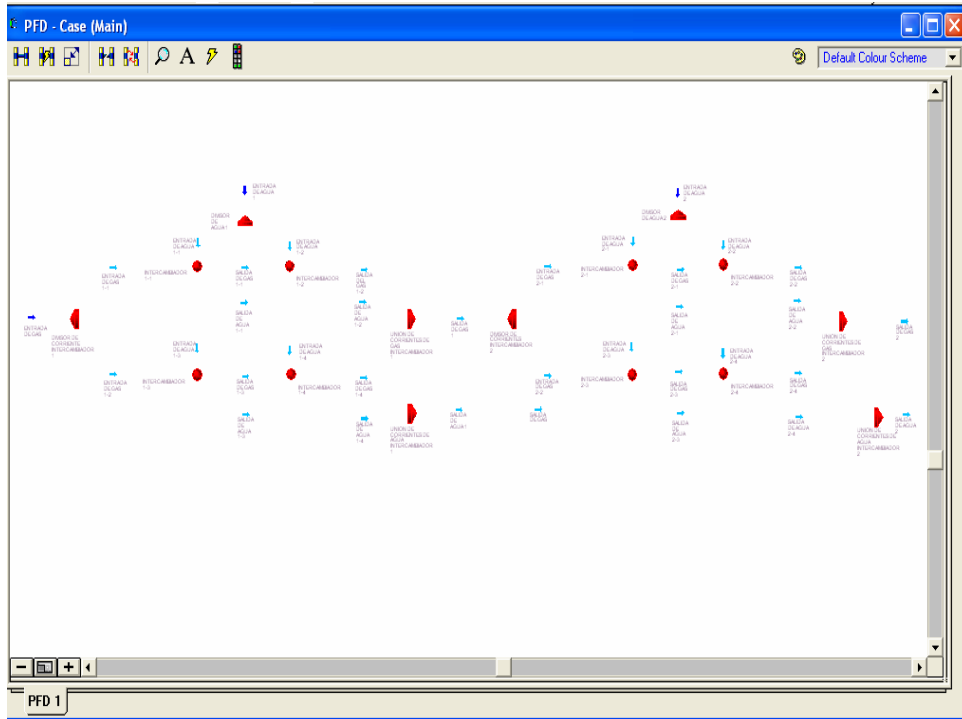


Figura 3.13: Equipos y corrientes en configuración serie

Para la configuración en paralelo se debe colocar dos divisores de corriente adicionales, esto con el fin de dividir el flujo de la corriente de gas en partes iguales por cada intercambiador colocado en paralelo. Ver figura 3.14

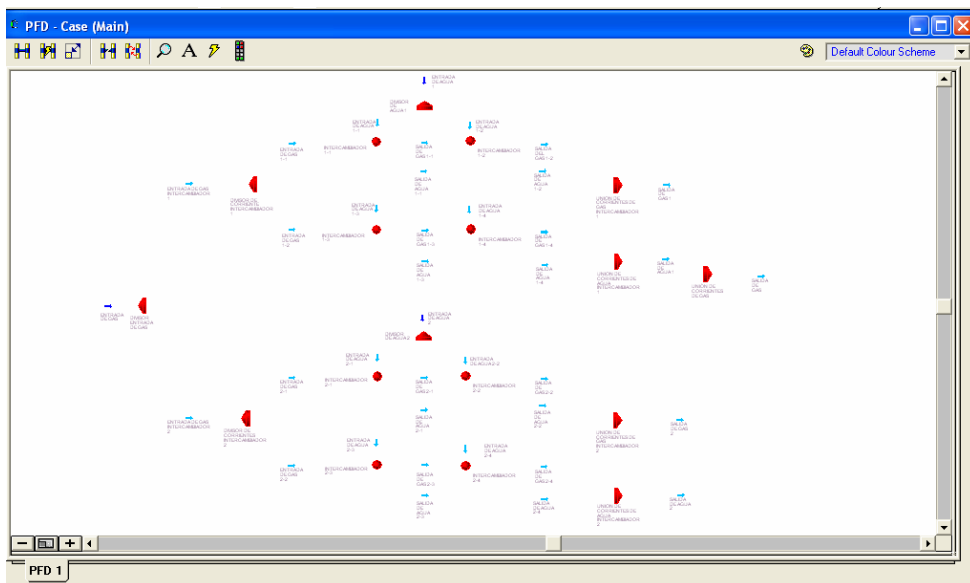


Figura 3.14: Equipos y corrientes en configuración paralelo

Paso 2. Ubicar el primer intercambiador con el cual se comenzará definir las corrientes y equipos. Ver figura 3.15

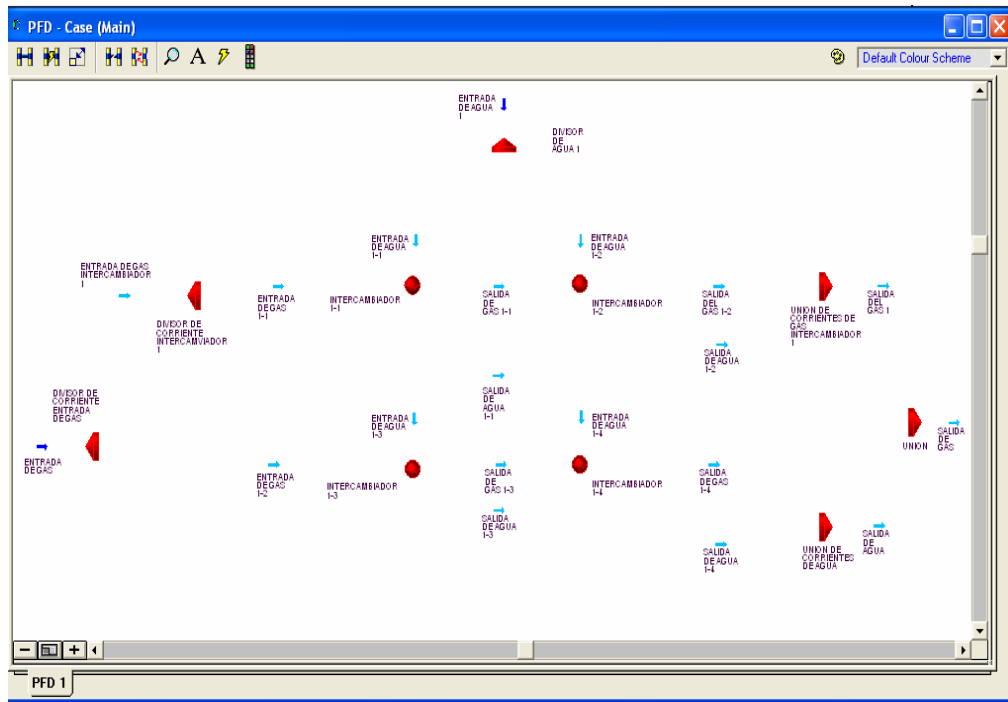


Figura 3.15: Equipos y corrientes asociados al intercambiador.

Paso 3. En el divisor de corriente de gas de entrada (configuración en paralelo) se definen la corriente de entrada y de salida de gas, las corrientes de salida de gas corresponden a las corrientes de entrada de gas de cada intercambiador colocado en paralelo. Ver figura 3.16

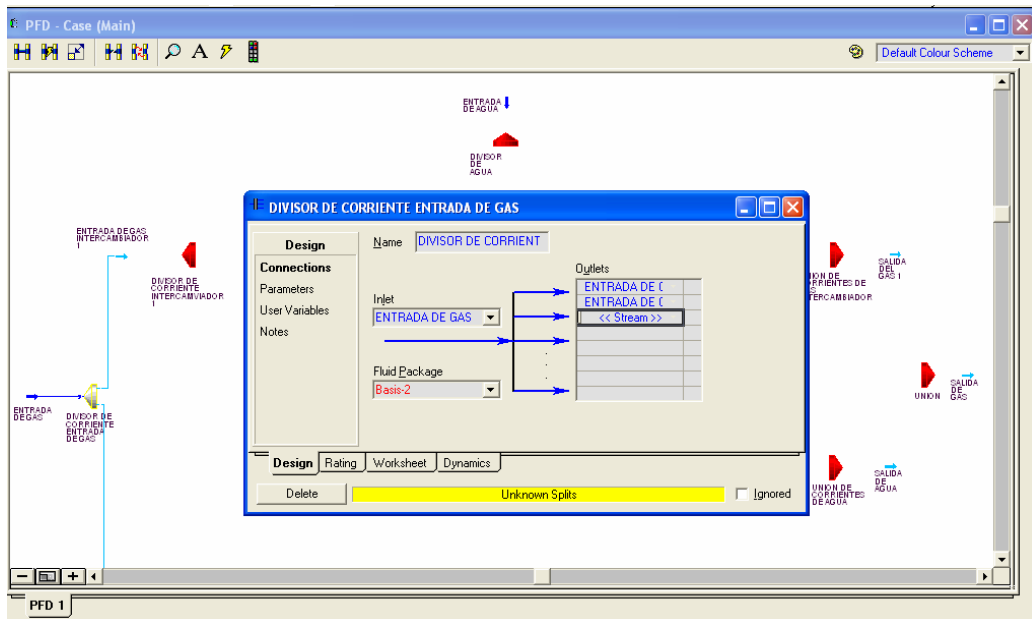


Figura 3.16: Divisor de la corriente de entrada de gas

Paso 4. Introducir la fracción de flujo de cada una de las corrientes de entrada de gas. De acuerdo al diseño del intercambiador, el flujo de gas se divide en dos partes iguales por cada coil. Ver figura 3.17.

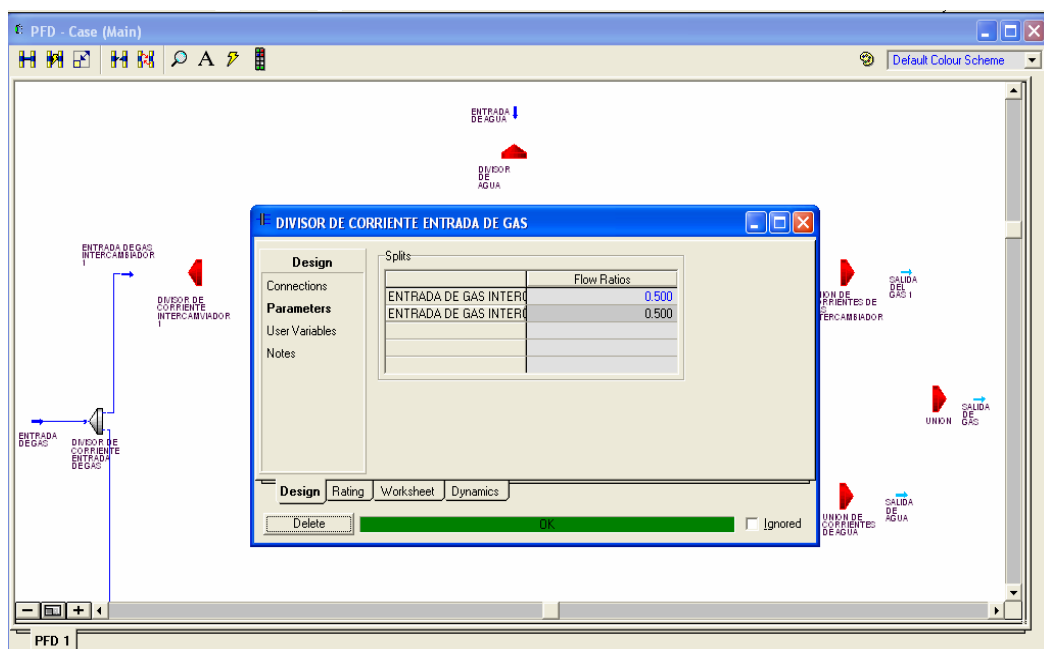


Figura 3.17: Fracción de la corriente de gas en el divisor de corriente

Paso 5. Caracterizar la corriente de DOWFROST. Se debe introducir los valores de presión, temperatura y flujo. Con estos tres valores el simulador calcula el resto de las propiedades del fluido DOWFROST. Ver figura 3.18.

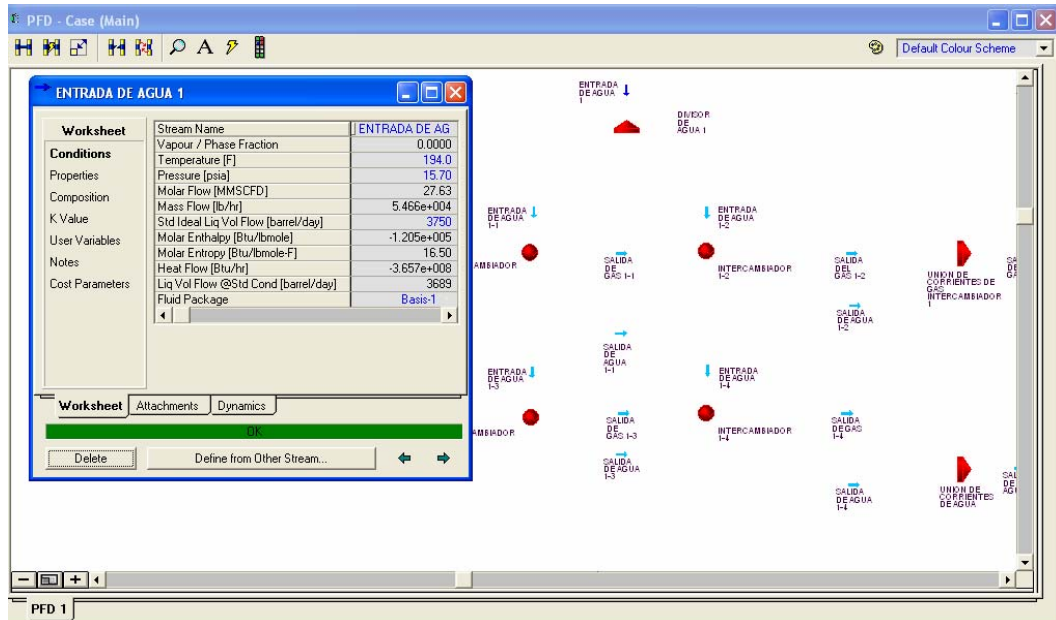


Figura 3.18: Características de la corriente de DOWFROST del intercambiador 1

Paso 6. Definir las corrientes de entrada y de salida del divisor de agua. Ver figura 3.19

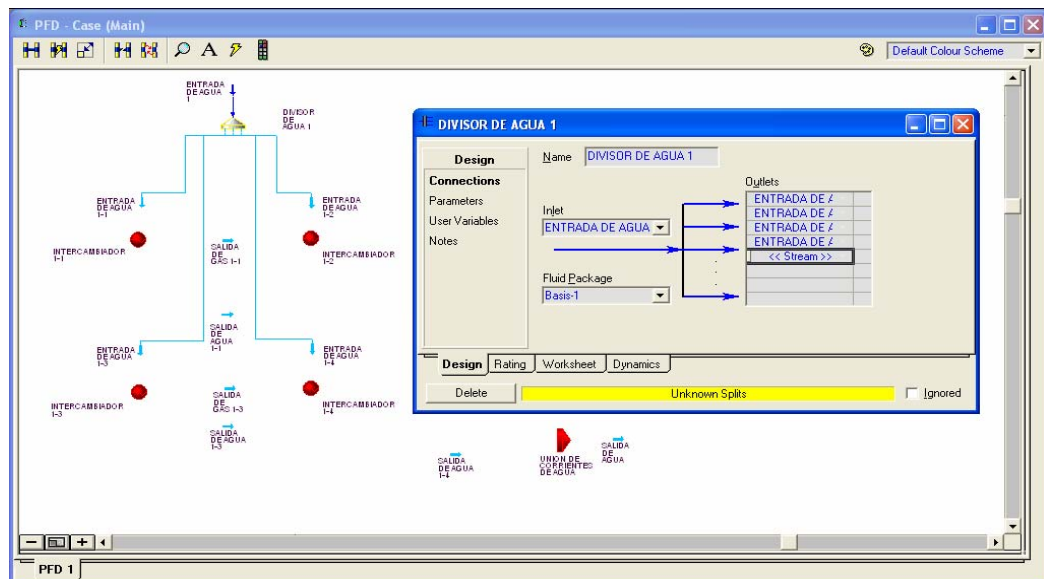


Figura 3.19: Divisor de corriente de la entrada de DOWFROST del intercambiador 1

Paso 7. Introducir la fracción de flujo de cada una de las corrientes de entrada de DOWFROST. Este flujo debe distribuirse en partes iguales con el fin de garantizar la misma cantidad de flujo de calor por cada intercambiador. Ver figura 3.20

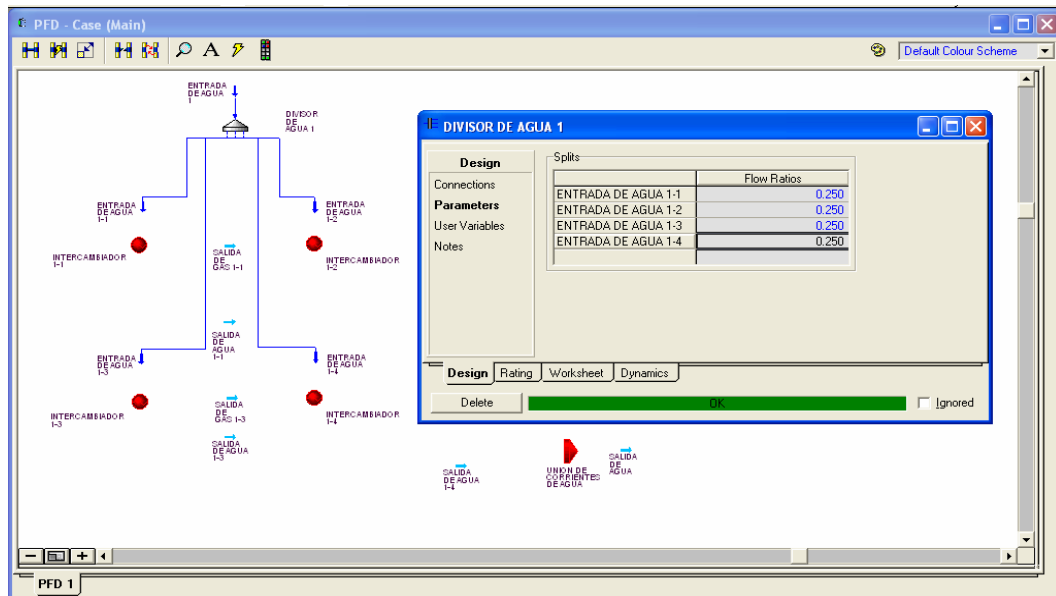


Figura 3.20: Fracción de la corriente de DOWFROST en el divisor de corriente de entrada de DOWFROST del intercambiador 1

Paso 8. Definir la corriente de entrada y las corrientes de salida en el divisor de las corrientes de gas del intercambiador 1. Ver figura 3.21

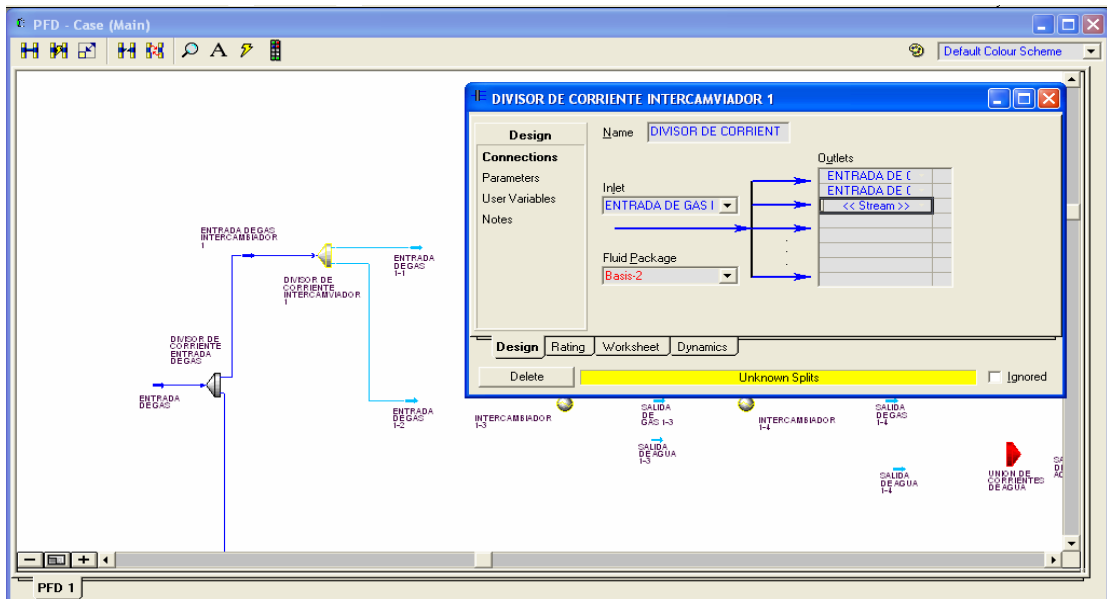


Figura 3.21: Divisor de la corriente de gas intercambiador 1

Paso 9. Introducir la fracción de flujo de cada una de las corrientes de entrada de gas. Ver figura 3.22

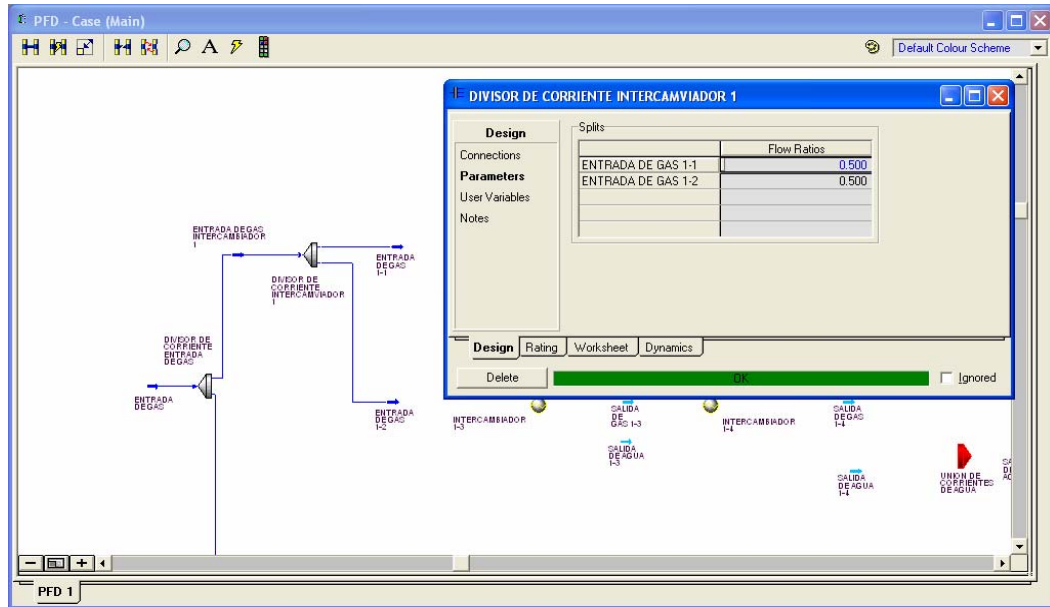


Figura 3.22: Fracción de la corriente de gas en el divisor de corriente del intercambiador 1

Paso 10. Introducir las corrientes de entrada y de salida del intercambiador. Ver figura 3.23

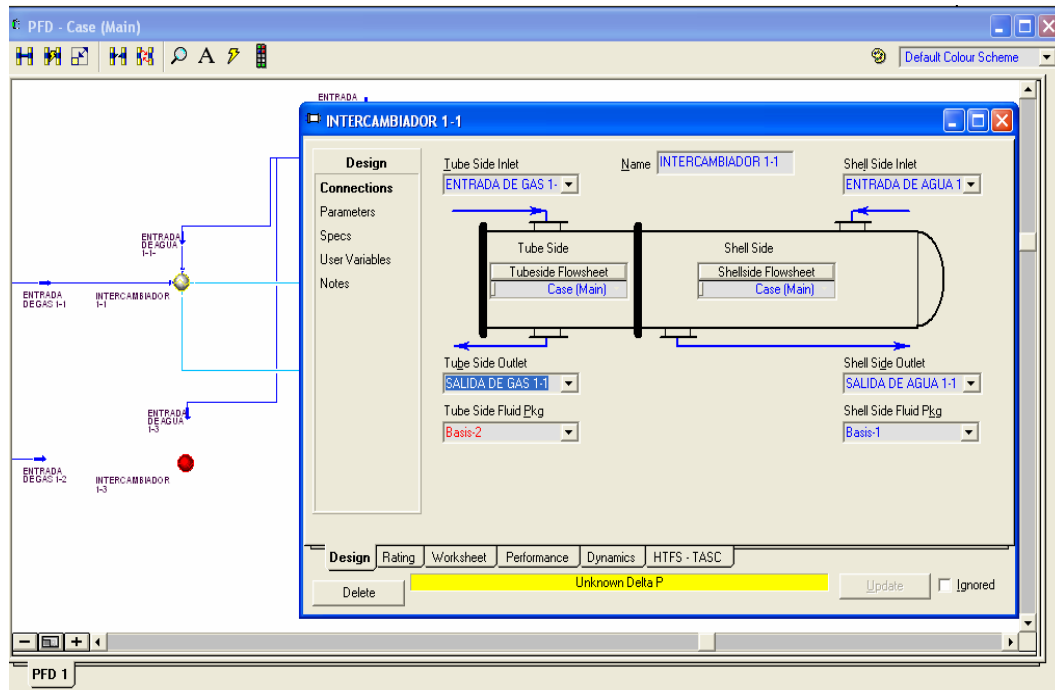


Figura 3.23: Corrientes de entrada y de salida del intercambiador 1-1

Paso 11. Introducir la caída de presión en los tubos y en la carcaza. Ver figura 3.24

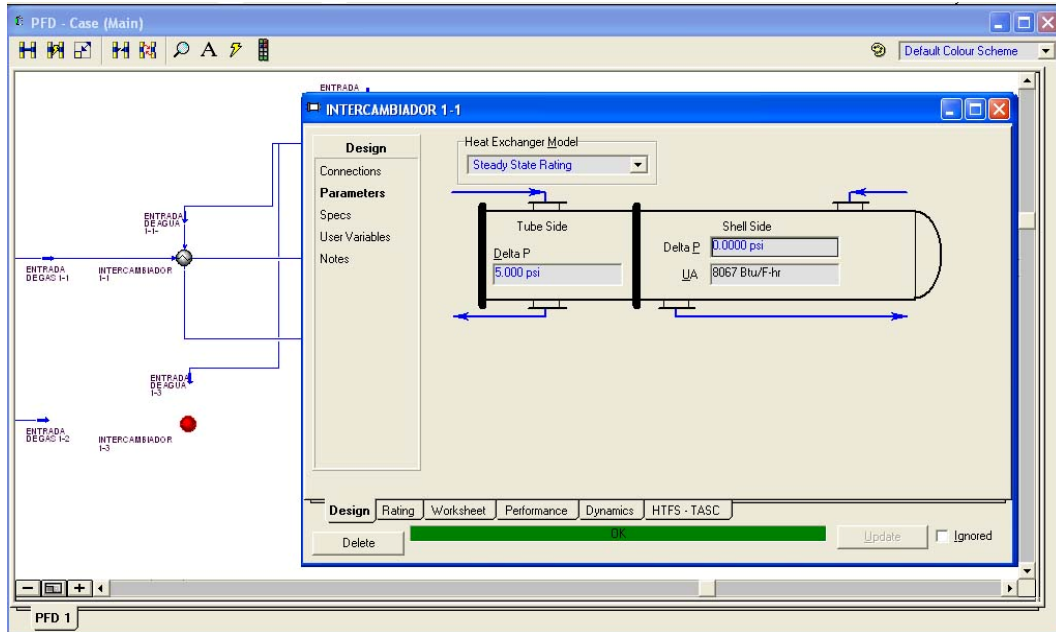


Figura 3.24: Parámetros del intercambiador 1-1

Una vez caracterizado las corrientes y equipos se obtiene finalmente la configuración en paralelo. Ver figura 3.25

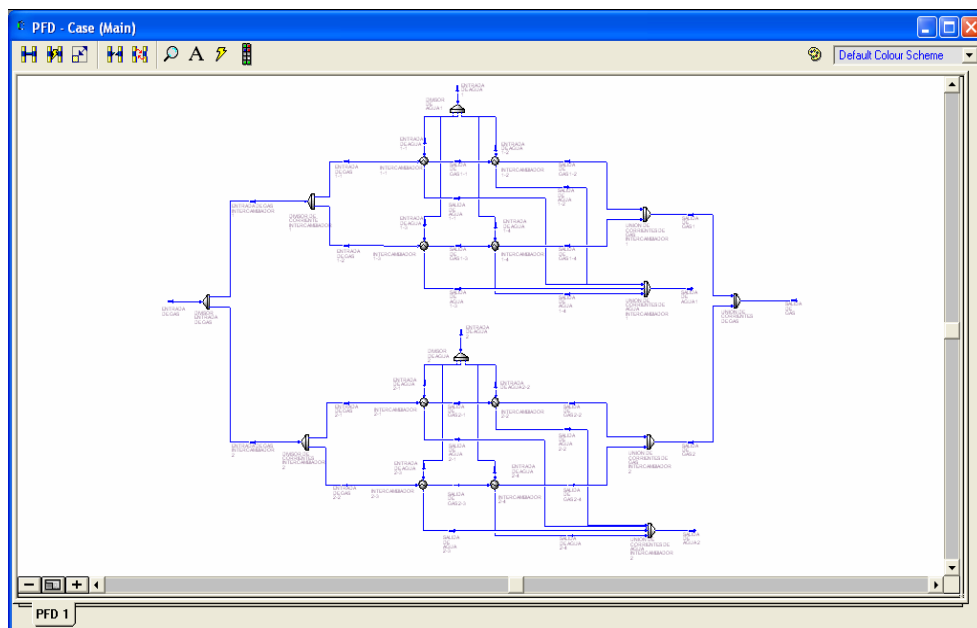


Figura 3.25: Configuración en paralelo

En la configuración de los calentadores en serie la corriente de entrada entra directamente al divisor de corriente intercambiador y la corriente de salida de gas 1 entra directamente al segundo intercambiador. Ver figura 3.26

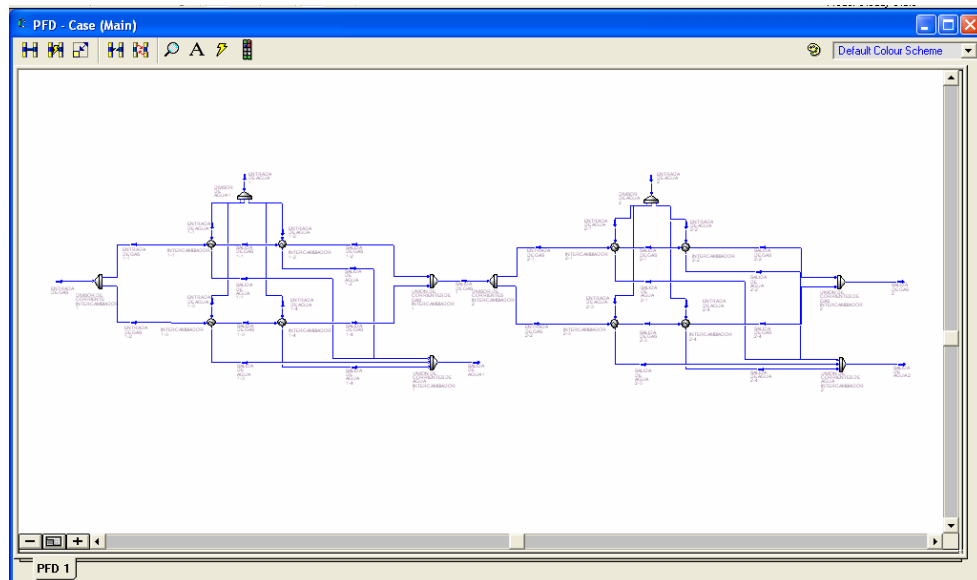


Figura 3.26: Configuración en serie

CAPITULO IV.

ANÁLISIS DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1 Estimación de las condiciones operacionales normales del gas que debe entrar a la planta termoeléctrica

Debido a que las condiciones operacionales son consideradas como los factores más importantes en la generación de energía en la planta termoeléctrica, las variables críticas estudiadas y evaluadas en este proyecto fueron:

La presión de operación de entrada del gas a la turbina debe ser de 400 psig.

La temperatura del gas de entrada a la turbina debe estar cercana a los 113.5°F; para la obtención de esta temperatura se hizo la sumatoria de la temperatura que posee actualmente el gas que entra a la planta que es de 85 °F y el sobrecalentamiento permisible para el uso del calentador a colocar que es de 28.5 °F. Según la especificación ES 9-98 F el gas debe entrar a la turbina con una temperatura de 50 °F por encima de la temperatura de rocío para evitar que el gas pase a un estado bifásico, ya que las turbinas trabajan con solo un 10% de líquido.

Para comprobar que el valor de 113.5 está 50 °F por encima de la temperatura de rocío y a fin de dar cumplimiento con la especificación ES 9-98 F se procedió a determinar la temperatura de rocío utilizando el simulador HYSYS el cual es un software de los más avanzados en ingeniería de procesos. Es completamente interactivo y es posible obtener acceso a altos niveles de definición de geometría de los equipos, diagramas de fases, propiedades de las sustancias, entre otros, obteniendo resultados detallados. El entorno de simulación integrada y el completo software orientado a objetos, permitió realizar la simulación con base en el cálculo de propiedades físicas, componentes y equipos. El valor arrojado por HYSYS fue de 53.4°F este valor a sumarle los 50 °F según

la especificación ES 9-98 F da un valor de 103.4 °F, que al ser comparado con 113.5 °F obtenido por sobrecalentamiento de hidrocarburos, resultó ser un valor menor lo cual garantiza que el gas a una temperatura de 113.5 °F permanece en estado gaseoso, y bastante alejado de la curva de punto de rocío, permitiendo predecir que ha estas condiciones no se produce condensación de hidrocarburos.

El caudal del gas de alimentación debe estar cercano a los 40 MMPCND, este valor representa la máxima capacidad que puede manejar el calentador (tabla A.4), aunque se conoce que la capacidad de máxima de la planta es de 43 MMPCND, el valor de la capacidad máxima del calentador constituye una limitante, ya que la planta no podría operar a su máxima capacidad.

4.2 Descripción de los calentadores empleados para el acondicionamiento del gas de alimentación de los turbogeneradores de la planta termoeléctrica BA-01 ubicada en el estado Barinas

Los calentadores son utilizados para transferir calor de un fluido a otro; el tipo más sencillo son aquellos donde los fluidos están separados por una pared denominados calentadores indirectos, entre ellos se encuentran los de tipo serpentín. En la planta BA-01 existen dos calentadores de este tipo los cuales están formados por dos coil de cuatro pasos cada uno. En los calentadores se pueden distinguir tres elementos básicos: la carcaza del calentador, los coil o serpentines y caja de fuego.

La carcaza del calentador es el recipiente que contiene: el liquido encargado de transferir el calor (DOWFROST), los serpentines y la tubería de precalentamiento (preheat pipe).

Los serpentines son tuberías dobladas en forma de U por el cual fluye el gas de alimentación, éstos están sumergidos en el liquido de calentamiento (DOWFROST).

La caja de fuego, esta se encuentra en la parte inferior de la carcasa formado por la tubería de precalentamiento por el cual circula un gas previamente quemado en un horno, este gas se encuentra a la temperatura necesaria para mantener el líquido de calentamiento cerca de los 190 °F.

Según la figura 3.2 se observa que el gas de alimentación entra por el cabezal superior y éste a su vez se divide en dos partes iguales por cada coil, esto con el fin de lograr una mayor transferencia de calor ya que al presentar dos coil implica un área de transferencia de calor mayor. Por el cabezal inferior, el gas proveniente de los dos coil, ya calentado se une nuevamente formando una sola corriente. Cada coil poseen un diámetro de ocho pulgadas para el primer paso y 6 pulgadas los otros tres pasos según el catalogo ochenta; estos coil están sumergidos en un líquido el cual es el encargado de transferir el calor necesario para llevar el gas de 85 °F hasta valores cercanos a 113.5 °F este líquido es una mezcla con una composición de 50 % agua y 50 % propilenglicol cuyo nombre comercial es conocido como DOWFROST. En la parte inferior izquierda se observa la tubería de precalentamiento (preheat pipe).

La temperatura y presión de operación de los calentadores son de 190°F y 14.7 psia; a estas condiciones estos presentan un sobrecalentamiento de hidrocarburos de 28.5°F. Estos calentadores se deben colocar en la planta antes de la turbina de con el fin de aumentar la temperatura del gas de alimentación que entra a la turbina para evitar los problemas operacionales que están presentando actualmente.

4.3 Determinar si los calentadores poseen la capacidad para manejar el gas a las condiciones actuales.

Para determinar si los calentadores poseen la capacidad para manejar el gas a las condiciones actuales se procedió aplicar una serie de ecuaciones entre las cuales se obtuvo el valor de la carga térmica requerida (ecuación 3.3.1.1) área de

transferencia de calor (ecuación 3.3.2.1) y diámetro de la boquilla (ecuación 3.3.6.1) Al comparar los valores calculados (tabla A.12) con los de diseño (Tabla A.4) se tiene que para el cálculo del diámetro de las boquillas el resultado fue satisfactorio ya que fue igual al de diseño $D_{nx} = 6$ pulg. Se tiene que la carga térmica de Diseño $Q_D = 2$ MMBTU/hr y la carga térmica calculada $Q_C = 1,1805$ MMBTU/hr, el área de transferencia de calor de diseño $A_D = 290,6$ pie² y el área de transferencia de calor calculada $A_C = 268,53$ pie², con respecto a estos valores se puede apreciar que los valores calculados son menores a los de diseño, esto indica que los calentadores pueden manejar el gas que entra a la planta a las condiciones y propiedades dadas, suministrando así la cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura del gas de 85 a 113,5 °F.

Se sabe que en horas de la noche se pueden alcanzar temperaturas menores a la temperatura de entrada actual, esto indica que la temperatura de entrada pueda llegar alcanzar la temperatura de rocío, trayendo como consecuencia la condensación del hidrocarburo más pesado. Para verificar si los calentadores poseen la capacidad de mantener el gas por encima de la temperatura requerida en caso de ocurrir la situación antes planteada, se procedió a simular suponiendo la temperatura de entrada del gas igual a la de rocío. La temperatura de rocío se determino previamente utilizando el diagrama de fases suministrado por HYSYS el cual fue de 53.4 °F

En la figura 4.1 se puede observar que aun entrando el gas a la temperatura de rocío 53.4 °F la temperatura de salida es de 116.5 °F un valor mayor que la temperatura de salida requerida, la cual debe estar alrededor de los 113.5 °F, esto indica que el calentador se adapta a situaciones donde la temperatura desciende drásticamente, es decir el calentador es capaz de llevar el gas a la temperatura requerida de una forma óptima, permitiendo así asegurar que no ocurra condensación de hidrocarburos.

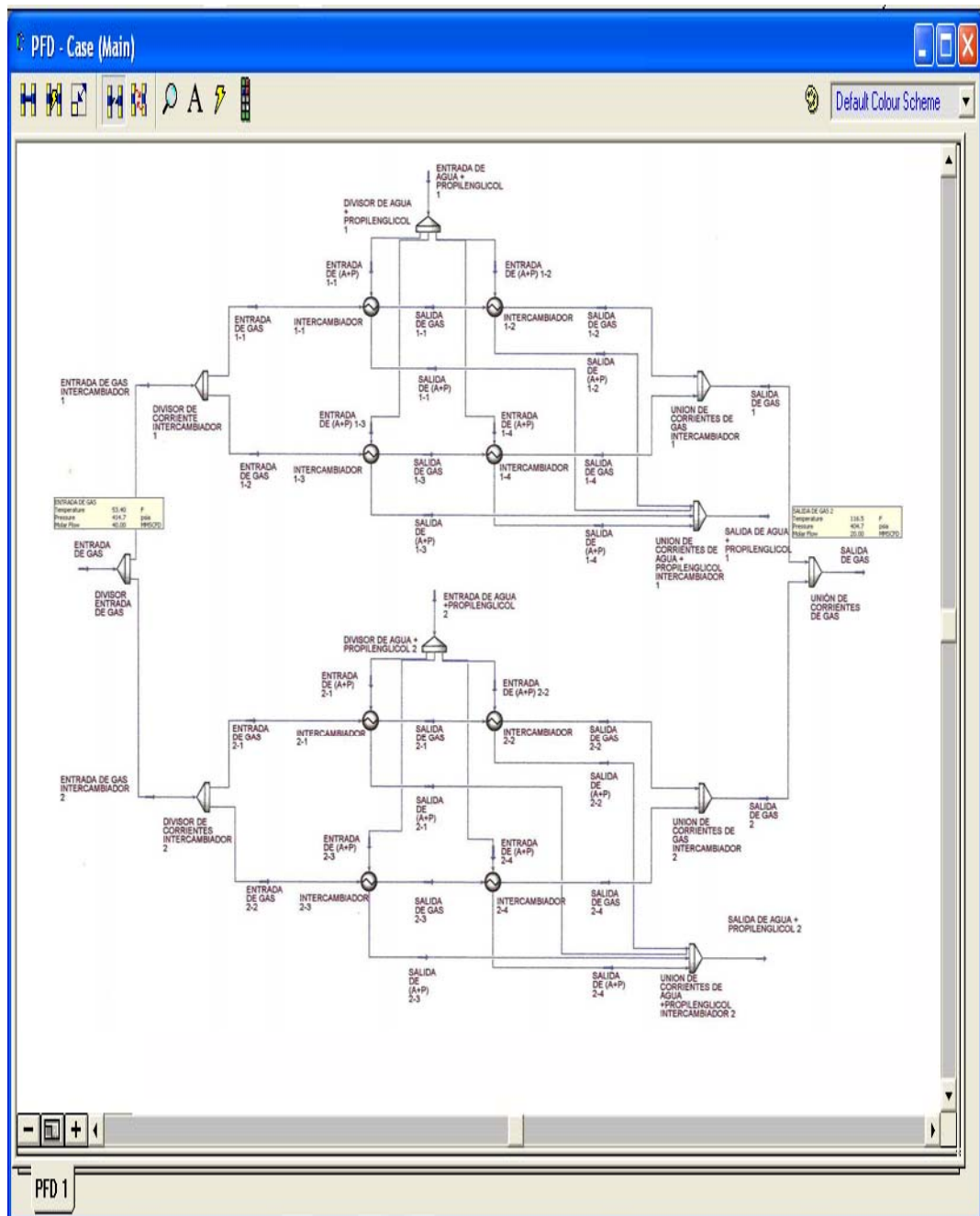


Figura 4.1: Evaluación del calentador, temperatura de entrada igual a la de rocío

En la Figura 4.2 se observa que la temperatura mínima a la cual puede entrar el gas a la planta es de 49 °F para que éste salga a la temperatura requerida cuyo valor aproximado es de 113.5°F. Esta temperatura mínima se obtuvo al variar

gradualmente la temperatura del gas de entrada y observando los valores de la temperatura de salida arrojados, el valor final de la temperatura de entrada fue aquel en el que el valor de la temperatura de salida arrojó un valor cercano a la temperatura requerida.

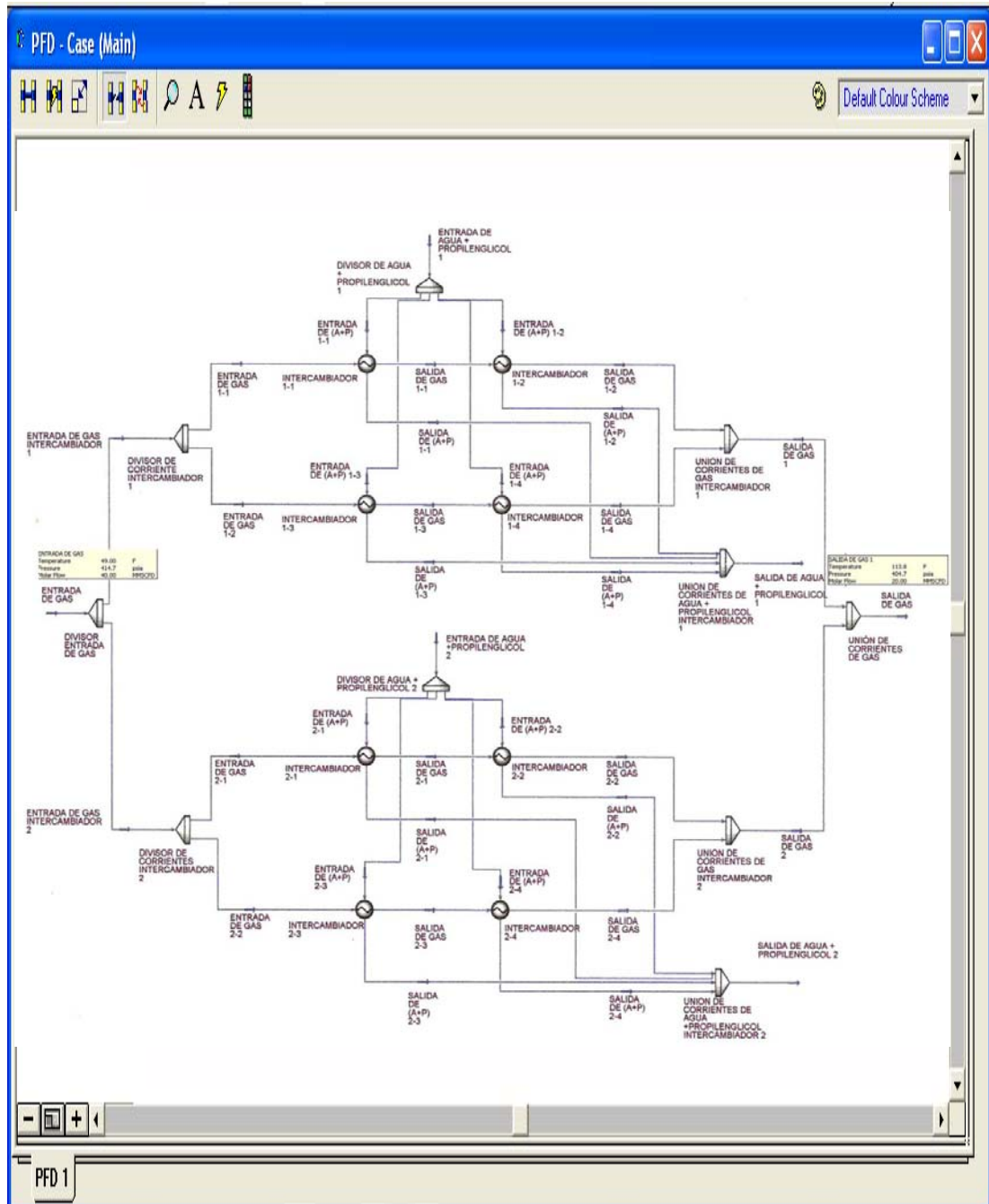


Figura 4.2: Evaluación del calentador, temperatura de mínima entrada

4.4 Escoger el arreglo mecánico adecuado de los calentadores para el buen funcionamiento de la planta termoeléctrica.

Con el fin de escoger el arreglo mecánico adecuado se planteo el uso del simulador HEXTRAN el cual es un simulador que proporciona nuevas eficiencias en todos los tipos de diseño y análisis de funcionamiento en equipos de transmisión de calor individuales y diseños de redes, pero este presentó problemas para ubicarlos y los que se consiguieron presentaron problemas de instalación y funcionamiento, debido a esto se decidió a utilizar el simulador HYSYS ya que este arroja resultados satisfactorios para el objetivo requerido.

Para simular en HYSYS se realizaron una serie de pasos en el que se simuló el proceso del calentamiento considerándose dos opciones, colocando los calentadores en serie y colocando los calentadores en paralelo.

En la figura 4.3 se observa el proceso de calentamiento del gas en arreglo paralelo utilizando el simulador de procesos HYSYS. En la parte superior se encuentra el calentador 1 y en la inferior el calentador 2. Al situarnos en el primer calentador observamos que éste está constituido por cuatro intercambiadores, dos en serie en la parte superior (intercambiador 1-1 y intercambiador 1-2) y dos en serie en la parte inferior (intercambiador 1-3 y intercambiador 1-4). Los dos intercambiadores en serie representan un coil, cada uno con dos pasos, los dos intercambiadores en serie simulan los 4 pasos del coil, de la misma forma está representado el segundo calentador.

Este proceso comienza con la entrada del gas a un divisor de corriente (*divisor entrada de gas*), este gas entra a una temperatura de 85°F una presión de 414,7 psia y un caudal de 40 MMPCND, en el *divisor entrada de gas* se divide la corriente en dos parte iguales, cada corriente de 20 MMPCND, en el divisor de corriente no existe variación de presión y temperatura ya que se considera despreciable, cada corriente que sale del *divisor entrada de gas* se dirige

nuevamente a otro divisor de corriente. En el primer calentador la corriente de gas proveniente del *divisor entrada de gas*, denominada *entrada de gas intercambiador 1* entra al *divisor de corriente intercambiador 1* (este divisor representa el cabezal del calentador, ver figura 3.2), con una temperatura de 85°F una presión de 414.7 psia y un caudal de 20 MMPCND dividiendo la corriente de gas en dos partes iguales, cada corriente que sale del *divisor de corriente intercambiador 1* entra de forma simultánea el intercambiador 1-1 y al intercambiador 1-3, la corriente que sale del intercambiador 1-1 entra seguidamente al intercambiador 1-2, y la corriente que sale del intercambiador 1-3 entra al intercambiador 1-4., las corrientes que salen de estos dos últimos equipos denominadas *salida de gas 1-2* y *salida de gas 1-4* presentan una temperatura de 135,2 °F, una presión 404,7 psia y un caudal de 10 MMPCND, estas corrientes se unen en un mezclador denominado *unión de corriente de gas intercambiador 1* en este equipo se desprecia los cambios de presión y temperatura por lo que el valor de temperatura y presión de la corriente de salida del mezclador denominada *salida de gas 1* es igual al de las corrientes *salida de gas 1-2* y *salida de gas 1-4*, con la diferencia de que el caudal es de 20 MMPCND. De manera análoga ocurre en el segundo calentador, a partir de este la corriente de *salida de gas 2* se une a la corriente *salida de gas 1* en un último mezclador denominado *unión de corriente de gas* en el que se obtiene finalmente la corriente final del proceso de calentamiento denominada *salida de gas* la cual presenta las siguientes condiciones: 135,2 °F, una presión 404,7 psia y un caudal de 40 MMPCND. En la simulación colocando los calentadores en serie (Figura 4.4) ocurre el mismo proceso por cada calentador con la diferencia de que el primer intercambiador maneja todo el caudal de entrada, esto significa que la corriente de salida del intercambiador 1 y la corriente de salida del intercambiador 2 la cual es la corriente final del proceso de calentamiento presenta condiciones distinta al obtenido en paralelo. La corriente de salida del primer calentador denominada *salida de gas 1* presenta una temperatura de 112,2 °F una presión de 404,7 psia y un caudal de 40 MMPCND esta corriente se dirige seguidamente al segundo calentador, la corriente de salida de este calentador denominada *salida de gas 2*

presenta las siguientes condiciones 133.1 °F , 394,7 psia, 40 MMPCND.

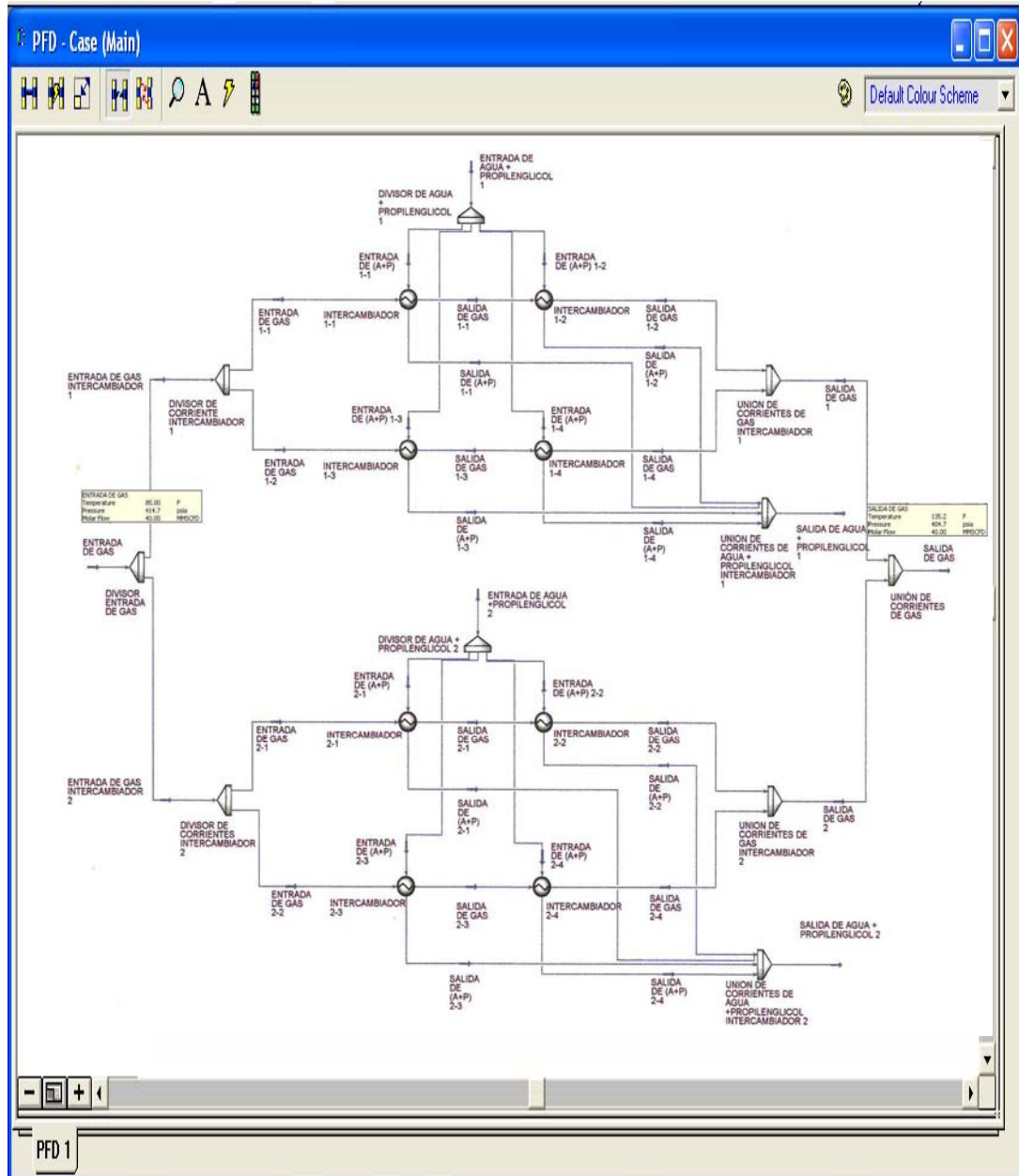


Figura 4.3: Calentadores con arreglo mecánico en Paralelo

En la figura 4.4 se observa que todo el gas de entrada es manejado por el primer calentador. El gas de salida del primer intercambiador entra seguidamente al calentador dos, en donde se obtiene la temperatura final del proceso.

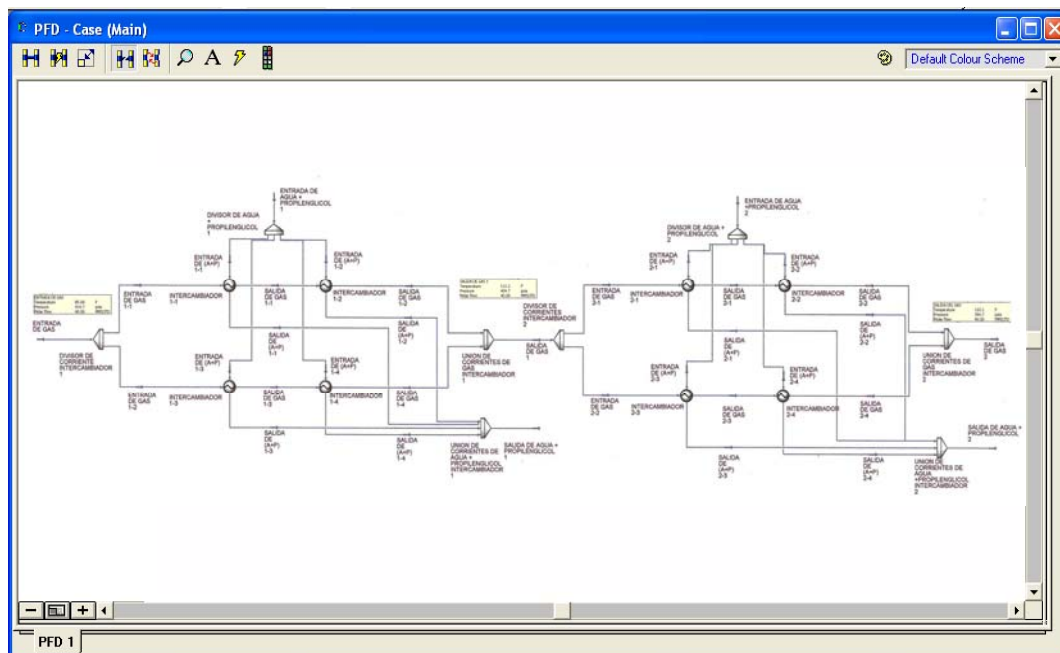


Figura 4.4: Calentadores con arreglo mecánico en Serie

Según las figuras 4.3 y 4.4 se observa que la temperatura de salida de la configuración en paralelo (135.2°F) es mayor que en la de serie (133.1 °F), esto es debido a que cada intercambiador trabaja con la mitad de la corriente del gas, es decir, cuando se disminuye el flujo manteniendo la carga térmica el ΔT aumenta (ver ecuación 3.3.1.1).

Para escoger el arreglo mecánico se tomo en cuenta los siguientes criterios:

VARIABLES DEL PROCESO, en este punto se considero el caudal del gas de alimentación, los calentadores colocados en serie, no pueden operar a la máxima capacidad de manejo de gas de la planta la cual es 43 MMPCND, sino a la capacidad máxima del calentador 40 MMPCND, en cambio los calentadores colocados en paralelo si son capaces de trabajar bajo estas condiciones ya que el gas de entrada se divide en dos corrientes, lo que indica un flujo de gas mucho menor a la capacidad de manejo de cada calentador.

Costo por instalación de los equipos (sistema de control, tuberías,

accesorios, etc): En serie se requiere instalación de bypass lo cual incrementa el costo a diferencia del paralelo que solo se requiere instalar válvulas de paso.

Costo por mantenimiento: El mantenimiento en serie requiere de mayor tiempo debido a la complejidad de la instalación a diferencia del paralelo.

Funcionamiento del sistema: En serie el funcionamiento de un intercambiador está directamente relacionado con el otro intercambiador, a diferencia del arreglo en paralelo donde los equipos trabajan de forma independiente.

Funcionamiento a nivel de proceso: en la realización de mantenimiento o daño de un equipo en paralelo el fluido puede ser calentado con uno de los calentadores mientras el otro se encuentra fuera de servicio a diferencia de en serie q uno depende del otro.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

1. El gas de alimentación debe entrar a la turbina 50°F por encima de la temperatura de rocío.
2. La temperatura que debe salir el gas del calentador debe ser aproximadamente de 113.5 °F.
3. Los calentadores trabajan con un sobrecalentamiento de hidrocarburos de 28.5°F.
4. Los calentadores poseen la capacidad para manejar el gas a las condiciones actuales.
5. Los intercambiadores deben ser instalados en arreglo paralelo.
6. La temperatura de rocío es 53.40 °F.
7. La temperatura actual de la planta es 85 °F y presenta problemas.
8. La capacidad térmica que poseen los calentadores de 2 MM Btu/Hr disponibles son suficientes.

5.2 Recomendaciones

1. Evaluar el Plot Plan para definir la posibilidad de justificar los calentadores en paralelos.
2. Definir la configuración del calentador con un simulador riguroso sobre intercambiadores.
3. Realizar cromatografía extendida para definir la temperatura de rocío.
4. Definir con los proveedores las propiedades del fluido utilizados para calentar.

BIBLIOGRAFÍA

1. Cengel, Y. A. "Termodinámica". Editorial Mc Graw Hill; Quinta Edición; México, (2006).
2. Faires, V. M. y C. M. Simmang, "Termodinámica". Editorial Limusa, México, D.F. (2001).
3. Kern, D.Q., "Procesos De Transferencia De Calor"; Editorial CECSA; México, D.F. (1999).
4. Karlekar, B. V. y R. M., Desmond; "Transferencia de Calor"; Nueva Editorial Interamericana S.A.; México, D.F. (1985).
5. Rodríguez, P; "Manual de Intercambiadores de Calor"; Editorial Cepet; (1994).
6. Incropera, F. y D. Dewitt; "Fundamentals of Heat and Mass Transfer"; Second Edition; Editorial Wiley; New York (1981).
7. (Holman, J.P; "Transferencia de Calor"; Compañía Editorial Continental S.A; Mexico, D.F. (1978).
8. Kreith, F; "Principios de transferencia de Calor"; Primera Edición Editorial Herrero Hermanos Sucesores, S.A; Mexico, D.F. (1970).
9. Manrique, J; "Transferencia de Calor"; Editorial Harla; Mexico, D.F. (1981).
10. Maliska, C; Transferencia de calor en Mecánica de dos fluidos Computacional; editorial Afiliada; Rio de Janeiro (1995).

11. Perry, R; “Manual del Ingeniero Químico”; Editorial Mc Graw Hill; Séptima Edición Tomo I; México, D.F. (2001).
12. Howell, J. R. y Buckius, R. O. “Principios De Termodinámica Para Ingenieros”; Editorial Mc Graw Hill; México, D.F. (1990).

Hernández, Roberto Metodología de la investigación Editorial Mc.Graw-Hill México (1996).

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

TÍTULO	Evaluación de la capacidad y ubicación de dos calentadores existentes a colocar en la planta termoeléctrica BA-01 ubicada en los límites entre barinas y portuguesa.
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Gonzales M., Jessica A.	CVLAC:17.008.956 E MAIL:jess_ag2@hotmail.com
Laya A., Crispina D.	CVLAC:16.491.709 E MAIL:layacrispina@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Calentadores _____
 Planta _____
 Termoeléctrica _____
 Energía eléctrica _____
 Energía Térmica _____

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

Este estudio se basa en evaluación de la capacidad y ubicación de dos calentadores existentes a colocar en la planta termoeléctrica BA-01, la cual se encarga de convertir la energía térmica en energía eléctrica. Dicha planta está presentando actualmente problemas operacionales en el área de los turbogeneradores producto de la condensación de los componentes más pesados y trazas de petróleo presentes en el gas de alimentación de la planta debido a que este entra fuera de especificación. Este estudio consiste en evaluar dos calentadores indirectos de tipo serpentín existentes en la planta, con el fin, de aumentar su temperatura 50°F por encima de la temperatura de rocío del gas e igualmente escoger su arreglo mecánico para que así estos puedan transmitir el calor de forma más óptima. Para esto se utilizara el simulador HYSYS donde se introduce la cromatografía del gas, la temperatura y la presión a las que entra a los turbogeneradores, con la finalidad de obtener la temperatura de rocío del gas la cual nos permitirá conocer la temperatura adecuada. Luego de realizar todos estos pasos evaluamos el mejor arreglo mecánico posible para la ubicación de dichos calentadores, se realiza una segunda simulación en HYSYS donde se introduce las características de cada calentador, colocándolos en series y luego en paralelo, el valor de temperatura de salida mayor fue arrojada en el arreglo en paralelo.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	Rondón, José	ROL	CA	AS X	TU
CVLAC:					
E_MAIL		jjrondon@gmail.com			
E_MAIL					
Patiño, Rayda	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Santamaria, Freddy	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	04	15
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.PlantaTermoeléctrica.doc	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 en Química

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado “Los trabajos de grado son exclusiva propiedad de la universidad de Oriente y solo podrán ser utilizadas a otros fines con el consentimiento el consejo de núcleo respectivo, quien lo participara al Consejo Universitario”

AUTOR**AUTOR****AUTOR****TUTOR****JURADO****JURADO****POR LA SUBCOMISION DE TESIS**