

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE**  
**NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**“EVALUACIÓN DEL ENFRIADOR DE AMINA POBRE E-202  
DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO DE OLEFINAS DE LA UNIDAD DE  
ALQUILACIÓN DE LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ – PDVSA”**

Presentado por:

**ANGGIE DEL CARMEN BRITO SPADAVECHIA**

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

**INGENIERO QUÍMICO**

Puerto La Cruz, Agosto de 2009.

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE**  
**NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**“EVALUACIÓN DEL ENFRIADOR DE AMINA POBRE E-202  
DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO DE OLEFINAS DE LA UNIDAD DE  
ALQUILACIÓN DE LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ – PDVSA”**

**ASESORES**

---

Ing. Quím. Arturo Rodulfo (MSc)  
**Asesor académico**

---

Ing. Quím. Cristina Martínez  
**Asesor industrial**

Puerto La Cruz, Agosto de 2009.  
**UNIVERSIDAD DE ORIENTE**

**NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**“EVALUACIÓN DEL ENFRIADOR DE AMINA POBRE E-202**  
**DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO DE OLEFINAS DE LA UNIDAD DE**  
**ALQUILACIÓN DE LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ – PDVSA”**

**JURADO**

---

Ing. Quím. Arturo Rodulfo (MSc)

**Asesor académico**

---

Ing. Quím. Lucas Álvarez (Ph.D)

**Jurado principal**

---

Ing. Quím. Luis Moreno (M.Sc)

**Jurado principal**

Puerto La Cruz, Agosto de 2009.

## RESOLUCIÓN

*De acuerdo al artículo 44 del reglamento de trabajos de grado:*

**“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE LA 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 PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”**

## DEDICATORIA

- ❖ A mi madre ADA por confiar en mí, brindarme todo su apoyo y darme ese ejemplo a seguir de fortaleza y tenacidad, quien más que tu para hacerse merecedora de este logro.
- ❖ A mi padre RUBÉN por comprenderme, respetar todas mis decisiones y estar allí en todo momento que te necesite.
- ❖ A mis hermanos, JEAN, RUBEN Y RUBELYS, en especial a JEAN por apoyarme y estar siempre a mi lado.
- ❖ A mi primita PAOLITA, espero que veas en mí un ejemplo a seguir y que en un futuro te conviertas en una profesional.
- ❖ A mi abuela ESTILITA, por todo su cariño y sus buenos consejos.
- ❖ A mi madrina FAÑA, por ser como otra madre para mí, apoyarme siempre y estar allí en los momentos cruciales de mi vida.

Anggie Brito Spadavechia.....

## AGRADECIMIENTOS

- ❖ A Dios, por guiarme e iluminarme el camino para llegar hasta aquí y cumplir mi más anhelada meta.
- ❖ A mis padres que son mi motor inspirador para alcanzar mi gran sueño de ser un profesional.
- ❖ A mi hermano Jean por compartir mis tristezas y mis alegrías y ayudarme a enfrentar las adversidades.
- ❖ A la Universidad de Oriente por abrirme sus puertas y formarme un profesional responsable.
- ❖ A la Refinería Puerto La Cruz, por darme la oportunidad de desarrollar mi trabajo de grado en sus instalaciones.
- ❖ A mi asesor industrial, Cristina Martínez por prestarme la colaboración y por estar siempre allí para aclarar mis dudas para la realización de mi tesis.
- ❖ A mi asesor académico, Arturo Rodolfo por dedicar parte de su valioso tiempo para brindarme la ayuda necesaria en la realización de este trabajo.
- ❖ Al ingeniero Eulogio Penoth, mi compañero de oficina, mi amigo con el que compartí momentos de tristeza y alegría, además de brindarme su apoyo y sus conocimientos en todo momento que lo necesité, gracias fueron valiosos.

- ❖ Al ingeniero Luis González por ser la primera persona en guiarme, apoyarme y brindarme todo sus conocimientos cada vez que lo necesité.
  
- ❖ A mis amigos udistas Tawil y Elizabeth, por ser mis mejores amigos con quienes compartí toda la carrera, además de momentos inolvidables fuera de la universidad.

GRACIAS.....

Anggie Brito Spadavechia

## **RESUMEN**

El presente trabajo de grado consistió en la evaluación del enfriador de amina pobre E-202 del sistema de tratamiento de olefinas de la unidad de alquilación de la Refinería Puerto La Cruz - PDVSA, para lo cual se realizó inicialmente la actualización de los diagramas de tubería e instrumentación, luego se procedió a recopilar los datos de diseño y proceso; los de diseño se obtuvieron por medio de las hojas de especificaciones del equipo y los datos de proceso (temperatura, flujo, presión) se recolectaron en el período de 30/06/2008 hasta 04/07/2008 para tener un promedio de dichas variables y luego empleando el simulador de procesos Pro/II se identificaron las causas de la alta temperatura de salida de la amina pobre. Adicionalmente se establecieron mejoras en las condiciones de operación con las propuestas de diseño para el enfriador, utilizando para ello métodos manuales de diseño de intercambiadores de calor y con la ayuda del simulador Pro/II se comprobó su fiabilidad. Por otro lado se escogió el mejor arreglo técnico-económico en base a una matriz de selección comparando sus aspectos principales, resultando con mayor factibilidad en sus aspectos técnico-económico la propuesta de un intercambiador de tubo y coraza.

## **CONTENIDO**



RESOLUCIÓN .....	IV
DEDICATORIA .....	V
AGRADECIMIENTOS .....	VI
RESUMEN.....	VIII
CONTENIDO .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	XV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVII
CAPÍTULO 1 .....	20
INTRODUCCIÓN .....	20
1.1 Petróleos de Venezuela Sociedad Anónima (PDVSA).....	20
1.1.1 División y estructura de la empresa.....	21
1.2 Refinería Puerto La Cruz .....	21
1.2.1 Unidades de procesamiento .....	23
1.2.1.1 Destilación atmosférica.....	23
1.2.1.2 Complejo de conversión.....	24
1.2.1.3 Unidades de tratamiento.....	24
1.2.2 Servicios industriales .....	25
1.2.3 Unidades de hidropceso .....	25
1.2.4 Otras unidades .....	25
1.3 Planteamiento del Problema.....	26
1.4 Objetivos .....	29
1.4.1 Objetivo general .....	29
1.4.2 Objetivos específicos.....	29
CAPÍTULO 2 .....	30
MARCO TEÓRICO.....	30
2.1 Antecedentes .....	30
2.2 Unidad de Alquiler .....	32
2.2.1 Descripción del proceso.....	33

2.2.2	Química de la reacción .....	36
2.2.2.1	Reacciones químicas básicas.....	38
2.3	Componentes de un Sistema de Tratamiento con Aminas.....	39
2.3.1	Separador de gas de entrada .....	39
2.3.2	Separador de gas de salida.....	39
2.3.3	Absorbedor .....	40
2.3.4	Tambor de expansión.....	40
2.3.5	Intercambiador de aminas.....	40
2.3.6	Regenerador de amina .....	40
2.3.7	Rehervidor .....	41
2.3.8	Enfriador de amina pobre .....	41
2.3.9	Sistema de filtración .....	41
2.4	Balance de Materia y Energía .....	42
2.4.1	Balance de materia.....	42
2.4.2	Balance de energía.....	43
2.5	Transferencia de Calor .....	43
2.5.1	Conducción.....	44
2.5.2	Convección .....	44
2.5.3	Radiación .....	45
2.6	Procesos de Transferencia de Calor .....	45
2.6.1	Calor sensible .....	45
2.6.2	Calor latente.....	46
2.7	Intercambiadores de Calor .....	46
2.7.1	Clasificación de los intercambiadores de calor .....	47
2.7.1.1	Intercambiador de calor de doble tubo.....	48
2.7.1.2	Intercambiador de calor de tubo y coraza .....	49
2.7.1.3	Enfriadores de aire .....	50
2.7.1.4	Intercambiadores de placa con empacadura.....	51

2.7.1.5 Intercambiadores de calor de superficie extendida .....	52
2.7.1.6 Otros tipos de intercambiadores de calor .....	56
2.8 Transferencia de Calor a través de Intercambiadores .....	56
2.8.1 Diferencia media de temperatura .....	56
2.8.1.1 Flujos en contracorriente y en paralelo .....	57
2.8.1.2 Flujo revertido, mixto o cruzado .....	59
2.8.2 Coeficiente global de transferencia de calor .....	60
2.8.3 Número de Reynolds .....	61
2.8.4 Factor de fricción de Darcy .....	62
2.9 Intercambiador de Tubo y Coraza .....	63
2.9.1 Clasificación de intercambiadores de tubo y coraza .....	64
2.9.1.1 Intercambiadores de cabezal y tubos fijos .....	64
2.9.1.2 Intercambiadores con tubos en U .....	64
2.9.1.3 Intercambiadores de cabezal flotante .....	65
2.9.2 Partes de un intercambiador de tubo y coraza .....	65
2.9.2.1 Tubos .....	65
2.9.2.2 Arreglos de tubos .....	66
2.9.2.3 Espaciado de los tubos (pitch) .....	68
2.9.2.4 Deflectores o Baffles .....	68
2.9.2.5 Coraza .....	71
2.9.2.6 Cabezales .....	72
2.9.3 Caída de presión en intercambiadores de calor .....	74
2.9.4 Presión de diseño en intercambiadores de calor .....	75
2.9.5 Procedimiento para el diseño de intercambiadores de calor .....	75
2.10 Ubicación de las Corrientes en Intercambiadores .....	80
2.10.1 Corrosión .....	80
2.10.2 Ensuciamientos .....	80
2.10.3 Temperatura .....	80

2.10.4 Presión .....	81
2.10.5 Caída de presión .....	81
2.10.6 Viscosidad .....	81
2.10.7 Características tóxicas y letales .....	81
2.10.8 Flujos másico .....	81
2.11 Problemas Operacionales Típicos de un Intercambiador de Calor .....	83
2.11.1 Vibración .....	83
2.11.2 Ensuciamiento .....	84
2.11.2.1 Tipos de ensuciamiento .....	84
2.11.3 Corrosión .....	85
2.11.4 Erosión .....	86
2.11.5 Derrame de fluidos .....	87
2.12 Estudios Económicos .....	87
2.12.1 Estimación de costo .....	87
2.12.2 Tipos de estimación de costo .....	88
2.13 Matriz de Selección .....	88
2.14 Aaplicaciones .....	89
2.14.1 Simulador de procesos .....	89
2.14.1.1 Pro/II .....	90
2.14.1.2 Hextran .....	90
2.14.2 Aspen Process Explorer <sup>TM</sup> .....	91
CAPÍTULO 3 .....	92
DESARROLLO DEL PROYECTO .....	92
3.1 Actualizaciones de los Diagramas de Tuberías e Instrumentación del Sistema de Tratamiento de Olefinas con Di-Etanol Amina (DEA) .....	92
3.2 Identificación de las Causas de la Alta Temperatura de Salida de la Amina Pobre mediante el Análisis de las Condiciones de Diseño y las Actuales de Operación con el uso de Simuladores .....	94

3.2.1 Recopilación de información de diseño del equipo.....	95
3.2.2 Recopilación de datos de proceso.....	95
3.2.2.1 Lado proceso (DEA).....	95
3.2.2.2 Lado agua.....	97
3.2.2.3 Cálculo del flujo de agua.....	98
3.2.2.4 Cálculo del calor transferido durante el proceso.....	102
3.2.3 Pasos a seguir para la realización de la simulación en Pro/II 8.0...	103
3.2.3.1 Definición de componentes.....	104
3.2.3.2 Selección del modelo termodinámico.....	104
3.2.3.3 Definición de la corriente de alimentación.....	105
3.2.3.4 Características del equipo.....	107
3.2.3.5 Corrida de la simulación.....	107
3.2.4 Elaboración de la simulación caso diseño y caso actual de operación del enfriador de amina pobre E-202.....	108
3.2.4.1 Caso diseño.....	109
3.2.4.2 Caso actual de operación.....	109
3.2.5 Validación de la simulación realizada en Pro/II del enfriador de amina pobre, caso diseño y caso actual de operación.....	110
3.3 Alternativas de Diseño para el Enfriamiento de Amina Pobre.....	111
3.3.1 Propuesta para el diseño.....	111
3.3.2 Estimación del área de transferencia de calor.....	113
3.3.3 Propuesta N°1: doble tubo.....	114
3.3.3.1 Cálculos para el lado de los tubos.....	115
3.3.3.2 Cálculos para el lado del ánulo.....	119
3.3.3.3 Coeficiente de transferencia de calor global limpio.....	123
3.3.3.4 Longitud requerida.....	124
3.3.3.5 Número de horquillas necesarias.....	124
3.3.3.6 Área de transferencia de calor recalculada.....	126

3.3.3.7	Coeficiente de transferencia de calor global de diseño .....	126
3.3.3.8	Cálculo del factor de ensuciamiento .....	127
3.3.3.9	Caída de presión.....	127
3.3.4	Propuesta N°2: tubo y coraza .....	133
3.3.5	Propuesta N°3: doble tubo multitubular .....	134
3.3.6	Propuesta N°4: doble tubo multitubular con aletas (diseño actual) .....	134
3.4	Elección del Mejor Arreglo Técnico-Económico en Base a una Matriz de Selección para la Eliminación del Rociado de Agua contra Incendio Sobre el Enfriador E-202.....	135
CAPÍTULO 4.....		140
DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		140
4.1	Discusión de resultados.....	140
4.1.1	Actualización de los diagramas de tubería e instrumentación del sistema de tratamiento de olefinas con di-etanol amina (DEA).....	140
4.1.2	Identificación de las causas de la alta temperatura de salida de la amina pobre mediante el análisis de las condiciones de diseño y las actuales de operación con el uso de simuladores .....	141
4.1.3	Propuestas de alternativas de diseño para el enfriador de amina pobre E-202.....	144
4.1.3.1	Propuesta N°1: doble tubo .....	146
4.1.3.2	Propuesta N°2: tubo y coraza.....	148
4.1.3.3	Propuesta N°3: doble tubo multitubular.....	151
4.1.3.4	Propuesta N°4: doble tubo multitubular con aletas (diseño actual).....	152
4.1.4	Elección del mejor arreglo técnico-económico en base a una matriz de selección .....	154
4.1.4.1	Matriz de selección .....	156
4.2	Conclusiones .....	158
4.3	Recomendaciones.....	159

BIBLIOGRAFÍA .....	160
METADATOS .....	163

## ÍNDICE DE TABLAS

Pág

Tabla 1.1	Características más importantes de cada unidad de destilación atmosférica.....	25
Tabla 2.1	Espaciamiento entre tubos para configuraciones habituales.....	70
Tabla 2.2	Denominación de las estimaciones del costo de capital.....	90
Tabla 3.1	Flujos y temperaturas (lado proceso DEA) del enfriador de amina pobre E-202.....	99
Tabla 3.2	Temperatura y presión de operación (lado agua) del enfriador de amina pobre E-202.....	100
Tabla 3.3	Características físicas de la DEA.....	103
Tabla 3.4	Condiciones utilizadas para la elaboración de la simulación del enfriador de amina pobre E-202.....	110
Tabla 3.5	Composición de la DEA.....	111
Tabla 3.6	Temperaturas de entrada y salida de los fluidos.....	114
Tabla 3.7	Características físicas de los fluidos.....	114
Tabla 3.8	Diámetro de los tubos.....	117
Tabla 3.9	Resultados de los cálculos realizados para diferentes arreglos de doble tubo.....	134
Tabla 3.10	Resultados de los cálculos realizados para diferentes arreglos de tubo y coraza.....	135
Tabla 3.11	Dimensiones del intercambiador doble tubo multitubular.....	137
Tabla 3.12	Calificativo de las opciones.....	138
Tabla 3.13	Rango de los parámetros técnicos a ser evaluados en la matriz...	139
Tabla 3.14	Subdivisiones de los rangos técnicos a ser evaluados en la matriz.....	139
Tabla 3.15	Matriz de selección técnica para intercambiadores del tipo doble tubo.....	140
Tabla 3.16	Matriz de selección técnica para intercambiadores del tipo tubo y coraza.....	141



Tabla 4.1	Temperaturas de salida y calor transferido para el caso diseño y actual de operación.....	143
Tabla 4.2	Factor de ensuciamiento, calor transferido y temperatura de salida de la DEA.....	145
Tabla 4.3	Historial de fallas del enfriador de amina pobre E-202.....	147
Tabla 4.4	Características físicas calculadas para la propuesta de doble tubo.....	149
Tabla 4.5	Resumen comparativo entre las propuestas de intercambiadores de calor de tubo y coraza favorecidos técnicamente para el reemplazo del E-202.....	150
Tabla 4.6	Características físicas calculadas para la propuesta de tubo y coraza.....	151
Tabla 4.7	Características físicas calculadas para la propuesta doble tubo multitubular.....	153
Tabla 4.8	Parámetros obtenidos para la propuesta doble tubo multitubular con aletas.....	155
Tabla 4.9	Matriz de selección técnica.....	159

## ÍNDICE DE FIGURAS

Pág

Figura 1.1	Ubicación geográfica de la refinería Puerto La Cruz.....	24
Figura 2.1	Diagrama simplificado de la unidad de alquilación.....	35
Figura 2.2	Diagrama de procesos del sistema de tratamiento de olefina con amina y cáustico de la unidad de alquilación.....	36
Figura 2.3	Diagrama de procesos del sistema desetanizador, de reacción y fraccionamiento de la unidad de alquilación.....	39
Figura 2.4	Intercambiador de calor de doble tubo.....	50
Figura 2.5	Intercambiador de calor de doble tubo de unidades múltiples.....	51
Figura 2.6	Intercambiador de calor de tubo y coraza.....	52
Figura 2.7	Intercambiador de calor enfriado por aire.....	53
Figura 2.8	Intercambiador de placa con empacaduras.....	54
Figura 2.9	Intercambiador de calor de superficie extendida.....	55
Figura 2.10	Tubo con aletas longitudinales.....	56
Figura 2.11	Tubo con aletas transversales.....	56
Figura 2.12	Algunas muestras comerciales de tubos aleteados.....	57
Figura 2.13	Perfil de temperaturas en un intercambiador de calor completamente en contracorriente.....	60
Figura 2.14	Perfil de temperaturas en un intercambiador de calor completamente en paralelo.....	60
Figura 2.15	Localización de los coeficientes.....	62
Figura 2.16	Arreglo comunes de tubo.....	69
Figura 2.17	Deflectores transversales tipo segmentado.....	71
Figura 2.18	Deflectores de ventana de segmento doble.....	72
Figura 3.1	Diagrama de proceso del sistema de tratamiento de olefinas con amina (DEA) de la unidad de alquilación.....	95
Figura 3.2	Diagrama de la sección de regeneración de amina desplegado por Aspen Process Explorer.....	98

Figura 3.3	Representación gráfica del promedio diario del flujo y temperatura de la DEA reportado por el Aspen Process Explorer.....	98
Figura 3.4	Pirómetro de luz infrarrojo.....	99
Figura 3.5	Corte transversal de un intercambiador de calor.....	101
Figura 3.6	Tubo interno de un intercambiador de calor.....	104
Figura 3.7	Representación de un intercambiador de calor en Pro/II.....	105
Figura 3.8	Selección de los componentes presentes en el sistema de estudio.....	106
Figura 3.9	Selección del método termodinámico utilizado en el sistema de estudio.....	107
Figura 3.10	Selección de las variables operacionales de las corrientes de alimentación.....	108
Figura 3.11	Composición de la corriente de alimentación.....	108
Figura 3.12	Especificaciones de las condiciones del equipo.....	109
Figura 3.13	Convergencia y resultados de la simulación del intercambiador.....	110
Figura 3.14	Esquema representativo de un intercambiador de calor.....	115
Figura 4.1	Representación gráfica del factor de ensuciamiento en función del calor transferido.....	145
Figura 4.2	Representación gráfica del factor de ensuciamiento en función de la temperatura de salida de DEA.....	146
Figura 4.3	Representación gráfica de la velocidad en los tubos, caída de presión en los tubos y en la coraza y espacio vertical de cada propuesta.....	156
Figura 4.4	Representación gráfica del coeficiente global de transferencia de calor y del área de transferencia de cada propuesta.....	158

# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

### **1.1 Petróleos de Venezuela Sociedad Anónima (PDVSA)**

Es una empresa estatal venezolana que se dedica a la explotación, producción, refinación, petroquímica, mercadeo y transporte del petróleo venezolano. Fue creada el 1<sup>er</sup> de enero de 1976. PDVSA es catalogada en 2005 como la tercera empresa petrolera a nivel mundial. Actualmente PDVSA es la compañía con mayores reservas petrolíferas del mundo, alcanzando una suma total de 3,1 billones de barriles.

Petróleos de Venezuela es la tercera empresa en el proceso de refinación en el mundo, con una capacidad de procesamiento de petróleo de 3,3 millones de barriles por día. Posee 24 refinerías en todo el mundo, 18 de ellas en el exterior y 6 en el país. Cuenta con la refinería más grande del mundo: el Complejo Refinador Paraguaná, en el estado Falcón. La Refinería de Puerto La Cruz, con una capacidad de procesamiento de 200 MBD, y El Palito, que refina 130 MBD.

La totalidad de las acciones de PDVSA le pertenece al estado venezolano y se encuentra adscrita al Ministerio del Poder Popular para la Energía y Petróleo. En la constitución de 1999 la empresa permanece con el monopolio total de los recursos que se encuentran en el subsuelo venezolano (petróleo, gas, orimulsión, entre otros). De igual manera la constitución establece que las acciones de la empresa no pueden ser vendidas a particulares, aunque la empresa se puede asociar y entregar concesiones para cualquiera de los servicios con los productos.

Actualmente la incorporación y capitalización de tecnologías en los negocios de PDVSA es una de las estrategias de la Corporación dirigidas a reducir los costos operacionales y apoyar la generación de productos limpios que sean fuente de energía ambientalmente aceptable para la sociedad mundial.

### **1.1.1 División y estructura de la empresa**

PDVSA está dividida en cuatro unidades de trabajo, según las funciones que realiza cada una:

- ❖ Exploración y producción. Área encargada de la evaluación, exploración, certificación y perforación de yacimientos de petróleo. Siendo el primer eslabón de la cadena, cubre además la perforación y construcción de los pozos petrolíferos.
- ❖ Refinación. Área encargada de la separación, mejoramiento y obtención de productos o derivados del petróleo a través de plantas de procesamiento y refinerías.
- ❖ Distribución y comercialización. Área encargada de colocar los productos obtenidos (crudo y derivados) en los diferentes mercados internacionales.
- ❖ Gas. Con unas reservas probadas por 147 billones de pies cúbicos, Venezuela es una de las potencias mundiales del sector de hidrocarburos gaseosos.

### **1.2 Refinería Puerto La Cruz**

En el año 1948 la empresa Venezuelan Gulf Refinig Company (VENGREF) inició la construcción de la Refinería Puerto la Cruz, la cual comenzó operaciones dos

años más tarde en 1950. Geográficamente, esta planta abarca tres áreas operacionales: Puerto La Cruz, El Chaure y San Roque, ubicadas en el norte y centro del estado de Anzoátegui (figura 1.1), con una capacidad total de procesamiento de crudos de 200 mil barriles por día, de los cuales se obtienen 73 mil barriles de gasolina y nafta, 12 mil barriles de kerosene-jet, 42 mil barriles de gasoil y 73 mil barriles de residual.



Figura 1.1. Ubicación geográfica de la refinería Puerto la Cruz.

Por su fácil acceso al mar Caribe para la conexión con los mercados internacionales y a su proximidad a los campos de producción de petróleo más importantes del oriente venezolano esta refinería presenta un alto valor estratégico. Gracias a esta excelente ubicación la Refinería Puerto La Cruz, tiene como finalidad abastecer el mercado externo e interno de la región sur-oriental del país, así como del manejo y distribución de la producción de crudos del oriente del país hacia los mercados de exportación.

## 1.2.1 Unidades de procesamiento

Las unidades de proceso que conforman la Refinería Puerto La Cruz son las siguientes:

### 1.2.1.1 Destilación atmosférica

El complejo de destilación atmosférica de la Refinería Puerto La Cruz, está constituido por cuatro unidades cuyas características más importantes se citan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Características más importantes de cada unidad de destilación atmosférica.

	UNIDADES			
	DA-1	DA-2	DA-3	DA-4
<b>Crudo Procesado</b>	Mesa	Merey	Anaco Wax y Santa Barbara	San Joaquín, Santa Ana y El Toco
<b>Gravedad API</b>	30	16	39 y 42	36,5 a 39,5
<b>Capacidad Actual (MBD)</b>	79	60	40	5,4
<b>Producto Final</b>	.-Gas de tope .-Gasolina .-Nafta y Jet .-Diesel pesado .-Gasóleo .-Residual	.-Gas .-Gasolina .-Diesel .-Residual	.-Gas .-Gasolina .-Diesel liviano .-Diesel pesado .-Residual	.-Diesel liviano .-Diesel mediano .-Destilado parafinoso .-Residuo atmosférico

Donde:

MBD: miles de barriles diarios

### **1.2.1.2 Complejo de conversión**

Dentro de este complejo se encuentra una unidad de craqueo catalítico y una unidad de alquilación con ácido fluorhídrico.

La unidad de craqueo catalítico fluidizado, actualmente procesa 14,7 MBD de gasóleo atmosférico proveniente de la DA-1 y residual de la DA-3, obteniéndose como producto de la reacción gas combustible, olefinas, gasolina, aceite liviano, aceite pesado, aceite decantado y coque.

La unidad de alquilación de patente Phillips Petroleum Company, posee una capacidad de 4,5 MBD de producción de alquilato. Esta unidad procesa las olefinas provenientes de craqueo catalítico fluidizado, para luego ponerla en contacto con isobutano en presencia de ácido fluorhídrico como catalizador para producir una mezcla de compuestos parafínicos ramificados denominado alquilato.

### **1.2.1.3 Unidades de tratamiento**

Una unidad Merox, con una capacidad de procesamiento de 8 MBD, trata la gasolina desbutanizada proveniente de craqueo catalítico fluidizado, para ajustar sus especificaciones de mercaptanos y jet.

Una unidad de amina (sistema de tratamiento de gases STG), que posee una sección de regeneración donde se remueve la mayor parte de  $H_2S$  absorbido por la DEA; la amina regenerada se recircula a la unidad.

Una unidad de despojamiento de aguas agrias, en la cual se eliminan los gases agrios ( $H_2S$  y  $NH_3$ ) contenidos en el agua de proceso de la unidad de craqueo catalítico fluidizado y en la unidad recolectora de azufre.



Una unidad recuperadora de azufre que transforma el  $H_2S$  en azufre elemental y agua usando oxígeno del aire.

### **1.2.2 Servicios industriales**

Los servicios industriales de la Refinería Puerto La Cruz y la Refinería El Chaure está conformada por las siguientes unidades:

- ❖ Agua potable.
- ❖ Agua de enfriamiento.
- ❖ Osmosis inversa.
- ❖ Generación de vapor.
- ❖ Aire comprimido.
- ❖ Generación eléctrica.
- ❖ Tratamiento de aguas servidas.
- ❖ Tratamiento de efluentes de procesos.

### **1.2.3 Unidades de hidropceso**

La Refinería Puerto La Cruz posee unidades de hidrotreatmento de nafta y de diesel, en las cuales se busca eliminar los compuestos azufrados con corrientes de gas rica en hidrógeno, con el fin de adaptar los productos a las nuevas leyes ambientales que rigen a escala mundial.

### **1.2.4 Otras unidades**

La Refinería Puerto La Cruz cuenta con sistemas de almacenamiento ubicados en las áreas de Puerto La Cruz, el Terminal y El Chaure, distribuidos en los sistemas

de crudo y productos. Además del terminal marino Guaraguao (siete muelles) para la carga y descarga de crudo y productos.

### **1.3 Planteamiento del Problema**

La Refinería Puerto La Cruz comienza sus operaciones en el año 1950 y fue construida por la empresa Gulf Refinig Company (VENGREF); se encuentra localizada en la costa nororiental del país de la ciudad de Puerto La Cruz, municipio Sotillo del estado Anzoátegui. Tiene una capacidad de procesamiento de doscientos mil barriles diarios (200 MBD), contando con tres unidades de destilación atmosférica (DA-1, DA-2 y DA-3), tres unidades de fraccionamiento de nafta (03, 051 y 052), una unidad de craqueo catalítico fluidizado (FCC) y una de alquilación, unidades de tratamiento y recuperación de azufre, servicios industriales, unidades de hidropcesos, sistema de almacenamiento, terminal marino (siete muelles), entre otras.

La unidad de alquilación de la Refinería Puerto La Cruz fue puesta en operación en 1962 utilizando la licencia de proceso de la Phillips. Actualmente tiene una producción de alquilato de 4.500 barriles diarios (4,5 MBD), poniendo en contacto las olefinas (proveniente de FCC) con isobutano (proveniente de la planta de fraccionamiento Jose) en presencia de ácido fluorhídrico (HF) como catalizador para producir una mezcla de compuestos parafínicos ramificados denominados alquilato. Éste producto es una sustancia de punto de ebullición dentro del rango de las gasolinas, el cual se utiliza como aditivo en las mismas para aumentar su calidad, debido a que mejora sus propiedades antidetonantes.

Es importante precisar que la corriente de olefinas proveniente de la unidad FCC, viene con un alto contenido de sulfuro de hidrógeno ( $H_2S$ ), el cual es removido en una torre absorbadora usando di-etanol amina (DEA) como líquido absorbente; la

amina rica en  $H_2S$  se regenera a baja presión y alta temperatura para liberar el  $H_2S$  absorbido, regresando a la torre absorbidora para continuar con el proceso de remoción de  $H_2S$ . Dado que la amina viene caliente del proceso de regeneración (amina pobre), debe ser enfriada antes de regresarla a la torre absorbidora, se dispone de un intercambiador de calor que transfiere el calor de la amina pobre hacia la amina rica, logrando enfriar la corriente de amina pobre y a su vez calentar la amina rica, con lo que se disminuyen los requerimientos energéticos de la regeneración, luego de haber cedido parte del calor que traía la amina pobre. Posteriormente esta misma corriente de amina pobre se hace pasar por otro intercambiador de calor, que trabaja con agua de enfriamiento, para disminuir la temperatura a un valor adecuado para el proceso de absorción de  $H_2S$ .

Este último intercambiador al cual se hizo referencia (E-202), presentó problemas de altas temperaturas de salida de la amina pobre ( $125^{\circ}F$  con respecto a  $110^{\circ}F$  de diseño), lo cual dificulta la absorción del  $H_2S$ .

Como solución rápida al problema, se instaló de manera transitoria una manguera proveniente del cabezal de agua contra incendios para rociar agua encima del intercambiador con el fin de disminuir la temperatura de la amina pobre.

La situación anteriormente expuesta obliga a la evaluación del enfriador de amina pobre E-202 del sistema de tratamiento de olefinas de la unidad de alquilación y proponer una solución que permita eliminar el rociado de agua contra incendio sobre el intercambiador de calor.

Los pasos a seguir para alcanzar una solución al problema planteado incluyen la revisión y actualización de los diagramas de tuberías e instrumentación, para visualizar el recorrido de las líneas y de la hoja de datos del intercambiador de calor E-202 y así verificar cualquier diferencia con la cual se esté trabajando actualmente

con respecto a la de diseño, además de calcular el flujo de agua que pasa por los tubos del intercambiador mediante balance de energía.

Posteriormente se analizarán y compararán las condiciones operacionales con sus respectivas condiciones de diseño, con la ayuda de programas computarizados (simuladores de proceso), lo cual ayudará a conocer las causas del mal funcionamiento del equipo. Finalmente se propondrán alternativas que ayuden a la mejora integral del proceso, planteando nuevos diseños del enfriador, basándose en el uso de las ecuaciones básicas sobre el diseño de intercambiadores de calor y el apoyo de simuladores de transferencia de calor.

Para establecer la factibilidad económica del proyecto se realizará una estimación de los costos relacionados de cada propuesta planteada; para ello se contará con el apoyo de empresas fabricantes de intercambiadores de calor y del departamento de estimación de costo y procura de la Refinería Puerto La Cruz. La factibilidad económica se sustentará con una matriz de selección que implique criterios enfocados tanto a nivel técnico como económico.

La importancia de esta evaluación del enfriador E-202, es que se eliminaría la manguera contra incendio colocada encima del equipo (la cual ocasiona pérdidas económicas con el derrame y desperdicio de dicha agua) y con ello se disiparía todo el ambiente de inseguridad producto del agua que se deposita alrededor del equipo y sus adyacencias. A su vez mejorará la calidad de absorción en la torre obteniéndose una olefina con menor cantidad de  $H_2S$ , y siendo éste compuesto un contaminante para el catalizador (HF), implicaría una disminución en el consumo de ácido y por ende menor pérdida económica.

## **1.4 Objetivos**

### **1.4.1 Objetivo general**

Evaluar el enfriador de amina pobre E-202 del sistema de tratamiento de olefinas de la unidad de alquilación de la Refinería Puerto La Cruz-PDVSA.

### **1.4.2 Objetivos específicos**

1. Actualizar los diagramas de tuberías e instrumentación del sistema de tratamiento de olefinas con di-etanol amina (DEA).
2. Identificar las causas de la alta temperatura de salida de la amina pobre mediante el análisis de las condiciones de diseño y las actuales de operación con el uso de simuladores.
3. Establecer mejoras en las condiciones de operación proponiendo alternativas de diseño para el enfriador de amina pobre E-202.
4. Elegir el mejor arreglo técnico-económico en base a una matriz de selección para la eliminación del rociado de agua contra incendio sobre el enfriador E-202.

## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 Antecedentes**

En 1994, Subero<sup>[1]</sup> evaluó el sistema de enfriamiento de la unidad de alquilación de la Refinería Corpoven Puerto La Cruz (actualmente Refinería Puerto La Cruz-PDVSA) con el propósito de plantear mejoras en su funcionamiento. Para ello estudió los enfriadores y condensadores críticos utilizando los simuladores Pro/II y Hextran para determinar sus posibles limitaciones, además evaluó el funcionamiento de la torre de enfriamiento N°3 con la ayuda de una empresa especialista en el campo, la cual le suministró la información necesaria para realizar dicha evaluación. Además realizó evaluaciones hidráulicas proponiendo así mejoras en la torre, condensadores y sistema de bombeo con su correspondiente evaluación económica.

En 2006, Villanueva<sup>[2]</sup> propuso mejoras en el enfriador de cáustico pobre E-50 de la unidad de alquilación en la Refinería Puerto La Cruz, esto con el fin de disminuir las fallas recurrentes del intercambiador de calor. Para ello elaboró un análisis causa-raíz para la determinación de las fallas del enfriador, además estudió el diseño térmico del equipo con la finalidad de determinar si es capaz de satisfacer las necesidades del proceso, para ello determinó el coeficiente global de transferencia de calor, el área necesaria y la caída de presión en el equipo, basándose en las ecuaciones básicas de transferencia de calor. A su vez, realizó un estudio del diseño mecánico y de las propiedades de los materiales del haz de tubo, encontrando que las fallas del equipo se deben a la corrosión del mismo. Por último propuso modificar la

metalurgia del equipo, así mismo cambiar el diseño del equipo para contrarrestar posibles variaciones de temperatura a la entrada del mismo.

En 2007, Penoth<sup>[3]</sup> evaluó las secciones de recuperación de gases de la unidad de craqueo catalítico fluidizado (FCC) y de tratamiento de olefinas en la unidad de alquilación en la Refinería Puerto La Cruz, con el fin de buscar posibles cuellos de botellas en la operación de ambas unidades. Para ello reconoció las condiciones de operación en los procesos de las unidades antes mencionadas, realizó las simulaciones con el paquete Pro/II 6.0 en el sistema de tratamiento de olefinas, en el cual se encuentra el intercambiador E-202; el cual simuló y aplicó las normas TEMA utilizando una configuración AES conectada en serie y en paralelo con tubos aleteados. Utilizó diferentes flujos de operación (3.600 BPD y 4.200 BPD), no encontrándose para ese tiempo limitaciones operacionales, en el diseño del equipo una vez aumentado el flujo de olefinas.

En 2008, Sifontes<sup>[4]</sup> evaluó alternativas para incrementar la tasa de transferencia de calor del enfriador de alquilato de sello E-40 de la unidad de alquilación de la Refinería Puerto La Cruz-PDVSA, con el objetivo de eliminar la línea anexa de agua contra incendios y garantizar la operación segura de las bombas que usan al alquilato como líquido de sellado. Para ello actualizó los diagramas de tuberías e instrumentación del sistema de sellado mecánico de las bombas e identificó el recorrido actual del alquilato en el circuito de sellos, determinó los flujos de alquilato de sello de las bombas en condiciones actuales y de diseño, propuso varios diseños para el enfriador E-40, los cuales estudió y evaluó la factibilidad de cada una de ellos con los simuladores de proceso Inplant (aspecto hidráulico) y Hextran (aspecto térmico).

Este trabajo permitirá encontrar una solución al déficit de enfriamiento del intercambiador de calor E-202, problema subsanado temporalmente con el rociado de

agua contra incendios. Al igual que Sifontes, se propondrán nuevos diseños, formulando balances de energía y aplicando las ecuaciones de transferencia de calor, apoyados por el uso de simuladores de proceso. No obstante, este trabajo se diferencia de todos los anteriores, debido a que ninguno de los autores antes mencionados realizó evaluaciones del E-202, en el cual se basa este proyecto, además no incluyeron la evaluación económica de cada propuesta para así obtener el arreglo más factible en sus aspectos técnicos y económicos. Penoth evaluó el sistema de tratamiento de olefinas en el cual se encuentra el enfriador E-202, pero fue simulado con una configuración diferente a la actual, además no se propusieron cambios en el diseño del equipo.

## **2.2 Unidad de Alquiler**

La unidad de alquiler de Puerto La Cruz, es diseño Phillips y fue puesta en operación en 1962, con una capacidad de 2.271 BPD de alquiler. Luego en 1991 la unidad fue ampliada a una capacidad de 4.500 BPD de alquiler y modificada en las áreas de tratamiento de carga, reacción y fraccionamiento para incorporar nueva tecnología relacionada al proceso.

En el proceso de alquiler con ácido fluorhídrico (HF), se ponen en contacto olefinas (tales como propilenos, butilenos o pentenos) con isobutano en presencia de HF, que funciona como catalizador para producir una mezcla de compuestos parafínicos ramificados, denominado alquiler. El alquiler posee un alto octanaje (RON y MON) y es empleado usualmente en mezclas de gasolinas de alta calidad.

La alimentación de la unidad consiste en olefinas que provienen de la unidad de craqueo catalítico fluidizado (FCC) e isobutano foráneo proveniente de la planta de fraccionamiento de Jose. Existen contaminantes en la carga como: agua, azufre y etano que llegan a ser eliminados mediante un sistema de tratamiento dentro de la



unidad, para evitar reacciones secundarias no deseadas con el ácido fluorhídrico y cualquier problema operacional (corrosión, alto consumo de HF, pérdida de calidad de los productos)<sup>[5]</sup>. La unidad de alquilación está conformada por diferentes secciones (figura 2.1) como lo son: tratamiento de la alimentación, reacción, fraccionamiento, tratamiento de los productos y regeneración de ácido.

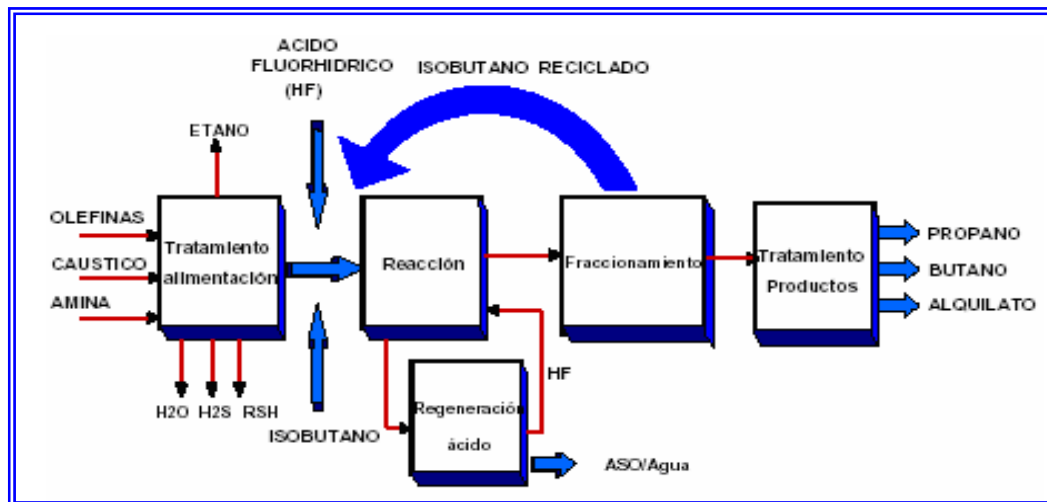


Figura 2.1. Diagrama simplificado de la unidad de alquilación<sup>[6]</sup>.

### 2.2.1 Descripción del proceso

La carga de olefinas pasa al sistema de tratamiento con amina y cáustico, el cual consta de una torre absorbidora de  $H_2S$  (T-201), una torre regeneradora de amina (T-202), una torre de cáustico (T-11) y una regeneradora de cáustico (T-12).

El flujo de olefinas entra por el fondo de la torre T-201 (figura 2.2), poniéndose en contacto con la amina en contracorriente y sale por el tope dirigiéndose hacia el sistema de tratamiento con cáustico. La corriente de amina rica en  $H_2S$  que sale por el fondo, se regenera en la torre T-202. Al calentar la amina (regeneración) se desprende el  $H_2S$  absorbido, lo cual permite su reutilización.

El sistema de cáustico está conformado por la torre absorbidora (T-11) la cual está dividida en dos secciones, una sección inferior, donde se remueve el  $H_2S$  remanente en las olefinas provenientes del tratamiento con amina y una sección superior donde se remueven los mercaptanos. Las olefinas provenientes de la torre T-201 van a un mezclador con cáustico y entran por la sección inferior de la T-11, para salir por el tope a la torre de arena (T-10), donde se elimina cualquier arrastre de cáustico. Finalmente las olefinas que salen de la T-10, van al tambor de compensación D-4, el cual tiene como objetivo garantizar una carga de olefinas estable en la unidad de alquilación, compensando posibles problemas operacionales en la planta de FCC.

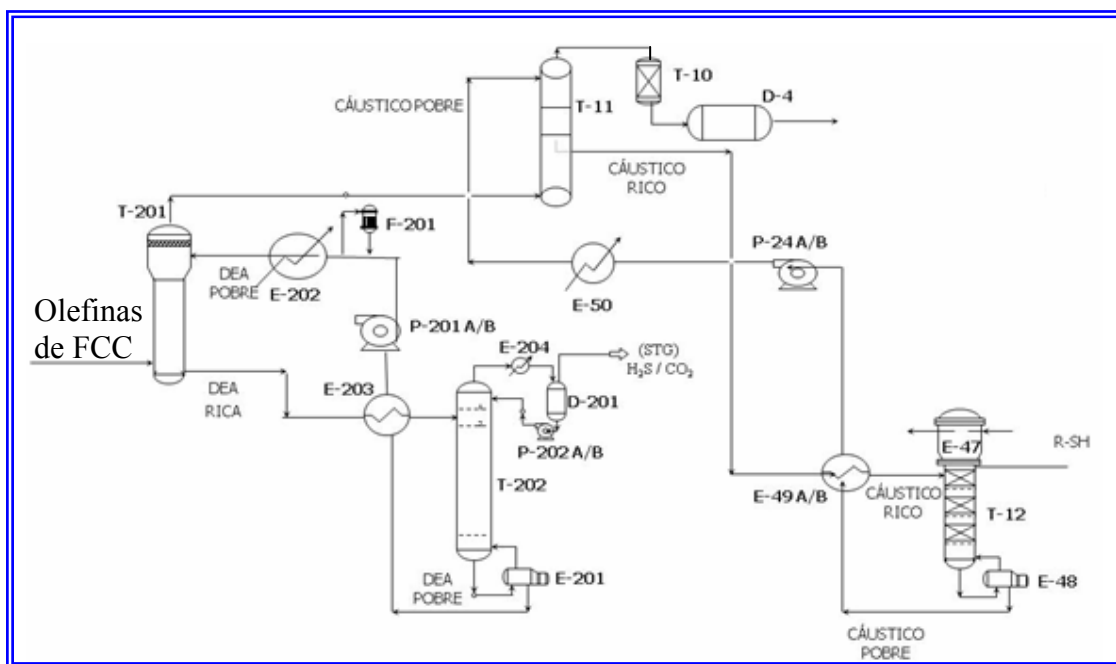


Figura 2.2. Diagrama de procesos del sistema de tratamiento de olefinas con amina y cáustico de la unidad de alquilación.

Las olefinas son succionadas del tambor D-4 (figura 2.3) y son enviadas a precalentarse (E-1), para entrar como carga a la torre desetanizadora (T-1), en la cual se separa el etano y compuestos más livianos junto con cierta cantidad de agua. Las

olefinas del fondo de la torre T-1 son enviadas a mezclarse con el isobutano suplemental proveniente de los tambores D-224 (garantizan una alimentación estable y segura a la reacción de alquilación) y se dirigen a los secadores DR-2 A/B.

Luego esta carga combinada (olefina + isobutano) entra al reactor a través de unas boquillas de dispersión y se mezclan con el ácido. Cuando estos se ponen en contacto ocurre la reacción de alquilación, entrando los productos de la reacción al tambor asentador D-7.

El efluente del asentador D-7 (hidrocarburos + HF) es succionado hacia el educador J-2 del sistema recontactor de ácido, donde la concentración de fluoruro orgánicos en este efluente es reducido a través del recontacto de estos con el ácido de alta pureza proveniente de la bota del tambor acumulador de reflujo (D-8) de la torre despropanizadora.

La mezcla ácido/hidrocarburo al entrar en el recontactor de ácido (T-21) se separa en sus fases. La fase ácida se colecta en la bota de la torre para ser usado nuevamente en recontacto y el exceso es enviado al asentador D-7.

La fase de hidrocarburos sale por el tope del recontactor y se divide en dos flujo, el 58% de la corriente va a la torre despropanizadora (T-2) y el restante va hacia la despojadora de isobutano.

La torre T-2 fracciona la alimentación en tres corrientes, propano al despojador de HF, isobutano de reciclo y producto de fondo que va al despojador de isobutano. La despojadora de isobutano (T-22) tiene dos alimentaciones, una procedente de la T-21, la cual contiene principalmente isobutano con algo de propano, n-butano, alquilato y HF, y la otra alimentación que viene del fondo de la T-2 compuesta por isobutano, n-butano y alquilato, cuyo producto de tope es el isobutano de reciclo y

por fondo el alquilato y n-butano los cuales van a la torre desbutanizadora T-4. Una vez separado el alquilato, el cual es el producto de fondo de la T-4, va al tambor tratador (T-8). El alquilato se trata con hidróxido de potasio sólido para remover cualquier traza de HF, y se envía al sistema de mezclas de gasolinas como un componente de alto octanaje para la preparación de las mismas.

En el sistema de regeneración de ácido, la función es mantener la pureza del ácido en el sistema, ya que este se contamina en el proceso con impurezas como: azufre, diolefinas y agua. El azufre y las diolefinas producen un polímero llamado ASO (aceite soluble en ácido), el cual es removido por este sistema.

La alimentación de ácido entra en la sección central de la torre redestiladora T-6, proveniente del fondo de los enfriadores de ácido E-41 A/B. Para despojar el ASO del HF se inyecta isobutano despojador a la sección de fondo.

### **2.2.2 Química de la reacción**

El proceso de alquilación se basa en la reacción de olefinas  $C_3-C_4$  con isobutano para producir una isoparafina altamente ramificada de alto peso molecular. La mezcla de estos compuestos posee un alto octanaje RON y MON, con características excelentes como combustible de motor al cual se le denomina alquilato.

Éstas reacciones se llevan a cabo en el reactor de alquilación y son muchas y bastantes complejas. Éstas reacciones proceden vía el mecanismo del ión carbonio, sin embargo, se hace necesario simplificar las reacciones de las que se habla, siendo las que generalmente se presentan cuando se efectúa el proceso de alquilación.

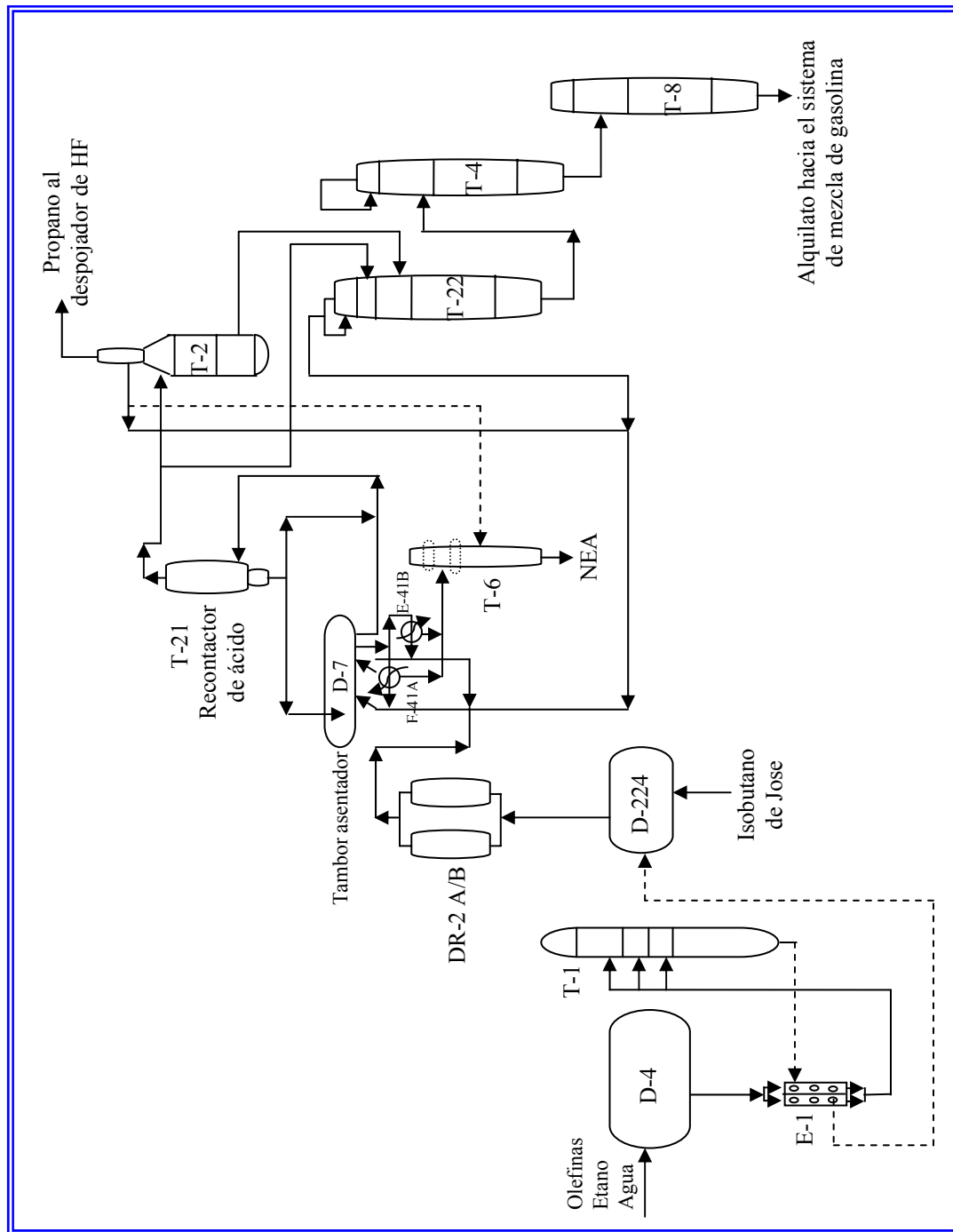
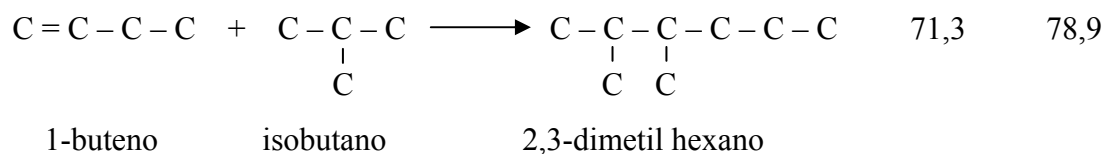


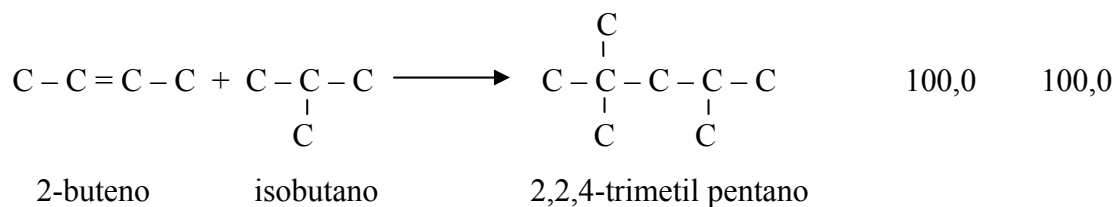
Figura 2.3. Diagrama de proceso del sistema desulfurador, de reacción y fraccionamiento de la unidad de alquilación.

### 2.2.2.1 Reacciones químicas básicas

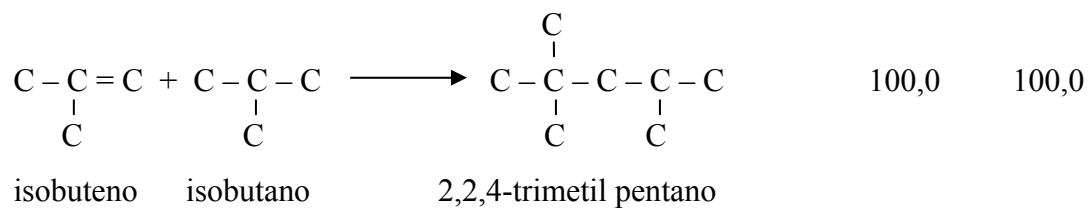
#### A.- Alquilación de 1-buteno



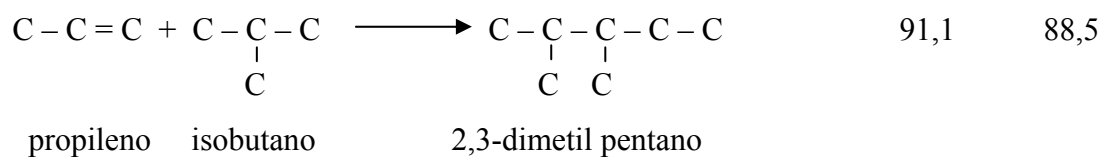
#### B.- Alquilación de 2-buteno



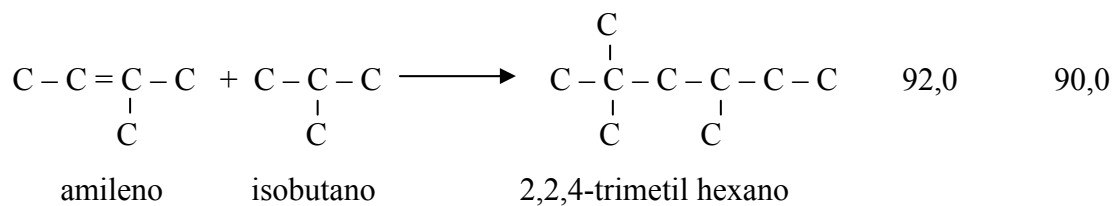
#### C.- Alquilación de isobuteno



#### D.- Alquilación del propileno



#### E.- Alquilación de amileno



Las reacciones presentadas muestran los productos primarios que se pueden esperar para cada uno de los tipos de alimentación de olefinas. En la práctica, estos productos primarios pueden constituir sólo el 30 o 70% del alquilato debido a la amplia variedad de reacciones concurrentes que son posibles en la reacción de alquilación. El alquilato no exhibe una variedad de isómeros con números de carbonos esperados, sino que también una concentración significativa de productos más livianos y pesados que el producto primario.

### **2.3 Componentes de un Sistema de Tratamiento con Aminas**

Los sistemas de tratamiento con aminas en general presentan ciertas similitudes en cuanto a la función de los equipos que los integran, observándose ciertas variantes en los mismos dependiendo del proceso en el cual se encuentre incorporados. Seguidamente se explicará el funcionamiento de estos componentes.

#### **2.3.1 Separador de gas de entrada**

Antes de que la corriente de gas por tratar entre al sistema de tratamiento, es pasada a un sistema de separación para remover las posibles impurezas que de entrar al absorbedor, causarían problemas como: formación de espuma o corrosión. Estas impurezas podrían incluir hidrocarburos líquidos, sulfuro de hierro, agentes de tratamiento químicos y precursores de la formación de sales estables.

#### **2.3.2 Separador de gas de salida**

Después de que el gas dulce sale del tope de la torre absorbidora, este pasa a través del tambor separador de gases de salida para remover restos de la solución de amina que pudo haber sido arrastrada por el gas dulce.

### **2.3.3 Absorbedor**

El absorbedor, es probablemente el componente más importante de un sistema de aminas, ya que es el equipo encargado de remover los compuestos ácidos hasta el nivel deseado. Los absorbedores son típicamente torres de platos o empaques, pero en ciertos casos una columna mixta podría ser usada.

### **2.3.4 Tambor de expansión**

El tambor de expansión recibe la corriente de amina rica que sale del fondo del regenerador y los restos de amina arrastrada por el gas dulce, del tambor separador de gases de salida. Este equipo está normalmente localizado entre el absorbedor y el intercambiador de aminas: Aquí, los hidrocarburos que son disueltos en la solución de amina, son vaporizados por la expansión que experimenta la corriente al entrar al equipo; aquellos hidrocarburos líquidos son separados a través de un compartimiento de decantación<sup>[7]</sup>.

### **2.3.5 Intercambiador de aminas**

El intercambiador de aminas recobra una porción del calor contenido en la solución de amina caliente proveniente del regenerador y lo transfiere a la solución de amina rica que entrará al regenerador. Si el intercambiador no se usara, la demanda de energía en el rehervidor se incrementaría en un 50%. El intercambiador de aminas también reduce el requerimiento de energía del enfriador de aminas

### **2.3.6 Regenerador de amina**

Las altas presiones y las bajas temperaturas favorecen la absorción de los compuestos ácidos en las aminas. Contrariamente, las bajas presiones y las altas



temperaturas ocasionan la desorción de los compuestos ácidos de la solución de amina. La desorción de los compuestos ácidos de la solución tiene lugar en el regenerador. Al igual que el absorbedor, el regenerador puede ser una torre de platos o empacada. Una vez que a la solución de amina se le ha despojado de los compuestos ácidos, es retornada al absorbedor para ser reutilizada<sup>[7]</sup>.

### **2.3.7 Rehervidor**

El calor necesario para revertir el proceso de absorción es proporcionado por el rehervidor. Los rehervidores pueden ser del tipo termosifones horizontales o verticales, de circulación forzada o fuego directo. El calor para los rehervidores puede ser proporcionado por vapor de agua, aceite térmico, gas combustible u otro medio de calentamiento.

### **2.3.8 Enfriador de amina pobre**

La especificación del tratamiento en el absorbedor es parcialmente dependiente de la temperatura que posee la amina. El enfriador de aminas enfría la solución de amina pobre que sale del intercambiador de amina, hasta una temperatura apropiada para la absorción.

### **2.3.9 Sistema de filtración**

El sistema de filtración representa una de las más importantes operaciones en el sistema de tratamiento con aminas, porque provee una continua purificación de la solución y trabaja rápidamente cuando es necesario.

Este sistema está compuesto por dos tipos de filtros: mecánico y de carbón. Ambos son usados en un sistema de aminas, pero cumplen funciones diferentes. El

filtro mecánico es usado para remover partículas (sólidos, productos de corrosión sulfuro de hierro, piezas de metal, etc.) que pueden promover la formación de espuma, corrosión o productos fuera de especificación.

Los filtros de carbón activado son empleados en la adsorción de hidrocarburos, productos de degradación de la amina, hierro libre y aditivo antiespumante. También pueden remover agentes corrosivos y partículas colorantes<sup>[7]</sup>.

## 2.4 Balance de Materia y Energía

### 2.4.1 Balance de materia

El balance de masa no es más que la contabilización de material en un proceso. Una de las leyes básicas de física es la ley de la conservación de la masa. Esta ley, enuncia que la masa no puede crearse ni destruirse (excluyendo, por supuesto, las reacciones nucleares o atómicas). Por consiguiente, la masa (o el peso) total de todos los materiales que intervienen en el proceso debe ser igual a la de todos los materiales que salen del mismo, más la masa de los materiales que se acumulan o permanecen en el proceso<sup>[8]</sup>.

En el caso de volumen de control, la masa no puede cruzar las fronteras, por lo que se debe seguir la cantidad de masa que entra y sale del volumen de control. El principio de la conservación de la masa se expresa como<sup>[9]</sup>:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Masa total} \\ \text{entrante al} \\ \text{volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Masa total} \\ \text{saliente al} \\ \text{volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Masa acumulada} \\ \text{dentro del} \\ \text{volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right\} = 0 \quad (\text{Ec. 2.1})$$

### 2.4.2 Balance de energía

La primera ley de la termodinámica, conocida como el principio de la conservación de la energía, establece que la energía no puede ser creada ni destruida, solo puede ser transformada<sup>[9]</sup>.

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Energía} \\ \text{total} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{Energía total} \\ \text{transportada fuera} \\ \text{del volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{Energía total} \\ \text{transportada hacia} \\ \text{dentro del} \\ \text{volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right\} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

La ecuación 2.2 para un sistema de flujo permanente con entradas y salidas múltiples puede expresarse<sup>[9]</sup>:

$$Q - W = \sum M_{\text{sale}} \left( H + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_{\text{salida}} - \sum M_{\text{entra}} \left( H + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_{\text{entrada}} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde:

Q = calor (Btu/h)

W = trabajo (Btu/h)

M = flujo másico (lb/h)

H = entalpía (Btu/h)

V = velocidad (pie/h)

g = aceleración de la gravedad (pie/h)

Z = altura (pie)

### 2.5 Transferencia de Calor

La transferencia de calor se da debido a una diferencia de temperatura por la cual el calor fluye de la región de alta temperatura a la de temperatura más baja<sup>[8]</sup>.

Esta transferencia ocurre mediante tres mecanismos diferentes: conducción, convección y radiación. Estrictamente hablando, solamente la conducción y la radiación pueden clasificarse como operaciones de transferencia de calor, porque dependen solamente de la existencia de un gradiente de temperatura. A diferencia de ellos, el mecanismo de convección está fuertemente influenciado por el patrón de flujo (dinámica de fluido); pero tiene asociado un intercambio de energía desde las zonas de alta hacia baja temperatura<sup>[10]</sup>.

### **2.5.1 Conducción**

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo<sup>[11]</sup>. Por este mecanismo, el calor puede ser conducido a través de sólidos, líquidos y gases. La conducción se verifica mediante la transferencia de energía cinética entre moléculas adyacentes<sup>[8]</sup>.

### **2.5.2 Convección**

La transferencia de calor por convección implica el transporte de calor en un volumen y la mezcla de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido. Además, con frecuencia incluye también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido. Conviene aclarar que hay una diferencia entre la transferencia de calor por convección forzada en la que se provoca el flujo de un fluido sobre una superficie sólida por medio de una bomba, un ventilador, u otro dispositivo mecánico y la convección libre o natural, en la cual un fluido más caliente o más frío que está en contacto con la superficie sólida causa una circulación debido a la diferencia de densidades que resulta del gradiente de temperaturas en el fluido<sup>[8]</sup>.

### **2.5.3 Radiación**

La radiación difiere de la conducción y la convección en cuanto a que no se requiere un medio físico para la transferencia. La radiación es la transferencia de energía a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas, de manera similar a las ondas electromagnéticas que propagan y transfieren la luz. La transferencia radiante de calor se rige por las mismas leyes que dictan el comportamiento de la transferencia de luz. Los sólidos y los líquidos tienden a absorber la radiación que está siendo transferida a través de ellos, por lo que la radiación es más importante en la transferencia a través del espacio o de gases. El ejemplo de radiación más ilustrativo es el transporte de calor del sol a la tierra<sup>[8]</sup>.

Generalmente, en cualquier proceso de transferencia de calor se encuentran presente, simultáneamente, varios de estos mecanismos; por ejemplo la transferencia de calor por convección incorpora calor por conducción en el fluido; de hecho, si el fluido fuese no-conductor no se daría la convección, pues el movimiento sirve para poner en contacto las partes fría y calientes<sup>[10]</sup>.

## **2.6 Procesos de Transferencia de Calor**

Los procesos de transferencia de calor se pueden clasificar en dos tipos; procesos de transferencia de calor sensible (no existe cambio de fase) y los de transferencia de calor latente (existe cambio de fase).

### **2.6.1 Calor sensible**

Calor sensible, es aquel que recibe un cuerpo sin cambiar su estado físico mientras sube su temperatura. En general, se ha observado experimentalmente, que la cantidad necesaria de calor para calentar o enfriar un cuerpo es directamente

proporcional a la masa del cuerpo y el número de grados en que cambia su temperatura. La constante de proporcionalidad recibe el nombre de calor específico.

### 2.6.2 Calor latente

Calor latente o calor de cambio de estado, es la energía absorbida por las sustancias al cambiar de estado, de gaseoso a líquido (calor latente de condensación) o de líquido a gaseoso (calor latente de vaporización). Estos cambios de fases se realizan a temperatura constante.

## 2.7 Intercambiadores de Calor

Es un equipo que tiene como función básica la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas<sup>[10]</sup>. El calor fluye como resultado del gradiente de temperatura, desde el fluido caliente hacia el fluido frío a través de una pared de separación, la cual se denomina superficie o área de transferencia. Estos equipos se definen por las funciones que desempeña en una industria. A continuación se describen algunas aplicaciones de estos equipos:

- ❖ Refrigerador. Es una unidad que utiliza un refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.
- ❖ Enfriador. Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.
- ❖ Condensador. Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente, se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento.

- ❖ Evaporador. Son intercambiadores de calor usados específicamente para concentrar soluciones mediante la evaporación parcial del solvente, algunas veces hasta el punto que ocurra el fenómeno de la cristalización. Son diseños para optimizar la producción del producto líquido o sólido.
  
- ❖ Calentador. Es un intercambiador de calor que aumenta la temperatura de una corriente, sin que normalmente ocurra cambio de fase. Como fuente de calor puede utilizarse una corriente de servicio, tal como vapor de agua, aceite caliente, fluidos térmicos o líquidos químicos (como el “Humbletherm”); o una corriente de proceso de entalpía alta, por ejemplo, la descarga de un reactor operado a alta temperatura.
  
- ❖ Rehervidor. Es un vaporizador frecuentemente usado para generar un flujo de vapor que suministre el calor latente de vaporización al fondo de una columna o torre fraccionadora.

### **2.7.1 Clasificación de los intercambiadores de calor**

Los intercambiadores son diseñados para satisfacer requerimientos específicos, existiendo en el mercado una gran diversidad de tipos que difieren en tamaño y forma. Estos tipos son clasificados de acuerdo a diferentes criterios, tales como procesos y mecanismos de transferencia de calor, grado de compacticidad de la superficie, patrón de flujo, número de fluidos, geometría y tipo de construcción.

Este último criterio engloba un amplio rango de intercambiadores usados en la industria petrolera, los cuales se describen a continuación. Por supuesto, existen otros tipos de intercambiadores de calor a los cuales no se hace referencia, pero éstos no se utilizan con frecuencia en la industria petrolera.

### 2.7.1.1 Intercambiador de calor de doble tubo

El intercambiador más simple es el intercambiador de doble tubo o de tubos concéntricos, donde uno de los fluidos fluye en el interior de una tubería y el otro lo hace en el espacio anular entre ambas tuberías. Los fluidos pueden circular en paralelo o a contracorriente. El intercambiador puede fabricarse con un simple par de tubos adoptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie. Este tipo de intercambiador es útil principalmente para velocidades de flujo bajas (figura 2.4)<sup>[8]</sup>.

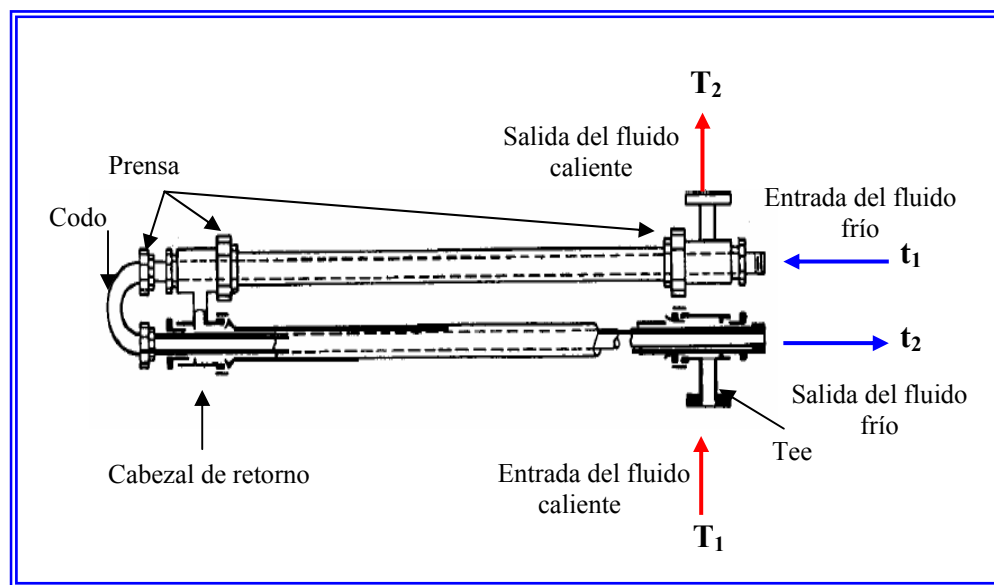


Figura 2.4. Intercambiador de calor de doble tubo<sup>[11]</sup>.

En la industria existen intercambiadores doble tubo de unidades múltiples, es decir, estos intercambiadores contienen de 7 a 64 tubos dentro de la coraza del tubo externo (figura 2.5). Los tubos pueden ser sencillos o con aletas longitudinales. Normalmente, los tubos sencillos son usados en secciones con más de 19 tubos. Las



secciones más comunes a nivel industrial son aquellas que contienen 7 tubos, debido a que tienen, para la mayoría de los servicios, ventajas económicas<sup>[10]</sup>.

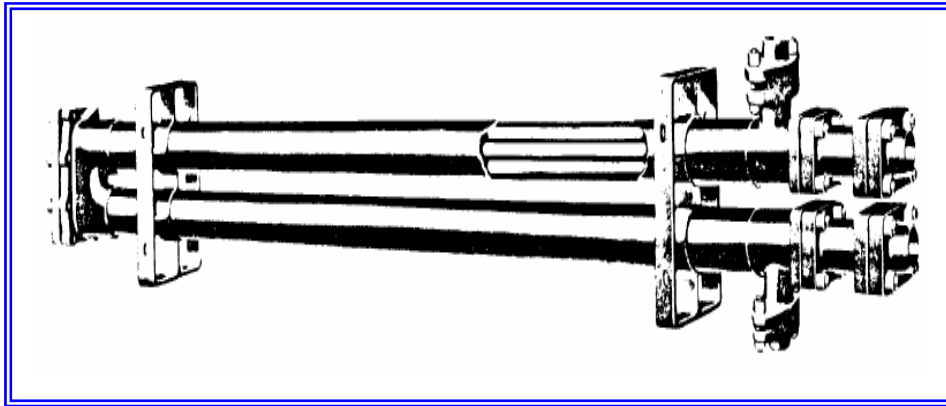


Figura 2.5. Intercambiador de calor de doble tubo de unidades múltiples<sup>[10]</sup>.

### 2.7.1.2 Intercambiador de calor de tubo y coraza

Cuando se manejan flujos más grandes se usa un intercambiador de tubos y coraza, que es el tipo más importante en las industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos, distribuidos en forma de manojo, están encerrados en una sola coraza y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos, dentro de la coraza<sup>[8]</sup>.

Las partes esenciales (figura 2.6) son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirve como bridas, los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza, los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (6)<sup>[11]</sup>.

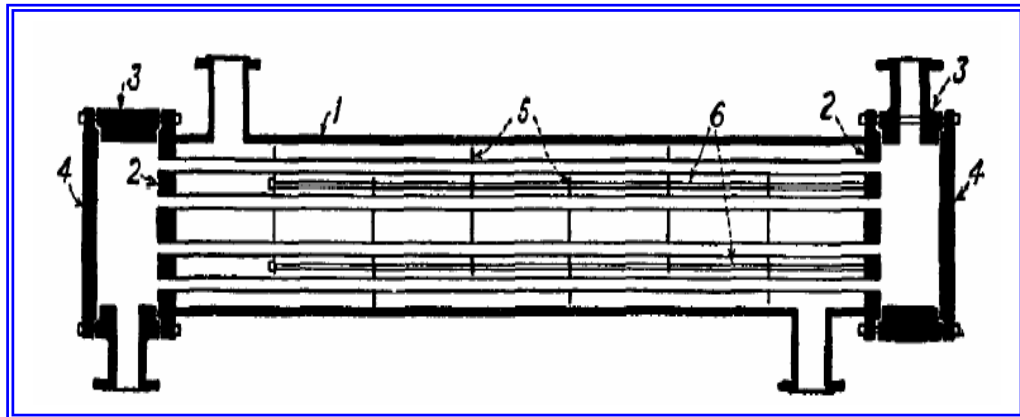


Figura 2.6. Intercambiador de calor de tubo y coraza<sup>[11]</sup>.

### 2.7.1.3 Enfriadores de aire

Los enfriadores de aire consisten de uno o más ventiladores de flujo axial, velocidades relativamente bajas y diámetros grandes, que forzan o inducen al aire a fluir a través de un banco de tubos, generalmente con aletas. La configuración básica de una unidad es un banco de tubos aleteados montado sobre una estructura de acero con una cámara de pleno y un anillo vénturi, un motor y otros accesorios como persianas, guardaventilador, alambrado e interruptores de vibración.

La selección entre enfriadores de aire o intercambiadores convencionales de tubos y coraza, depende del balance económico, el cual debe considerar en la inversión inicial, los costos de las facilidades requeridas dentro y fuera del área, para la instalación de los equipos y los costos de operación de los mismos.

En general, los enfriadores de aire resultan especialmente atractivos en aquellas localidades donde el agua escasea o requieren un tratamiento costoso como una torre de enfriamiento<sup>[10]</sup> (figura 2.7).

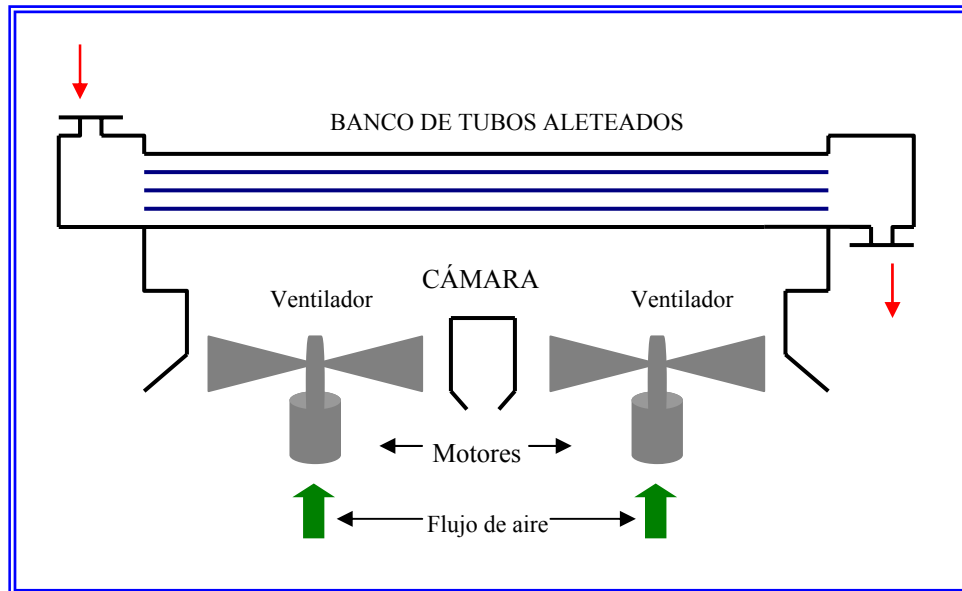


Figura 2.7. Intercambiador enfriado por aire.

#### 2.7.1.4 Intercambiadores de placa con empacadura

Estas unidades consisten en un conjunto de planchas de metal muy delgadas y corrugadas, mantenidas juntas en un bastidor y selladas en sus bordes, para prevenir fugas hacia afuera, por una empacadura compresible (figura 2.8), formando así una serie de pasadizos estrechos e interconectados, a través de los cuales son bombeados los fluidos. El fluido caliente y el frío siguen pasadizos alternos y el calor es transferido a través de las planchas con una resistencia térmica relativamente baja.

El bastidor es una estructura rígida formado por una placa fija en un extremo y una columna de soporte en el otro, conectados ambos en el tope por una barra de sustentación y en el fondo por un riel guía.

Estas unidades resultan atractivas para su uso en lugares confinados o sensibles al peso, como barcos o plataformas costa afuera (por ejemplo, plataformas de

producción en el Lago de Maracaibo), debido a que las superficies de transferencia son relativamente compactas y livianas.

Pueden ser fabricadas con cualquier metal, aunque acero al carbono es poco usado porque el equipo no sería competitivo con las unidades de tubo y coraza. Los rangos de temperatura y presión son limitados a valores relativamente bajos, debido al material de la empaadura y de construcción<sup>[10]</sup>.

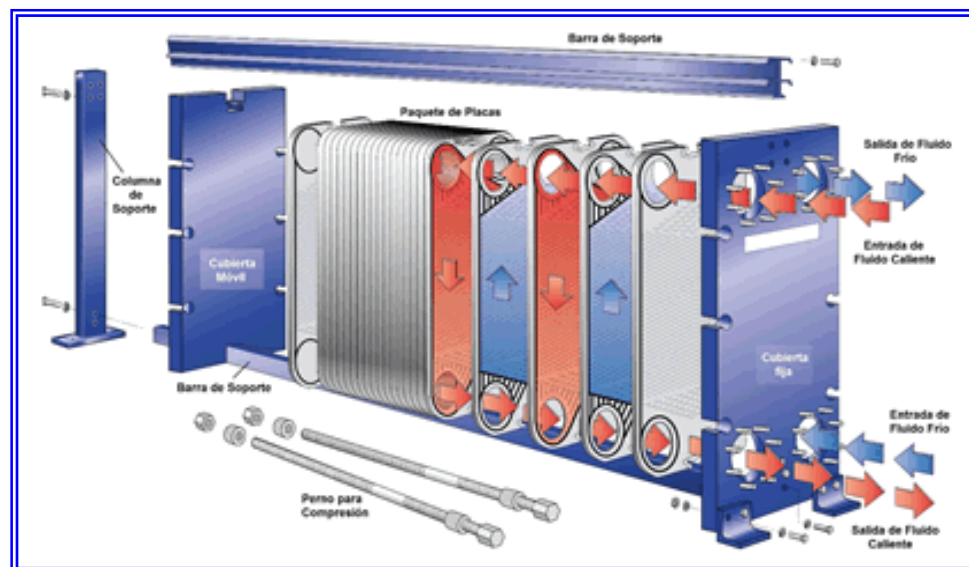


Figura 2.8. Intercambiador de placa con empaaduras<sup>[12]</sup>.

### 2.7.1.5 Intercambiadores de calor de superficie extendida

Cuando a las superficies de los tubos de transferencia de calor se les añaden piezas adicionales de metal, estas últimas extienden la superficie disponible para la transferencia de calor<sup>[11]</sup> (figura 2.9).

Los intercambiadores que presentan una relación entre la superficie externa y la interna entre un rango de 3 a 40, se le conoce como intercambiadores de superficie

extendida.

Este tipo de superficie se emplea cuando, debido a las propiedades de transferencia de calor de un fluido, existe una resistencia alta para el flujo de calor, mientras que las propiedades del otro fluido permiten una resistencia baja. El fluido con la resistencia alta al flujo de calor se pone en contacto con la superficie de las aletas<sup>[10]</sup>.

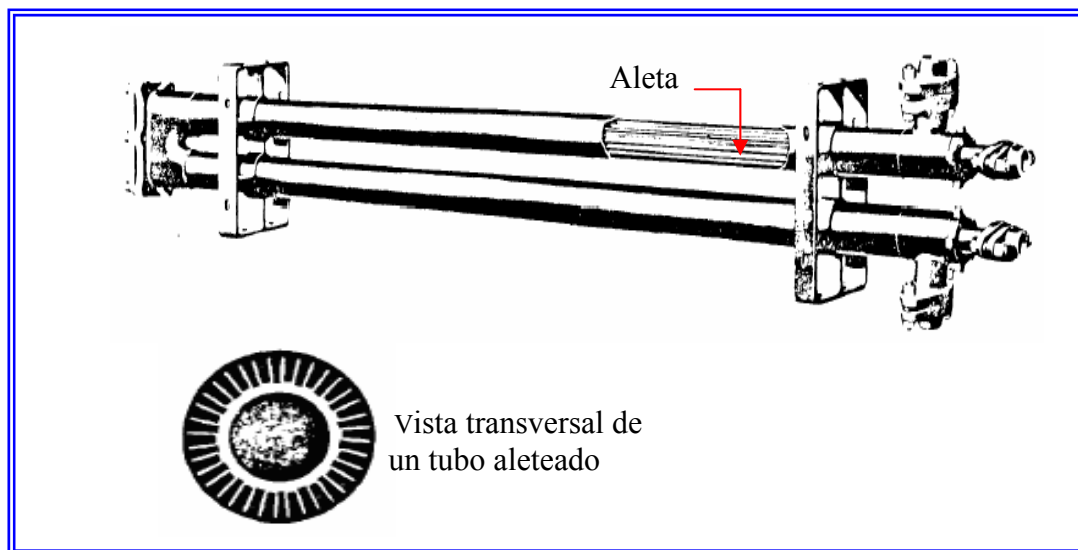


Figura 2.9. Intercambiador de calor de superficie extendida<sup>[10]</sup>.

#### A.- Tubos con aletas longitudinales

Este tipo de intercambiadores de superficie extendida consiste en largas tiras de metal con canales sujetos a la parte exterior del tubo; dichas tiras se sujetan ya sea por inserción al tubo o soldándolas continuamente por su base (figura 2.10). Este tipo de aletas se usa comúnmente en intercambiadores de doble tubo o de tubo y coraza sin deflectores<sup>[11]</sup>

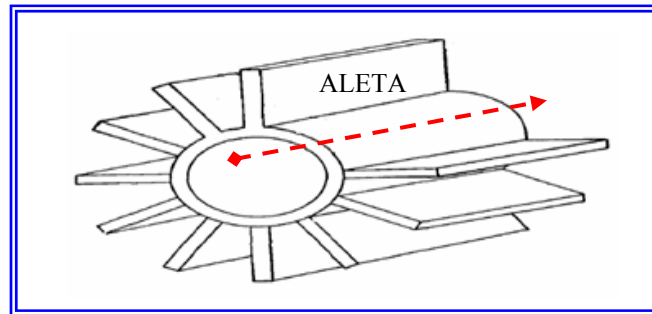


Figura 2.10. Tubo con aletas longitudinales<sup>[11]</sup>.

B.- Tubo con aletas transversales

Este tipo de aletas se sujetan en varios formas tales como insertos (aletas helicoidales) o expandiendo el metal mismo para formar la aleta. Otro tipo de aleta transversal es la de tipo disco, la cual consiste en soldar una cinta metálica al tubo en forma continua o se sujetan a él mediante contracción. Otro tipo de aletas transversales son conocidas como aletas discontinuas (figura 2.11)<sup>[11]</sup>.

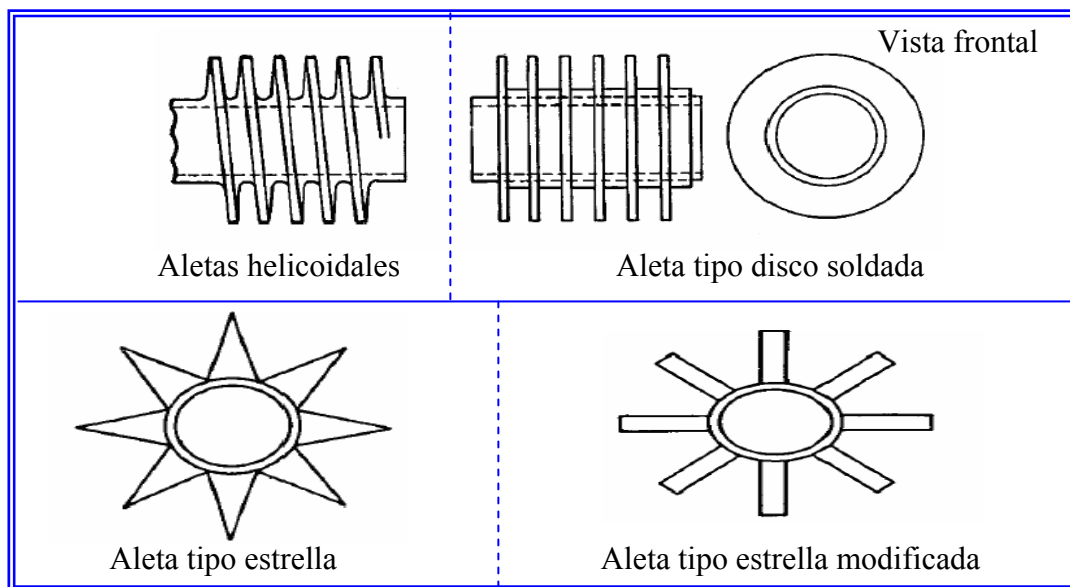


Figura 2.11. Tubo con aletas transversales<sup>[11]</sup>.

C.- Tubo con aletas tipo espina y tipo espiga

En este tipo de superficie extendida se emplean conos, pirámides o cilindros que se extienden desde la superficie del tubo de manera que se puedan usar para flujos longitudinal o flujo cruzado.

Algunos formas comerciales de superficie extendidas de tipo industrial se pueden apreciar en la figura 2.12; en la cual se puede observar<sup>[11]</sup>:

- A.- Aleta longitudinal elaborada por: Griscom-Russell Co.
- B.- Aletas transversales elaborada por: Griscom-Russell Co.
- C.- Aletas discontinuas elaborada por: Babcock y Wilcox Co.
- D.- Aletas de dientes o espigas elaborada por: Babcock y Wilcox Co.
- E.- Aletas del tipo espinas elaborada por: Thermek Co.

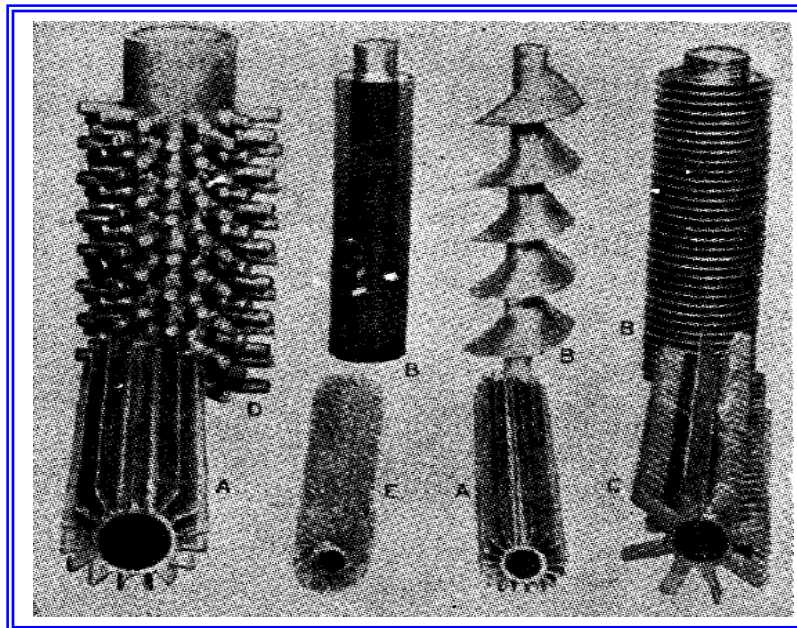


Figura 2.12. Algunas muestras comerciales de tubos aleteados<sup>[11]</sup>.

### 2.7.1.6 Otros tipos de intercambiadores de calor

La mayoría de los tipos de intercambiadores se describieron previamente en las subsecciones precedentes, pero ello no significa que se ha agotado la disponibilidad de dispositivos para transferencia de calor; muchas otras configuraciones especiales se encuentran disponibles en el mercado, las cuales solamente se nombrarán a continuación: intercambiadores de superficie raspadora, intercambiadores en espiral, los de tipo bayoneta, enfriadores de película vertical descendente, enfriadores de serpentín, condensadores de contacto directo, enfriadores de cascada e intercambiadores de grafito impermeable.

## 2.8 Transferencia de Calor a través de Intercambiadores

La velocidad de transferencia de calor de un fluido a otro, a través de una pared de metal es proporcional al coeficiente global de transferencia de calor, al área de la pared y a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío.

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MTD} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Donde:

Q = velocidad de transferencia de calor (Btu/h)

U = coeficiente global de transferencia de calor (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

A = área de transferencia de calor (pie<sup>2</sup>)

MTD = diferencia media de temperatura (°F)

### 2.8.1 Diferencia media de temperatura

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos empleados en el intercambiador de calor, generalmente, variará de un punto a otro. Para tener en



cuenta este efecto, se define la diferencia media de temperatura (MTD), la cual puede calcularse a partir de las temperaturas finales de las dos corrientes<sup>[12]</sup>.

### 2.8.1.1 Flujos en contracorriente y en paralelo

Cuando el flujo de las corrientes tiene lugar completamente en contracorriente o completamente en paralelo, cuyos perfiles se muestran en la figura 2.13 y 2.14 respectivamente, o cuando una o ambas corrientes son isotermas (condensación o vaporización, con cambios despreciables de presión), la MTD correcta será la diferencia media logarítmica de temperaturas, definida como se muestra a continuación<sup>[12]</sup>.

Para flujos en contracorriente:

$$MTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Para flujos en paralelo:

$$MTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde:

$T_1$  = temperatura de entrada del fluido caliente (°F)

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

$t_1$  = temperatura de entrada del fluido frío (°F)

$t_2$  = temperatura de salida del fluido frío (°F)

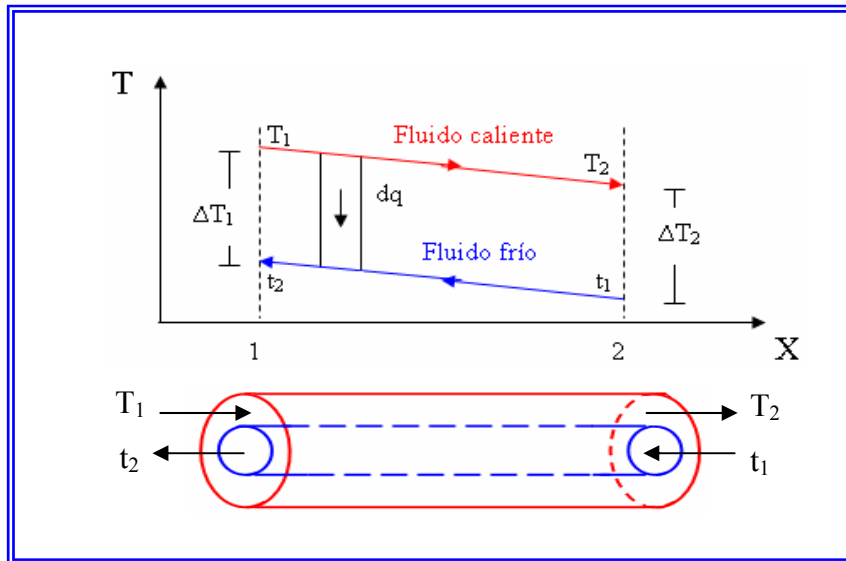


Figura 2.13. Perfil de temperatura en un intercambiador de calor completamente en contracorriente.

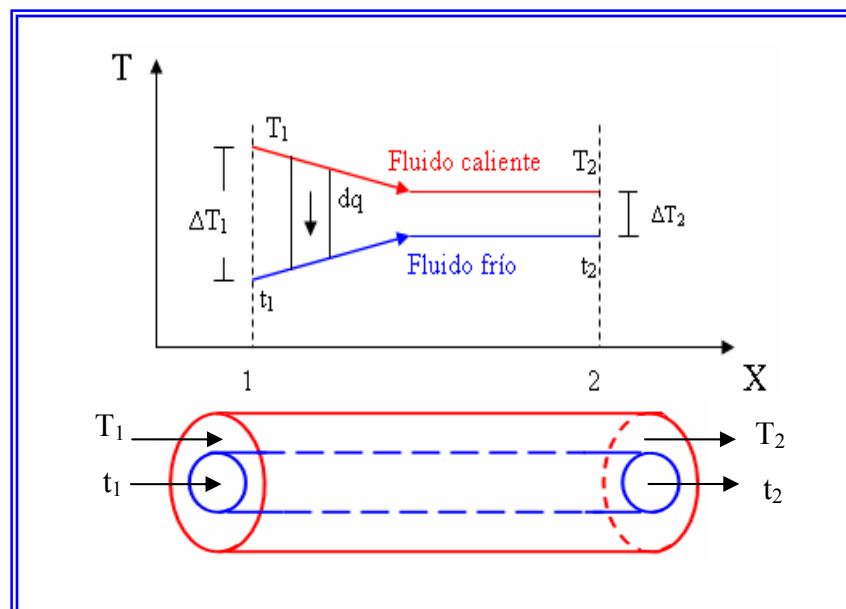


Figura 2.14. Perfil de temperatura en un intercambiador de calor completamente en paralelo.

### 2.8.1.2 Flujo revertido, mixto o cruzado

Cuando el modelo de flujo existente en el interior del intercambiador de calor no se ajusta totalmente a flujo en paralelo o flujo en contracorriente, es preciso aplicar un factor de corrección, que multiplicará a la MTD, de modo que puede obtenerse una MTD más apropiada<sup>[12]</sup>.

Para obtener este valor se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{CMTD} = \text{MTD} \cdot F_t \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

CMTD = diferencia de temperatura media logarítmica corregida (°F)

MTD = diferencia de temperatura media logarítmica en contracorriente (°F)

$F_t$  = factor de corrección (adimensional)

La magnitud del factor de corrección  $F_t$  va a depender de la configuración del intercambiador y de las temperaturas de las corrientes. En general, no se recomienda un intercambiador de calor cuando el  $F_t$  es menor a 0,80 debido a que la eficiencia del equipo baja del 80%<sup>[12]</sup>.

Para obtener el factor de corrección  $F_t$  se utilizan las siguientes ecuaciones<sup>[13]</sup>:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Los resultados obtenidos por medio de las ecuaciones 2.8 y 2.9 se interceptan en el diagrama del factor de corrección para intercambiador de calor (anexo A), para predecir la configuración de la coraza: 1 paso, 2 pasos o múltiples pasos en la misma.

### 2.8.2 Coeficiente global de transferencia de calor

Este factor se relaciona con los coeficientes individuales de transmisión de calor y con las resistencias de las paredes y los depósitos de suciedad.

El valor del coeficiente de transferencia de calor global referido al área externa se obtiene de la siguiente forma<sup>[11]</sup> (figura 2.15):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

$U$  = coeficiente global de transferencia de calor (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$h_{io}$  y  $h_o$  = coeficiente de transferencia de calor local (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

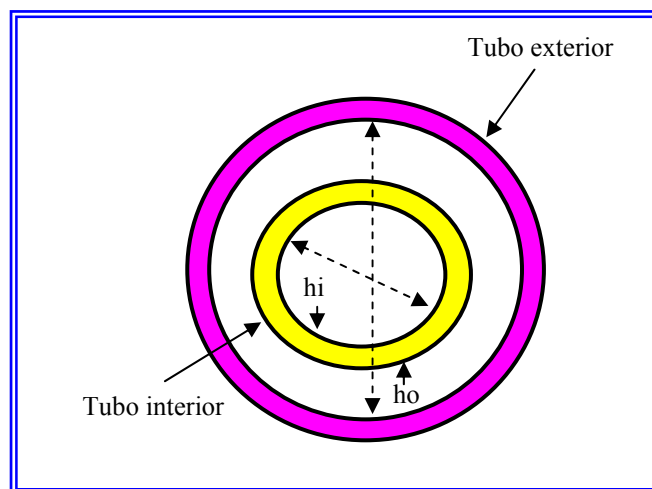


Figura 2.15. Localización de los coeficientes.

Cuando los aparatos de transferencia de calor han estado en servicio por algún tiempo, se les depositan incrustaciones y basura en la parte interior y exterior de las tuberías como muestra la figura 2.15, añadiendo dos resistencias más de las que fueron incluidas en el cálculo de  $U$ . La resistencia adicional reduce el valor original de  $U$ , y la cantidad requerida de calor ya que no se transfiere por la superficie original. Las temperaturas cambian referente a las temperaturas de salida deseada, aun cuando  $h_i$  y  $h_o$  se mantienen sustancialmente constantes. Para obviar esta eventualidad, es costumbre diseñar el equipo anticipando la depositación de sucio e incrustaciones, introduciendo una resistencia  $R_d$  llamada factor de ensuciamiento, incrustación o de obstrucción.

Entonces el  $U$  obtenido mediante la ecuación 2.10 se considera un coeficiente global de transferencia de calor limpio; el coeficiente que incluye esta resistencia de ensuciamiento se llama coeficiente global de transferencia de calor de diseño, y se obtiene de la siguiente manera<sup>[11]</sup>:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde:

$U_D$  = coeficiente global de transferencia de calor de diseño (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$U_C$  = coeficiente global de transferencia de calor limpio (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$R_d$  = resistencia térmica por ensuciamiento ((h pie<sup>2</sup> °F)/Btu)

### 2.8.3 Número de Reynolds

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El valor

numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds se puede calcular a través de la siguiente ecuación<sup>[14]</sup>:

$$Re = \frac{\rho \cdot d \cdot V}{\mu} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde:

Re = número de Reynolds (adimensional)

$\rho$  = densidad (lb/pie<sup>3</sup>)

$\mu$  = viscosidad (lb/ (pie s))

V = velocidad (pie/s)

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2.000 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4.000. Entre estos dos valores está la zona denominada “crítica” donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición, dependiendo de muchas condiciones con posibilidad de variación.

#### 2.8.4 Factor de fricción de Darcy

La fórmula de Darcy puede deducirse por análisis dimensional con la excepción del factor de fricción  $f$ , que debe ser determinado experimentalmente. Este factor representa el nivel de resistencia ofrecida por las paredes de la tubería al flujo de fluido y depende del comportamiento del flujo dentro de la tubería.

Para  $Re \leq 2.000$  flujo laminar, se aplica la siguiente ecuación<sup>[11]</sup>:

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Para  $\text{Re} \geq 4.000$  flujo turbulento, se aplica la siguiente ecuación<sup>[11]</sup>:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{\text{Re}^{0,42}} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde:

$f$  = factor de fricción de Darcy (adimensional)

$\text{Re}$  = número de Reynolds (adimensional)

## 2.9 Intercambiador de Tubo y Coraza

Frecuentemente se requiere transferir grandes cantidades de calor, lo que requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo. Estas unidades son muy ventajosas en el ensamblaje, mantenimiento, aplicaciones de alta presión; pero consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. Por ello cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor pueden ser mejor obtenidas por medio de equipos de tubo y coraza.

El intercambiador de tubo y coraza está constituido por un haz de tubos paralelos encerrados en un estuche cilíndrico llamado coraza. Este es el tipo de intercambiador que se usa comúnmente en la refinería Puerto La Cruz.

Adicionalmente, la disponibilidad de buenos procedimientos de diseño, de experticia y de facilidades de fabricación, aseguran el diseño y construcción exitosa de este tipo de intercambiadores.

## **2.9.1 Clasificación de intercambiadores de tubo y coraza**

Existen tres tipos de intercambiadores de tubo y coraza, dependiendo del método utilizado para mantener los tubos dentro de la coraza, los cuales se describen a continuación.

### **2.9.1.1 Intercambiadores de cabezal y tubos fijos**

En este caso, el equipo tiene tubos rectos, asegurados en ambos extremos en placas de tubos soldados a la coraza. En este tipo de construcción, algunas veces es necesario incorporar en la coraza una junta de expansión o una junta de empaques, debido a la expansión diferencial de la coraza 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. La necesidad de esta junta es determinada tanto por la magnitud de la expansión diferencial como del ciclo operativo esperado. Cuando no se requieren estas juntas o empaques, el equipo ofrece el máximo de protección contra la fuga del líquido contenido en la coraza. El haz de tubos no puede ser removido para inspección y limpieza, pero el cabezal en el lado de los tubos, las empaques, la cubierta del canal, son accesibles para mantenimiento y reemplazo de las partes. La coraza puede ser limpiada por retrolavado o químicamente. Los intercambiadores de cabezal fijo son usados en servicios donde el fluido de la coraza es un fluido limpio, como vapor de agua, refrigerante, gases, cierto tipo de agua de enfriamiento, etc<sup>[10]</sup>.

### **2.9.1.2 Intercambiadores con tubos en U**

Este equipo como su nombre lo indica utiliza tubos en forma de U, con ambos extremos de los tubos sujetos a una placa de tubos simple, eliminándose así los problemas de expansión diferencial porque los tubos pueden expandirse y contraerse



libremente, ya que la forma de U absorbe estos cambios. El haz de tubos puede ser removido de la coraza para inspección y limpieza; pero la limpieza mecánica interna de los tubos y su reemplazo es difícil, por lo que este tipo de intercambiadores es usualmente aplicable en servicios limpios o cuando la limpieza química es efectiva. El costo de estas unidades a presión baja es aproximadamente igual al de las unidades de cabezal fijo, pero a presión alta es significativamente más barato, por lo que es muy usado en este tipo de aplicación<sup>[10]</sup>.

### **2.9.1.3 Intercambiadores de cabezal flotante**

El tercer tipo de intercambiadores de tubo y coraza, al igual que las unidades de cabezal fijo, presenta dos placas de tubos, pero con solo una de ellas soldada a la coraza y la otra moviéndose libremente, y así evitando los problemas de expansión diferencial. El haz de tubos de este tipo de intercambiador puede removerse para mantenimiento y para la limpieza mecánica de la coraza y los tubos; también pueden ser limpiados mecánicamente tanto en su exterior como en su interior. El diseño de cabezal flotante es más caro (aprox. en un 25%) que el diseño de cabezal fijo, y es apropiado para servicios asociados a altas temperatura y presiones, pero limitado a aquellos servicios donde la fuga del fluido contenido en la coraza es tolerable<sup>[10]</sup>.

## **2.9.2 Partes de un intercambiador de tubo y coraza**

Estos equipos están conformados por varios componentes los cuales se describirán cada uno de ellos a continuación.

### **2.9.2.1 Tubos**

Dentro de ellos fluye el fluido frío o caliente dependiendo de la aplicación del equipo y los requerimientos del proceso. Los tubos proporcionan la superficie de

transferencia de calor entre el fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa.

Ellos se encuentran disponibles en varios tipos de metales, entre ellos están los tubos de acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y tubos de acero inoxidable. Además los tubos se pueden obtener en diferentes diámetros y espesor. En el anexo B se puede apreciar una lista de todos los diámetros comerciales existentes.

### **2.9.2.2 Arreglos de tubos**

Existen cuatro tipos de arreglos de tubos con respecto a la dirección transversal entre los bordes de los deflectores en el lado de la coraza, los cuales son:

#### A.- Arreglo triangular de 60°

Es poco usado, debido a que sus características de transferencia de calor son bajas comparado con la alta caída de presión.

#### B.- Arreglo triangular de 30°

Para todo los intercambiadores (excepto rehervidores) con flujo de calor mayor que 6.000 Btu/h pie<sup>2</sup> y con un factor de ensuciamiento de 0,002 h pie<sup>2</sup> °F/Btu o menor, se prefiere este arreglo de 30°.

#### C.- Arreglo cuadrado 90° y cuadrado rotado 45°

Los arreglos de tubos cuadrados y en cuadrado rotado deberían ser especificados para todos los intercambiadores que tengan un factor de ensuciamiento

en el lado de la coraza mayor de  $0,002 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$ , cuando la limpieza mecánica del lado externo de los tubos es requerida o exigida por la refinería; y cuando exista un flujo de calor, en rehervidores, mayor de  $6.000 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ . Arreglos de tubos en cuadrado rotado son preferidos cuando existe flujo laminar, debido a que el coeficiente de transferencia de calor es incrementado por la turbulencia inducida presente en el arreglo. Cuando existe flujo turbulento, especialmente para casos limitados por la caída de presión, el arreglo de tubos en cuadrado son preferibles, debido a que el coeficiente de transferencia de calor es equivalente al del arreglo en cuadrado rotado, pero con menos caída de presión<sup>[10]</sup>.

Un intercambiador con arreglo triangular cuesta menos por metro cuadrado y transfiere más calor por metro cuadrado que uno con arreglo de tubo cuadrado a  $90^\circ$  ó  $45^\circ$ . Por esta razón, cuando se puede aplicar, el arreglo triangular es el preferido<sup>[10]</sup>. En la figura 2.16 se puede apreciar estos tipos de arreglos.

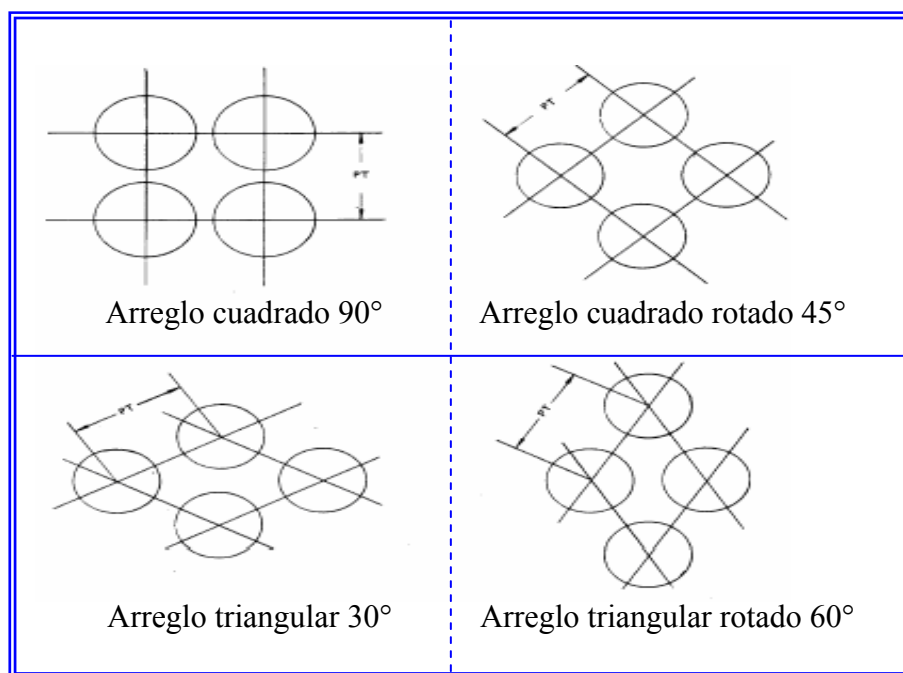







Figura 2.16. Arreglo comunes de tubo<sup>[10]</sup>.

### 2.9.2.3 Espaciado de los tubos (pitch)

El espaciado de los tubos (Pt) es la distancia de centro a centro entre tubos adyacentes (figura 2.16). La ubicación de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una línea demasiado delgada de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejos. En la tabla 2.1 se pueden observar los valores de espaciamientos más comunes para configuraciones habituales.

Tabla 2.1. Espaciamiento entre tubos para configuraciones habituales<sup>[12]</sup>.

Diámetro externo del tubo (pulg)	Espaciamiento (pulg)	Configuración
0,625	0,812	
0,750	0,938	
0,750	1,000	
0,750	1,000	
0,750	1,000	
1,000	1,250	
1,000	1,250	
1,000	1,250	

### 2.9.2.4 Deflectores o Baffles

Cuando por el lado de la coraza fluya una cantidad muy pequeña de líquido es necesaria la colocación de baffles en el intercambiador, ya que estos inducen turbulencia al fluido y a su vez una mayor transferencia de calor.

La mayoría de los deflectores cumplen con tres funciones; direccionar el flujo según la trayectoria deseada, soportar los tubos y prevenir vibración.

Los tipos de deflectores más conocidos son: transversales, longitudinales y de ventana, los cuales se describen a continuación.

#### A.- Deflectores transversales

Los deflectores transversales soportan a los tubos, restringen la vibración de éstos por choque con el fluido y direccionan el flujo, en el lado de la coraza, transversalmente al haz de tubos (perpendicular al eje de los tubos), proporcionando un alto grado de turbulencia y un alto coeficiente de transferencia de calor, pero incrementando la caída de presión. Dentro de este tipo de deflectores el más conocido y eficiente es el de segmento. Usualmente, los cortes de los deflectores de segmento se encuentran en un rango de 15% a 30% de su área, siendo el más óptimo el de 25%. El espaciado mínimo entre deflectores es el 20% del diámetro interno de la coraza, pero este valor no debe ser menor a 2 pulgadas y el espaciado máximo entre deflectores no debe ser mayor al diámetro interno de la coraza. Este tipo de deflectores se pueden observar en la figura 2.17.

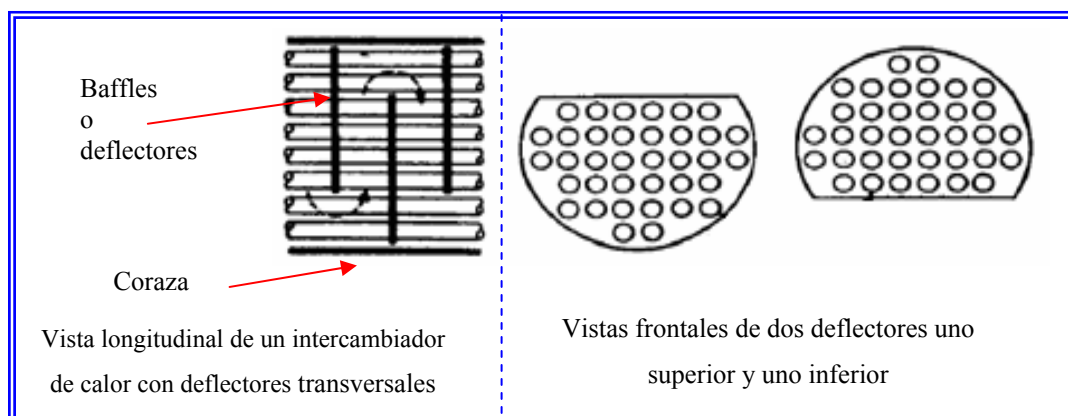


Figura 2.17. Deflectores transversales tipo segmentado<sup>[11]</sup>.

### B.- Deflectores longitudinales

Este tipo de deflectores son usados para dividir la coraza en dos o más secciones, creando corazas multipasos. Deben usarse soldados a la coraza y a la placa de tubos para evitar que el fluido filtre a través del collado entre el deflector y la coraza, lo cual disminuiría la eficiencia de la operación de transferencia de calor<sup>[10]</sup>.

### C.- Deflectores de ventana

Cuando en un intercambiador se requiera baja caída de presión en la coraza, por ejemplo en el manejo de gases, el uso de deflectores de flujo transversal resulta impráctico. En este caso deben usarse deflectores de flujo paralelo, conocidos como deflectores de ventana. La función principal de los deflectores de ventana es soporte de los tubos mientras permiten al fluido fluir paralelo a los tubos. Dentro de este tipo de deflectores el más conocido y eficiente es el de segmento doble (llamado también disco modificado o corona), el cual se muestra en la figura 2.18<sup>[10]</sup>.

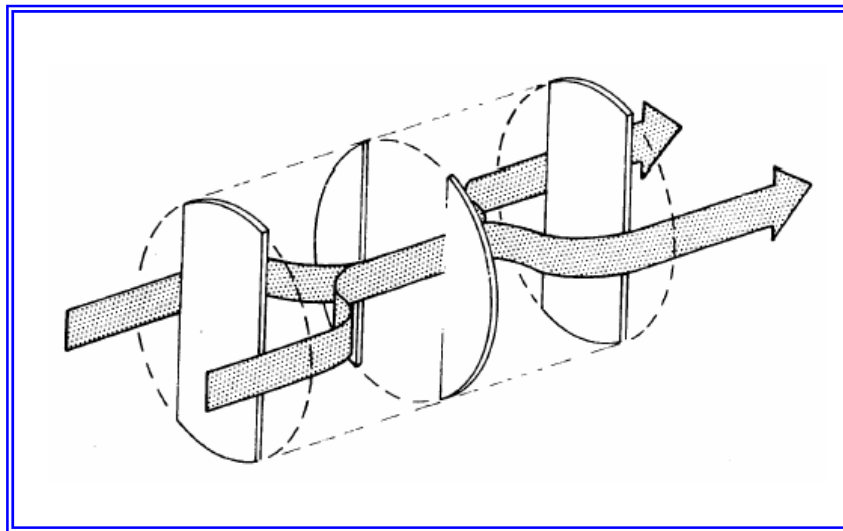


Figura 2.18. Deflector de ventana del tipo de segmento doble<sup>[10]</sup>.

### 2.9.2.5 Coraza

La coraza también llamada por otras bibliografías como carcasa, es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono, aunque pueden construirse de otras aleaciones, especialmente cuando se debe cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión.

La coraza posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración. Para colocar esta placa y no reducir considerablemente el área de flujo a la entrada de la coraza, puede que sea necesario omitir algunos tubos o tener una expansión en la boquilla donde se une a la coraza. De lo contrario, el fluido podría acelerarse provocando una caída de presión excesiva.

Existen seis arreglos estandarizados de corazas en las normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association (anexo C)), clasificados como E, F, G, H, J, K y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador.

El arreglo más común es el de un paso (TEMA E), por ser el más económico y térmicamente el más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes a la coraza, dependiendo del tipo y número de deflectores empleados. Cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión en la coraza (especialmente en servicios donde ocurre condensación), puede resultar ventajoso emplear una coraza de flujo dividido (TEMA J) en la que la caída de presión se reduce en forma considerable al compararla con una tipo E del mismo diámetro, ya que la mitad del fluido del lado de la coraza atraviesa la misma área

transversal y sólo la mitad de la longitud del intercambiador. Esta coraza tiene una boquilla central de entrada y dos de salida, o viceversa. Generalmente se emplean deflectores de segmento doble en este tipo de corazas<sup>[15]</sup>.

### 2.9.2.6 Cabezales

Corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos, refiérase al anexo C para una ilustración de los tipos más comunes de cabezales TEMA.

#### A.- Cabezal fijo o anterior

El cabezal anterior fijo de intercambiadores de tubo y coraza es comúnmente llamado canal. A continuación se indican los tipos más comunes de cabezales fijos TEMA y sus aplicaciones:

- ❖ Tipo A. Este tipo de cabezal presenta un canal removible con una plancha de cubierta también removible. El cabezal es usado con placa de tubo fija, tubos en U y con diseños de intercambiadores de haz removible. Este tipo de cabezal es el más común entre los cabezales fijos.
- ❖ Tipo B. Este tipo de cabezal presenta un canal removible con una cubierta integral. El cabezal es usado con placa de tubo fija, tubo en U y con diseños de intercambiadores de haz removible. Este tipo de cabezal es normalmente usado sólo cuando el factor de ensuciamiento en el lado del tubo es menor que  $0,0020 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$  con limpieza química específica.
- ❖ Tipo C. El canal con cubierta removible es integral con la placa de tubo. Existen dos variedades de cabezales tipo C disponibles. En una, el canal viene pegado a la



coraza con una conexión de brida y es usada para tubos en U y haces removibles. En la otra, el canal es integral con la coraza y es usada con diseños de placa de tubo fija. El uso de cabezales tipo C con tubos en U y haces removibles no es recomendable, pues el canal es integral con el haz de tubo y esto complica su mantenimiento.

- ❖ Tipo D. Este tipo de cabezal es especial para presiones altas, se usa cuando la presión de diseño en el lado de los tubos excede 1.000 psig, aproximadamente. El canal y la placa de tubo tienen construcción forjada integral. La cubierta del canal está sujeta por tornillos especiales de alta presión<sup>[10]</sup>.

#### B.- Cabezal posterior

La nomenclatura TEMA de cabezales posteriores define el tipo de haz de tubo del intercambiador. Los cabezales posteriores más comunes son:

- ❖ Tipo L. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo A. Es usado en intercambiadores de placa de tubo fijo, cuando se requiere limpieza mecánica de los tubos.
- ❖ Tipo M. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo B. Es usado en intercambiadores de placa de tubo fijo.
- ❖ Tipo N. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo C. Es usado en intercambiadores de placa de tubo fijo.
- ❖ Tipo P. Este tipo de cabezal es llamado cabezal flotante empacado externamente. Este diseño es integral y está formado por un canal posterior y placas de tubo con empaquetamiento sellador de juntas contra la coraza. Este cabezal no se usa

normalmente debido a que las juntas con empaaduras tienen tendencia a gotear. Este nunca debe ser usado con hidrocarburos o con fluidos tóxicos en el lado de la coraza.

- ❖ Tipo S. Este modelo es construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubo. El ensamblado de la placa de tubo se puede mover libremente dentro de la cubierta de la coraza (La cubierta de la coraza debe ser de diseño removible para permitir el acceso al ensamblado del cabezal flotante).
- ❖ Tipo T. Este tipo es construido con placa de tubos flotante atornilladas a la cubierta de la placa de tubo. Este tipo puede ser usado con cubierta de coraza integral o removible (común).
- ❖ Tipo U. Este tipo de cabezal indica la construcción del haz de tubo con tubos en U.
- ❖ Tipo W. Este es un diseño de cabezal flotante el cual utiliza junta con empaadura con el fin de separar el fluido del lado del tubo y el fluido del lado de la coraza. El empaquetamiento es comprimido contra la placa de tubo por los tornillos de las juntas que sostienen la cubierta de la parte posterior de la coraza. Este diseño no es usado normalmente porque las juntas de empaquetamiento tienen tendencia a gotear. Este cabezal nunca debe ser usado con hidrocarburos o con fluidos tóxicos en los tubos o en la coraza<sup>[10]</sup>.

### 2.9.3 Caída de presión en intercambiadores de calor

La caída de presión permitida en un intercambiador de calor es la presión estática del fluido que debe disiparse para mover el fluido a través del

intercambiador. La bomba seleccionada para la circulación del fluido debe desarrollar suficiente carga a la capacidad deseada para vencer las pérdidas de fricción causadas por la tubería de conexión, conexiones, reguladores de control y la caída de presión en el intercambiador mismo.

A pesar de que la velocidad de transferencia de calor se incrementa por un aumento de la velocidad lineal, tales mejoras están limitadas por un balance económico entre el valor del equipo y los ahorros y costos de bombeo. Por ello es costumbre permitir una caída de presión de 5 a 10 lb/pulg<sup>2</sup> para unidades que trabajen con líquidos.

#### **2.9.4 Presión de diseño en intercambiadores de calor**

Las presiones de diseño de los lados caliente y frío de un intercambiador se determinan independientemente en base a las condiciones de operación, según los siguientes criterios<sup>[5]</sup>:

- ❖ La presión de diseño debe ser igual a la máxima presión de operación esperada, más el mayor valor entre un 10% de dicha presión y 25 psig.
  
- ❖ La mínima presión de diseño debe ser 30 psig.

#### **2.9.5 Procedimiento para el diseño de intercambiadores de calor**

A continuación se describirá los pasos a seguir para el diseño de intercambiadores de calor del tipo tubo y coraza. Estos equipos se requieren cuando se necesita un área de transferencia mayor a 200 pie<sup>2</sup>.

- ❖ Calcular los factores R y P mediante las ecuaciones 2.8 y 2.9 respectivamente para así obtener los pasos por la coraza y por los tubos, luego obtener la media logarítmica de temperaturas corregida mediante la ecuación 2.7.
- ❖ Suponer un  $U_D$  con ayuda de la tabla D.1 del anexo D, luego estimar el área de transferencia de calor mediante la ecuación 2.4.
- ❖ Determinar mediante la siguiente ecuación el correspondiente número de tubos que tendrá el intercambiador:

$$N_t = \frac{A}{L_t \cdot a_e} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde:

$N_t$  = número de tubos (adimensional)

$A$  = área de transferencia de calor ( $\text{pie}^2$ )

$L_t$  = longitud de tubo (pie)

$a_e$  = superficie exterior por pie lineal de tubería ( $\text{pie}^2/\text{pie}$ )

- ❖ Con la ayuda de la tabla D.2 o D.3 del anexo D y del número de tubos calculado previamente, se obtiene el diámetro interno de la coraza, dependiendo del arreglo que se tenga (triangular o cuadrado) y del número de pasos, y se obtiene un nuevo número de tubos de acuerdo al diámetro.
- ❖ El aumento en el número de los tubos, trae como consecuencia un incremento en el área de transferencia y por ende una disminución en el coeficiente global de transferencia de calor de diseño ( $U_D$ ), por lo que se deberá corregirlos.
- ❖ Seguidamente se procede a obtener el coeficiente de transferencia de calor local para el lado de los tubos ( $h_i$ ), utilizando para ello la figura D.1 del anexo D (esta

figura es cuando circula agua en los tubos), para lo cual se necesita la velocidad del fluido.

$$V = \frac{m}{At \cdot \rho} \cdot \frac{1}{3.600} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

$$At = Nt \cdot \left( \frac{\pi \cdot di^2}{4 \cdot n} \right) \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Donde:

V = velocidad (pie/s)

At = área de flujo en los tubos (pie<sup>2</sup>)

m = flujo másico (lb/h)

ρ = densidad (lb/pie<sup>3</sup>)

Nt = número de tubos (adimensional)

π = constante (pi = 3,14 adimensional)

di = diámetro interno de los tubos (pie)

n = numero de pasos por los tubos (adimensional)

La figura D.1 está hecha para diámetros internos de 0,62 pulgadas por lo que se tendrá que corregir el valor arrojado por esta gráfica cuando se utilice un diámetro diferente al indicado; este se obtiene de la figura D.2 del anexo D. El factor de corrección será multiplicado por el coeficiente de transferencia reportado por la figura D.1.

Debido a que el hi se ha determinado para el área correspondiente al diámetro interno es necesario corregirlo referido a la superficie exterior del tubo interno, utilizando para ello la siguiente ecuación:

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Donde:

$h_{io}$  = coeficiente de transferencia de calor local para los tubos con respecto al diámetro externo de los tubos (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$h_i$  = coeficiente de transferencia de calor local referido al diámetro interno del tubo (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$d_o$  = diámetro externo de los tubos (pie)

- ❖ Para obtener la caída de presión por el lado de los tubos se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot Gt^2 \cdot Lt \cdot n}{5,22 \cdot 1 \times 10^{10} \cdot d_i \cdot \delta} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$\Delta P_r = \left( \frac{4 \cdot n}{\delta} \right) \cdot \left( \frac{V^2}{2 \cdot g'} \right) \quad (\text{Ec. 2.20})$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Donde:

$\Delta P_t$  = caída de presión por fricción en los tubos (psi)

$f$  = factor de fricción (adimensional)

$Gt$  = velocidad de masa en los tubos (lb/(h pie<sup>2</sup>))

$\delta$  = gravedad específica (adimensional)

$\Delta P_r$  = caída de presión por regreso (psi)

$g'$  = aceleración de la gravedad (pie/s<sup>2</sup>)

$\Delta P_T$  = caída de presión en los tubos (psi)

- ❖ Para obtener el coeficiente de transferencia de calor local en la coraza se hace uso de la siguiente ecuación:

$$h_o = J_H \cdot \frac{k}{De} \cdot \left( \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde:

$h_o$  = coeficiente de transferencia de calor local para la coraza (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$J_H$  = factor de transferencia de calor (adimensional)

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

$De$  = diámetro equivalente (pie)

$C_p$  = capacidad calorífica (Btu/(lb °F))

$\mu$  = viscosidad a la temperatura del fluido (lb/(h pie))

$\mu_w$  = viscosidad a la temperatura de la pared del tubo (lb/(h pie))

Mediante la figura D.3 del anexo D se obtiene el factor  $J_H$ , para el cual se necesita el número de Reynolds, este factor se obtiene mediante la ecuación 2.12.

- ❖ La caída de presión en la coraza se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_c = \frac{f \cdot G_c^2 \cdot D_i \cdot (N + 1)}{5,22 \cdot 1 \times 10^{10} \cdot De \cdot \delta} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Donde:

$\Delta P_c$  = caída de presión en la coraza (psi)

$G_c$  = velocidad de masa en la coraza (lb/(h pie<sup>2</sup>))

$D_i$  = diámetro interno de la coraza (pie)

$N$  = número de cruces que realiza el fluido dentro de la coraza (adimensional)

Una vez obtenido todos los parámetros para el diseño y siendo estos satisfactorios se procede a obtener el coeficiente de transferencia de calor limpio (ecuación 2.10) y el factor de ensuciamiento (ecuación 2.11).

## **2.10 Ubicación de las Corrientes en Intercambiadores**

En la determinación de la localización de los fluidos tanto en la coraza como en los tubos deben considerarse los siguientes factores<sup>[10]</sup>:

### **2.10.1 Corrosión**

Colocar el fluido más corrosivo en los tubos resulta más económico, pues los costos por requerimiento de aleaciones y revestimiento son menores.

### **2.10.2 Ensuciamientos**

La localización en los tubos del fluido con mayor tendencia a la formación de depósitos se traduce en una reducción del ensuciamiento del área de transferencia ya que este arreglo permite un mejor control de la velocidad. A mayor velocidad menor ensuciamiento. Los tubos rectos se pueden limpiar mecánicamente sin remover el haz de tubos y la limpieza química normalmente es mejor en el lado de los tubos. Los tubos con aletas y en arreglo cuadrado pueden limpiarse fácilmente por medios físicos, pero usualmente la limpieza química no es efectiva en la coraza.

### **2.10.3 Temperatura**

Para servicios de alta temperatura, requiriendo materiales (aleaciones) costosos, es recomendable colocar el fluido caliente en los tubos.



#### **2.10.4 Presión**

Colocar la corriente de mayor presión en los tubos requerirá menos componentes de alta presión, lo cual se traduce en una reducción de costos.

#### **2.10.5 Caída de presión**

A igual caída de presión, mayor coeficiente de transferencia de calor es obtenido en los tubos; por esta razón, el fluido con menor caída de presión permisible debería colocarse en los tubos.

#### **2.10.6 Viscosidad**

Mayores tasas de transferencia de calor son obtenidas colocando un fluido viscoso en la coraza.

#### **2.10.7 Características tóxicas y letales**

Generalmente, el fluido tóxico debe colocarse en los tubos, usando una placa doble de tubos para minimizar la posibilidad de fugas. En cuanto a fluidos con características letales, debe referirse al código ASME y cumplir con los requerimientos establecidos para este tipo de servicios.

#### **2.10.8 Flujos másico**

Colocar el fluido con menor flujo másico en la coraza, usualmente, resulta en un diseño más económico. La razón de ello radica en el hecho que en la coraza el fluido experimenta una mayor turbulencia a menor velocidad que en el tubo.

En resumen y a manera de guía, cualquiera de los fluidos que aparezca de primero en la lista siguiente será, normalmente, el que va por los tubos:

1. Agua de enfriamiento.
2. Fluidos corrosivos o un fluido propenso al depósito de coque, sedimentos y otros sólidos.
3. Fluidos con alto factor de obstrucción.
4. El menos viscoso de los 2 fluidos.
5. El fluido de mayor presión (para presiones extremadamente altas, 1.000 psi manométricas, puede ser económico tratar este punto como número 1 en esta lista.
6. El fluido más caliente.

Varias excepciones a esta lista son:

1. Los vapores condensables son normalmente colocados en la coraza.
2. El vapor de agua es colocado normalmente en el interior de los tubos.
3. Si el cambio de temperatura de un fluido es muy grande (mayor que aproximadamente 300–350°F) y se requiere el uso de más de un paso de tubo, entonces este fluido va usualmente en la coraza, en vez de por tubos. También, para evitar problemas con la tensión térmica, los fluidos con cambio de temperatura mayor que 350°F no pueden ser pasados a través del lado de una coraza de 2 pasos.
4. Si uno de los fluidos es limpio (factor de ensuciamiento de 0,001 h pie<sup>2</sup> °F/BTU o menor) y sólo es levemente corrosivo al material seleccionado, este fluido es el que se coloca en los tubos. Las construcciones de tubos en U son usados donde resulten económicas.

## **2.11 Problemas Operacionales Típicos de un Intercambiador de Calor**

La meta del diseño de un intercambiador es diseñar una unidad que satisfaga los requerimientos de proceso especificados y tenga la capacidad de operar libre de problemas por largos períodos de tiempo, al mínimo costo para el usuario. Para cumplir esta meta, el diseñador debe considerar los posibles problemas presentes en la operación de la unidad y diseñar para evitarlos o minimizarlos. Así, cuando los fluidos involucrados en el proceso son corrosivos debe seleccionarse un material resistente a la corrosión.

También se debe diseñar para reducir el derrame de fluidos entre el lado de los tubos y la coraza, causado por la ruptura de los tubos o por el desprendimiento de un tubo de la placa de tubos.

Así mismo, en servicio sucio donde el (los) fluido(s) tienen tendencia a la formación de depósitos o incrustaciones, se debe diseñar para minimizar su efecto en la transferencia de calor.

### **2.11.1 Vibración**

La vibración es la causa más seria y frecuente de falla de los intercambiadores de calor. Esta puede ser transmitida mecánicamente, por ejemplo durante el embarque de la unidad; o a través del fluido como en forma de pulsaciones provenientes de un compresor recíprocante; o puede ser inducida dentro del intercambiador por un flujo perfectamente estable.

En la mayoría de los casos de vibración inducida por flujo, se asume que es causada por el desprendimiento de vórtices desde la corriente en el lado de los tubos, aguas abajo de la unidad. Como consecuencia de la presencia de estos vórtices el

patrón de flujo, y por ende la distribución de presión, cambia, resultando en oscilaciones de la magnitud y en la dirección de las fuerzas ejercidas por la presión del fluido sobre el tubo. Si la frecuencia de estas oscilaciones y la frecuencia natural del tubo son aproximadamente iguales, el tubo vibra con gran amplitud y eventualmente fallara, causando la dispersión de un fluido en otro.

Para evitar o reducir este problema se pueden diseñar los equipos con corazas menores a 40 pulgadas, minimizar los espacios muertos entre el tubo y el deflector y reducir la velocidad del fluido contenido en la coraza, ya sea disminuyendo la rata de flujo o cambiando el espaciado o el arreglo de tubos<sup>[10]</sup>.

### **2.11.2 Ensuciamiento**

El ensuciamiento en las unidades de transferencia de calor puede definirse como depósitos de material indeseado sobre la superficie de transferencia de calor, causando degradación en la operación del equipo en un orden del 80% y, algunas veces puede causar, falla o suspensión total de la operación.

Este problema es considerado en el diseño de la unidad mediante la incorporación de una resistencia térmica denominada factor de ensuciamiento.

#### **2.11.2.1 Tipos de ensuciamiento**

##### A.- Cristalización

Ocurre frecuentemente en las corrientes de procesos de aguas de enfriamiento y corrientes de químicos. Se forma como resultado de la sobresaturación de una solución de una sal relativamente insoluble, que generalmente se trata del carbonato de calcio.

### B.- Sedimentación

Usualmente se compone de depósitos de partículas (herrumbre, arcilla, arena, etc). Los sedimentos usualmente se superponen en ensuciamiento por cristalización facilitando algunos tipos de reacciones químicas de ensuciamiento. Los sólidos suspendidos son típicos del agua de río.

### C.- Reacción química

La temperatura de superficie y la presencia de promotores son sus principales causantes. Ocasionalmente ocasionan la formación de fangos de aceites, polímeros orgánicos y productos de descomposición insolubles. La coquificación, es una de las presentaciones más comunes de este tipo de ensuciamiento, formada por una corteza de hidrocarburos (coque) sobre superficies a altas temperaturas.

### D.- Biológico

Es ocasionado por algas, hongos limo y bacterias corrosivas, entre otros seres vivos, provenientes de agua de río, mar o lagos. Se pueden sobreponer en otros tipos de ensuciamientos como cristales y sedimentos. Su crecimiento puede ser controlado en algunas ocasiones por cloración.

### **2.11.3 Corrosión**

Es el deterioro de la superficie de transferencia de calor, generalmente formada por óxido de hierro, producto de una reacción electro-química que impone una resistencia térmica adicional a la del metal que constituye el metal de la superficie de transferencia de calor.

Las fallas por corrosión no son posibles siempre eliminarlas completamente, a pesar de las precauciones que se tomen en la etapa de diseño, debido a que las condiciones de operación no son estáticas, razón por la cual es necesario una revisión periódica del equipo y mejoramiento de los sistemas de control de la corrosión. Sin embargo, en servicios corrosivos, para minimizar los efectos de la corrosión se recomienda: pretratamientos de las superficie metálicas, uso de inhibidores de corrosión, tratamiento del agua (cuando este fluido esté involucrado en la operación), uso de material anticorrosivo o revestimiento y seleccionar unidades fáciles de reparar, por ejemplo unidades de tubo y coraza con haz de tubos removibles<sup>[10]</sup>.

#### **2.11.4 Erosión**

Es la pérdida de material de construcción debido a alta velocidad y/o cambios abruptos en la dirección del flujo; usualmente está asociada a flujo bifásico y se encuentra, principalmente, en la entrada de los tubos y en la superficie externa de los tubos situados debajo de la boquilla de entrada a la coraza.

Los factores que determinan la presencia de la erosión son la velocidad y fase del flujo, las propiedades del fluido y el material de construcción, por lo que para prevenir los efectos de la erosión es necesario eliminar, evitar o controlar dichos factores.

Una forma segura de minimizar la erosión es reduciendo la velocidad del flujo, pero ello tiene implicaciones negativas en la transferencia de calor. Otras técnicas utilizadas son filtración del fluido y reducción de la cantidad de gotas presentes pasando la corriente gaseosa por un absorbente o calentándola para vaporizar dichas gotas; puesto que ambas técnicas aumentan la caída de presión y producen costos significativos, normalmente se utilizan, deflectores de choque o tubos plásticos.

### **2.11.5 Derrame de fluidos**

En un intercambiador, el derrame de un fluido en otro puede ocasionar grandes pérdidas de producción o altos costos de operación o mantenimiento, por lo que en la etapa de diseño, basado en su conocimiento y experiencia en el proceso, el diseñador puede recomendar una unidad que elimine o minimice las posibilidades de un derrame y/o sus efectos. Las causas de un derrame son que la unidad este sometida a ciclos térmicos frecuentes, diferencial de expansión térmica y vibración de tubos<sup>[10]</sup>.

## **2.12 Estudios Económicos**

Un estudio económico, en forma bastante simple, engloba el análisis de todos los factores y criterios más eficaces para una adecuada distribución de los recursos considerando la selección entre una o más alternativas y el valor del dinero en el tiempo. Este último comúnmente se representa como valor presente, anual o futuro, como una razón de beneficio – costo, tasa de retorno y como costo capitalizado<sup>[16]</sup>.

### **2.12.1 Estimación de costo**

La estimación del capital a invertir que debe utilizarse en un análisis económico, en particular las cantidades relacionadas con costos, varía desde una estimación preliminar hasta una en detalle; la primera se puede obtener tomando las cifras de los costos de proyectos que fueron terminados en algún momento en el pasado y actualizarlo a través de un índice de costo, el cual es la razón del costo de un artículo hoy con respecto al costo en algún momento del pasado, o por medio de una relación de costo – capacidad que relaciona el costo de un componente, sistema o planta con su capacidad. Por otro lado la estimación al detalle, está basada en la información definitiva de planos, especificaciones de diseño y el estado del terreno.

### 2.12.2 Tipos de estimación de costo

Entre la estimación preliminar y detallada de inversión de capital, puede existir muchas otras clases de estimaciones cuya exactitud varía de acuerdo al grado de desarrollo del proyecto. Esto se explica o aprecia mejor en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Denominación de las estimaciones del costo de capital<sup>[17]</sup>.

Clasificación	Tipo de estimación	Descripción
<b>Clase V</b>	Estimación del orden de magnitud	Basado en datos previos sobre costos similares, la exactitud probable esta por encima de 30%
<b>Clase IV</b>	Estimación de estudio	Está basado en el conocimiento de los equipos fundamentales del proyecto, tiene una exactitud probable hasta el 30%
<b>Clase III</b>	Estimación preliminar	Está basado en suficiente información como para que se pueda preparar un presupuesto, exactitud probable dentro del 20%
<b>Clase II</b>	Estimación definitiva	Se fundamenta en información casi completa pero es anterior al diseño y especificaciones definitivas, la exactitud probable esta dentro del 10%
<b>Clase I</b>	Estimación detallada	Está fundamentada en los planos definitivos, especificaciones y estudio del terreno, la exactitud posible esta dentro del 5%

### 2.13 Matriz de Selección

Son arreglos de filas y columnas, donde las columnas constituyen las alternativas y las filas los múltiples criterios que conviene utilizar en la selección. El objetivo de este procedimiento es obtener los criterios de evaluación y ponderación (pesos relativos) de los mismos, que permita contar con un esquema de prioridades para la evaluación y selección de la opción optima de un equipo o arreglo propuesto.



El primer paso para la elaboración de la matriz es la elaboración del listado de criterios que deberán ser considerados para la evaluación de cada una de las opciones que serán desarrolladas en la selección de un equipo. Los criterios de evaluación que conforman esta matriz pueden ser cuantitativos y también cualitativos.

El segundo paso para la elaboración de la matriz es la ponderación por comparación, de cada propuesta y su calificación basado en su grado de importancia. Los grados de importancia no son más que valores que describen que tan importante es un criterio respecto a otro.

Cada opción debe ser calificada con un número en función de la comparación de cada opción con respecto al criterio de evaluación. Una vez evaluadas todas las opciones con todos los criterios, se suman los resultados parciales de cada opción y se coloca su resultado al final; la mejor opción es la que contenga la mayor puntuación total en la matriz de selección.

## **2.14 Aaplicaciones**

### **2.14.1 Simulador de procesos**

En los últimos años, la simulación de procesos ha llegado a ser una herramienta adecuada y oportuna de apoyo para el diseño, caracterización, optimización y monitoreo del funcionamiento de procesos industriales. Existe una gran variedad de simuladores de procesos comerciales, algunos de las cuales son poderosas herramientas de cálculo, con inmensos bancos de datos que contienen las propiedades físicas de miles de compuestos y sustancias químicas, selección de modelos termodinámicos, cálculos de equipos (teórico y real), análisis de costo, estado de agregación y condiciones de operación, que le dan al simulador la ventaja de una gran versatilidad.

Generalmente, los valores reportados por el simulador de procesos, deben ser validados realizando cuando menos una muestra de cálculo manual, por ende, aunque los valores sean calculados por el simulador de procesos, también se utilizan los cálculos manuales a lo largo del proyecto.

#### **2.14.1.1 Pro/II**

Es un programa de simulación de procesos de fácil comprensión, ya que su interfaz gráfica le proporciona una amplia interactividad, por estar sustentada bajo ambiente de Windows. El programa incluye una amplia variedad de componentes en la librería y los métodos termodinámicos de predicción de propiedades con las más avanzadas y flexibles técnicas de cálculos de operaciones unitarias, para proporcionar al ingeniero de proceso las facilidades computarizadas de cálculos referentes a balances de masa y energía necesaria para modelar muchos de los procesos en estado estacionario<sup>[18]</sup>.

Adicionalmente el simulador de procesos de Pro/II, dispone de módulos o subrutinas que permiten la evaluación térmica de intercambiadores de calor; la subrutina de mayor interés es “intercambiador de calor riguroso” la cual, dadas las características mecánicas del equipo, permite evaluar, en forma bastante completa, si el diseño propuesto cumple con la operación de transferencia de calor esperada.

#### **2.14.1.2 Hextran**

Es un software desarrollado por Simulation Science, para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor. Este programa combina las ecuaciones de transferencia de calor junto con predicción de las propiedades físicas de las corrientes empleadas en la industria.

También simula rigurosamente redes de intercambiadores de calor para obtener el más alto grado de integración térmica en sistemas. Puede examinar y supervisar el rendimiento global de redes de intercambio de calor o examinar el rendimiento individual de cada intercambiador.

#### **2.14.2 Aspen Process Explorer™**

Es un software desarrollado por Aspen Tech™ para manejo de información y datos de proceso. Organiza y presenta la información relacionada a los procesos efectuados en la refinería que recolecta o almacena InfoPlus 21™.

El Aspen Process Explorer™ posee esquemáticos de procesos para ilustrar condiciones históricas de corrientes y tablas de tendencias que revelan como cambian los procesos con el tiempo.

## **CAPÍTULO 3**

### **DESARROLLO DEL PROYECTO**

#### **3.1 Actualizaciones de los Diagramas de Tuberías e Instrumentación del Sistema de Tratamiento de Olefinas con Di-Etanol Amina (DEA)**

Para llevar a cabo la revisión de los diagramas de tubería e instrumentación del sistema de tratamiento de olefinas con DEA, éstos fueron solicitados en primera instancia a la sala de dibujo de la Refinería Puerto La Cruz, luego se realizaron visitas constantes al sistema en estudio (figura 3.1), para hacer seguimiento de las líneas y observar si existen nuevos equipos o nuevas líneas de proceso que no estaban incluidas dentro de los diagramas.

En las visitas realizadas a la unidad, se pudo conocer el recorrido de la amina dentro del sistema el cual se describe a continuación.

El sistema de tratamiento con aminas consiste en una torre absorbadora de  $H_2S$  (T-201) conformada por tres secciones de anillos de contacto y una torre regeneradora de aminas (T-202) de 18 platos, un sistema de filtrado, un grupo de intercambiadores (incluyendo un rehervidor) y un tambor separador (D-201) de gases ácidos. Esta planta posee un tambor de expansión de hidrocarburos (V-301) pero actualmente no se encuentra en servicio por presentar deficiencias en su funcionamiento. El flujo de olefinas entra por el fondo de la torre absorbadora T-201 poniéndose en contacto en contracorriente con amina pobre en  $H_2S$  que entra por la parte superior de la misma. Luego de que a las olefinas se le ha sido despojada del  $H_2S$ , estas salen por el tope de la T-201 hacia el sistema de tratamiento con cáustico.

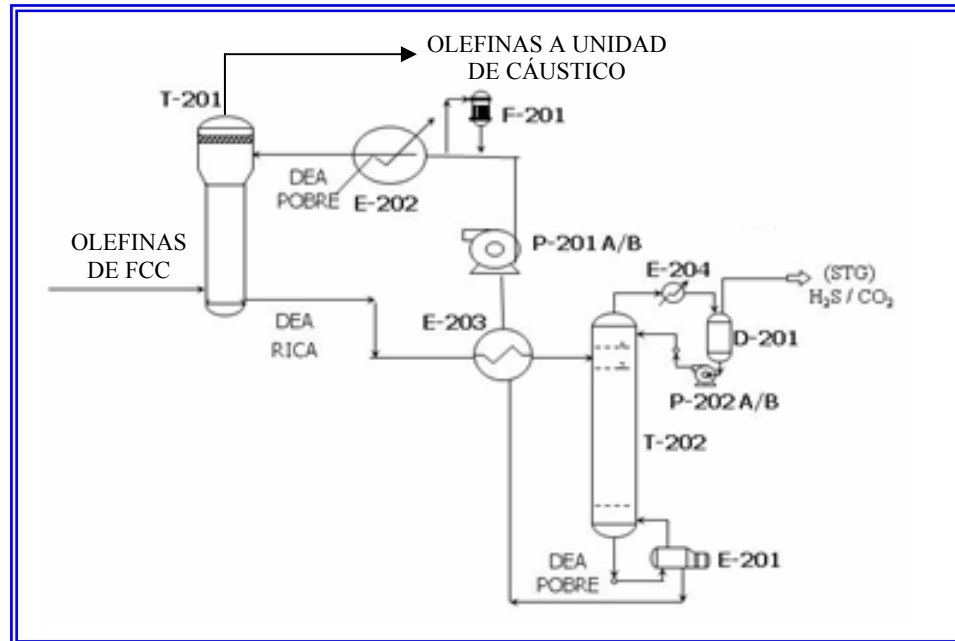


Figura 3.1. Diagrama de proceso del sistema de tratamiento de olefinas con amina (DEA) de la unidad de alquilación<sup>[5]</sup>.

La amina rica en H<sub>2</sub>S que sale por el fondo de la T-201, se calienta en los intercambiadores E-203/E-203X (lado tubo) con amina pobre proveniente del rehervidor E-201, para luego entrar por el plato N° 2 (tope) de la torre regeneradora T-202.

Una vez regenerada la amina (amina pobre), esta sale del fondo del rehervidor E-201 hacia los intercambiadores de amina E-203/E-203X (lado coraza). De este intercambiador, la solución de amina es succionada por las bombas P-201 A/B, la cual descarga hacia el enfriador de amina pobre E-202, donde la amina que circula por la coraza del equipo es enfriada a la temperatura adecuada de operación. A la descarga de la P-201A/B la amina pobre se divide en dos corrientes:

aproximadamente un 10% de la solución pasa a través del filtro F-201 (el cual está integrado por dos filtros de contacto y uno de carbón), con el fin de mantener la solución de amina libre de impurezas, para luego incorporarse a la entrada del enfriador y el resto va directamente hacia el enfriador E-202. El enfriador E-202, es un intercambiador de doble tubos múltiples (contiene dentro del tubo externo siete tubos aleteados); dicho equipo utiliza agua como medio de enfriamiento, el cual circula por los tubos. Finalmente, la amina pobre ya enfriada es enviada a la torre absorbadora para su reutilización.

Los gases productos de la regeneración en la T-202 salen por el tope de ésta y pasan al condensador E-204 hacia el tambor de reflujo D-201, el cual trabaja en dos fases gas-líquido.

El flujo de líquido, retorna a la torre T-202 como reflujo a través de las bombas P-202 A/B y el flujo de gas, rico en  $H_2S$ , sale por el tope del tambor D-201 hacia el sistema de tratamiento de gases (STG).

### **3.2 Identificación de las Causas de la Alta Temperatura de Salida de la Amina Pobre mediante el Análisis de las Condiciones de Diseño y las Actuales de Operación con el uso de Simuladores**

A continuación, se describirá brevemente las etapas que se siguieron para la elaboración de la simulación en el caso diseño y actual de operación del enfriador de amina pobre E-202. En primer lugar se explicará el origen de los datos de diseño y actuales de operación; luego se mostrarán los cálculos de datos de importancia, y por último el montaje de la simulación, en el simulador de procesos Pro/II 8.0, para la evaluación del intercambiador de calor.

### **3.2.1 Recopilación de información de diseño del equipo**

Fue necesaria la recopilación de la información técnica del intercambiador en estudio, tales como hoja de especificación de diseño y planos mecánicos para identificar y determinar las dimensiones de sus partes internas y externas.

### **3.2.2 Recopilación de datos de proceso**

Para la recopilación de datos actuales presión, temperatura y flujo de operación se utilizó la siguiente metodología.

#### **3.2.2.1 Lado proceso (DEA)**

Fueron extraídos a través del programa de monitoreo electrónico de proceso Aspen Process Explorer (figura 3.2); además este programa permite construir gráficas de las condiciones de operación en rango de tiempo (figura 3.3), el cual permite analizar el comportamiento de cualquiera condición de operación en un equipo. La presión de operación fue tomada en campo debido a que éste no se registra en el programa.

La fecha en la cual se realizó la toma de datos de proceso corresponde al período comprendido desde el viernes 30 de Junio hasta el 04 de Julio de 2008 a las 10 de la mañana. Estos valores se encuentran reportados en la tabla 3.1.

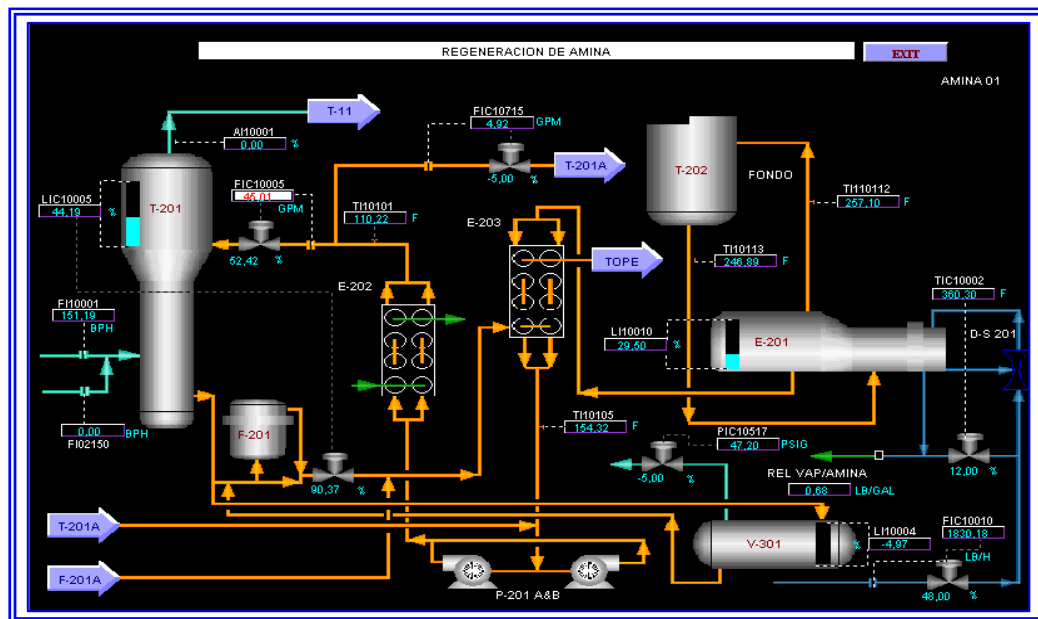


Figura 3.2. Diagrama de la sección de regeneración de amina desplegado por el Aspen Process Explorer.

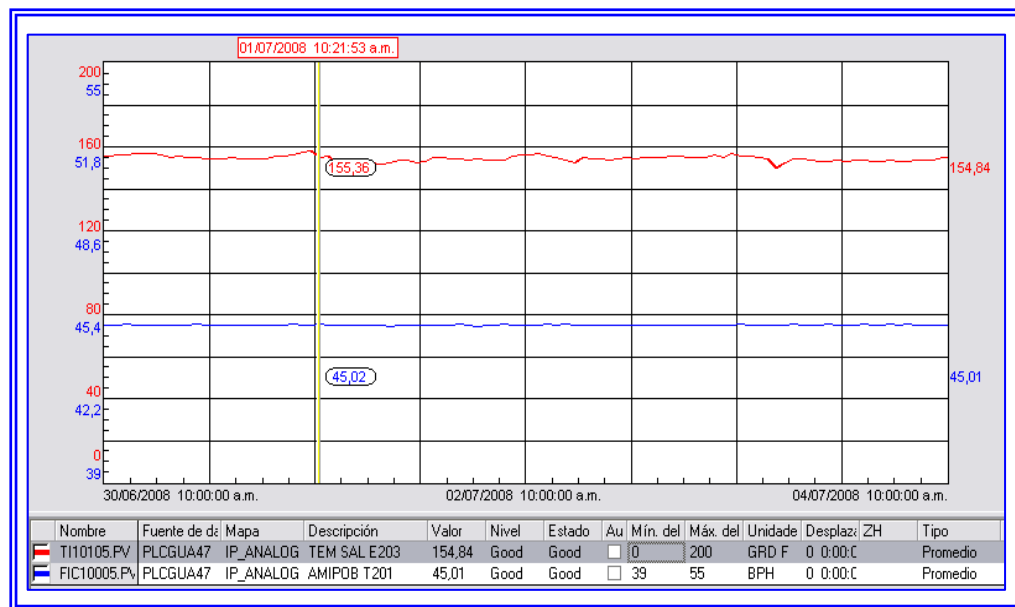


Figura 3.3. Representación gráfica del promedio diario del flujo y temperatura de la DEA reportada por el Aspen Process Explorer.



Tabla 3.1. Flujos y temperaturas de operación (lado proceso DEA) del enfriador de amina pobre E-202.

Fecha	Flujo (gpm)	Temperatura de entrada (°F)	Temperatura de salida sin manguera (°F)	Presión de entrada (psig)
30/06/2008	44,99	155,30	125,10	275
01/07/2008	45,01	154,60	125,35	274
02/07/2008	45,02	155,43	125,00	275
03/07/2008	45,01	154,67	124,55	275
04/07/2008	44,98	155,00	125,00	276
<b>Promedio</b>	<b>45,00</b>	<b>155,00</b>	<b>125,00</b>	<b>275</b>

### 3.2.2.2 Lado agua

Del lado agua se hicieron mediciones en campo, ya que éste no es registrado por el programa de monitoreo electrónico. Para la toma de presión se colocó un manómetro en la entrada del intercambiador, asimismo se utilizó para la medición de temperatura un pirómetro de luz infrarrojo (figura 3.4), debido a la carencia de indicadores locales. Este equipo es capaz de realizar mediciones de una superficie sin estar en contacto con ella.



Figura 3.4. Pirómetro de luz infrarroja

Las mediciones de presión y temperatura se realizaron durante la misma semana (30/06-04/07) y a la misma hora que se realizó para el lado proceso. Estas temperaturas se encuentran reportadas en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Temperaturas y presión de operación (lado agua) del enfriador de amina pobre E-202.

Fecha	Temperatura de entrada (°F)	Temperatura de salida (°F)	Presión de entrada (psig)
30/06/2008	85	108	65
01/07/2008	84	108	66
02/07/2008	85	107	65
03/07/2008	86	109	65
04/07/2008	85	108	64
<b>Promedio</b>	<b>85</b>	<b>108</b>	<b>65</b>

### 3.2.2.3 Cálculo del flujo de agua

Debido a que la corriente de agua no es monitoreada por el programa electrónico de proceso Aspen Process Explorer, el flujo se obtuvo mediante balance de energía del equipo, utilizando para ello la ecuación 2.3.

$$Q - W = \sum M_{\text{sale}} \left( H + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_{\text{salida}} - \sum M_{\text{entra}} \left( H + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_{\text{entrada}}$$

Para determinar el flujo másico se elige todo el intercambiador de calor (figura 3.5) como volumen de control.

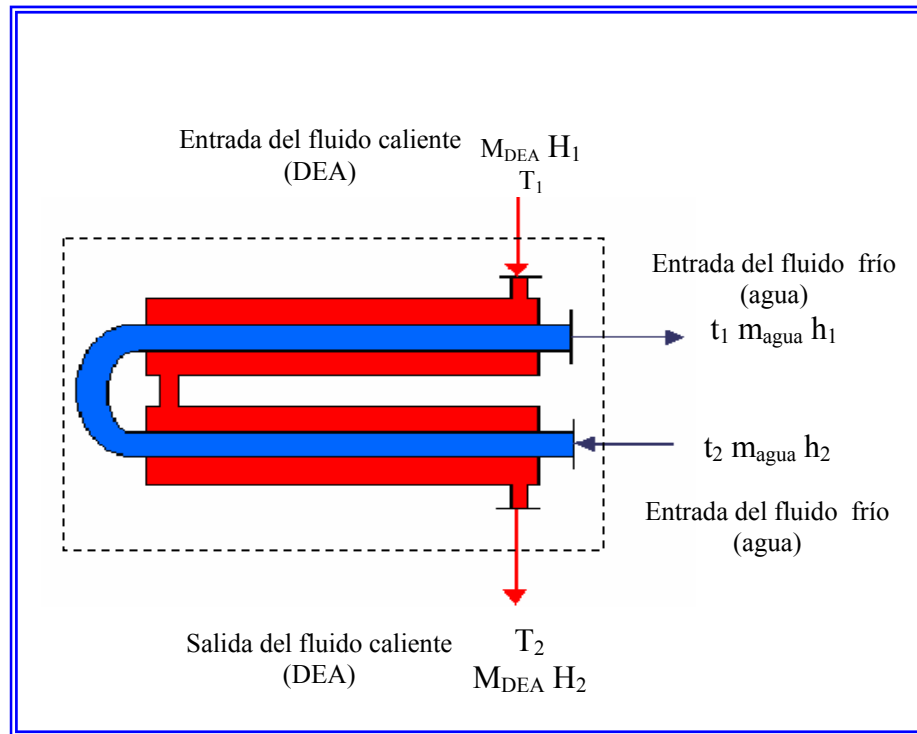


Figura 3.5. Corte transversal de un intercambiador calor.

Puesto que los intercambiadores de calor no implican interacciones de trabajo ( $W=0$ ) y no presentan cambio de elevación ( $Z=0$ ), ni de velocidad ( $V=0$ ), además suponiendo que nada de calor sale al ambiente ( $Q=0$ ), debido a que todo el calor cedido por el fluido caliente es ganado por el fluido frío, entonces la ecuación 2.3 queda de la siguiente forma:

$$(M_{DEA} \cdot H_1) + (m_{agua} \cdot h_1) = (M_{DEA} \cdot H_2) + (m_{agua} \cdot h_2) \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

$M_{DEA}$ ,  $m_{agua}$  = flujos másicos (lb/h)

$H$ ,  $h$  = entalpías (Btu/lb)

Arreglando la ecuación 3.1 se tiene:

$$M_{\text{DEA}} \cdot (H_1 - H_2) = m_{\text{agua}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$M_{\text{DEA}} \cdot \Delta H = m_{\text{agua}} \cdot \Delta h \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

$\Delta H, \Delta h$  = diferencia de entalpía (Btu/lb)

Para obtener las diferencias de entalpías se utiliza la siguiente ecuación<sup>[9]</sup>:

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} C_p \cdot d_T \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

$C_p$  = capacidad calorífica (Btu/(lb °F))

Suponiendo la capacidad calorífica de los fluidos constante a cualquier temperatura la ecuación 3.3 queda:

$$\Delta H = C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Análogamente se realiza para el  $\Delta h$  del agua quedando:

$$\Delta h = C_p \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.4 y 3.5 en la ecuación 3.2 se tiene:

$$M_{\text{DEA}} \cdot C_{p_{\text{DEA}}} \cdot (T_2 - T_1) = m_{\text{agua}} \cdot C_{p_{\text{agua}}} \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Para obtener las propiedades físicas de la DEA a las condiciones de proceso se utiliza el programa de simulador de procesos Pro/II, ya que para la DEA no se tiene suficiente información de estas características. Estos resultados se encuentran reportados en la tabla 3.3

Tabla 3.3. Características físicas de la DEA.

Características físicas	DEA
Densidad (lb/gal)	8,3304
Capacidad calorífica (Btu/(lb °F))	0,9190

Para que exista consistencias de unidades se requiere la transformación del flujo de DEA (45 gpm a lb/h).

$$45 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \cdot 8,3304 \frac{\text{lb}}{\text{gal}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 22.492,08 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

Sustituyendo las temperaturas de entrada y salida reportadas en las tablas 3.1 y 3.2 para la DEA y el agua respectivamente, en la ecuación 3.6 se tiene que:

$$22.492,08 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0,9190 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \cdot (155^\circ\text{F} - 125^\circ\text{F}) = m_{\text{agua}} \cdot 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \cdot (108^\circ\text{F} - 85^\circ\text{F})$$

$$m_{\text{agua}} = 26.990,50 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

### 3.2.2.4 Cálculo del calor transferido durante el proceso

Para determinar la transferencia de calor se debe elegir un volumen de control cuya frontera se encuentre sobre la trayectoria del flujo de calor (figura 3.6).

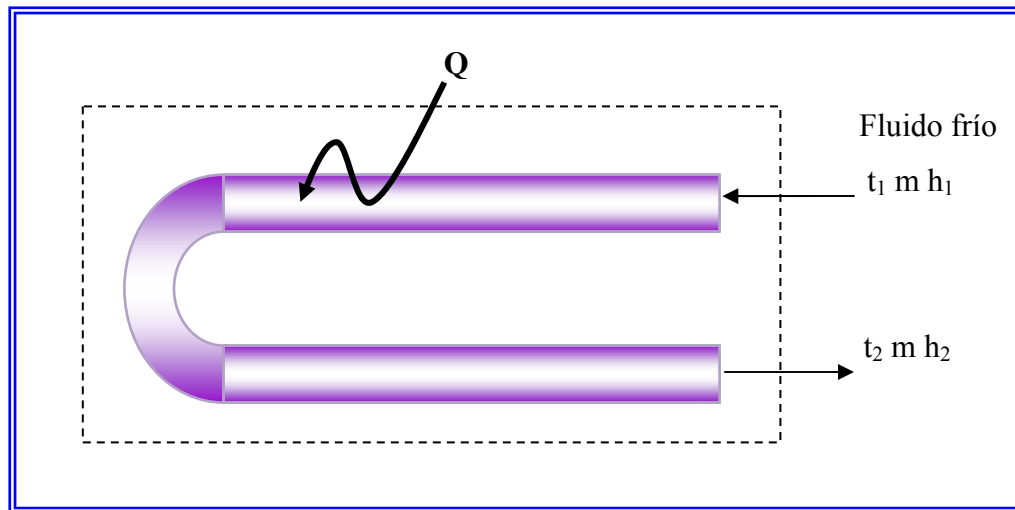


Figura 3.6. Tubo interno de un intercambiador de calor

Realizando el balance de energía al volumen de control y aplicando las suposiciones antes mencionadas, salvo que el flujo de calor ya no es cero, por consiguiente, la ecuación de la conservación de la energía (Ec. 2.3) para este sistema (figura 3.6) de una sola corriente y flujo permanente se reduce a<sup>[9]</sup>:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) = m \cdot \Delta h \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Sustituyendo la ecuación 3.5 en la ecuación 3.7 se tiene:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Sustituyendo los valores de la tabla 3.2 y el flujo másico del agua calculado previamente se tiene:

$$Q = 26.990,50 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \cdot (108 - 85)^\circ\text{F}$$

$$Q = 620.781,50 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

### 3.2.3 Pasos a seguir para la realización de la simulación en Pro/II 8.0

En la interfase de Pro/II (flowsheet) se puede observar una paleta móvil en la que se encuentran varias unidades de proceso. Se seleccionó el equipo representativo al intercambiador de calor riguroso y se colocó en el sitio donde se dibujaría para colocarle sus respectivas corrientes de entrada y salida, tal como se muestra en la figura 3.7.

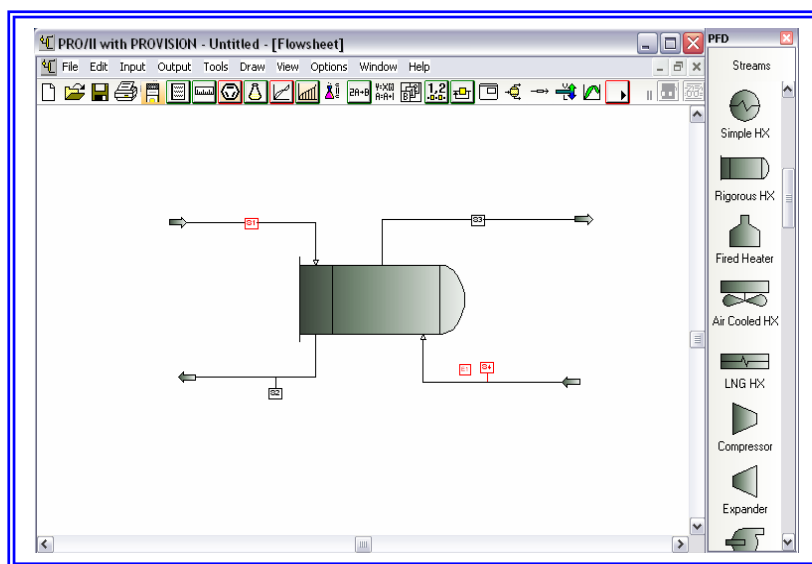


Figura 3.7. Representación de un intercambiador de calor en Pro/II.

### 3.2.3.1 Definición de componentes

Una vez diseñado el diagrama del intercambiador, se procedió a introducir los componentes presentes en las corrientes. La introducción de los componentes pueden hacerse escribiendo directamente los nombres de dichos componentes o seleccionarlos de una lista de productos químicos tal como se muestra en la figura 3.8.

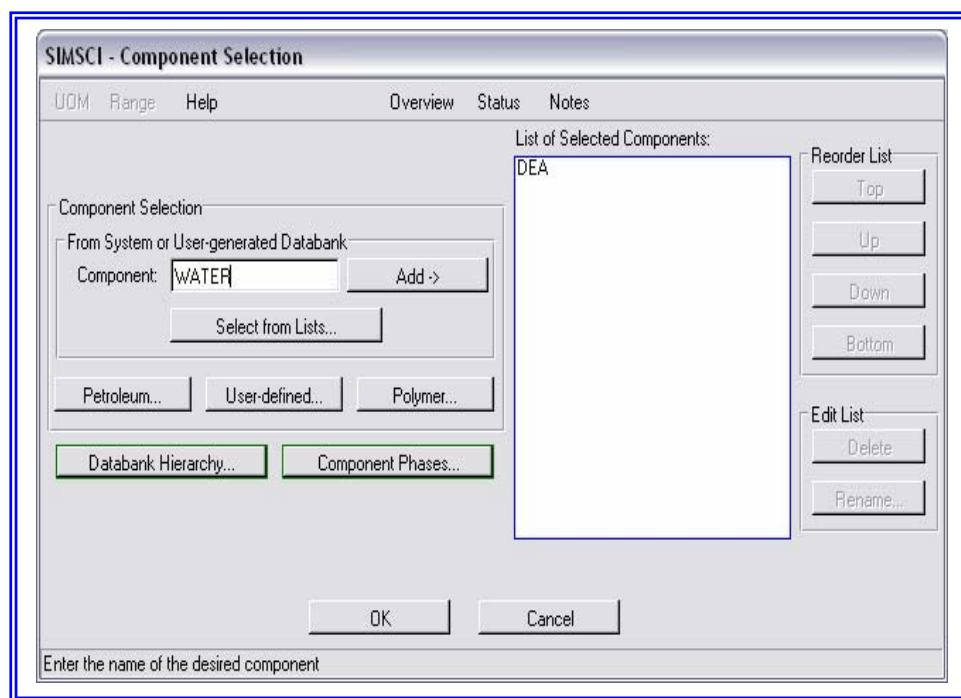


Figura 3.8. Selección de los componentes presentes en el sistema de estudio.

### 3.2.3.2 Selección del modelo termodinámico

Los métodos termodinámicos se pueden elegir de una lista en la cual aparecen los métodos más comunes, correlaciones generalizadas, ecuaciones de estado,



métodos de actividad de líquidos o paquetes especiales. Primero se elige la categoría y luego el modelo termodinámico, tal como se muestra en la figura 3.9.

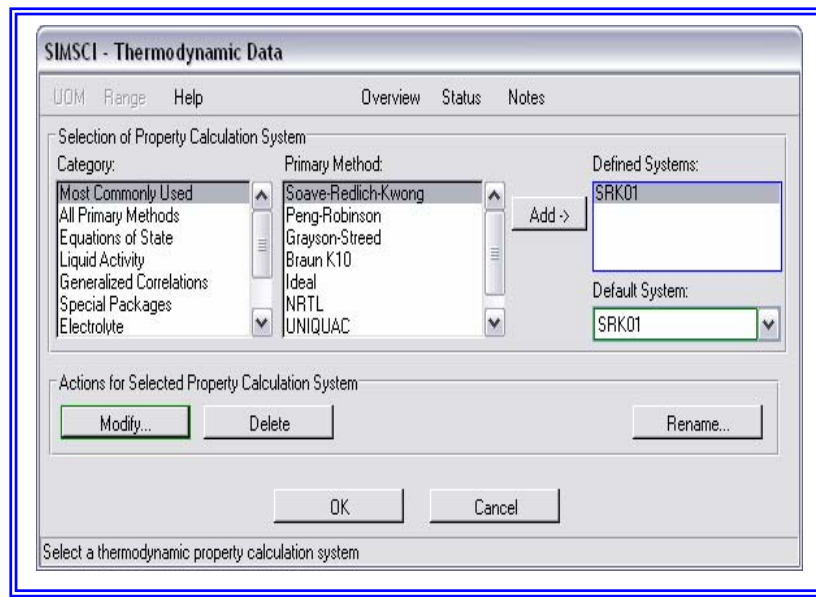


Figura 3.9. Selección del método termodinámico utilizado en el sistema de estudio.

### 3.2.3.3 Definición de la corriente de alimentación

A la corriente de alimentación se le suministra la mayor información posible (ejemplo: flujos, composición, temperatura y presión). En la figura 3.10 se puede observar como el simulador, con una franja roja, indica que la corriente requiere datos de entrada. Una vez introducidos los valores correspondientes de cada casilla, esta cambia de rojo a azul, indicando que está completa la entrada de datos.

Para proveer los flujos y las composiciones se selecciona la opción Flowrate and composition como se observa en la figura 3.11. Se puede suministrar la información como un flujo total en la cual se expresa la composición molar o en peso;

o también como un flujo por componentes en la que se suministra el valor real (en masa o en mol) real de cada componente.

**PRO/II - Stream Data**

UOM Range Help Tag Overview Status Notes

Stream: DEACALIENTE Description:

To Unit: E1

Stream Type

- Composition Defined
- Petroleum Assay
- Referenced to Stream
- Solids Only Stream

Flowrate and Composition...  
Stream Solids Data...  
Stream Polymer Data...

Thermal Condition

First Specification:

Temperature 166.00 F

Second Specification:

Pressure psia

Thermodynamic System: Determined From Connectivity

OK Cancel

Enter stream pressure

Figura 3.10. Selección de las variables operacionales de las corrientes de alimentación.

**Stream Data - Flowrate and Composition**

UOM Range Help Tag

Specify flowrate and composition for stream DEACALIENTE

Fluid Flowrate Specification

Total Fluid Flowrate: 20740 lb/hr

Individual Component Flowrates

Copy	Component	Composition Mass
Paste	DEA	0.20000
	WATER	0.80000

Clear Compositions Total: 1.0000  Normalize Component Flowrates Based on Specified Fluid Flowrate

OK Cancel

Exit the window after saving all data

Figura 3.11. Composición de la corriente de alimentación.

### 3.2.3.4 Características del equipo

Al seleccionar el equipo en el diagrama se abrirá una ventana (figura 3.12), en la cual se introducirá todos los datos mecánicos del intercambiador, por ejemplo: diámetro de los tubos, cantidad de tubos, diámetro de la coraza, entre otras cosas.

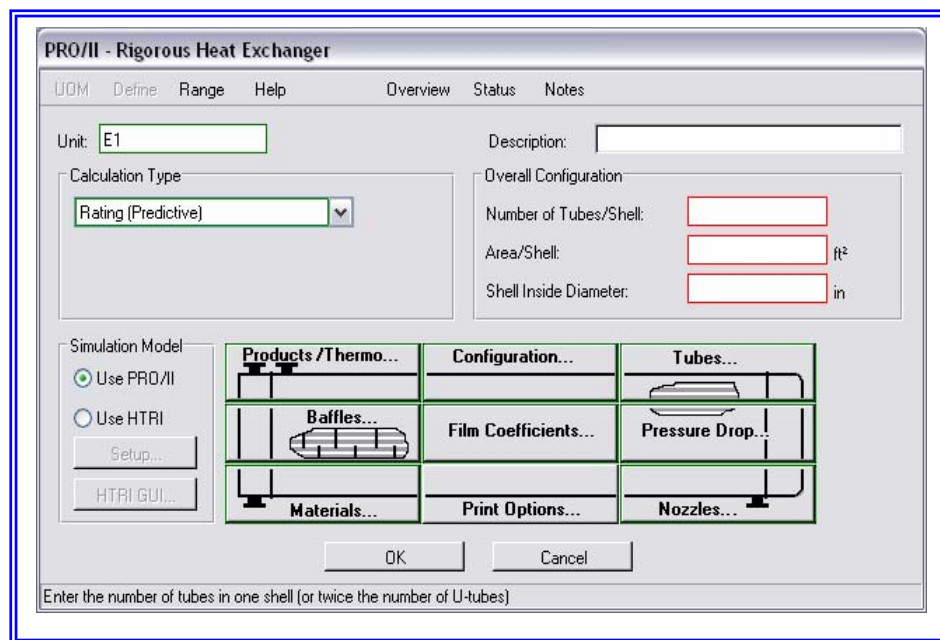


Figura 3.12. Especificaciones de las condiciones del equipo.

### 3.2.3.5 Corrida de la simulación

Una vez completados todos los pasos anteriores, se puede proceder a correr la simulación. Después que el simulador termine los cálculos, y las unidades cambian a color azul, lo cual indica la convergencia del sistema (figura 3.13), se puede generar diferentes tablas a fin de revisar los resultados.

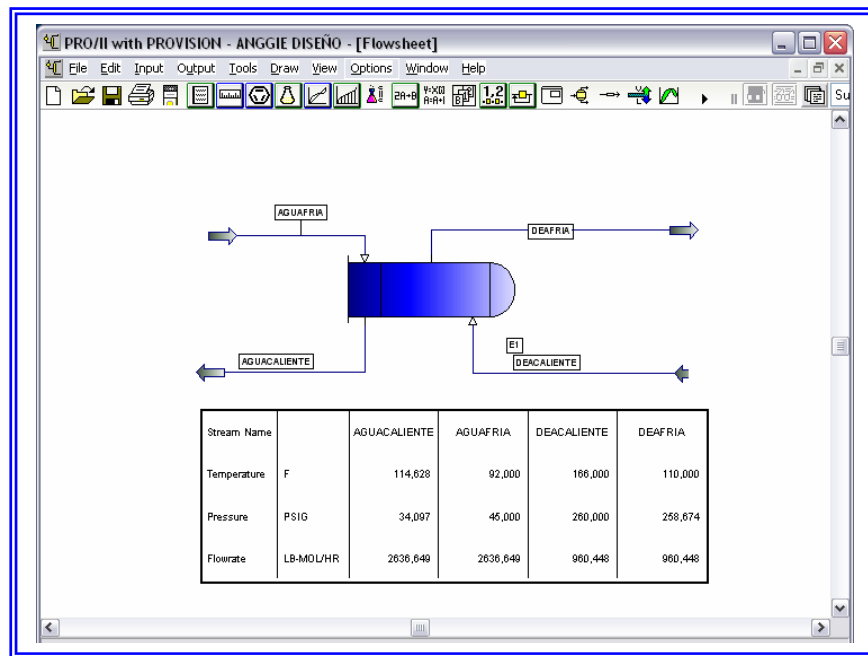


Figura 3.13. Convergencia y resultados de la simulación del intercambiador.

### 3.2.4 Elaboración de la simulación caso diseño y caso actual de operación del enfriador de amina pobre E-202

Se utilizó el modelo termodinámico Soave-Redlich-Kwong (SRK) y como sistema de unidades el inglés. En la tabla 3.4 se encuentran reportados los datos más relevantes del equipo que se utilizaron para el montaje de la simulación.

Tabla 3.4. Condiciones utilizadas para la elaboración de la simulación del enfriador de amina pobre E-202.

Tipo de intercambiador	Tipo de tubos	Nº de horquillas	Disposición de las horquillas
Doble tubo: Multitubular	Aleteados	6	3 Serie 2 Paralelo

### 3.2.4.1 Caso diseño

Siguiendo los pasos anteriormente expuestos para el montaje de la simulación en Pro/II e introduciendo los datos obtenidos de la hoja de especificación (anexo E) y del plano mecánico del equipo, se procedió a la realización de la simulación.

### 3.2.4.2 Caso actual de operación

Para obtener la composición de la solución DEA, se tomó una muestra de ésta la cual se envió al laboratorio Huntsman, empresa encargada de realizar análisis de DEA en la Refinería Puerto La Cruz, obteniéndose el siguiente reporte (tabla 3.5).

Tabla 3.5. Composición de la DEA.

Componente	Cantidad (%peso)
Amina (DEA)	17,66
Agua	77,60
Sulfuro de hidrogeno	0,04
Dióxido de carbono	0,03

Igualmente para el caso actual de operación, se utilizó el procedimiento mencionado anteriormente para el montaje de la simulación. En este caso se introdujeron los datos extraídos del plano mecánico del enfriador E-202, las temperaturas de entrada y salida de la DEA y del agua, reportadas en las tablas 3.1 y 3.2 respectivamente, conjuntamente con los flujos másicos de la DEA reportado por el Aspen Explorer, y del agua obtenido mediante el cálculo previo por un balance de energía.

### 3.2.5 Validación de la simulación realizada en Pro/II del enfriador de amina pobre, caso diseño y caso actual de operación

Para determinar las desviaciones de las temperaturas de salida y el calor transferido en el intercambiador de calor, obtenidas a partir del modelo de simulación y las reales de proceso, se considera la siguiente ecuación:

$$\%Desv = \frac{X_{SIM} - X_{REAL}}{X_{REAL}} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde:

$\%Desv$  = porcentaje de desviación (adimensional)

$X_{SIM}$  = variable arrojada por el simulador

$X_{REAL}$  = variable tomada de la data sheet o medida en el proceso

Tomando los valores de la tabla 4.1 para el caso diseño y sustituyéndolos en la ecuación 3.9 se tiene que la desviación obtenida por el calor transferido es:

$$\%Desv = \frac{(1.092.800 - 1.092.000) \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{1.092.000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}} \cdot 100$$

$\%Desv = 0,07\%$

En el capítulo 4 en la tabla 4.1, se reportan el resto de los valores obtenidos por el simulador para los casos diseño y actual de operación, además de los porcentajes

de desviaciones. En el anexo F se encuentran las hojas de especificaciones reportadas por el simulador.

### **3.3 Alternativas de Diseño para el Enfriamiento de Amina Pobre**

Debido a que el intercambiador actualmente instalado no cumple con los requerimientos de diseño, es decir enfriar la DEA a la temperatura adecuada para la absorción de  $H_2S$ , se hace necesaria la proposición de alternativas de nuevos diseños de intercambiadores de calor para el reemplazo del mismo y así mejorar la calidad del proceso, asimismo se obtendrá un ahorro en el derrame del agua contra incendio.

#### **3.3.1 Propuesta para el diseño**

En base a las temperaturas arrojadas por el proceso las cuales se visualizan en el Aspen Process Explorer, la temperatura más alta de la DEA es de  $155^{\circ}F$  (esto se puede observar en la figura 3.3), cuya temperatura se tomara como la temperatura de diseño de la DEA. El manual de diseño de intercambiadores de calor PDVSA<sup>[10]</sup> propone que, al máximo valor registrado por el proceso se le sume  $25^{\circ}F$ , quedando así la máxima temperatura en la cual trabajará el intercambiador de calor por diseño de  $180^{\circ}F$  y utilizando un flujo de 45 gpm (22.492 lb/h máximo flujo de proceso); en cuanto a la temperatura de salida de la DEA se propone para el diseño una temperatura de salida de  $110^{\circ}F$ , ya que es el mínimo valor que debe entrar la amina a la torre regeneradora, temperatura en la que actualmente esta trabajando el intercambiador en el proceso. Para el agua, según el manual de PDVSA para diseño de intercambiadores que usen agua proveniente de torres de enfriamiento se utilice una temperatura de entrada de  $90^{\circ}F$  y se tomará un promedio de delta de temperatura de  $14^{\circ}C$ , lo que corresponde a una temperatura de salida de  $115^{\circ}F$ .

Tabla 3.6. Temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

	DEA		AGUA	
	T <sub>1</sub> (°F)	T <sub>2</sub> (°F)	t <sub>1</sub> (°F)	t <sub>2</sub> (°F)
	155	110	90	115
<b>Promedio</b>	<b>145</b>		<b>102,5</b>	

Donde:

T<sub>1</sub>, t<sub>1</sub>= temperatura de entrada

T<sub>2</sub>, t<sub>2</sub>= temperatura de salida

De igual forma que en la parte anterior, se utilizará el simulador de procesos Pro/II, para obtener las características físicas, las cuales son necesarias para los próximos cálculos. Estos valores se encuentran reportados en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Características físicas de los fluidos.

	DEA	AGUA
<b>μ (lb/(h pie))</b>	1,74	1,60
<b>ρ (lb/pie<sup>3</sup>)</b>	62,32	61,96
<b>ρ (lb/gal)</b>	8,33	
<b>k (Btu/(h pie °F))</b>	0,23	0,36
<b>Cp (Btu/(lb °F))</b>	0,92	0,99

Donde:

μ = viscosidad

ρ = densidad

k = conductividad

Cp = capacidad calorífica



Para obtener el flujo de agua se utiliza la ecuación 3.6 y para el calor transferido la ecuación 3.8, procedimientos anteriormente descrito, introduciendo los valores reportados en las tablas 3.6 y 3.7, obteniéndose un flujo de 40.121 lb/h de agua y un calor de 1.003.031 Btu/h.

Los requerimientos para el nuevo intercambiador de calor se pueden visualizar en la figura 3.14.

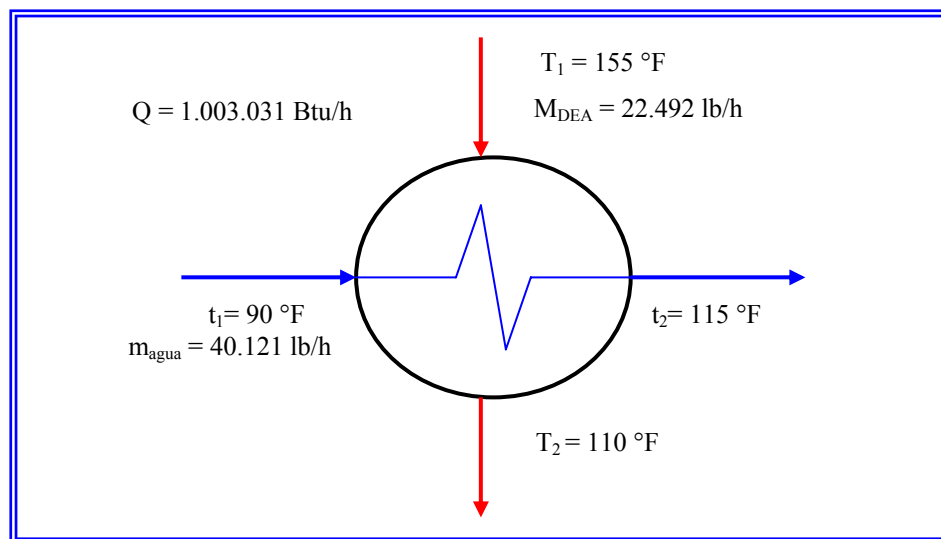


Figura 3.14. Esquema representativo de un intercambiador de calor.

### 3.3.2 Estimación del área de transferencia de calor

Usando el valor de la carga de calor transferida, se estima el área que necesitará el equipo para realizar las operaciones de transferencia, utilizando coeficiente de transferencia de calor estimado, por medio de la ecuación 2.4.

Primero se calcula la diferencia media logarítmica de temperatura, después de haber escogido un arreglo en contracorriente; para obtener este valor se hace uso de la ecuación 2.5.

$$MTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} = \frac{(155 - 115) - (110 - 90)}{\ln\left(\frac{155 - 115}{110 - 90}\right)} = 28,85^\circ\text{F}$$

Usando la tabla D.1 del anexo D, se estima un coeficiente de 125 Btu/h pie<sup>2</sup>°F para sustancias orgánicas medias; se escoge este valor debido a que la solución de DEA tiene una viscosidad de 1,74 lb/h pie igual a 0,72 centiPoise, además la norma PDVSA dice que para este servicio de enfriamiento de DEA regenerada está en un rango  $\pm 110$  Btu/h pie<sup>2</sup> °F, cuyo valor se encuentra en el rango de las sustancias orgánicas medias.

Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.4 se tiene:

$$Q = U \cdot A \cdot MTD$$

$$1.003.031 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 125 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}} \cdot A \cdot 28,85 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$A = 278,14 \text{ pie}^2$$

### 3.3.3 Propuesta N°1: doble tubo

Para las unidades de doble tubo existen en el mercado diferentes tamaños de coraza de tubos, que van desde 2 a 4 pulgadas y el tubo interior viene en diámetros externos de  $\frac{3}{4}$  a 2  $\frac{1}{2}$  pulgadas, según norma PDVSA<sup>[10]</sup>.

El intercambiador de calor utiliza agua para enfriar el fluido caliente (DEA), esta se hace pasar por el lado de los tubos por utilizarse agua de enfriamiento, ya que el agua presenta mayor flujo másico con respecto al flujo de DEA. Se escoge un arreglo de diámetro nominal de 3 pulgadas cédula 40 para el ánulo (coraza) y para el tubo un diámetro nominal de 2 pulgadas cédula 40, por poseer una mayor área de flujo en el lado de los tubos y así evitar mayores caídas de presión; los diámetros internos y externos se encuentran reportadas en la tabla 3.8, que fueron tomadas de la tabla B.1 del anexo B.

Tabla 3.8. Diámetros de los tubos

	DN (pulg)	Cédula	Di (pie)	Do (pie)
Ánulo	3	40	0,26	0,29
Tubo	2	40	0,17	0,20

Donde:

DN = diámetro nominal

Di = diámetro interno

Do = diámetro externo

Nota: Se utilizará la nomenclatura de “d” para definir los diámetros del tubo y “D” para los diámetros del ánulo.

### 3.3.3.1 Cálculos para el lado de los tubos

Área de flujo<sup>[11]</sup>

$$A_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde:

$A_t$  = área de flujo para el lado del tubo ( $\text{pie}^2$ )

$\pi$  = constante adimensional (3,1416)

$d_i$  = diámetro interno del tubo (pie)

Sustituyendo los valores de la tabla 3.8 para el tubo en la ecuación 3.10 se tiene:

$$A_t = \frac{\pi \cdot (0,17\text{pie})^2}{4} = 0,02\text{pie}^2$$

Velocidad de masa<sup>[11]</sup>

$$G_t = \frac{m_{\text{agua}}}{A_t} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Donde:

$G_t$  = velocidad de masa en el tubo ( $\text{lb}/(\text{h pie}^2)$ )

$m_{\text{agua}}$  = flujo másico del agua ( $\text{lb}/\text{h}$ )

Como el área de flujo es muy pequeña para pasar 40.121 lb/h de agua, se emplearán 2 corrientes en paralelas, entonces en cada tubería circulara la mitad del fluido, quedando la ecuación 3.11 de la siguiente forma:

$$G_t = \frac{m_{\text{agua}}}{2 \cdot A_t} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

$$G_t = \frac{40.121 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{2 \cdot 0,02 \text{pie}^2} = 1.003.025 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}$$

Velocidad del fluido<sup>[11]</sup>

$$V = \frac{Gt}{\rho} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Utilizando el valor de densidad reportada en la tabla 3.7 para el agua cuyo fluido circula en el tubo y sustituyéndola en la ecuación 3.13 se tiene:

$$V = \frac{1.003.025 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}}{61,96 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} = 16.188 \frac{\text{pie}}{\text{h}}$$

Transformando la velocidad de pie/h a pie/s:

$$V = 16.188 \frac{\text{pie}}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3.600 \text{ s}}$$

$$V = 4,50 \frac{\text{pie}}{\text{s}}$$

Coefficiente de transferencia de calor local

Como es agua que circula por los tubos se utiliza la curva de transferencia de calor, agua en los tubos (figura D.1), la cual tiene por abscisa la velocidad del fluido, ésta se intercepta con la temperatura promedio del agua 102,5°F y luego se lee en el eje de la ordenada el coeficiente de transferencia de calor local, arrojando el siguiente valor:

$$h_i = 1.110 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}}$$

Dicha curva (figura D.1) está realizada para tubos de  $\frac{3}{4}$  pulgada por lo que se requiere un factor de corrección, ya que el diámetro utilizado es de 2 pulgada. Para la obtención de este factor se utiliza la curva del factor de corrección (figura D.2), la cual tiene por abscisa el diámetro interno del tubo y como ordenada el factor de corrección (este será multiplicado por el  $h_i$  obtenido anteriormente) arrojando un valor de:

$$F_c = 0,78$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor local queda de la siguiente forma:

$$h_i = 1.110 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}} \cdot 0,78 = 865,80 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}}$$

Debido a que el  $h_i$  se ha determinado para el área correspondiente al diámetro interno es necesario corregirlo referido a la superficie exterior del tubo interno, usando la ecuación 2.18<sup>[11]</sup>:

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o}$$

Donde:

$h_{io}$  = coeficiente de transferencia de calor local referida a la superficie externa del tubo interno (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

Sustituyendo los valores reportados en la tabla 3.8 en la ecuación anterior, se tiene:

$$h_{io} = 865,80 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}} \cdot \frac{0,17 \text{ pie}}{0,20 \text{ pie}}$$

$$h_{io} = 735,93 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}}$$

### 3.3.3.2 Cálculos para el lado del ánulo

Área de flujo<sup>[11]</sup>

$$A_a = \pi \cdot \left( \frac{D_i^2 - d_o^2}{4} \right) \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde:

$A_a$  = área de flujo en el ánulo ( $\text{pie}^2$ )

$\pi$  = constante adimensional (3,1416)

$D_i$  = diámetro interno del ánulo (pie)

$d_o$  = diámetro externo del tubo (pie)

Sustituyendo los valores de la tabla 3.8 en la ecuación 3.14 se tiene lo siguiente:

$$A_a = \pi \cdot \left( \frac{(0,26 \text{ pie})^2 - (0,20 \text{ pie})^2}{4} \right) = 0,02 \text{ pie}^2$$

Velocidad de masa<sup>[11]</sup>

$$G_a = \frac{M_{DEA}}{A_a} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Donde:

$G_a$  = velocidad de masa en el ánulo ( $\text{lb}/(\text{h pie}^2)$ )

$M_{DEA}$  = flujo másico de la DEA (lb/h)

Como el área de flujo es muy pequeña para pasar 22.492 lb/h de DEA, se emplearán 2 corrientes en paralelas, entonces en cada tubería circulara la mitad del fluido, quedando la ecuación 3.15 de la siguiente forma:

$$Ga = \frac{M_{DEA}}{2 \cdot Aa} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

$$Ga = \frac{22.492 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{2 \cdot 0,02 \text{ pie}^2} = 562.300 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}$$

Diámetro equivalente<sup>[11]</sup>

$$De = \frac{4 \cdot Aa}{Ph} \quad (\text{Ec. 3.17})$$

$$Ph = \pi \cdot do \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Donde:

De = diámetro equivalente (pie)

Ph = perímetro húmedo (pie)

do = diámetro externo del tubo (pie)

Sustituyendo la ecuación 3.18 en la ecuación 3.17 e introduciendo los valores respectivos de cada variable se tiene:



$$De = \frac{4 \cdot 0,02 \text{ pie}^2}{\pi \cdot 0,20 \text{ pie}} = 0,13 \text{ pie}$$

Número de Reynolds<sup>[14]</sup>

$$Re = \frac{De \cdot V \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Donde:

Re = número de Reynolds (adimensional)

V = velocidad del fluido (pie/s)

$$V = \frac{Ga}{\rho} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

Utilizando el valor de densidad reportada en la tabla 3.7 para la DEA cuyo fluido circula en el ánulo y sustituyéndola en la ecuación 3.20 se tiene:

$$V = \frac{562.300 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \text{ h}}}{62,32 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} = 9.023 \frac{\text{pie}}{\text{h}}$$

Para obtener el número de Reynolds se toman los valores de densidad y viscosidad de la tabla 3.7 para la DEA, sustituyendo a su vez el diámetro equivalente y la velocidad del fluido calculado previamente en la ecuación 3.19 quedando:

$$Re = \frac{0,13 \text{ pie} \cdot 9.023 \frac{\text{pie}}{\text{h}} \cdot 62,32 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}}{1,74 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}} = 42.012$$

Coeficiente de transferencia de calor local<sup>[11]</sup>

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor local para el lado de la coraza se utiliza la ecuación 2.22.

$$h_o = \frac{J_H \cdot k}{De} \cdot \left( \frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Donde:

$h_o$  = coeficiente de transferencia de calor local del fluido que circula en el ánulo  
(Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$J_H$  = factor de transferencia de calor (adimensional)

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

$De$  = diámetro equivalente (pie)

$Cp$  = capacidad calorífica (Btu/(lb °F))

$\mu$  = viscosidad a la temperatura promedio del fluido (lb/(h pie))

$\mu_w$  = viscosidad a la temperatura de la pared del tubo (lb/(h pie))

El factor de corrección de la viscosidad  $\left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$  para el ánulo se asume igual

a uno debido a su baja viscosidad; entonces la ecuación anterior se reduce a:

$$h_o = \frac{J_H \cdot k}{De} \cdot \left( \frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

El factor de transferencia de calor ( $J_H$ ) se obtiene de la curva de transferencia de calor para el lado del ánulo (figura D.4), la cual tiene por abscisa el número de Reynolds, cuyo valor se intercepta con la línea que tiene por pendiente la longitud de

la trayectoria del fluido entre el diámetro equivalente del ánulo y luego se lee en el eje de la ordenada el factor  $J_H$ , el cual arrojó un valor de 120; este resultado conjuntamente con los valores reportados en la tabla 3.7 para la DEA se sustituyen en la ecuación 3.21 como sigue:

$$h_o = \frac{120 \cdot 0,23 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie } ^\circ\text{F}}}{0,13 \text{ pie}} \cdot \left( \frac{0,92 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \cdot 1,74 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}{0,23 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie } ^\circ\text{F}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_o = 405,35 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

### 3.3.3.3 Coeficiente de transferencia de calor global limpio

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor global limpio se hace uso de la ecuación 2.10. Sustituyendo los coeficientes de transferencia de calor locales para el tubo y el ánulo se tiene que:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o}$$

Donde:

$U_c$  = coeficiente global de transferencia de calor limpio (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{735,93 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} + \frac{1}{405,35 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}}$$

$$U_c = 261,38 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

### 3.3.3.4 Longitud requerida

$$L = \frac{A}{a_E} \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Donde:

L = longitud requerida para el intercambiador (pie)

A = área de transferencia de calor (pie<sup>2</sup>)

a<sub>E</sub> = superficie exterior por pie lineal de tubería (pie<sup>2</sup>/pie) (valor tomado del anexo B)

$$L = \frac{278,14 \text{ pie}^2}{0,62 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}}} = 448,61 \text{ pie}$$

### 3.3.3.5 Número de horquillas necesarias

$$N_H = \frac{L}{2 \cdot L_t} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

Donde:

N<sub>H</sub> = número de horquillas (adimensional, entero y par)

L = longitud requerida (pie)

L<sub>t</sub> = longitud del tubo (pie)

Los intercambiadores de doble tubo se construyen normalmente en longitudes de 12, 15 o 20 pies; mayor a esta distancia el tubo interior se puede vencer tocando el tubo exterior provocando una mala distribución del fluido en el ánulo. Para obtener el

número de horquillas necesarias se sustituyen las longitudes de los tubos en la ecuación 3.23 como sigue.

Número de horquillas para una longitud de 12 pies:

$$N_H = \frac{448,61 \text{ pie}}{2 \cdot 12 \text{ pie}} = 18,69$$

Número de horquillas para una longitud de 15 pies:

$$N_H = \frac{448,61 \text{ pie}}{2 \cdot 15 \text{ pie}} = 14,95$$

Número de horquillas para una longitud de 20 pies:

$$N_H = \frac{448,61 \text{ pie}}{2 \cdot 20 \text{ pie}} = 11,22$$

Para una longitud de *20 pies* se necesitan menor cantidad de horquillas por lo que se escoge esta longitud efectiva para los tubos, en la cual ocurrirá la transferencia de calor. Como se necesita un número entero y por este valor se aproxima a *12 horquillas*.

Como el número de horquillas no es el mismo que el calculado trae como consecuencia un aumento en la longitud requerida y en el área de transferencia de calor; esto a su vez ocasiona una disminución en el coeficiente de transferencia de calor global de diseño ( $U_D$ ), por lo que se tiene que recalcular estos valores.

De la ecuación 3.23 se obtiene la longitud requerida:

$$L = N_H \cdot 2 \cdot L_t \quad (\text{Ec. 3.24})$$

Sustituyendo los valores obtenidos anteriormente en la ecuación 3.24 para obtener la nueva longitud requerida se tiene:

$$L = 12 \cdot 2 \cdot 20 \text{ pie}$$

$$L = 480 \text{ pie}$$

### 3.3.3.6 Área de transferencia de calor recalculada

De la ecuación 3.22 se obtiene el área de transferencia, sustituyendo los valores obtenidos anteriormente en la ecuación para obtener la nueva área de transferencia se tiene:

$$L = \frac{A}{a_E}$$

$$480 \text{ pie} = \frac{A}{0,62 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}}}$$

$$A = 297,60 \text{ pie}^2$$

### 3.3.3.7 Coeficiente de transferencia de calor global de diseño

De la ecuación 2.4 se obtiene el  $U_D$ :

$$U_D = \frac{Q}{A \cdot MTD} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

Puesto que el flujo es netamente en contracorriente el  $F_t$  es igual a uno lo que produce que la MTD sea igual a la CMTD. Sustituyendo los valores obtenidos anteriormente en la ecuación 3.25 para obtener el nuevo  $U_D$  se tiene:

$$U_D = \frac{1.003.031 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{297,6 \text{ pie}^2 \cdot 28,85 \text{ }^\circ\text{F}}$$

$$U_D = 116,82 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

### 3.3.3.8 Cálculo del factor de ensuciamiento

Para obtener el factor de ensuciamiento se utiliza la ecuación 2.11 la cual se cita a continuación; sustituyendo los valores de coeficientes de transferencia de calor global de diseño y limpio se tiene:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d$$

$$\frac{1}{116,82 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}}} = \frac{1}{261,38 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}}} + R_d$$

$$R_d = 0,0047 \frac{\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

### 3.3.3.9 Caída de presión

Caída de presión para el lado de los tubos<sup>[11]</sup>

$$\Delta P_t = \left( \frac{4 \cdot f \cdot G t^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot D} \right) \cdot \left( \frac{\rho}{144} \right) \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Donde:

$\Delta P_t$  = caída de presión en el tubo (psi)

$f$  = factor de fricción (adimensional)

$G_t$  = velocidad másica en el tubo (lb/(h pie<sup>2</sup>))

$L$  = longitud (pie)

$g$  = aceleración de la gravedad (4,18x10<sup>8</sup> pie/h<sup>2</sup>)

$\rho$  = densidad (lb/pie<sup>3</sup>)

$D$  = diámetro (pie)

❖ Factor de fricción

Sustituyendo la ecuación 2.12 en la ecuación 2.14 se tiene que:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{\left(\frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}\right)^{0,42}} \quad (\text{Ec. 3.27})$$

Donde:

$f$  = factor de fricción (adimensional)

Sustituyendo las propiedades físicas para el agua, cuyo fluido circula por el tubo, las cuales se encuentran reportadas en la tabla 3.7 y la velocidad del fluido calculado anteriormente en la ecuación 3.27 se tiene:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{\left(\frac{61,96 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \cdot 16,188 \frac{\text{pie}}{\text{h}} \cdot 0,17 \text{ pie}}{1,60 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}\right)^{0,42}} = 0,0055$$



Entonces para obtener la caída de presión se sustituyen los valores correspondientes de cada parámetro en la ecuación 3.26.

$$\Delta P_t = \left( \frac{4 \cdot 0,0055 \cdot \left( 1.003.025 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2} \right)^2 \cdot 240 \text{ pie}}{2 \cdot 4,18 \times 10^8 \frac{\text{pie}}{\text{h}^2} \cdot \left( 61,96 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)^2 \cdot 0,17 \text{ pie}} \right) \cdot \left( \frac{61,96 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}}{144} \right)$$



### Caída de presión para el ánulo

- ❖ Caída de presión en el ánulo expresado en altura de líquido<sup>[11]</sup>

$$\Delta F_a = \frac{4 \cdot f \cdot G_a^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot D'e} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Donde:

$\Delta F_a$  = caída de presión en el ánulo (pie)

$f$  = factor de fricción (adimensional)

$G_a$  = velocidad másica en el ánulo ( $\text{lb}/(\text{h pie}^2)$ )

$L$  = longitud (pie)

$g$  = aceleración de la gravedad ( $4,18 \times 10^8 \text{ pie}/\text{h}^2$ )

$\rho$  = densidad ( $\text{lb}/\text{pie}^3$ )

$D'e$  = diámetro equivalente para la caída de presión (pie)

➤ Diámetro equivalente para la caída de presión

$$D'e = D_i - d_o \quad (\text{Ec. 3.29})$$

Donde:

$D'e$  = diámetro equivalente para la caída de presión (pie)

$D_i$  = diámetro interno del ánulo (pie)

$d_o$  = diámetro externo del tubo (pie)

Sustituyendo los valores de la tabla 3.8 en la ecuación 3.29 se tiene que:

$$D'e = 0,26 \text{ pie} - 0,20 \text{ pie} = 0,06 \text{ pie}$$

➤ Factor de fricción

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{\left( \frac{D'e \cdot V \cdot \rho}{\mu} \right)^{0,42}} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Sustituyendo las propiedades físicas para la DEA; cuyo fluido circula en el ánulo, las cuales se encuentran reportadas en la tabla 3.7 y la velocidad del fluido calculado anteriormente en la ecuación 3.30 se tiene:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{\left( \frac{0,06 \text{ pie} \cdot 9,023 \frac{\text{pie}}{\text{h}} \cdot 62,32 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}}{1,74 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}} \right)^{0,42}} = 0,0077$$

Entonces para obtener la caída de presión se sustituyen los valores correspondientes de cada parámetro en la ecuación 3.28.

$$\Delta F_a = \frac{4 \cdot 0,0077 \cdot \left(562.300 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}\right)^2 \cdot 240 \text{ pie}}{2 \cdot 4,18 \times 10^8 \frac{\text{pie}}{\text{h}^2} \cdot \left(62,32 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}\right)^2 \cdot 0,06 \text{ pie}} = 11,99 \text{ pie}$$

❖ Caída de presión por pérdidas de entrada y salida por horquillas<sup>[11]</sup>

$$\Delta F_p = \frac{V^2}{2 \cdot g'} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

Donde:

$\Delta F_p$  = caída de presión por pérdida (pie/horquilla)

V = velocidad (pie/s)

$g'$  = aceleración de la gravedad (32,2 pie/s<sup>2</sup>)

$$\Delta F_p = \frac{\left(9.023 \frac{\text{pie}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}}\right)^2}{2 \cdot 32,2 \frac{\text{pie}}{\text{s}^2}} = 0,09 \frac{\text{pie}}{\text{horquilla}}$$

Como son 6 horquillas el resultado será multiplicado por dicho valor quedando:

$$\Delta F_p = 0,09 \frac{\text{pie}}{\text{horquilla}} \cdot 6 \text{ horquillas} = 0,54 \text{ pie}$$

La caída de presión en el ánulo será la suma de  $\Delta F_a$  más  $\Delta F_p$  las cuales se multiplicará por la densidad para obtenerla en lb/pulg<sup>2</sup> (psi).

$$\Delta P_a = (\Delta F_a + \Delta F_p) \cdot \rho = (11,99 + 0,54) \text{ pie} \cdot 62,32 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \cdot \frac{(1 \text{ pie})^2}{(12 \text{ pulg})^2}$$

$$\Delta Pa = 5,45 \text{ psi}$$

En la tabla 3.9 se encuentra tabulado los resultados realizados para varios tipos de arreglos. Estos cálculos se realizaron para arreglos estándares de diámetros de tubos y corazas.

Tabla 3.9. Resultados de los cálculos realizados para diferentes arreglos de doble tubo.

Parámetros	Arreglo			
	3x2	4x3	2x1¼	4x2
Vt (pie/s)	4,50	1,80	8,99	4,50
hio (Btu/(h pie <sup>2</sup> °F))	735,93	386,49	1454,96	735,93
ho (Btu/(h pie <sup>2</sup> °F))	405,35	483,05	780,68	138,67
Nº horquillas	12	8	16	12
Longitud requerida (pie)	480	320	640	480
A (pie <sup>2</sup> )	297,60	239,12	278,40	297,60
U <sub>D</sub> (Btu/(h pie <sup>2</sup> °F))	116,82	145,40	124,88	116,82
ΔP <sub>T</sub> (psi)	4,19	0,32	28,77	5,00
ΔPa (psi)	5,45	4,65	52,98	3,30

Donde:

3x2, 4x3, 2x1¼, 4x2 = el primer número representa el diámetro del ánulo y el segundo el del tubo (cédula 40).

Vt = velocidad en los tubos (pie/s)

hio, ho = coeficiente de transferencia de calor local (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

A = área requerida para la transferencia de calor (pie<sup>2</sup>)

U<sub>D</sub> = coeficiente global de transferencia de calor de diseño (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$\Delta P_T$  = caída de presión en los tubos (psi)

$\Delta P_a$  = caída de presión en el ánulo (psi)

### 3.3.4 Propuesta N°2: tubo y coraza

Para esta opción se utilizó el procedimiento descrito en el capítulo II para diseño de intercambiadores de tubo y coraza, estos cálculos se realizaron para combinaciones estándares de diámetros y distancia entre tubos (obtenidos por el Kern<sup>[11]</sup>). En la tabla 3.10 se pueden observar los resultados obtenidos para distintos arreglos de tubo y coraza.

Tabla 3.10. Resultados de los cálculos para diferentes arreglos de tubo y coraza.

Parámetros	Arreglo				
	3/4 pulg DE pitch 15/16 pulg	3/4 pulg DE pitch 1 pulg	1 pulg DE pitch 1/4 pulg	3/4 pulg DE pitch 1 pulg	1 pulg DE pitch 1 ¼ pulg
Arreglo	Triangular	Triangular	Triangular	Cuadrado	Cuadrado
N° Tubos	98	82	66	90	76
Vt (pie/s)	3,50	4,18	2,64	3,81	2,29
h <sub>io</sub> (Btu/(h pie <sup>2</sup> °F))	761,02	901,65	589,05	827,20	539,95
h <sub>o</sub> (Btu/(h pie <sup>2</sup> °F))	470,53	360,76	365,92	308,83	284,11
Diámetro de la coraza (pulg)	12	12	13 ¼	13 ¼	15 ¼
A (pie <sup>2</sup> )	384,75	321,93	345,58	353,34	397,94
U <sub>D</sub> (Btu/(h pie <sup>2</sup> °F))	97,17	116,13	108,18	105,80	93,95
$\Delta P_T$ (psi)	6,47	6,48	2,55	6,36	2,62
$\Delta P_c$ (psi)	5,68	2,67	2,67	1,24	1,04

Donde:

Vt = velocidad en los tubos (pie/s)

$h_{io}, h_o$  = coeficiente de transferencia de calor local (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$A$  = área requerida para la transferencia de calor (pie<sup>2</sup>)

$U_D$  = coeficiente global de transferencia de calor de diseño (Btu/(h pie<sup>2</sup> °F))

$\Delta P_T$  = caída de presión en los tubos (psi)

$DE$  = diámetro externo de los tubos

$\Delta P_c$  = caída de presión en la coraza (psi)

### 3.3.5 Propuesta N°3: doble tubo multitubular

En este caso se tomo como referencia el equipo actualmente instalado en planta, en cuanto al diámetro de los tubos y coraza, el número de tubos y el arreglo de ellos con la única diferencia que los tubos no presentan aletas longitudinales, es decir, son tubos lisos. El procedimiento de cálculo utilizado fue el doble tubo sencillo con la diferencia de que se utilizaron siete tubos en lugar de uno.

Este equipo está constituido por siete tubos de  $\frac{3}{4}$  pulg y una coraza de 4 pulg ambos con cédula 40, a su vez cuenta con ocho horquillas y una longitud de tubo de 20 pies, además para verificar la fiabilidad de los cálculos si cumple con los resultados obtenidos, se simuló bajo el paquete computarizado Pro/II; estos resultados se encuentran en el anexo G, en el cual están los reportes y los resultados de la simulación con su respectivos porcentaje de desviación.

### 3.3.6 Propuesta N°4: doble tubo multitubular con aletas (diseño actual)

Para esta ultima propuesta se utilizó la configuración del equipo actualmente instalado en planta, para este caso el método de estudio constó unicamente de la simulación del equipo, utilizando para ello el simulador de procesos Pro/II (anexo G se encuentra el input). Los parámetros hidráulicos se reportan en la tabla 3.11.

Tabla 3.11. Dimensiones del intercambiador doble tubo multitubular.

	Coraza	Tubos
Diámetro interno (pulg)	4,026	0,709
Diámetro externo (pulg)	4,50	0,875
Número de tubos	7	
Arreglo	Cuadrado 45°	
pitch (pulg)	12,812	
Longitud de tubos (pie)	20	
Tipo de intercambiador	AFS	
Aletas		
Número de aletas	10	
Espesor (pulg)	1/32	
Altura (pulg)	7/32	
Diámetro de la raíz (pulg)	7/16	

### 3.4 Elección del Mejor Arreglo Técnico-Económico en Base a una Matriz de Selección para la Eliminación del Rociado de Agua contra Incendio Sobre el Enfriador E-202

Luego de estudiar las propuestas, tomando en cuenta los aspectos principales involucrados con la situación de enfriamiento en el sistema de tratamiento de olefinas de la unidad de alquiler, se realizaron una serie de matrices de evaluación que implicaron criterios enfocados tanto a nivel técnico como económico. Los aspectos técnicos a ser evaluados en la matriz fueron consultados en bibliografías y manuales de diseños, los cuales se mencionan a continuación.

- ❖ Velocidad del fluido en los tubos (agua).

- ❖ Caída de presión en los tubos (agua).
- ❖ Caída de presión en la coraza (DEA).
- ❖ Coeficiente global de transferencia de calor.
- ❖ Área requerida para la transferencia de calor.
- ❖ Espacio vertical ocupado.
- ❖ Costo.

Luego de definidos todos los aspectos a evaluarse en la matriz técnica para la escogencia de los modelos, estos serán clasificados en cinco niveles de valoración, que se pueden apreciar en la tabla 3.12 y los cuales serán comparados con los rangos establecidos por diseño y referencias bibliográficas. La tabla 3.13 muestra los rangos de cada uno de los parámetros a evaluar.

Tabla 3.12. Calificativo de las opciones.

Calificativo	Valor
Excelente (E)	5
Muy bueno (Mb)	4
Bueno (B)	3
Medianamente apropiado (Ma)	2
No apropiado (Na)	1

Tabla 3.13.  
parámetros  
evaluados en

Rango de los  
técnicos a ser  
la matriz.



Parámetro	Rango de referencia	Fuente de referencia
Velocidad del fluido en los tubos	3 a 8 pie/s	Norma PDVSA
Caída de presión en los tubos	0 a 10 psi	Establecido por diseño
Caída de presión en la coraza	0 a 10 psi	Establecido por diseño
Coefficiente global de transferencia de calor	50 a 125 Btu/(h pie <sup>2</sup> F)	Rango para operación de enfriamiento
Área requerida para la transferencia	> 200 pie <sup>2</sup>	Rango para intercambiadores de tubo y coraza
Espacio vertical ocupado	0 a 6 pie	Espacio físico disponible en planta

Estos rangos serán subdivididos para colocarles el calificativo de acuerdo a su excelencia y tener al final una ponderación para así obtener el mejor arreglo tanto económico como técnico; estos se presentan en la tabla 3.14.

Tabla 3.14. Subdivisión de los rangos técnicos a ser evaluados en la matriz.

Parámetro	E	Mb	B	Ma	Na
Velocidad en los tubos (pie/s)	4,95 a 6,05	4,29 a 4,94	3,63 a 4,28	3,62 a 3,00	< 3,00
		6,06 a 6,70	6,71 a 7,36	7,37 a 8,00	> 8,00
Caída de presión en los tubos (psi)	0 a 2,49	2,50 a 4,99	5,00 a 7,49	7,50 a 10,00	>10,00
Caída de presión en la coraza (psi)	0 a 2,49	2,50 a 4,99	5,00 a 7,49	7,50 a 10,00	>10,00

Tabla 3.14. Subdivisión de los rangos técnicos a ser evaluados en la matriz

(Continuación).

Parámetro	E	Mb	B	Ma	Na
Coefficiente global de transferencia de calor de diseño (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	125	100 a 124	75 a 99	50 a 74	< 50
Área requerida para la transferencia de calor (pie <sup>2</sup> )	201 a 250	251 a 300	301 a 350	351 a 400	> 400
Espacio vertical ocupado (pie)	0 a 1,49	1,50 a 2,99	3,00 a 4,49	4,50 a 6,00	> 6,00

Una vez realizados los cálculos para intercambiadores de calor del tipo doble tubos y tubo y coraza para varios tipos de arreglos, los cuales se encuentran tabulados en la tabla 3.9 y 3.10, estos serán evaluados mediante una matriz de selección, a los cuales se les colocará una ponderación dependiendo del rango donde se encuentre el valor de cada parámetro según la tabla 3.14. Esto se puede apreciar en la tabla 3.15 y 3.16.

Tabla 3.15. Matriz de selección técnica para intercambiadores del tipo doble tubos.

Parámetro	Arreglo			
	3x2	4x3	2x1¼	4x2
Vt (pie/s)	4	1	1	4
ΔP <sub>T</sub> (psi)	4	5	1	3
ΔPa (psi)	3	4	1	4
U <sub>D</sub> (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	4	1	5	4
Ev (pie)	1	1	1	1
<b>TOTAL</b>	<b>16</b>	<b>12</b>	<b>9</b>	<b>16</b>

Donde: Ev = espacio vertical ocupado (pie)

Tabla 3.16. Matriz de selección técnica para intercambiadores del tipo tubo y coraza.

Parámetro	Arreglo				
	3/4 pulg DE pitch 15/16 pulg Arreglo triangular	3/4 pulg DE pitch 1 pulg Arreglo triangular	1 pulg DE pitch 1/4 pulg Arreglo triangular	3/4 pulg DE pitch 1 pulg Arreglo cuadrado	1 pulg DE pitch 1/4 pulg Arreglo cuadrado
Vt (pie/s)	2	3	1	3	1
$\Delta P_T$ (psi)	3	3	4	3	4
$\Delta P_c$ (psi)	3	4	4	5	5
$U_D$ (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	3	4	4	4	3
A (pie <sup>2</sup> )	2	3	3	2	2
Ev (pie)	5	5	5	5	5
<b>TOTAL</b>	<b>18</b>	<b>22</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>20</b>

Los arreglos doble tubo y tubo y coraza escogidos mediante la matriz de selección fueron evaluados mediante el simulador de procesos Pro/II, para verificar su fiabilidad; estos resultados se encuentran reportados en el anexo G, en el cual están los reportes y los resultados de la simulación con su respectivos porcentaje de desviación.

## **CAPÍTULO 4**

### **DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **4.1 Discusión de resultados**

##### **4.1.1 Actualización de los diagramas de tubería e instrumentación del sistema de tratamiento de olefinas con di-etanol amina (DEA)**

A través de las visitas realizadas en planta, se realizó la revisión del diagrama de tubería e instrumentación, en la cual no se encontró diferencia alguna entre la información contenida en el diagrama y la obtenida en planta.

Esta actividad facilitó la comprensión del proceso que se lleva a cabo en el sistema de tratamiento de olefinas con DEA, además de conocer la ubicación de los transmisores indicadores de presión y temperatura presentes en la unidad, lo cual sirvió de base en la toma de datos para el estudio del enfriador de amina pobre.

Es importante la actualización de cualquier información en una industria petrolera, aún más cuando se refiere a la instrumentación y a las líneas de una unidad ya que estos son la base de estudio de cualquier sistema. Esto es debido a que se realizan remodelaciones de las unidades eventualmente, mientras que los diagramas se actualizan en períodos muchos más extensos.

Los diagramas de tubería e instrumentación por normas de protección de activos de información (PAI) de PDVSA, son clasificados como documentos estrictamente confidenciales, es decir, como activos de información con un alto valor

estratégico, cuya divulgación causaría graves perjuicios al patrimonio de la empresa, razón por la cual no pueden ser publicados.

#### 4.1.2 Identificación de las causas de la alta temperatura de salida de la amina pobre mediante el análisis de las condiciones de diseño y las actuales de operación con el uso de simuladores

Tabla 4.1. Temperaturas de salida y calor transferido para el caso diseño y actual de operación.

Producto	Actual			Diseño		
	T (°F)	Pro/II		T (°F)	Pro/II	
		T (°F)	% Desv		T (°F)	% Desv
DEA	125	125,08	0,06	110	108,91	- 0,99
Agua	108	108,05	0,05	115	115,07	0,06
Q (Btu/h)	Pro/II			Q (Btu/h)	Pro/II	
	Q (Btu/h)	% Desv	Q (Btu/h)		Q (Btu/h)	% Desv
	620.781,50	620.700	- 0,01	1.092.000	1.092.800	0,07

En la tabla 4.1 se muestran las temperaturas de salida y el calor transferido del enfriador de amina pobre E-202, las obtenidas mediante el simulador, la de diseño y la actual de operación con su respectivo porcentaje de desviación. Como se puede observar los valores de temperaturas y calor transferido obtenidos con el simulador presentan un porcentaje de desviación menor al 1% respecto a los reales. Debido a que el criterio de validación fijado para estos modelos fue un porcentaje de desviación máximo de 10% en los valores obtenidos, estos modelos fueron considerados aceptados.

Para la realización de la simulación caso actual de operación se utilizaron factores de ensuciamiento de  $0,007 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$  para ambas corrientes, esto es debido al tiempo transcurrido desde el último período de limpieza el cual fue el 02 de abril del 2003; hasta junio del 2008 transcurrieron cinco años sin ningún tipo de limpieza.

Según la hoja de especificaciones del equipo cada corriente utiliza un factor de ensuciamiento de  $0,002 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$ , este valor es para proteger al equipo de entregar menos calor durante un periodo de año y medio<sup>[10]</sup>, lo que quiere decir que en cinco años se tiene un valor de tres y medio. Este valor se multiplica por  $0,002 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$ , cuyo resultado es  $0,007 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$ .

Las causas de la alta temperatura de salida de la amina pobre se deben a la alta suciedad que presentaba el equipo, además de la corrosión que presentan los tubos del equipo; esto se evidencia en el anexo H.

El lodo encontrado en el intercambiador, además del deterioro de los tubos producto de la corrosión del equipo lo que significa una resistencia térmica adicional, debido a que estos sólidos (lodo + óxido de hierro) se depositan en la superficie de los tubos impidiendo el paso de calor del fluido caliente (DEA) hacia el fluido frío (agua). Por otro lado debido a su alojamiento en la superficie provocan la disminución del diámetro de los tubos lo que conlleva a una menor área de transferencia de calor con respecto a la obtenida en el diseño.

El aumento del factor de ensuciamiento (Rd) provoca una disminución en el calor de transferencia, lo que trae como consecuencia una alta temperatura de salida del fluido que se quiere enfriar. Se utilizó el simulador Pro/II para verificar los resultados obtenidos; para ello se hizo uso del modelo planteado para el caso

operación del enfriador de amina pobre y se le introdujeron los valores que tendría el  $R_d$  para cada año y medio de operación, estos resultados se reflejan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Factor de ensuciamiento, calor transferido y temperatura de salida de la DEA.

<b>Rd total (h pie<sup>2</sup> °F/Btu)</b>	<b>Q (Btu/h)</b>	<b>T (°F)</b>
0,004	945.000	109,405
0,008	782.200	117,275
0,012	666.600	122,858
0,014	620.700	125,076

Estos valores serán graficados a continuación para visualizar la tendencia de cada uno de ellos.

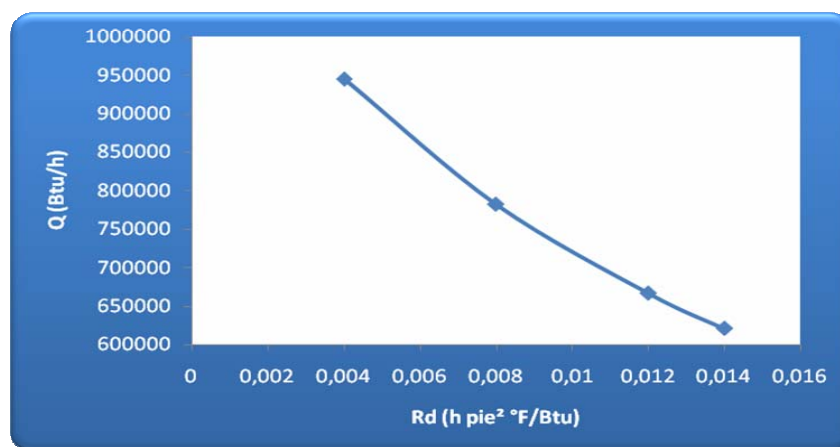


Figura 4.1. Representación gráfica del factor de ensuciamiento en función del calor transferido.

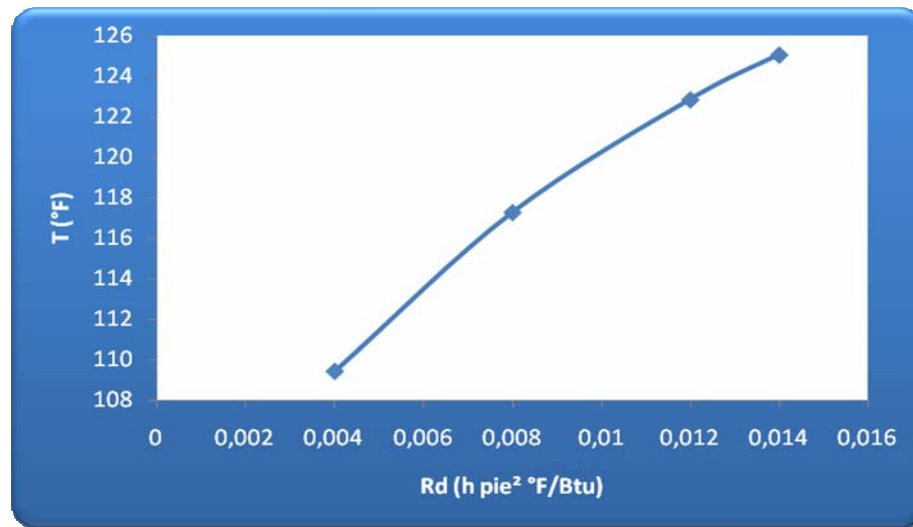


Figura 4.2. Representación gráfica del factor de ensuciamiento en función de la temperatura de salida de DEA.

En la figura 4.1 y 4.2 se visualizan los perfiles de calor de transferencia y temperatura de salida de la DEA respectivamente. En la primera figura se observa una disminución del calor a medida que va aumentando el factor de ensuciamiento; caso contrario ocurre en la segunda figura cuyo perfil va en aumento a medida que se incrementa dicho factor; esto se debe a lo explicado anteriormente.

#### 4.1.3 Propuestas de alternativas de diseño para el enfriador de amina pobre E-202

Las propuestas que se describirán más adelante están enfocadas a un nuevo diseño para el enfriador de amina pobre, líquido utilizado para la absorción de H<sub>2</sub>S presente en las olefinas (compuesto químico principal en la reacción de alquilación). El equipo instalado en planta presentaba altas temperaturas de salida de la amina y un deterioro progresivo debido a las diferentes fallas que ha venido acumulando el equipo (tabla 4.3) que tiene operando, desde el inicio de la planta en el año 1962; es



por ello que se plantea un nuevo diseño para dicha operación. En el anexo H se muestra el estado físico del enfriador de amina pobre.

Tabla 4.3. Historial de fallas del enfriador de amina pobre E-202<sup>[19]</sup>.

Fecha	Motivo de la parada	Actividad ejecutada
16/09/1971	Parada general programada	Se instaló elemento usado del E-12 de A-B-C-D-E-F
10/01/1973	Parada general programada	Se instaló elemento reparado de A-B-C-D-E-F
01/05/1977	Parada general programada	Se instaló elemento nuevo de A-B-C-D-E-F
15/01/1983	Parada general programada	Se instaló elemento nuevo de A-B-C-D-E-F
09/01/1987	Parada general programada	Se instaló elemento nuevo de A-B-C-D-E-F
26/08/1988	Parada general programada	Se instaló elemento nuevo de A-B-C-D-E-F
18/05/1991	Parada general programada	Se reemplazaron los elementos y los cuatro codos de retorno múltiples de entrada y salida de agua de enfriamiento A-B-C-D-E-F
02/08/1994	.-Posible obstrucción de los tubos .-Fuga por el elemento	.-Se reemplazaron los elementos B y D por obstrucción de los tubos .-Se reemplazó el elemento F por fuga del elemento
20/09/1994	Fuga por el elemento	Se reemplazaron los elementos C y E
29/07/1999	Perforación de los tubos	Se reemplazaron los elementos A-C-F
02/04/2003	.-Obstrucción de los tubos .-Perforación de los tubos	.-Se reemplazaron los elementos A-E-F .-Se reemplazaron los elementos B-C-D

En la tabla 4.3 se puede observar la serie de eventos que ha presentado el enfriador. Se puede decir que ha presentado fallas desde sus inicios debido a que solo transcurrieron nueve años para cambiarle los elementos; además se confirma la última fecha de limpieza del equipo cuyo lapso es de cinco años con respecto a la fecha de toma de datos (30-6-2008).

#### **4.1.3.1 Propuesta N°1: doble tubo**

Este tipo de equipos son los más sencillos en cuanto a diseño de intercambiadores, ya que está constituido por dos tubos concéntricos. Debido a la sencillez de su diseño simplifica la construcción del mismo lo que facilita las operaciones de instalación y mantenimiento del intercambiador, puesto que se pueden desmantelar fácilmente para la limpieza, removiendo la tapa colocada en el extremo en U del tubo externo, desmantelando ambos cierres frontales y retirando el elemento. Además por su baja complejidad mecánica son unidades de costos relativamente bajos.

En la tabla 3.15 se muestra la matriz de selección técnica para intercambiadores del tipo doble tubo, en la cual dos arreglos presentan igualdad en cuanto al resultado total; por lo tanto para la escogencia del equipo se recurrió al aspecto económico. El costo de la tubería aumenta con el incremento del diámetro del tubo, por ende un arreglo 4x2 resultará más costoso que un arreglo 3x2.

Para esta propuesta los flujos máxicos (agua-DEA) se dividieron en dos en un sistema serie-paralelo, puesto que para un sistema totalmente en serie se obtenían grandes caídas de presión. Por otra parte la velocidad en el tubo era muy grande lo que conllevaba en un futuro a la erosión, es decir, pérdida del material de construcción ocasionando así roturas en el tubo.

Por otra parte, la principal desventaja en el uso de intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor, por lo que deben colocarse varias horquillas hasta que cumpla con los requerimientos del proceso. Para este caso en particular se necesitan 12 horquillas, es decir, seis horquillas en serie y dos en paralelo.

Estas horquillas son colocadas una encima de la otra, lo que incrementa el espacio vertical ocupado por el equipo; en planta el espacio dispuesto para el intercambiador es muy reducido lo que representa una desventaja operacional. Para ver las dimensiones dispuestas para el equipo refiérase al anexo I. En la tabla 4.4 se pueden observar las características para el intercambiador doble tubo.

Tabla 4.4. Características físicas calculadas para la propuesta de doble tubo.

Parámetro	Coraza	Tubos
Fluido circulando	20% DEA 80% Agua	Agua
Fluido total entrando (lb/h)	22.492	40.121
Estado físico	Líquido	Líquido
Temperatura de entrada (°F)	155	90
Temperatura de salida (°F)	110	115
Caída de presión (psi)	5,45	4,19
Velocidad (pie/s)	2,51	4,50
Coefficiente local de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	405,35	735,93
Área de transferencia de calor (pie <sup>2</sup> )	297,60	
Coefficiente global de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	116,82	
Calor transferido (Btu/h)	1.003.031	

#### 4.1.3.2 Propuesta N°2: tubo y coraza

Cuando se requieren grandes superficies de transferencias de calor se utilizan este tipo de intercambiadores, los cuales son los que se utilizan comúnmente en refinerías. Son relativamente fácil de construir de mantener y reparar (aquellas partes sujetas a fallas frecuentes como son los tubos y empacaduras son fáciles de reemplazar), el costos del equipo es relativamente bajo aunque son más costosos que los equipos doble tubo.

La tabla 3.16 representa una matriz de selección técnica para arreglos de tubo y coraza; como en el caso anterior dos propuestas presentan un igual resultado para tubos de  $\frac{3}{4}$  pulg y pitch de 1 pulg de arreglos triangular y cuadrado, para lo cual se recurrió en primer lugar a los aspectos técnicos. En la tabla 4.5 se observa un resumen de las características físicas para los arreglos de tubo y coraza favorecidos en la selección técnica.

Tabla 4.5. Resumen comparativo entre las propuestas de intercambiador de calor de tubo y coraza favorecidos técnicamente para el reemplazo del E-202.

Parámetro	Arreglo	
	Triangular	Cuadrado
Vt (pie/s)	4,18	3,81
$U_D$ (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	116,13	105,80
N° tubos	82	90
Diámetro de la coraza (pulg)	12	13 $\frac{1}{4}$

En la tabla 4.5 se puede visualizar una velocidad en los tubos mayor para el arreglo triangular que para el cuadrado, lo que aumenta la transferencia de calor

debido a que posee una mayor turbulencia lo que se puede apreciar en el coeficiente de transferencia de calor global, cuyo valor es mayor para el arreglo triangular.

Así mismo, esta configuración en triángulo requiere una menor cantidad de tubos y menor diámetro de coraza lo que resulta un equipo más económico; a su vez el arreglo triangular de  $30^\circ$  es ventajoso puesto que presenta un menor costo por metro cuadrado y transfiere más calor por metro cuadrado que los arreglos cuadrados y triangular de  $60^\circ$ .

Esta propuesta de tubo y coraza posee un diámetro de tubos de  $\frac{3}{4}$  pulg BWG 16 con una longitud de 20 pies y un diámetro interno de coraza de 12 pulg, a su vez presenta un porcentaje de eficiencia mayor del 90% puesto que tiene un factor de corrección de temperaturas (Ft) de 0,945 con una configuración de cuatro pasos por los tubos y dos pasos en la coraza. Se propone un corte del deflector de 25% debido a que el manual de PDVSA se cita que el rango óptimo es de 15% a 30%, siendo el 25% como el más óptimo.

Con esta configuración se obtiene un factor de ensuciamiento total de  $0,004 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$  lo que quiere decir que el diseño cumple con los requerimientos del proceso, puesto que el factor de ensuciamiento total para este proceso de enfriamiento según el manual de PDVSA es  $0,004 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$ , lo que quiere decir que el equipo no presenta subdimensionamientos. En la tabla 4.6 se presentan las características físicas del intercambiador propuesto.

Tabla 4.6. Características físicas calculadas para la propuesta de tubo y coraza.

Parámetro	Coraza	Tubos
Fluido circulando	20% DEA 80% Agua	Agua

Tabla 4.6. Características físicas calculadas para la propuesta de tubo y coraza  
(Continuación).

Parámetro	Coraza	Tubos
Fluido total entrando (lb/h)	22.492	40.121
Estado físico	Líquido	Líquido
Temperatura de entrada (°F)	155	90
Temperatura de salida (°F)	110	115
Caída de presión (psi)	2,67	6,48
Velocidad (pie/s)	1,15	4,18
Coefficiente local de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	360,76	901,65
Número de pasos	2	4
Número de tubos	82	
Pitch (pulg)	0,9375=15/16	
Baffles	Segmentados con un corte de 25%	
Arreglo	Triangular de 30°	
Área de transferencia de calor (pie <sup>2</sup> )	321,93	
Coefficiente global de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	116,13	
Calor transferido (Btu/h)	1.003.031	

#### 4.1.3.3 Propuesta N°3: doble tubo multitubular

Estos intercambiadores son similares a los de doble tubo, en cuanto a la facilidad de mantenimiento e instalación, también presentan una baja complejidad mecánica y bajos costos, aunque son más costosos que los de doble tubo simple, ya que estos presentan más de un tubo.

De igual forma que el equipo doble tubo los flujos se dividieron en dos. Como en el caso de doble tubo sencillo estas horquillas se colocan una encima de la otra, lo que representa una desventaja con respecto al espacio vertical. Debido a su similitud al de doble tubo el flujo presenta una sola dirección en contracorriente. A continuación en la tabla 4.7 se reflejan los parámetros calculados para dicha propuesta.

Tabla 4.7. Características físicas calculadas para la propuesta de doble tubo multitubular.

Parámetro	Coraza	Tubos
Fluido circulando	20% DEA 80% Agua	Agua
Fluido total entrando (lb/h)	22.492	40.121
Estado físico	Líquido	Líquido
Temperatura de entrada (°F)	155	90
Temperatura de salida (°F)	110	115
Caída de presión (psi)	0,05	3,46
Velocidad (pie/s)	1,08	3,51
Coefficiente local de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	303,37	649,19
Número de tubos	7	

Tabla 4.7. Características físicas calculadas para la propuesta de doble tubo multitubular (Continuación).

Parámetros	Coraza	Tubos
Pitch (pulg)	1,28	
Arreglo	Triangular de 30°	
Área de transferencia de calor (pie <sup>2</sup> )	362,88	
Coefficiente global de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	95,81	
Calor transferido (Btu/h)	1.003.031	

En la tabla 4.7 se observa una caída de presión en la coraza muy pequeña lo que resulta ventajoso para esta propuesta; esto se debe a que el diámetro de la coraza es grande para el pequeño diámetro de los tubos lo que resulta un diámetro equivalente para la caída de presión alto, lo que favorece a este cálculo. Por otra parte el alto valor de diámetro equivalente para la coraza proporciona una baja velocidad y así un bajo coeficiente de transferencia de calor, lo que ocasiona un menor coeficiente global de transferencia, por lo que se adquiere con esta propuesta una mayor área de transferencia para cumplir con los requerimientos del proceso.

Este arreglo representa el sistema de menor eficiencia en cuanto a intercambio de calor, y en comparación a los casos anteriores la velocidad del fluido es menor; esto evidencia que la turbulencia influye positivamente en la transferencia de calor.

#### 4.1.3.4 Propuesta N°4: doble tubo multitubular con aletas (diseño actual)

Esta propuesta está constituida por los mismos parámetros hidráulicos del equipo que opera actualmente en planta, cabe acotar, bajo buenas condiciones de los



tubos, ya que como se muestra en el anexo H las condiciones físicas del mismo no son las más idóneas. En la tabla 4.8 se observan los resultados que se obtienen del intercambiador operando bajo las condiciones establecidas en este proyecto.

Tabla 4.8. Parámetros obtenidos para la propuesta doble tubo multitubular con aletas.

Parámetro	Coraza	Tubos
Fluido circulando	20% DEA	Agua
Fluido total entrando (lb/h)	22.492	40.121
Estado físico	Líquido	Líquido
Temperatura de entrada (°F)	155	90
Temperatura de salida (°F)	108,19	114,24
Caída de presión (psi)	4,79	1,77
Velocidad (pie/s)	-	3,51
Área de transferencia de calor (pie <sup>2</sup> )	752,26	
Coefficiente global de transferencia de calor (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	46,42	
Calor transferido (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	970.200	

Como se puede observar en la tabla 4.8, con esta configuración se obtiene una gran área de transferencia; puesto que las tiras de metal colocados en los tubos extiende la superficie de transferencia de calor, lo que conlleva a un pequeño coeficiente global de transferencia.

Por otra parte las configuraciones con tubos aleteados son relativamente imposibles de limpiar, además incrementa el costo del equipo en un 50% a 70% con

respecto a configuraciones de tubos lisos, lo que representa una desventaja económica para este equipo.

#### 4.1.4 Elección del mejor arreglo técnico-económico en base a una matriz de selección

Como se explicó en el capítulo anterior, los aspectos más importantes referentes a la evaluación de intercambiadores de calor son velocidad, caída de presión, coeficiente global de transferencia de calor, área de intercambio de calor, espacio vertical ocupado y por último, y no menos, importante el costo.

A continuación se compararán mediante representaciones gráficas los valores de cada parámetro arrojados por cada una de las propuestas.

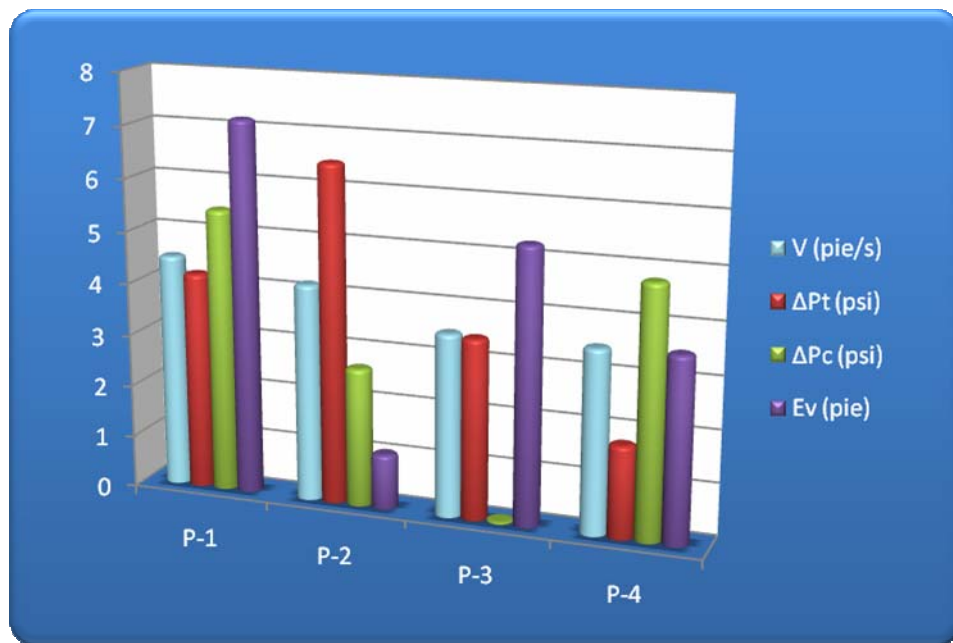


Figura 4.3. Representación gráfica de la velocidad en los tubos, caída de presión en los tubos y en la coraza y espacio vertical de cada propuesta.

En la figura 4.3 se observa que la velocidad en los tubos para las cuatro propuestas son favorables, ya que se encuentran dentro del rango de 3,3 a 8,6 pie/s, puesto que menor a 3,3 pie/s favorece a la corrosión y mayor a 8,6 a la erosión. Además muestra que la propuesta uno (P-1) posee una mayor velocidad con respecto a las otras; lo que resulta favorable pues ayuda a la transferencia de calor. Las que resultan menos favorable son las propuestas tres y cuatro (P-3 y P-4), por tener menor velocidad en los tubos y muy cercana al límite del rango (ambas presentan la misma velocidad por tener igual diámetro e igual cantidad de tubos).

Así mismo, se muestra que la propuesta con menor caída de presión en los tubos es la cuatro (P-4) y la más desfavorable por tener la mayor caída de presión es la dos (P-2), lo que resulta desventajoso, puesto que el incremento de este factor influye negativamente en la transferencia de calor. En cuanto a la caída de presión en la coraza resultaron ser relativamente bajas menores a 5 psi exceptuando la propuesta uno (P-1) representada por un arreglo doble tubo cuyo diámetro equivalente es pequeño lo que produce un incremento de este factor; a su vez la figura 4.3 muestra que la mejor opción en cuanto a la caída de presión en la coraza es la propuesta tres (P-3).

Por otro lado el espacio vertical ocupado, aunque no influye directamente en la transferencia de calor, este parámetro resulta ser importante para este caso, ya que el espacio disponible en planta está delimitado, siendo la propuesta dos (P-2) la más ventajosa según la figura 4.3; cabe destacar que la propuesta uno y la tres (P-1 y P-3) sobrepasa los límites de lo disponible en planta lo que resulta una desventaja bastante crítica con respecto a las otras propuestas.

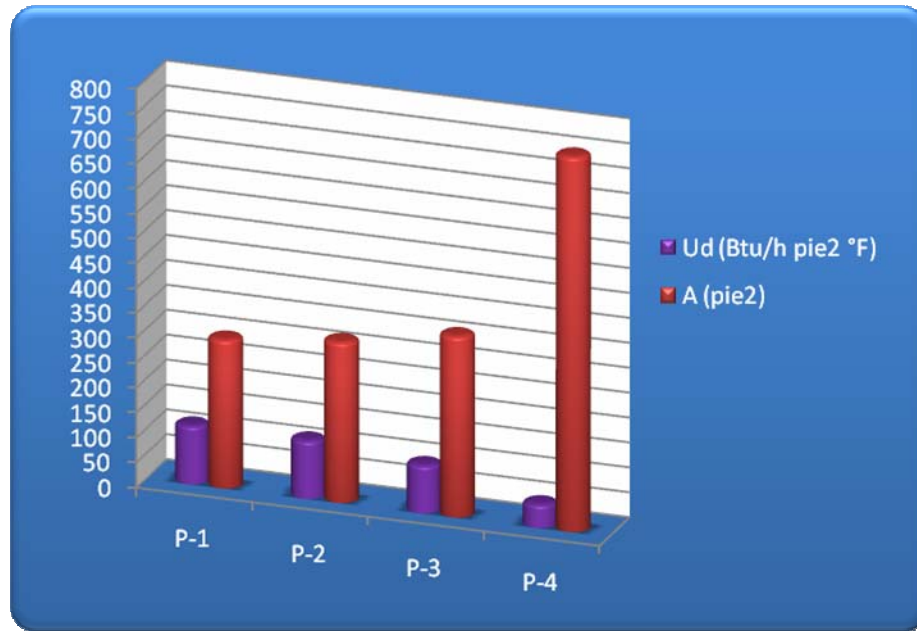


Figura 4.4. Representación gráfica del coeficiente global de transferencia de calor y del área de transferencia de cada propuesta.

La figura 4.4 da a conocer que con la propuesta cuatro (P-4) se obtiene una mayor área de intercambio de calor y muy bajo coeficiente global de transferencia de; del mismo modo la propuesta uno y dos (P-1 y P-2) presentan mayores coeficientes de transferencia y por ende menor área, lo que beneficia a estas propuestas.

#### 4.1.4.1 Matriz de selección

Una vez comparada todos los parámetros se procede a realizar la matriz, para lo cual se contará con la ayuda de las tablas 3.14 y 3.12, puesto que dependiendo del rango donde se encuentre el valor de cada parámetro se evaluará desde excelente hasta no apropiado (tabla 3.14) y luego se le colocará la ponderación correspondiente según el nivel de valoración que tenga dicho parámetro (tabla 3.12). Esto se encuentra resumido en la tabla 4.9.

Tabla 4.9. Matriz de selección técnica.

Parámetro	Propuesta N°1: doble tubo	Propuesta N°2: tubo y coraza	Propuesta N°3: doble tubo multitubular	Propuesta N°4: doble tubo multitubular con aletas
Vt (pie/s)	4	3	2	2
$\Delta Pt$ (psi)	4	3	4	5
$\Delta Pc$ (psi)	3	4	5	4
$U_D$ (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)	4	4	3	1
A (pie <sup>2</sup> )	4	3	2	1
Ev (pie)	1	5	1	3
<b>TOTAL</b>	<b>20</b>	<b>22</b>	<b>17</b>	<b>16</b>

En la tabla 4.9 se observa que la mejor opción es la de tubo y coraza, puesto que obtuvo la mayor puntuación en la matriz.

Las propuestas uno y la tres, son arreglos de doble tubo por lo que resultan ser las unidades más económicas por la sencillez de su estructura, pero en este caso no aplica puesto que se requiere un área de transferencia mayor a 200 pie<sup>2</sup>; para superficies de ésta magnitud no son económicamente factibles por lo que se las descarta en el aspecto económico; por otro lado la propuesta cuatro está representada por tubos aleteados que representa un incremento de un 50% a un 70% en los costos.

Según lo descrito en el párrafo anterior resulta que la propuesta dos representada por tubo y coraza es la mejor opción en el aspecto técnico-operacional y en el económico.

## 4.2 Conclusiones

1. No hay diferencias entre la información obtenida en planta y la contenida en el diagrama de tubería e instrumentación.
2. El enfriador operaba con un flujo de agua menor al de diseño 26.990 lb/h con respecto a 47.500 lb/h.
3. El flujo por el lado proceso (DEA) por diseño es 20.740 lb/h y el equipo opera con 22.492 lb/h, es decir, está trabajando a un mayor flujo que el establecido por diseño.
4. Sin la ayuda de la manguera el intercambiador enfriaba la amina hasta 125°F con respecto a 110°F de diseño.
5. El enfriador de amina pobre E-202 presentaba alta suciedad por el lado de los tubos y la coraza.
6. El factor de ensuciamiento estaba muy por encima de los recomendados por la norma PDVSA.
7. La propuesta dos representada por intercambiador de tubo y coraza, es la mejor opción para el nuevo diseño del E-202 en los aspectos técnico-económico.
8. La propuesta dos garantiza beneficios económicos, por su condición de tubos lisos, puesto que los tubos aleteados presentan un mayor costo además la dificultad para su limpieza.

### 4.3 Recomendaciones

1. Realizar la limpieza de los equipos en especial al enfriador E-202, por lo menos en cada parada de planta.
2. Instalación de medidores de presión en los equipos, en especial al E-202 a la entrada y salida por el lado agua para poder llevar un control de la caída de presión en operación de este equipo.
3. Colocar un manómetro en la salida del enfriador E-202 con controladores para llevar un registro diarios de la caída de presión en el equipo así confirmar el estado del mismo.
4. Realizar el cambio del equipo, lo que producirá una operación segura del enfriamiento de la amina pobre; puesto que si no se consigue la temperatura adecuada para la absorción las olefinas tendrán mayor cantidad de H<sub>2</sub>S, lo que ocasionaría contaminación del ácido fluorhídrico.
5. Se debería colocar un filtro con mayor capacidad para que pasara el 100% de la solución (amina rica) y así evitar que la solución lleve impurezas que luego se alojen en las paredes del intercambiador.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Subero M. **“Evaluación y mejoramiento del sistema de enfriamiento de la unidad de alquilación de la Refinería Corpoven S.A. de Puerto La Cruz”**. Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Química, UDO, Puerto La Cruz, Venezuela (1994).
2. Villanueva, D. **“Propuesta de mejoras para la disminución de las fallas recurrentes del intercambiador de calor E-50 de la unidad de alquilación en la Refinería Puerto La Cruz”**. Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Mecánica, UDO, Puerto La Cruz, Venezuela (2006).
3. Penoth, E. **“Evaluación de las secciones de recuperación de gases en la unidad de FCC (Craqueo Catalítico Fluidizado) y de tratamiento de olefinas en la unidad de alquilación, en la Refinería Puerto La Cruz”**. Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Química, UDO, Puerto La Cruz, Venezuela (2007).
4. Sifontes, F. **“Evaluación de alternativas para incrementar la tasa de transferencia de calor del enfriador de alquilato de sello E-40 de la unidad de alquilación de la Refinería Puerto La Cruz – PDVSA”**. Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Química, UDO, Puerto La Cruz, Venezuela (2008).
5. Petróleos de Venezuela S.A. **“Información de la seguridad de los procesos-unidad de alquilación”**. Refinería Puerto La Cruz, Anzoátegui (2001).
6. Petróleos de Venezuela S.A. **“Libro de la Refinería”**. Refinería Puerto La Cruz, Anzoátegui (2006).



7. Moya, R. **“Integración de las unidades de tratamiento con aminas de la refinería PDVSA Puerto La Cruz”**. Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Química, Universidad Metropolitana, Caracas, Venezuela (1998).
8. Geankoplis, C.J. **“Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias”**. Tercera Edición. Editorial Continental, S.A DE C.V, México (1998).
9. Cengel, Y. y Boles, M. **“Termodinámica”**. Quinta Edición. Editorial McGraw-Hill. México (2007).
10. Petróleos de Venezuela S.A. **“Manual de Diseño de Procesos-Intercambiadores de Calor, Principios Básicos”**. Refinería Puerto La Cruz (1995).
11. Kern, D. **“Procesos de Transferencia de Calor”**. Trigésima Primera Edición. Editorial Continental, S.A DE C.V, México (1999).
12. Perry, R. **“Manual del Ingeniero Químico”**. Tomo II. Séptima Edición. Editorial McGraw-Hill. España (2001).
13. Himmenblau, D. **“Balances de Materia y Energía”**. Cuarta Edición. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana S.A, México (2002).
14. Bird, R. y Stewart, W. **“Fenómenos de Transporte”**. Editorial Reverte, S.A., España (1992).

15. González, C. **“Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones”**. Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transporte. Universidad Simón Bolívar, Venezuela (2002).
16. Blank, L. y Tarkin, A. **“Ingeniería Económica”**. Cuarta Edición. Editorial McGraw-Hill, Interamericana, C.A., Colombia (2002).
17. Peters, M. y Timmerhauss, K. **“Diseño de plantas y su evaluación económica para ingenieros químicos”**. Segunda edición, editorial McGraw-Hill, España (1980).
18. SIMSCI-ESSOR<sup>TM</sup> **“Process Engineering Suite Tutorial Guide”**. INVENSYS, Estados Unidos (2003).
19. Petróleos de Venezuela S.A. **“Historial de fallas de los equipos unidad de alquiler”**. Refinería Puerto La Cruz (1996).

## **METADATOS**

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

<b>TÍTULO</b>	EVALUACIÓN DEL ENFRIADOR DE AMINA POBRE E-202 DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO DE OLEFINAS DE LA UNIDAD DE ALQUILACIÓN DE LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ – PDVSA
<b>SUBTÍTULO</b>	

**AUTOR (ES):**

<b>APELLIDOS Y NOMBRES</b>	<b>CÓDIGO CULAC / E MAIL</b>
Brito Spadavechia, Anggie Del Carmen	<b>CVLAC:</b> 17.411.820 <b>EMAIL:</b> <a href="mailto:anggiespadavecchia@gmail.com">anggiespadavecchia@gmail.com</a>
	<b>CVLAC:</b> <b>E MAIL:</b>
	<b>CVLAC:</b> <b>E MAIL:</b>
	<b>CVLAC:</b> <b>E MAIL:</b>

**PALÁBRAS O FRASES CLAVES:**AlquilaciónSistema de tratamiento con aminasTransferencia de calorTipos de intercambiadores de calorDiseño de intercambiadores de calorMatriz de selección técnica

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

ÀREA	SUBÀREA
<u>INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS</u>	Ingeniería Química

**RESUMEN (ABSTRACT):**

El presente trabajo de grado consistió en la evaluación del enfriador de amina pobre E-202 del sistema de tratamiento de olefinas de la unidad de alquilación de la Refinería Puerto La Cruz - PDVSA, para lo cual se realizó inicialmente la actualización de los diagramas de tubería e instrumentación, luego se procedió a recopilar los datos de diseño y proceso; los de diseño se obtuvieron por medio de las hojas de especificaciones del equipo y los datos de proceso (temperatura, flujo, presión) se recolectaron en el período de 30/06/2008 hasta 04/07/2008 para tener un promedio de dichas variables y luego empleando el simulador de procesos Pro/II se identificaron las causas de la alta temperatura de salida de la amina pobre. Adicionalmente se establecieron mejoras en las condiciones de operación con las propuestas de diseño para el enfriador, utilizando para ello métodos manuales de diseño de intercambiadores de calor y con la ayuda del simulador Pro/II se comprobó su fiabilidad. Por otro lado se escogió el mejor arreglo técnico-económico en base a una matriz de selección comparando sus aspectos principales, resultando con mayor factibilidad en sus aspectos técnico-económico la propuesta de un intercambiador de tubo y coraza.

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

<b>APELLIDOS Y NOMBRES</b>	<b>ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL</b>				
Rodulfo, Arturo	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU x</b>	<b>JU</b>
	<b>CVLAC:</b>	8.300.709			
	<b>E_MAIL</b>	<a href="mailto:rodulfo99@hotmail.com">rodulfo99@hotmail.com</a>			
	<b>E_MAIL</b>				
Martínez, Cristina	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS x</b>	<b>TU</b>	<b>JU</b>
	<b>CVLAC:</b>				
	<b>E_MAIL</b>	<a href="mailto:martinezccx@pdvsa.com">martinezccx@pdvsa.com</a>			
	<b>E_MAIL</b>				
Álvarez, Lucas	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU</b>	<b>JU x</b>
	<b>CVLAC:</b>	4.077.552			
	<b>E_MAIL</b>	<a href="mailto:lalvarezm57@gmail.com">lalvarezm57@gmail.com</a>			
	<b>E_MAIL</b>				
Moreno, Luis	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU</b>	<b>JU x</b>
	<b>CVLAC:</b>	8.987.972			
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>E_MAIL</b>				

**FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:**

2009	08	03
<b>AÑO</b>	<b>MES</b>	<b>DÍA</b>

**LENGUAJE. SPA**

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

<b>NOMBRE DE ARCHIVO</b>	<b>TIPO MIME</b>
TESIS.Evaluación del enfriador de amina pobre de la unidad de alquilación.doc	application/ ms word

**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 Químico

**NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:**

Pregrado

**ÁREA DE ESTUDIO:**

Departamento de Química

**INSTITUCIÓN:**

Universidad De Oriente- Núcleo De Anzoátegui

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

De acuerdo con el artículo 44 del reglamento de trabajo de grado de la universidad de oriente: “los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la universidad y solo podrán ser utilizados por otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participará al consejo universitario”.

Anggie Del Carmen Brito Spadavechia

**AUTOR**

Arturo Rodulfo

**TUTOR**

Lucas Álvarez

**JURADO**

Luis Moreno

**JURADO**

**POR LA SUBCOMISION DE TESIS**