

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA EN GEOLOGÍA Y PETRÓLEOS

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN NUEVO SISTEMA DE LICUEFACCIÓN EN EL TERMINAL DE GLP OYAMBARO DE LA EP-PETROECUADOR

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
PETRÓLEOS**

VICTOR HUGO SALAZAR RODRIGUEZ
victor.salazaroil@hotmail.com

DIRECTOR: ING. RAÚL DARÍO BALDEÓN LÓPEZ, MSc.
rbaldeon@ute.edu.ec

Quito, Marzo 2014

DECLARACIÓN

Yo, Victor Hugo Salazar Rodríguez declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Victor Hugo Salazar R.

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente proyecto de titulación fue desarrollado por Victor Hugo Salazar Rodríguez, bajo nuestra supervisión.

ING. RAÚL BALDEÓN, MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. VINICIO MELO, MSc.
CODIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Mi gratitud está dirigida principalmente a Dios por haberme permitido cumplir esta meta en mi vida, sin sus bendiciones no hubiera podido vencer las dificultades que se han presentado a lo largo de mi vida, y en especial forma en este periodo. Mil gracias por los favores concedidos.

A mis padres y a mis hermanas mis más sinceros agradecimientos por todo su apoyo, colaboración desinteresada y todos sus consejos que me han prestado durante estos años, han sido un pilar fundamental en la consecución de todos mis objetivos y en la formación ético moral de mi persona.

Un especial agradecimiento al Ing. Raúl Baldeón por ser director y guía durante la realización de este proyecto

A la prestigiosa Escuela Politécnica Nacional, en especial a la Facultad de Ingeniería de Geología y Petróleos, a todos los ingenieros que a lo largo de este tiempo supieron impartir sus conocimientos de forma acertada. Un agradecimiento al Ing. Vinicio Melo por haber colaborado con la realización de este proyecto, quiero agradecer a todos mis compañeros y amigos por su apoyo brindado y palabras de aliento, a todas las personas que me quieren mil gracias.

A EP-PETROECUADOR, a los Ingenieros Nilo Córdova y Mario Moreta, por el apoyo y cooperación brindada de forma desinteresada, por todos los conocimientos compartidos, los cuales fueron de gran utilidad para la elaboración de este proyecto.

Un especial agradecimiento al Ing. Edwin Aguirre, por todos sus conocimientos brindados, y por ayudarme en la revisión y corrección de mi Tesis y ser un guía en este proyecto.

Finalmente un agradecimiento a todos mis amigos de la POLI siempre los recordaré, Andrés, Jorge, Luis Felipe, José Luis, Carlos, Alexander, Darwin, por brindarme su apoyo. Gracias a cada uno por su amistad.

DEDICATORIA

A Dios por ser mi guía, mi luz en todo momento ya que siempre escucho mis oraciones y me acompaño en las situaciones más difíciles que tuve que atravesar durante toda mi carrera Universitaria.

*Dedico este trabajo a mis Padres Manuel Antonio y Rosa Aura, por haberme dado el apoyo incondicional para continuar y culminar mis estudios, por confiar en mí e inculcarme valores que me han permitido tener una lado humano valioso.
Papitos, gracias por toda la confianza y el amor que supieron ofrecerme.
Este triunfo es suyo.*

A mis hermanas Naty y Melany por su apoyo incondicional; esperando que mis logros les sirvan de ejemplo y motivación para que consigan los suyos en su momento.

A mi abuelita, Rosita por ser mi segunda Madre y darme todo el cariño y el amor del mundo.

A Elisa Rodríguez, la mejor tía del mundo, tía Gracias por todo el apoyo que me supiste brindar y sobre todo por siempre creer en mí siempre. Eres especial, Te Quiero Mucho.

A mis amigos, de quienes tuve la oportunidad de aprender algo nuevo en cada oportunidad y me llevo los mejores recuerdos.

Con afecto, Víctor Hugo

CONTENIDO

DECLARACIÓN	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTOS	IV
DEDICATORIA.....	V
CONTENIDO.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS	XXIV
ÍNDICE DE ANEXOS	XXVI
ABREVIATURAS.....	XXXV
RESUMEN	XXXVI
PRESENTACIÓN	XVIII
CAPÍTULO 1	1
DESCRIPCIÓN DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO.....	1
1.1 TERMINAL DE GLP OYAMBARO DE EP-PETROECUADOR	1
1.1.1 GENERALIDADES	1
1.1.2 UBICACIÓN GEOGRÁFICA	5
1.1.3 CLIMATOLOGÍA.....	5
1.1.3.1 Clima	5
1.1.3.2 Temperatura	5
1.1.3.3 Humedad Relativa	5
1.1.3.4 Evapotranspiración	6
1.1.4 SUPERFICIE TOTAL Y ÁREA ÚTIL DE TRABAJO.....	7
1.2 DESCRIPCIÓN DEL TERMINAL	7
1.2.1 UNIDAD DE PUNTO DE EMPATE	8
1.2.2 UNIDAD REDUCTORA DE PRESIÓN	9

1.2.3 MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN.....	10
1.2.4 UNIDAD DE ALMACENAMIENTO.....	11
1.2.5 UNIDAD DE RELICUEFACCIÓN.....	14
1.2.6 UNIDAD DE BOMBEO	15
1.2.7 ISLA DE CARGA Y DESCARGA.....	16
1.2.8 UNIDAD API	17
1.2.9 SISTEMA CONTRA INCENDIOS	18
1.2.10 PISCINAS CONTRA INCENDIOS	19
1.2.11 ÁREA ADMINISTRATIVA.....	19
1.2.12 CUARTO DE CONTROL	20
1.2.13 CÁMARA DE TRANSFORMADOR Y GENERADOR	21
CAPÍTULO 2	22
GENERALIDADES DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP)	22
2.1 UBICACIÓN DE LOS TERMINALES DE HIDROCARBUROS	22
2.2 DEFINICIÓN DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP).....	23
2.2.1 CLASIFICACIÓN DE RIESGO.....	25
2.2.1.1 Salud	25
2.2.1.2 Inflamabilidad	26
2.2.1.3 Reactividad.....	27
2.2.1.4 Especiales	27
2.2.2 PELIGROS DE EXPLOSIÓN E INCENDIO	28
2.2.3 COMPRESIBILIDAD Y EXPANSIBILIDAD DE LOS GASES.....	30
2.3 COMPOSICIÓN DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP).....	30
2.3.1 HIDROCARBUROS.....	31
2.3.1.1 Propano.....	32

2.3.1.2 Butano	34
2.3.1.3 Diferencias entre butano y propano.....	35
2.3.2 CONTAMINANTES PRESENTES EN EL GLP	36
2.4 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO	36
2.4.1 PROPIEDADES DEL GLP	36
2.4.2 CARACTERÍSTICAS DEL GLP	38
2.4.2.1 Presión de vapor	38
2.4.2.2 Temperatura de burbuja y rocío	39
2.4.2.3 Peso molecular	41
2.4.2.4 Densidad o Peso específico	41
2.4.2.4.1 Densidad en estado gaseoso	42
2.4.2.4.2 Densidad relativa.....	43
2.4.2.5 Viscosidad	44
2.4.2.6 Poder calorífico o Calor de combustión	46
2.4.2.7 Inflamabilidad	47
2.4.2.8 Velocidad de propagación de la llama	48
2.4.2.9 Relación de expansión de líquido vapor	49
2.4.2.10 Capacidad de vaporización	49
2.4.3 ESPECIFICACIONES DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP) SEGÚN LAS NORMAS INEN	49
2.4.3.1 Volatilidad de azufre	49
2.4.3.2 Componentes corrosivos	50
2.4.3.3 Sequedad	50
2.4.3.4 Odorizantes	50
2.4.4 NORMAS PARA EL MANEJO DEL GLP	50

2.4.4.1 API Standard 2510.- Diseño y construcción de instalaciones de GLP	51
2.4.4.2 NFPA 58.- Código de gas licuado de petróleo.....	51
2.4.5 ANÁLISIS QUÍMICOS APLICADOS AL GLP (CROMATOGRAFÍA DE GAS).....	51
2.5 REFRIGERACIÓN DEL GLP	52
2.5.1 REFRIGERACIÓN	52
2.5.1.1 Refrigeración mecánica.....	53
2.5.1.2 Refrigeración artificial	54
2.5.2 CICLOS DE COMPRESIÓN DE VAPOR.....	55
2.5.2.1 Sistema de compresión de una etapa	55
2.5.2.2 Sistema de compresión de dos etapas.....	56
2.5.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE REFRIGERACIÓN:	56
2.6 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP.....	57
2.6.1 SCRUBBER.....	57
2.6.1.1 Partes del scrubber	57
2.6.2 COMPRESORES.....	58
2.6.2.1 Compresor reciprocante	59
2.6.2.2 Compresor centrífugo	62
2.6.2.3 Compresor rotativo	64
2.6.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR	64
2.6.3.1 Intercambiadores de enfriamiento por aire	65
2.6.3.1.1 Aeroenfriador de tiro forzado.....	66
2.6.3.1.2 Aeroenfriador de tiro inducido	66
2.6.3.1.3 Ventilador	69

2.6.3.1.4 Tubos	69
2.6.3.1.5 Cabezales	70
2.6.3.2 Intercambiadores de tipo tubo y carcasa	71
2.6.3.3 Intercambiadores de placas.....	71
2.6.3.4 Denominación de los intercambiadores según su función en los procesos.....	72
2.6.3.5 Funciones de los intercambiadores de calor	73
2.6.3.6 Mantenimiento a intercambiadores de calor	73
2.6.3.6.1 Tratamiento del agua	75
2.6.3.7 Consideraciones de diseño para intercambiadores de tubos y carcasa.....	81
2.6.3.7.1 Número de carcasa	81
2.6.3.7.2 Selección de tubos	81
2.6.3.7.3 Tipos de cabezal	83
2.6.3.8 Consideraciones de diseño de aerofriadores	94
2.6.3.8.1 Economía de superficie vs potencia requerida.....	95
2.6.3.8.2 Configuración de los tubos en la operación.....	95
2.6.3.8.3 Consideraciones de proceso	96
2.6.3.8.4 Temperatura de diseño del aire de entrada	96
2.6.3.8.5 Servicios con alto punto de fluidez	96
2.6.3.8.6 Recirculación del aire caliente.....	97
2.6.3.8.7 Elevación.....	97
2.6.3.8.8 Ruido.....	98
2.6.3.8.9 Seguridad.....	98
2.6.3.8.10 Ensuciamiento del lado del aire.....	98
2.6.3.8.11 Costos	98

2.7 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN PARA PROCESOS DE GLP	98
2.7.1 USOS Y LIMITACIONES DE LA SIMULACIÓN.....	99
2.7.1.1 Se puede construir un modelo físico cuando:.....	99
2.7.1.2 Se puede construir un modelo matemático cuando:.....	99
2.7.1.3 Como limitaciones en la aplicación de la simulación para lograr la resolución de problemas se pueden citar:	99
2.7.2 APLICACIONES DE LA SIMULACIÓN.....	100
2.7.3 TIPOS DE SIMULADORES	100
2.7.3.1 Aspen Hysys 3.2.....	100
2.7.3.2 Aspen Air Cooler Exchanger	101
2.8 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS INVOLUCRADOS EN EL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP.....	102
2.8.1 DIMENSIONAMIENTO DEL AEROENFRIADOR	102
2.8.1.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el aerofriador	102
2.8.1.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador	103
2.8.1.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (U_x).....	103
2.8.1.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire.....	103
2.8.1.5 Cálculo de la temperatura de salida del aire.....	104
2.8.1.6 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)	104
2.8.1.7 Cálculo de la superficie requerida	105
2.8.1.8 Cálculo de área de flujo	105
2.8.1.9 Cálculo de la anchura de la unidad	105
2.8.1.10 Cálculo del número de tubos para el aerofriador.....	105
2.8.1.11 Cálculo de la velocidad másica en los tubos	106

2.8.1.12	Número de Reynolds modificado.....	106
2.8.1.13	Caída de presión en el lado de los tubos.....	106
2.8.1.14	Coeficiente de película en el lado de los tubos.....	107
2.8.1.15	Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador	108
2.8.1.16	Cálculo de la velocidad másica del aire.....	108
2.8.1.17	Coeficiente de película del lado del aire (ha).....	108
2.8.1.18	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	108
2.8.1.19	Cálculo del área mínima del ventilador.....	109
2.8.1.20	Diámetro del ventilador.....	110
2.8.1.21	Cálculo de caída de presión estática del aire	110
2.8.1.22	Cálculo del volumen real del aire en el aerofriador.....	110
2.8.1.23	Cálculo de la presión del ventilador.....	111
2.8.1.24	Cálculo de la potencia aproximada de cada ventilador	111
2.8.2	DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	112
2.8.2.1	Cálculo del calor perdido por el GLP en el intercambiador E-100 .	112
2.8.2.2	Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)	112
2.8.2.3	Cálculo del área de transferencia de calor	113
2.8.2.4	Valor del coeficiente de transferencia de calor total	113
2.8.2.5	Longitud requerida para la transferencia de calor	113
2.8.2.6	Números de tubos del intercambiador	113
2.8.2.7	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos.....	113
2.8.2.7.1	Cálculo del área de flujo en los tubos.....	113
2.8.2.7.2	Cálculo de la velocidad másica en los tubos	114
2.8.2.7.3	Cálculo del Número de Reynolds	114

2.8.2.7.4	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	114
2.8.2.8	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa	115
2.8.2.8.1	Diámetro de la carcasa	115
2.8.2.8.2	Número de pasos del fluido por la carcasa	115
2.8.2.8.3	Cálculo del área de flujo en la carcasa	115
2.8.2.8.4	Cálculo de la velocidad másica en la carcasa	115
2.8.2.8.5	Cálculo del número de Reynolds	116
2.8.2.8.6	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa	116
2.8.2.9	Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	117
2.8.2.10	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio	117
2.8.2.11	Cálculo del factor de ensuciamiento	117
2.8.2.11.1	Factor de ensuciamiento permitido	117
2.8.2.11.2	Factor de ensuciamiento de diseño	118
2.8.2.12	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño	118
2.8.2.13	Caída de presión en el intercambiador de calor	118
2.8.2.13.1	Caída de presión en el lado de la carcasa	119
2.8.2.13.2	Caída de presión en los tubos	119
2.8.4	ESTIMACIÓN DE COSTOS PARA LOS NUEVOS EQUIPOS	121
2.8.3.1	Costo base	121
2.8.3.2	Ajuste del costo	121
2.8.3.3	Costo del módulo	122
2.8.3.4	Ajuste del costo del módulo	122
2.8.3.5	Costo actual	123

2.8.3.6 Costo total del equipo	123
CAPÍTULO 3	124
ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL	124
3.1 DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DEL GLP Y DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN	124
3.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE RECEPCIÓN DEL GLP	124
3.1.2 DESCRIPCIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE LA UNIDAD DE LICUEFACCIÓN	125
3.1.2.1 Scrubber	125
3.1.2.2 Compresores	127
3.1.2.3 Aeroenfriador	128
3.1.2.3.1 Ventilador	129
3.1.2.3.2 Tubos	129
3.1.2.3.3 Cabezales	130
3.1.2.4 Funcionamiento de la unidad de licuefacción	130
3.1.3 CONDICIONES ACTUALES DEL GLP.....	130
3.1.4 EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN	132
3.2 MEJORAS PARA LA CONDENSACIÓN DEL GLP EN FASE VAPOR QUE PODRÍAN IMPLEMENTARSE EN TERMINAL DE GLP OYAMBARO	132
3.4.1 CASO 1.....	132
3.4.2 CASO 2.....	133
3.4.3 CASO 3.....	134
CAPÍTULO 4	136
REDISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP	136

4.1 PROCESO PARA SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP	136
4.1.1 SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP	136
4.1.2 PROCEDIMIENTO PARA CARACTERIZAR LA CORRIENTE DE GLP EN FASE GASEOSA	139
4.2 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP	143
4.2.1 PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP CORRESPONDIENTES AL CASO 1	143
4.2.2 PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP CORRESPONDIENTES AL CASO 2	145
4.2.3 PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP CORRESPONDIENTES AL CASO 3	146
4.3 DIMENSIONAMIENTO DE AEROENFRIADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR	148
4.3.1 DIMENSIONAMIENTO AEROENFRIADOR FAXR030702, CASO 1	148
4.3.1.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el aerofriador (FAXR030702)	148
4.3.1.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador FAXR030702	149
4.3.1.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (U_x)	149
4.3.1.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire	149
4.3.1.5 Cálculo de la temperatura de salida del aire	149
4.3.1.6 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)	150
4.3.1.7 Cálculo de la superficie requerida	151
4.3.1.8 Cálculo de área de flujo	151
4.3.1.9 Cálculo de la anchura de la unidad	151

4.3.1.10 Cálculo del número de tubos para el aerofriador (FAXR030702)	152
4.3.1.11 Cálculo de la velocidad másica en los tubos	152
4.3.1.12 Número de Reynolds modificado	153
4.3.1.13 Caída de presión en el lado de los tubos	153
4.3.1.14 Coeficiente de película en el lado de los tubos	153
4.3.1.15 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador (FAXR030702)	154
4.3.1.16 Cálculo de la velocidad másica del aire	154
4.3.1.17 Coeficiente de película del lado del aire (ha)	154
4.3.1.18 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	155
4.3.1.19 Cálculo del área mínima del ventilador	156
4.3.1.20 Diámetro del ventilador	157
4.3.1.21 Cálculo de caída de presión estática del aire	157
4.3.1.22 Cálculo del volumen real del aire en el aerofriador	157
4.3.1.23 Cálculo de la presión del ventilador	158
4.3.1.24 Cálculo de la potencia aproximada del ventilador	158
4.3.2 DIMENSIONAMIENTO INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100, CASO 2	160
4.3.2.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el intercambiador de calor E-100	160
4.3.2.2 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)	161
4.3.2.3 Cálculo del área de transferencia de calor	162
4.3.2.4 Valor del coeficiente de transferencia de calor total	162
4.3.2.5 Longitud requerida para la transferencia de calor	162

4.3.2.6	Números de tubos del intercambiador	162
4.3.2.7	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos.....	163
4.3.2.7.1	Cálculo del área de flujo en los tubos.....	163
4.3.2.7.2	Cálculo de la velocidad másica en los tubos	163
4.3.2.7.3	Cálculo del Número de Reynolds	163
4.3.2.7.4	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	164
4.3.2.8	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa	164
4.3.2.8.1	Diámetro de la carcasa	164
4.3.2.8.2	Cálculo del área de flujo en la carcasa.....	165
4.3.2.8.3	Cálculo de la velocidad másica en la carcasa	165
4.3.2.8.4	Cálculo del número de Reynolds.....	165
4.3.2.8.5	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa	166
4.3.2.9	Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos.....	167
4.3.2.10	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio	167
4.3.2.11	Cálculo del factor de ensuciamiento	167
4.3.2.11.1	Factor de ensuciamiento permitido	167
4.3.2.11.2	Factor de ensuciamiento de diseño.....	167
4.3.2.12	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor	168
4.3.2.13	Caída de presión en el intercambiador de calor	168
4.3.2.13.1	Caída de presión en el lado de la carcasa	168

4.3.2.13.2 Caída de presión en los tubos.....	169
4.3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101, CASO 3.....	172
4.4 ESTIMACIÓN DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVALUADOS.....	175
4.4.1 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL AEROENFRIADOR FAXR030702 ..	175
4.4.1.1 Costo base	175
4.4.1.2 Ajuste del costo	175
4.4.1.3 Costo del módulo.....	175
4.4.1.4 Ajuste del costo del módulo.....	175
4.4.1.5 Costo actual.....	176
4.4.1.6 Costo total del equipo.....	176
4.4.2 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100	176
4.4.2.1 Costo base	176
4.4.2.2 Ajuste del costo	177
4.4.2.3 Costo del módulo.....	177
4.4.2.4 Ajuste del costo del módulo.....	177
4.4.2.5 Costo actual.....	178
4.4.2.6 Costo total del equipo.....	178
4.4.3 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101	178
4.5 SELECCIÓN DEL CASO HIPOTÉTICO QUE SE PODRÍA IMPLEMENTAR EN EL TERMINAL DE GLP OYAMBARO.....	179
4.5.1 EVALUACIÓN DEL CASO 1.....	181
4.5.1.1 Ventajas.....	181

4.5.1.2 Desventajas.....	181
4.5.2 EVALUACIÓN DEL CASO 2.....	181
4.5.2.1 Ventajas.....	182
4.5.2.2 Desventajas.....	182
4.5.3 EVALUACIÓN DEL CASO 3.....	182
4.5.3.1 Ventajas.....	182
4.5.3.2 Desventajas.....	183
4.6 DISPONIBILIDAD DE ESPACIO FÍSICO EN EL TERMINAL OYAMBARO.....	183
4.6.1 DETERMINACIÓN DEL ESPACIO FÍSICO	184
4.7 RESULTADOS.....	185
CAPÍTULO 5	187
DOCUMENTACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO Y SIMULACIÓN	187
5.1 INTRODUCCIÓN A LA SIMULACIÓN	187
5.2 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN	188
5.2.1 SIMULACIÓN CON EL SOFTWARE ASPEN EXCHANGER DESIGN & RATING V7.3.....	188
5.2.2 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA SIMULACIÓN CON ASPEN AIR COOLED EXCHANGER	189
5.3 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	196
5.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LA SIMULACIÓN Y DEL CASO 2.....	197
5.4 DOCUMENTACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO.....	198
5.4.1 MANUAL DE OPERACIONES PARA EL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP.....	198
5.4.1.1 Método de control.....	198
5.4.1.1.1 Unidad de reducción de presión y medición.....	198

5.4.1.1.2 Unidad de relicuefacción	199
5.4.1.2 Variables de operación	199
5.4.1.2.1 Presión	199
5.4.1.2.2 Nivel	201
5.4.1.2.3 Temperatura.....	202
5.4.1.3 Procedimiento de la puesta en marcha	202
5.4.1.3.1 Unidad de relicuefacción	202
5.4.1.3 Verificaciones durante la operación.....	203
CAPÍTULO 6	204
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	204
6.1 CONCLUSIONES	204
6.2 RECOMENDACIONES	206
BIBLIOGRAFÍA	207
ANEXO A	212
ANEXO B	222
ANEXO C	224
ANEXO D	235
ANEXO E	236
ANEXO F.....	240
ANEXO G.....	244

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO 1

FIGURA 1-1: VISTA LATERAL DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO.....	2
FIGURA 1-2: ESQUEMA GENERAL DE LAS ACTIVIDADES DEL TERMINAL OYAMBARO	3
FIGURA 1-3: IMPLANTACIÓN DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO	4
FIGURA 1-4: UBICACIÓN DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO	6
FIGURA 1-5: UNIDAD DE PUNTO DE EMPATE.....	8
FIGURA 1-6: ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN.....	10
FIGURA 1-7: MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN.....	11
FIGURA 1-8: ESFERAS PRESURIZADAS DE ALMACENAMIENTO DE GLP.....	11
FIGURA 1-9: TANQUE SEPARADOR BULLET	13
FIGURA 1-10: TANQUE ATMOSFÉRICO SLOP	14
FIGURA 1-11: UNIDAD DE RELICUEFACCIÓN	15
FIGURA 1-12: UNIDAD DE BOMBEO	16
FIGURA 1-13: ISLA DE CARGA-DESCARGA	17
FIGURA 1-14: UNIDAD API	18
FIGURA 1-15: SISTEMA CONTRA INCENDIOS	19
FIGURA 1-16: PISCINA CONTRA INCENDIOS	19
FIGURA 1-17: ÁREA ADMINISTRATIVA.....	20
FIGURA 1-18: CUARTO DE CONTROL	21
FIGURA 1-19: ÁREA DE TRANSFORMADORES Y GENERADOR.....	21
FIGURA 2-1: MAPA DE TERMINALES, DEPÓSITOS Y REFINERÍAS	22
FIGURA 2-2: PROCESO PARA OBTENER GLP A PARTIR DE PETRÓLEO CRUDO	23
FIGURA 2-3: CLASIFICACIÓN DE RIESGOS	25
FIGURA 2-4: LÍMITES DE INFLAMABILIDAD Y EXPLOSIVIDAD DEL GLP.....	29
FIGURA 2-5: VISCOSIDAD.....	44
FIGURA 2-6: CICLO DE REFRIGERACIÓN DE UNA SOLA ETAPA	55
FIGURA 2-7: PARTES DE UN SCRUBBER	58

FIGURA 2-8: CICLO IDEAL	59
FIGURA 2-9: CICLO REAL	60
FIGURA 2-10: CICLO REAL DE COMPRESIÓN	61
FIGURA 2-11: COMPRESOR CENTRÍFUGO DE MÚLTIPLES ETAPAS.....	63
FIGURA 2-12: CORTE HORIZONTAL DE UN COMPRESOR DE MÚLTIPLES ETAPAS.....	63
FIGURA 2-13: COMPRESOR ROTATIVO	64
FIGURA 2-14: COMPONENTES PRINCIPALES DE UN AEROENFRIADOR.....	68
FIGURA 2-15: ARREGLO ALTERNADO EN EL BANCO DE TUBOS DEL AEROENFRIADOR.....	70
FIGURA 2-16: INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CARCASA.....	71
FIGURA 2-17 DEFLECTORES	89
FIGURA 3-1: SCRUBBER.....	126
FIGURA 3-2: COMPRESOR	127
FIGURA 3-3: AEROENFRIADOR	128
FIGURA 3-4: ARREGLO ALTERNADO EN EL BANCO DE TUBOS DEL ACTUAL AEROENFRIADOR.....	129
FIGURA 3-5: DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN DE GLP.....	130
FIGURA 3-6 UBICACIÓN DEL NUEVO AEROENFRIADOR.....	133
FIGURA 3-7 UBICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO Y CORASA.....	134
FIGURA 3-8 UBICACIÓN EN SERIE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO Y CORAZA.....	135
FIGURA 4-1: ALGORITMO DE SELECCIÓN DE MÉTODOS TERMODINÁMICOS	138
FIGURA 4-2: PANTALLA DE INICIO DE HYSYS 3.2	139
FIGURA 4-3: SELECCIÓN DE UNIDADES.....	140
FIGURA 4-4: VARIABLES A USAR	140
FIGURA 4-5: COMPONENTES.....	141
FIGURA 4-6: PAQUETE DE PROPIEDADES DE FLUIDOS	141

FIGURA 4-7: ECUACIÓN DE ESTADO PENG-ROBINSON.....	142
FIGURA 4-8: VENTANA DE SIMULACIÓN.....	142
FIGURA 4-9: INGRESO DE CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	143
FIGURA 4-10: DIAGRAMA DE FLUJO DEL CASO 1	145
FIGURA 4-11: DIAGRAMA DE FLUJO DEL CASO 2	146
FIGURA 4-12: DIAGRAMA DE FLUJO DEL CASO 3	147
FIGURA 4-13: CONDENSACIÓN DEL GLP EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA	160
FIGURA 4-14: CONDENSACIÓN DEL GLP EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA	172
FIGURA 4-15: CONDENSACIÓN DEL GLP EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA	174
FIGURA 4-16: ESPACIO DISPONIBLE PARA LA UBICACIÓN DEL EQUIPO EN EL TERMINAL OYAMBARO	184
FIGURA 4-17: UBICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101 EN EL TERMINAL OYAMBARO	185
FIGURA 5-1: PROCEDIMIENTO PARA INGRESAR AL SOFTWARE	190
FIGURA 5-2: PANTALLA DE INICIO DE ASPEN EXCHANGER DESIGN & RATING V7.3	190
FIGURA 5-3: SELECCIÓN DE LA OPCIÓN ADECUADA PARA REALIZAR LA SIMULACIÓN.....	191
FIGURA 5-4: INGRESO DE DATOS.....	191
FIGURA 5-5: OPCIONES DE APLICACIÓN	192
FIGURA 5-6: DATOS DE PROCESO	193
FIGURA 5-7: INGRESO DE LA COMPOSICIÓN DEL GLP	193
FIGURA 5-8: INGRESO DE LA COMPOSICIÓN DEL GLP	194
FIGURA 5-9: ECUACIÓN DE ESTADO PENG-ROBINSON.....	194
FIGURA 5-10: INICIO DE COMPILACIÓN DE DATOS	195
FIGURA 5-11: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....	195

ÍNDICE DE TABLAS

CAPITULO 1

TABLA 1-1: UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO .	5
TABLA 1-2: ÁREAS DE CONSTRUCCIÓN.....	7
TABLA 2-1: ESPECIFICACIONES DE TRABAJO DEL GLP	25
TABLA 2-2: CARACTERÍSTICAS DE IGNICIÓN DE GLP	28
TABLA 2-3: CARACTERÍSTICAS DE IGNICIÓN DE GLP	31
TABLA 2-4: PRINCIPALES PROPIEDADES DE LOS HIDROCARBUROS	32
TABLA 2-5: PROPIEDADES FÍSICAS DEL PROPANO	33
TABLA 2-6: PROPIEDADES FÍSICAS DEL BUTANO	35
TABLA 2-7: PROPIEDADES FÍSICAS/QUÍMICAS DEL GLP (PROPANO 70% - BUTANO 30%).....	37
TABLA 2-8: COMPARACIÓN DE LA PRESIÓN DE VAPOR DEL PROPANO Y BUTANO	39
TABLA 2-9: PODER CALORÍFICO DE PROPANO Y BUTANO	47
TABLA 2-10: MÁXIMA VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DE COMBUSTIÓN GASES COMBUSTIBLES.....	48
TABLA 2-11: EQUIVALENCIAS DE GLP LÍQUIDO EN GLP VAPOR.....	49
TABLA 2-12: VENTAJAS DE LOS TIPOS DE LOS VENTILADORES.....	67
TABLA 2-13: COMPUESTOS MÁS COMUNES EN LAS AGUA NATURALES.	77
TABLA 2-14: ESPECIFICACIONES DEL AGUA TRATADA	78
TABLA 2-15: VALORES DE ESPACIAMIENTO COMÚNMENTE USADOS.....	88
TABLA 3-1: DATOS GENERALES DEL SCRUBBER.....	126
TABLA 3-2: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL COMPRESOR	127
TABLA 3-3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL AEROENFRIADOR.....	129
TABLA 3-4: COMPOSICIÓN DEL GLP EN FASE VAPOR AÑO 2003 Y 2008 ...	131
TABLA 3-5: PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP A LA ENTRADA AL COMPRESOR.....	131

TABLA 4-1: RANGOS DE TEMPERATURA Y PRESIÓN VÁLIDOS PARA LA APLICACIÓN DE LOS MÉTODOS TERMODINÁMICOS PENG-ROBINSON (PR) Y SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK)	137
TABLA 4-2: CONDICIONES DE OPERACIÓN Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN EL AEROENFRIADOR FAXR030702.....	144
TABLA 4-3: PARÁMETROS DE DISEÑO ESTABLECIDO PARA LOS AEROENFRIADORES	144
TABLA 4-4: CONDICIONES DE OPERACIÓN Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100	145
TABLA 4-5: CONDICIONES DE OPERACIÓN Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101	147
TABLA 4-6 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL AEROENFRIADOR FAXR030702.....	159
TABLA 4-7: ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100	170
TABLA 4-8: ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101	173
TABLA 4-9: ESTIMACIÓN DE COSTOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101	179
TABLA 4-10: DATOS DE LAS ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DE LOS TRES CASOS.....	180
TABLA 5-1: DATOS OBTENIDOS DE LA SIMULACIÓN	196
TABLA 5-2: COMPARACIÓN DE DATOS OBTENIDOS POR MEDIO DE LA SIMULACIÓN Y NORMA TEMA	197

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A

FIGURA A- 1 TIPOS DE ENFRIADORES POR AIRE.....	212
FIGURA A- 2 COMPONENTES DE LOS ENFRIADORES POR AIRE	212
FIGURA A- 3 FACTORES DE CORRECCIÓN LMTD PARA AEROENFRIADORES CON UN PASO	213
FIGURA A- 4 FACTOR DE FRICCIÓN DEL FLUIDO EN LOS TUBOS.....	213
FIGURA A- 5 CAÍDA DE PRESIÓN DEL FLUIDO EN EL LADO DE LOS TUBOS	214
FIGURA A- 6 FACTOR J PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA DE LOS TUBOS.....	215
FIGURA A- 7 COEFICIENTE DE PELÍCULA DEL AIRE.....	216
FIGURA A- 8 RELACIÓN DENSIDAD DEL AIRE A LA TEMPERATURA CORRESPONDIENTE.....	216
FIGURA A- 9 FACTOR DE CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA DEL AIRE	217

TABLA A- 1 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL EN ENFRIADORES POR AIRE	218
TABLA A- 2 DATOS DE TUBOS ALETEADOS DE DIÁMETRO EXTERNO DE 1 PULGADA.....	219
TABLA A- 3 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA VISCOSIDAD PARA FLUIDOS EN LOS TUBOS.....	219
TABLA A- 4 CARACTERÍSTICAS DE TUBOS SEGÚN BWG	220
TABLA A- 5 TÍPICOS VALORES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA PARA VARIOS MATERIALES, KW	221

ANEXO B

FIGURA B- 1 COSTO PARA ENFRIADORES POR AIRE PARA EL AÑO 1968	222
FIGURA B- 2 ÍNDICE DE COSTOS	222

TABLA B- 1 FACTORES DE AJUSTE DE COSTO DE AEROENFRIADORES..	223
TABLA B- 2 FACTOR DE MODULO PARA DISTINTOS EQUIPO	223

ANEXO C

FIGURA C- 1 NOMENCLATURA TEMA PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	224
FIGURA C- 2 ARREGLO COMUNES EN LOS TUBOS.....	225
FIGURA C- 3 FACTORES DE CORRECCIÓN LMTD PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR CON DOS PASOS POR LA CARCASA Y CUATRO O MÁS POR LOS TUBOS.....	226
FIGURA C- 4 CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR, LADO DE LOS TUBOS	227
FIGURA C- 5 CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR, LADO DE LA CARCASA.....	228
FIGURA C- 6 FACTOR DE FRICCIÓN DEL LADO DE LA CARCASA.....	229
FIGURA C- 7 FACTOR DE FRICCIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS.....	230
FIGURA C- 8 VELOCIDAD DE CABEZAL DEL LADO DE LOS TUBOS	231

TABLA C- 1 VALORES TÍPICOS DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR, EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.....	232
TABLA C- 2 NÚMERO DE ORIFICIOS PARA TUBOS EN EL ESPEJO.....	233
TABLA C- 3 NÚMERO DE ORIFICIOS PARA TUBOS EN EL ESPEJO.....	234

ANEXO D

FIGURA D- 1 COSTO BASE PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA, PARA PARA EL AÑO 1968	235
---	-----

TABLA D- 1 FACTORES DE AJUSTE DE COSTO DE INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA SEGÚN TIPO DE DISEÑO Y PRESIÓN DE DISEÑO	235
TABLA D- 2 FACTORES DE AJUSTE DE COSTO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA SEGÚN EL MATERIAL DE LA CORAZA/TUBO	235
ANEXO E	
TABLA E- 1 PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL AEROENFRIADOR FAXR030702, A 203 °F Y 90 °F, RESPECTIVAMENTE	236
TABLA E- 2 PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100, A 203°F Y 90 °F, RESPECTIVAMENTE	237
TABLA E- 3 PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL AEROENFRIADOR FAXR030701, A 203 °F Y 94 °F, RESPECTIVAMENTE	238
TABLA E- 4 PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101, A 94 °F Y 60 °F, RESPECTIVAMENTE	239
ANEXO F	
TABLA F- 1 ESPECIFICACIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101 .	240
TABLA F- 2 DISTRIBUCIÓN DE LA RESISTENCIA	241
TABLA F- 3 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	241
TABLA F- 4 DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA Y FLUJO	242
TABLA F- 5 CAÍDA DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBOS	242
TABLA F- 6 ANÁLISIS DE FLUJO	243
TABLA F- 7 GEOMETRÍA BÁSICA	243

TABLA F- 8 ANÁLISIS CROMATOGRÁFICO DEL GLP CORRESPONDIENTE AL AÑO 2008	244
---	-----

SIMBOLOGÍA

SIMBOLOGÍA	SIGNIFICADO	DIMENSIONES
<i>ACFM</i>	Volumen real del aire en el aereoenfriador	MT^{-1}
<i>APF</i>	Área externa total por pie de tubo aleteado	L^2L^{-1}
<i>APSF</i>	Relación del área externa del tubo y área de flujo de la unidad	L^2L^{-2}
<i>AR</i>	Relación del área del tubo aleteado con respecto al área del tubo sin aleta	$L^2.L^{-2}$
a_t	Área correspondiente al tubo seleccionado	L^2
a_s	Área de flujo en la carcasa	L^2
A_x	Área de transferencia de calor	L^2
B	Factor de corrección para la caída de presión del fluido	$ML^{-2}L^{-1}$
B	Espacio de deflectores	L
<i>BHP</i>	Potencia del ventilador	
<i>BHP_r</i>	Potencia real del ventilador	
C'	Factor	L
C_a	Costo actual	
C_b	Costo base	
C_{job}	Ajuste del costo	
C_{md}	Costo de módulo	
C_{mda}	Ajuste del costo de módulo	
C_p	Calor específico	$L^2 T^{-2} \theta^{-1}$
C_{p_a}	Calor específico del aire	$L^2 T^{-2} \theta^{-1}$
C_{p_g}	Calor específico del gas	$L^2 T^{-2} \theta^{-1}$
C_{p_w}	Calor específico del agua	$L^2 T^{-2} \theta^{-1}$
C_t	Costo total del equipo	
C_l	Constante empírica	θ

C_2	Constante empírica	Θ
D_e	Diámetro equivalente del tubo	L
D_{fn}	Diámetro del ventilador	L
D_i	Diámetro interno del tubo sin aletas	L
D_o	Diámetro externo del tubo	L
D_R	Relación de densidad	
D_s	Diámetro interno de la carcasa	L
du/dy	Gradiente de velocidad	
E	Eficiencia	%
F	Factor de fricción	
F_a	Área de flujo	L^2
F_{a_d}	Área de flujo real	L^2
F_{APF}	Área mínima del ventilador	L^2
F_m	Factor de ajuste de costo	
F_{md}	Factor de módulo	
F_p	Factor de ajuste de costo	
F_p	Factor de caída de presión	
f_s	Factor de fricción	
f_t	Factor de fricción	
f_t	Factor de ajuste de costo	
F_t	Factor de corrección para la caída de presión del fluido	
G_a	Velocidad másica	$ML^{-2}T$
g_c	Constante de gravedad	LT^{-2}
G_t	Velocidad másica en los tubos	LT^{-2}
G_s	Velocidad másica en la carcasa	LT^{-2}
Ha	Coeficiente de película en el lado del aire	
Hi	coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	
Hio	coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	

Ho	coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa	
HP	Caballos de potencia	L^2M/t^3
Ht	Coeficiente de película en el lado de los tubos	
I_a	Índice de costo para el año actual	
I_p	Índice de costo para el año 1968	
J	Factor para el cálculo del coeficiente de película de los tubos	
J_{Hs}	Factor de transferencia de calor en la carcasa	
J_{Ht}	Factor de transferencia de calor	
k_g	Conductividad térmica	$M^1L^{-3}T^2I^2$
k_i	Constante	
k_w	Conductividad térmica del agua	$M^1L^{-3}T^2I^2$
L	Longitud	L
Ma	Caudal másico de aire que fluye en el aerofriador	MT^{-1}
m_g	Caudal masa del gas	Mt^{-1}
MM	Peso molecular medio de la mezcla	
M_N	Peso molecular	
m_s	Masa específica	M
m_w	Caudal másico de agua	Mt^{-1}
N	número de pasos por los tubos	
Np	Número de pasos del fluido	
Nt	Número de tubos	
ρ	Densidad	ML^{-3}
P	Presión	$ML^{-1}T^{-2}$
P	Factor de corrección	
Psi	Libra/pulgada cuadrada	ML^{-2}
PF	Presión del ventilador	$ML^{-1}T^{-2}$

P_t	Espaciamiento entre tubos	L
ΔP_a	Caída de presión estática del aire	$ML^{-1}T^2$
ΔP_s	Caída de presión en el lado de la carcasa	$ML^{-1}T^2$
ΔP_t	Caída de presión en los tubos	$ML^{-1}T^2$
Q	Calor transferido	$L^2 T^{-2} \theta^{-1}$
R	Constante de gases perfectos	$ML^2M^{-1}\theta^{-1}$
R	Factor de corrección	
R_d	Factor de ensuciamiento de diseño	
Re	Número de Reynolds	
R_h	Área de flujo/perímetro húmedo	L
R_i	Factor de ensuciamiento del fluido en los tubos	
R_o	Factor de ensuciamiento del fluido en la carcasa	
R_{mx}	Resistencia del material	$ML^2T^{-2}I^2$
R_{dt}	Factor de ensuciamiento para gases de hidrocarburos	
R_{d_p}	Factor de ensuciamiento permitido	
S_w	Gravedad específica del agua	
S_g	Gravedad específica de GLP	
τ	Esfuerzo cortante	$M^2T^{-2}M^{-2}$
T	Temperatura	θ
t_{pa}	Temperatura promedio del aire	θ
T_1	Temperatura de entrada del fluido	θ
T_2	Temperatura de salida del fluido	θ
t_1	Temperatura de diseño	θ
t_2	Temperatura de salida del aire	θ
U	Coeficiente global de transferencia de calor	
U_c	Coeficiente de transferencia de calor total limpio	

U_x	Coeficiente de transferencia de calor total	
V	Volumen molecular	M^3
V	Velocidad	Lt^{-1}
W	Trabajo hecho sobre el sistema	MT^2t^{-2}
x_i	Composición molar	
y_i	Composición molar	
Y_N	Fracción molar	
ν	Viscosidad cinemática	M^2T^{-1}
Y	Factores de corrección para la caída de presión del fluido	
μ	Viscosidad dinámica	$ML^{-1}T^{-1}$
μ_g	Viscosidad del gas	$ML^{-1}T^{-1}$
\emptyset	Factores de corrección para la caída de presión del fluido	
\emptyset_g	Constante para vapores de hidrocarburos	
\emptyset_w	Constante para líquidos	
Δt_a	Variación de temperatura del aire	Θ
Δ_u	Cambio de energía interna	MT^2t^{-2}

ABREVIATURAS

GLP	Gas Licuado de Petróleo
PI&D	Diagrama de Instrumentación y Tubería
LC 50	Concentración Letal Cincuenta de 100ppm
IEC	Comisión Electrónica Internacional
RPM	Revoluciones Por Minuto
MAWP	Presión máxima de trabajo
MDMT	Temperatura Mínima de Diseño del Metal
NFPA	Asociación Nacional de Protección contra Incendios
LMTD	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica
GPSA	Gas Processors Suppliers Association
UTM	Universal Transversal de Mercator
EPP	Empresa Pública Petroecuador
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
IPPCN	Industrias Petroleras, Petroquímica y Carboníferas Nacional
NPSH	Net Positive Suction Head
TQA	Tratamiento Químico de Agua
DOT	Department Of Transportation

RESUMEN

El desarrollo del presente trabajo, constituye un estudio de la factibilidad para la implementación de un nuevo sistema de licuefacción en el terminal de GLP Oyambaro de la EP-PETROECUADOR.

El primer capítulo, comprende una descripción general del Terminal de GLP Oyambaro, hace referencia al análisis de los equipos, unidades y procesos que se manejan, así como también se presentan planos de instrumentación (PI&D) de las diferentes unidades.

En el segundo capítulo, se analizan las características y propiedades del Gas Licuado de Petróleo (GLP), parámetros que se toman en cuenta para un óptimo proceso de licuefacción y se realiza un breve análisis del propano y butano que son los componentes esenciales del GLP.

El tercer capítulo, hace referencia al análisis de la situación actual del sistema de licuefacción del GLP. Además como parte de este capítulo se indican las propuestas que pueden implementarse y el procedimiento para realizar el dimensionamiento de los equipos.

El cuarto capítulo, detalla el diseño de las propuestas realizadas en el capítulo 3 con la guía general que ofrece la GPSA¹ y siguiendo la norma TEMA². Se emplea del software Aspen Hysys 3.2³ para determinar importantes propiedades físicas del GLP, se eligió la mejor propuesta.

El quinto capítulo, consiste en la simulación del diseño del intercambiador de calor y comparación de datos obtenidos del capítulo cuarto.

El sexto capítulo, presenta las conclusiones y recomendaciones a las que se llegó después de haber finalizado el presente proyecto.

¹ Libro de datos de Ingeniería para el procesamiento de gas.

² Norma mecánica que rige la construcción de intercambiadores de calor de tipo tubular.

³ ASPEN HYSYS es el sistema de modelado de procesos integral utilizada por los productores de petróleo y gas más importantes del mundo, refinerías y empresas de ingeniería para optimizar el diseño de procesos y operaciones, <http://www.aspentech.com/hysys/>

PRESENTACIÓN

Debido a la alta temperatura de salida del Gas Licuado de Petróleo en fase vapor del aerofriador, se ha procedido a realizar un estudio de factibilidad para la implementación de un sistema de licuefacción que permita lograr la condensación del GLP.

El sistema de licuefacción consiste en la reducción de la temperatura del GLP para que pase de la fase vapor a la fase líquida, dicho sistema fue planteado en base a un diseño térmico y mecánico y a las recomendaciones de la empresa.

En el cálculo térmico se obtiene un tiempo de condensado en una hora para un caudal másico de GLP en fase vapor de 9000 lb/h, desde una temperatura de 95,21 °C (203,39 °F) hasta la temperatura de 60,89 °F (16 °C); que es mucho menor a la temperatura actual de salida del GLP (25°C). Para el dimensionamiento de los equipos de transferencia de calor, se obtuvieron las propiedades físico-químicas de GLP en fase vapor y líquido a determinada presión y temperatura con el programa ASPEN HYSYS 3.2.

Al obtener un decremento en la temperatura del GLP establecida por la empresa con el nuevo sistema de licuefacción, se logra la condensación casi total del producto, y así se evita que la empresa tenga pérdidas, al maximizar la producción de condensados de GLP.

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO

1.1 TERMINAL DE GLP OYAMBARO DE EP-PETROECUADOR

1.1.1 GENERALIDADES

El Terminal de GLP Oyambaro fue adquirido por la ex-Petrocomercial a finales del año 2002; el 6 de Abril del 2010, su razón social cambió a EP-PETROECUADOR. Tiene como actividades importantes la recepción, el almacenamiento y despacho a granel del gas licuado de petróleo (GLP), para uso doméstico e industrial. En la figura 1-2 se observa las actividades que se realiza en el Terminal. El GLP es transportado por el Poliducto Shushufindi – Quito con una extensión de 280 km. hasta llegar al sector de la Inga Bajo conocido como punto de empate, en este sitio se interconecta el Terminal de GLP Oyambaro al Poliducto que se dirige hacia el Terminal de Productos Limpios El Beaterio en el sur de Quito.

El Gas Licuado de petróleo (GLP) es un combustible que se obtiene de la refinación del petróleo y del gas natural provenientes de diferentes refinerías del País. Dentro de su composición básica se encuentran hidrocarburos tales como: propano, butano, isobutanos, pentano, carbono, hidrogeno y nitrógeno.

El Gas Licuado en el poliducto es transportado en partidas (tramos) junto con gasolina base. Un típico empaquetamiento de los productos es: Gasolina Base-GLP-Gasolina Base, por lo que el Terminal debe estar en la capacidad de recibir y almacenar en recipientes diferentes estos dos tipos de producto. (Puente, 2008).

FIGURA 1-1: VISTA LATERAL DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO

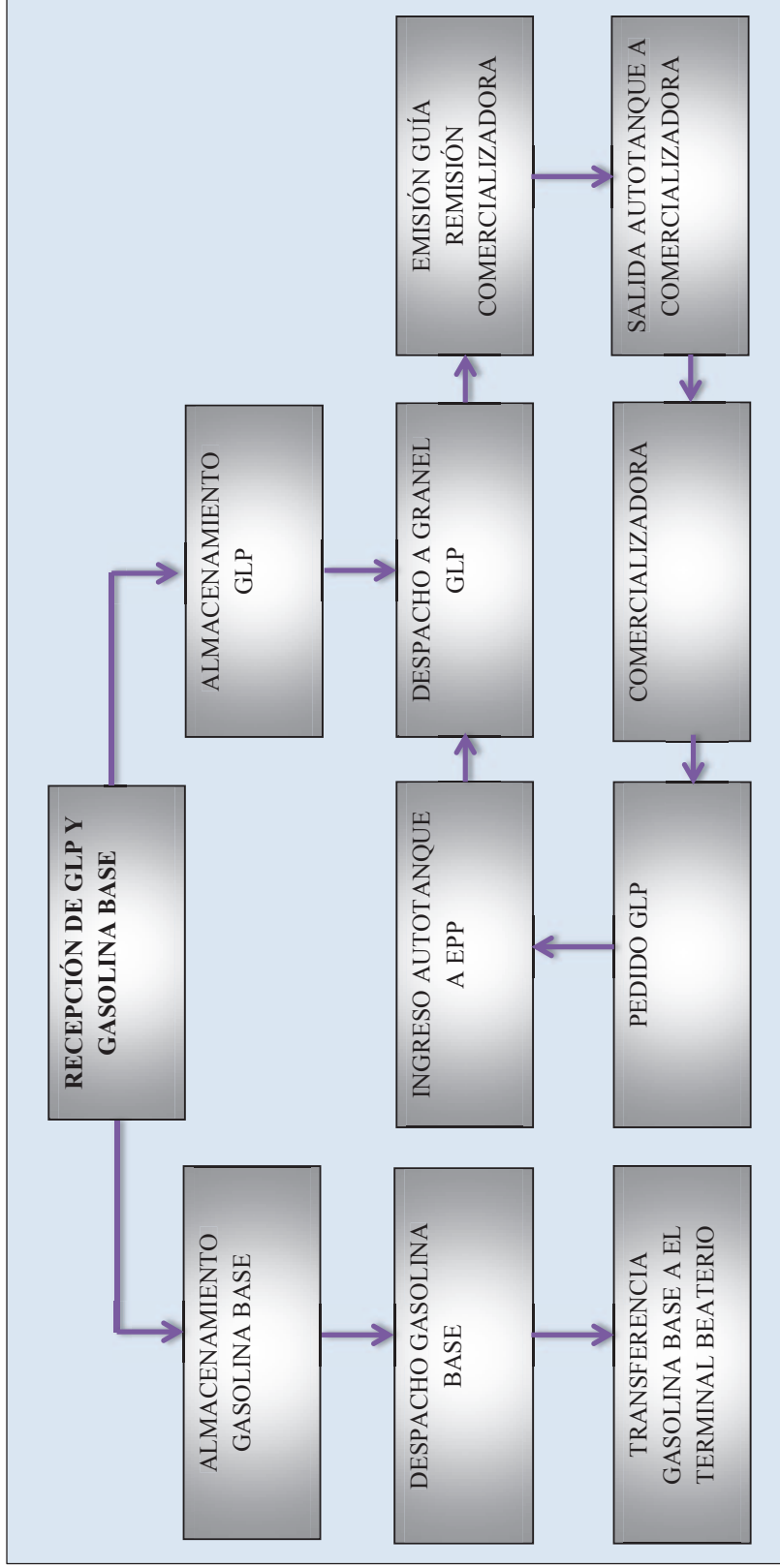


Elaborado por: Victor Salazar

El Terminal de GLP Oyambaro inició sus operaciones a finales del año 2002, la misma receipta el mayor porcentaje de la producción de GLP del Complejo Industrial Shushufindi. Dentro de sus principales clientes se encuentran las comercializadoras Repsol-Duragas, Congas, Eni, entre otras. (Lema & Monge, 2010).

Las instalaciones son consideradas como entes de valor estratégico nacional debido a que desde este centro operativo se abastece de productos al centro y norte del país por medio de autotanques. En la figura 1-3 se muestra una distribución Terminal de GLP de Oyambaro.

FIGURA 1-2: ESQUEMA GENERAL DE LAS ACTIVIDADES DEL TERMINAL OYAMBARO



Elaborado por: Victor Salazar

FIGURA 1-3: IMPLANTACIÓN DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (EP-PETROECUADOR, 2010, Manual de Gestión Ambiental del Terminal de GLP Oyambaro, pág. 6)

1.1.2 UBICACIÓN GEOGRÁFICA

El Terminal de Gas Licuado de Petróleo Oyambaro, se ubica en la vía Pifo-Sangolquí Km 13 ½ al noreste de la ciudad de Quito, en la provincia de Pichincha, sector Itulcachi, barrio Inga Bajo

El Terminal de EP-PETROECUADOR limita con tres empresas: hacia el Norte se encuentra la Planta de Envasado ENI ECUADOR; hacia el Sur el relleno sanitario de El Inga del Distrito Metropolitano de Quito; al Este con la Planta de Envasado REPSOL-DURAGAS; y, al Oeste con la quebrada El Inga. El Terminal de GLP Oyambaro está ubicado en la comunidad del Inga, rodeado al Este por el barrio el Belén y al Oeste por la Parroquia Tumbaco. (Contreras, 2009).

Las coordenadas geográficas en donde está localizado el Terminal de GLP Oyambaro son las siguientes:

TABLA 1-1: UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO

COORDENADAS UTM		COORDENADAS GEOGRÁFICAS	
X	Y	Latitud	Longitud
794370	997916	00°17'20'' S	78°21'20'' O

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (EP-PETROECUADOR, 2010, Manual de Gestión Ambiental del Terminal de GLP Oyambaro pág. 8)

1.1.3 CLIMATOLOGÍA

1.1.3.1 Clima

En función del análisis climatológico realizado en estudios anteriores, se concluye que el clima corresponde a un mezotérmico semihúmedo seco, típico de la región interandina.

1.1.3.2 Temperatura

Se tienen claramente definidas dos estaciones lluviosas al año, la temperatura media es de 15°C y los totales pluviométricos son de 1127,7 mm al año.

1.1.3.3 Humedad Relativa

Varían entre el 63% y 81%.

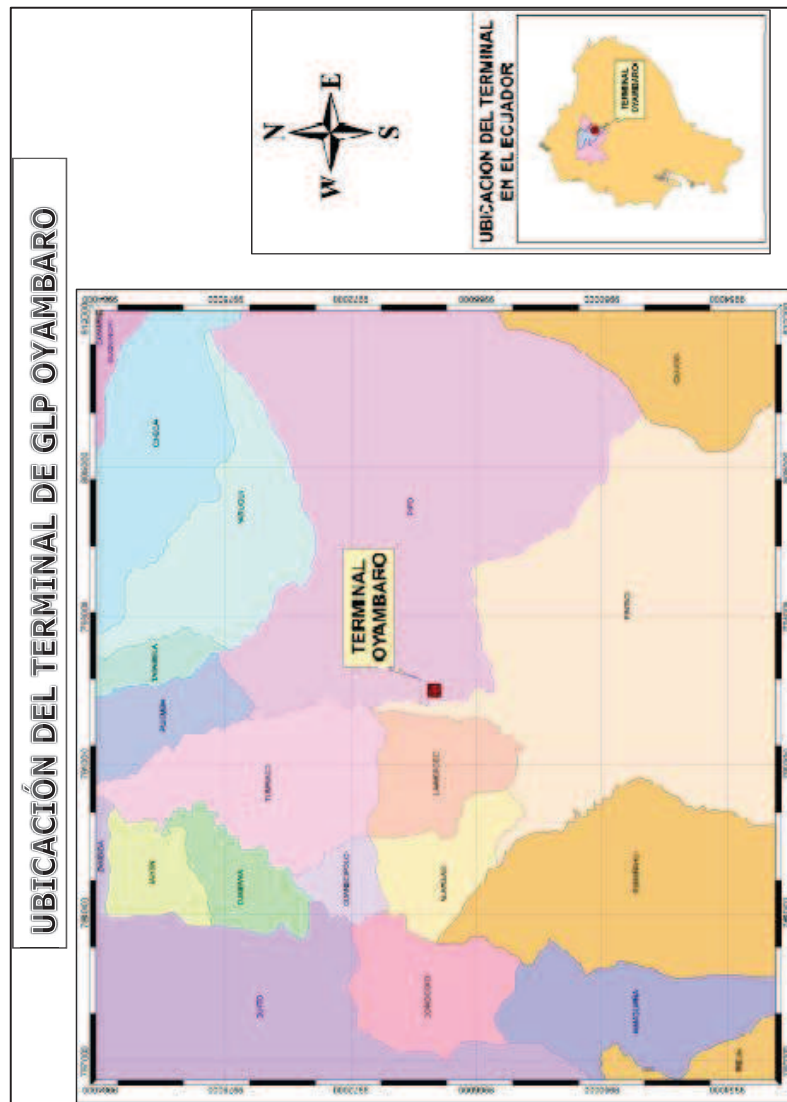
1.1.3.4 Evapotranspiración

Determina los siguientes valores:

- Evaporación anual: 1100 mm
- Evapotranspiración: 1100 mm

Toda la información de climatología se la obtuvo del manual de gestión ambiental del Terminal de GLP Oyambaro de la EPP.

FIGURA 1-4: UBICACIÓN DEL TERMINAL DE GLP OYAMBARO



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Contreras, 2009, pág. 7)

1.1.4 SUPERFICIE TOTAL Y ÁREA ÚTIL DE TRABAJO

El Terminal de GLP Oyambaro ocupa un área de 20 hectáreas, contando con un área de 159 m² para oficinas, una batería con baños, vestidores y sanitarios de 60 m², un comedor general con su respectiva cocina con una extensión de 80 m², una edificación para el taller de mantenimiento mecánico y eléctrico y bodega de 30 m², la infraestructura para bombas tiene un área de 94 m², la unidad de relicuefacción con un área de 132 m², una caseta de control para la instrumentación y operación de los equipos de 42 m², estación reductora con un área de 45 m², caseta de bombas contra incendio con un área de 48 m² y parqueaderos con una área de 5200 m².¹

TABLA 1-2: ÁREAS DE CONSTRUCCIÓN

CUADRO DE ÁREAS	
Área total	150027,22 m ²
Área de instalaciones	5860 m ²
Área verde	144137,22 m ²
Área de chatarra	30 m ²

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Guerra, 2011, pág. 7)

1.2 DESCRIPCIÓN DEL TERMINAL

El Terminal de GLP Oyambaro, para realizar los procesos de almacenamiento y despacho de GLP dispone de las siguientes unidades operativas:

1. UNIDAD DE PUNTO DE EMPATE
2. UNIDAD REDUCTORA DE PRESIÓN
3. MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN
4. UNIDAD DE ALMACENAMIENTO
5. UNIDAD DE BOMBEO
6. UNIDAD DE RELICUEFACCIÓN
7. ISLAS DE CARGA Y DESCARGA
8. UNIDAD API

¹ Plan de autoprotección del terminal de GLP Oyambaro, 2011, p.7.

1.2.1 UNIDAD DE PUNTO DE EMPATE

La unidad de punto de empate se ubica en el barrio Inga Bajo a 2km del Terminal de GLP Oyambaro. En este lugar se realiza la interconexión del Terminal Oyambaro al Poliducto Shushufindi-Quito, mediante una tubería de 4 pulg, esta interconexión permite desviar el GLP de la siguiente forma:

El GLP siempre viene empaquetado en partidas de gasolina base.

Se dispone de dos válvulas de mano (HV-30801 y HV-30802), su funcionamiento es alternado y se usan para desviar el producto hacia los Terminales del Beaterio y Oyambaro de la EP-PETROECUADOR. La apertura de las válvulas en el punto de empate es manual, se realiza cuando los instrumentos indican una densidad de aproximadamente 680 kg/m^3 que aún no corresponde a GLP; esta operación se realiza con el claro objetivo de evitar que no pase GLP al Beaterio, debido a que operativamente este Terminal no está en la capacidad de recibir de GLP. Se tiene presencia de GLP cuando la densidad del producto es menor a 580 kg/m^3 . (Lema et ál., 2010).

El diagrama PI&D de instrumentación del punto de empate se presenta en el Plano N° 1 mientras que en la figura 1-5 se presenta la unidad de punto de empate.

FIGURA 1-5: UNIDAD DE PUNTO DE EMPATE



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.2 UNIDAD REDUCTORA DE PRESIÓN

Esta unidad tiene como función reducir elevadas presiones comprendidas entre los 700 y 1350 psi proveniente del poliducto, a presiones entre los 80 y 125 psi apropiadas para el almacenamiento del producto.

Esta unidad cuenta con 4 válvulas reductoras de presión que en total forman los trenes “A” y “B”. Por el tren “A”, al pasar el producto por la primera válvula PCV-031301 de 4” con posicionador neumático, la presión se reduce de 900-1350 psi a 180-250 psi. El producto pasa por otra válvula reductora PCV-031303 de 4”, bajando finalmente la presión a valores entre los 90 y 125 psi; a su vez el tren “B”, es redundante al tren “A” ya que cumple con la misma función de reducir la presión en caso de que el tren “A” presente problemas.

La presión de entrada a la unidad reductora de presión depende del tipo de producto que se esté bombeando por el poliducto Shushufindi-Quito. Previo a esto se tiene que operar una válvula motorizada MOV-031201, para receptor producto que viene desde el punto de empate y que ingresa a los trenes de reducción de presión.

En instrumentación se cuenta con indicadores de presión, transmisores de presión y temperatura.

A la salida de la Estación Reductora de Presión, se tiene instalado medidores de flujo másico tipo coriolis FT-031303, para contabilizar la cantidad de producto recibido así como la densidad de éste.

Al final de la unidad se dispone de un punto para toma de muestra AP-031302, para realizar el muestreo local del producto.

Los diagramas PI&D de instrumentación de la unidad reductora de presión se presenta en los Planos N° 2 y N° 3, mientras que en la figura 1-6 se presenta la estación reductora de presión.

FIGURA 1-6: ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.3 MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN

Una vez que el producto sale de la Estación reductora de presión, éste se dirige hacia un manifold de distribución de válvulas de cinco tomas, de las cuales dos están en funcionamiento y el resto servirán para proyectos futuros, la válvula MOV-031202 es la que dirige la interfase Gasolina Base-GLP hacia el tanque BULLET, mientras que la válvula MOV-031203 es la que dirige el GLP hacia las esferas de almacenamiento. Las líneas están diseñadas e instaladas de acuerdo a la Norma ANSI B 31.4 (Lema et ál., 2010).

Las partidas que se reciben en las esferas se encuentran entre 5000 a 13000 barriles aproximadamente, el tiempo total de recepción va a depender del caudal a la que el poliducto este bombeando, con un caudal promedio de 400 bb/h.

El diagrama PI&D de instrumentación del manifold de distribución se presenta en el Plano N° 4, mientras que en la figura 1-7 se presenta el manifold de distribución.

FIGURA 1-7: MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.4 UNIDAD DE ALMACENAMIENTO

El Terminal de GLP Oyambaro dispone para el almacenamiento de GLP de tres esferas presurizadas, cada una con una capacidad de almacenamiento nominal de 1630 m³ (750 toneladas operativas), un tanque Bullet para el almacenamiento de la interfase Gasolina Base-GLP con una capacidad de 30 m³ y un tanque Slop para el almacenamiento de gasolina de 111 m³ de capacidad.

FIGURA 1-8: ESFERAS PRESURIZADAS DE ALMACENAMIENTO DE GLP



Elaborado por: Victor Salazar

1. Las esferas de almacenamiento cuenta con las siguientes entradas y salidas de tubería:
 - a) **Línea de entrada.-** Permite el ingreso de GLP líquido hasta las esferas de almacenamiento proveniente del Poliducto Shushufindi-Quito, a través de MOV 030005-A.
 - b) **Línea de salida.-** Permite la descarga de GLP líquido proveniente de las esferas hacia la sala de bombas de despacho, a través de MOV 030005-B.
 - c) **Línea de drenaje.-** Permite evacuar las sustancias diferentes al GLP que no son deseadas, como por ejemplo componentes pesados (pentanos) hacia el tanque Bullet, se deberá abrir la válvula HV-030005-C.
 - d) **Línea de seguridad de sobrepresión.-** Permite aliviar la presión de las esferas si existe sobrepresión, a través de las válvulas de alivio PSVL-030005 y PSVLL-030005 las cuales están calibradas a 171 y 155 psi respectivamente, hacia el tanque Bullet.
 - e) **Línea de GLP en fase vapor.-** Esta línea es utilizada para licuar el GLP en la unidad de relicuefacción mediante el control de la válvula HV-030005-B. (Lema et ál., 2010).

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 5, mientras que en la figura 1-8 se presentan las esferas de GLP.

2. El tanque de almacenamiento Bullet es de gran importancia debido a que sirve para recibir la interfase Gasolina Base-GLP, el alivio de los drenajes y sobrepresiones. Operativamente para los fines descritos, este tanque debe permanecer vacío. Para realizar la separación de los productos que almacena este tanque, se emplea un compresor de gas de la unidad de relicuefacción, mediante el siguiente proceso: (Lema, et ál., 2010).
 - a) Para el relicuado de vapores del tanque Bullet a través de la unidad de relicuefacción, se abrirá la válvula de control PCV-031401/2-A2.
 - b) Para la entrada de la gasolina base al tanque Slop se usa la válvula FCV-030001-B.

FIGURA 1-9: TANQUE SEPARADOR BULLET



Elaborado por: Victor Salazar

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 5, mientras que en la figura 1-9 se presenta el tanque separador Bullet.

3. En el tanque atmosférico Slop se almacena nafta base procedente del proceso de separación de la interfase Gasolina Base-GLP que ocurre en el tanque Bullet, en el momento de abrir la válvula HV-030008-A. Adicional para realizar el despacho de nafta base a los auto tanques se debe abrir la válvula HV-030008-B y se enciende la bomba PUMP-030108, en el caso de querer recircular el producto contenido en el tanque.

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 6, mientras que en la figura 1-10 se presenta el tanque Slop.

FIGURA 1-10: TANQUE ATMOSFÉRICO SLOP



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.5 UNIDAD DE RELICUEFACCIÓN

La licuefacción de gases es un proceso complicado que utiliza diferentes compresiones y expansiones para lograr altas presiones y temperaturas muy bajas, utilizando por ejemplo turbo expansores, incluye una serie de fases utilizada para convertir un gas a estado líquido. Los procesos se utilizan para fines científicos, industriales y comerciales. Muchos de los gases se pueden poner en estado líquido a presión atmosférica normal por simple refrigeración y otros como el dióxido de carbono, requieren presurización.

Esta unidad está provista de dos compresores CMPR-030601 y CMPR-030602 cuya succión tendrá un scrubber o separador para cada compresor V2-031401 y V3-031402. El objetivo es garantizar que se tenga solo presencia de gas en los compresores, caso contrario se arruinarían los equipos.

Debido a condiciones atmosféricas como temperatura y características propias del producto (densidad, presión de vapor, calor específico, etc.), la presión en las esferas se incrementa. Cuando el GLP en fase gaseosa llega a 115 psi, situación que indica un estado de alarma, es

necesario absorber el GLP gaseoso contenido en las esferas mediante la válvula de control PCV 031401/2-A1 y proceder a licuar el producto mediante la utilización del compresor y aeroenfriador, en donde se condensa el vapor comprimido y, una vez licuado a una temperatura de 20°C aproximadamente, pasará a otro scrubber V4-031403. En éste se separa el líquido y vapores no condensados, el GLP líquido es devuelto a las esferas y los gases incondensados retornan a los primeros scrubbers para volver a repetir el proceso.

En los scrubbers V2-031401 y V3-031402 se cuenta con las válvulas HV-031401-B1 y HV-031402-B1, respectivamente, las cuales evacuan el GLP líquido contenido en cada separador.

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 7, mientras que en la figura 1-11 se presenta la unidad de Relicuefacción.

FIGURA 1-11: UNIDAD DE RELICUEFACCIÓN



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.6 UNIDAD DE BOMBEO

Esta unidad cuenta con ocho bombas; tiene la función de bombear el producto hacia la isla de carga y a comercializadoras.

Las bombas PUMP-030101, PUMP-030102 y PUMP-030103 son utilizadas para la distribución de GLP a las industrias Repsol y Eni de forma directa por tubería, pero actualmente no se encuentran interconectadas.

Las bombas PUMP-030104 y PUMP-030105 son utilizadas para la carga de GLP en tanqueros.

Las bombas PUMP-030106 y PUMP-030107 son utilizadas para retornar GLP líquido a las esferas en caso de ingresar a los scrubbers de entrada.

La bomba PUMP-030108 es utilizada para la carga de nafta base en tanqueros desde el tanque Slop.

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 8, mientras que en la figura 1-12 se presenta la Unidad de Bombeo.

FIGURA 1-12: UNIDAD DE BOMBEO



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.7 ISLA DE CARGA Y DESCARGA

Se tiene dos islas de despacho A y B para tanqueros, teniendo para cada isla ocho celdas galvánicas interconectadas con un indicador digital, para controlar el volumen de despacho de cada tanquero a través del resultado de diferencia en peso neto.

Para la carga de GLP líquido en los auto tanques se deberá abrir la válvula HV-030201-B, previa a la conexión de la línea de vapor. La esfera a despachar descarga el líquido mediante las bombas y los vapores del auto tanque se interconectarán con la línea de retorno de vapores de la isla. El llenado del auto-tanque, finaliza cuando el volumen llegue al 85%. (Contreras, 2009).

El Terminal Oyambaro además de despachar GLP se encarga de transferir nafta base. El proceso de despacho se realiza mediante la conexión de la manguera correspondiente al auto tanque ubicado en una de las balanzas y procediendo a encender la bomba PUMP-030108. (Lema, et ál., 2010).

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 9, mientras que en la figura 1-13 se presenta la isla de carga-descarga.

FIGURA 1-13: ISLA DE CARGA-DESCARGA



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.8 UNIDAD API

El objetivo de esta unidad es separar el agua de los hidrocarburos provenientes del tanque Slop mediante la densidad de los mismos. El agua limpia será evacuada a la quebrada y el hidrocarburo de regreso hacia el tanque Slop.

El diagrama PI&D de instrumentación de esta unidad se presenta en el Plano N° 10, mientras que en la figura 1-14 se presenta la unidad API.

FIGURA 1-14: UNIDAD API



Elaborado por: Victor Salazar

El derecho de autoría de todos los planos mencionados anteriormente le pertenecen a (Lema & Monge, 2010), cabe mencionar que dichos planos fueron modificados debido a que en el Terminal se cambiaron algunos instrumentos.

1.2.9 SISTEMA CONTRA INCENDIOS

La función del sistema contra incendios es activar el flujo de agua proveniente de las piscinas contra incendios en caso de producirse una contingencia de este tipo.

Los sistemas de protección contra incendios constituyen un conjunto de equipamientos diversos integrados en la estructura de los edificios, actualmente, las características de estos sistemas están regulados por el Código Técnico de la Edificación. Documento Básico SI. Se debe seleccionar el extintor más adecuado, conocer las normas de utilización y realizar un mantenimiento semestral o anualmente.

En la revisión de una instalación se comprobará su correcto funcionamiento y su buen estado de conservación y limpieza. La revisión general de funcionamiento de la instalación,

incluyendo todos los elementos, así como los sistemas utilizados para el tratamiento de agua. (Contreras, 2009).

FIGURA 1-15: SISTEMA CONTRA INCENDIOS



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.10 PISCINAS CONTRA INCENDIOS

El agua que el Terminal dispone para combatir un incendio se encuentra almacenada en dos piscinas de hormigón armado con una capacidad de 650 m³ cada una.

FIGURA 1-16: PISCINA CONTRA INCENDIOS



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.11 ÁREA ADMINISTRATIVA

El área administrativa está conformada por oficinas, baterías sanitarias, comedor, cocina, vestidores, seguridad física, mantenimiento, taller y bodega.

En la entrada principal a las instalaciones del Terminal se ubica una garita en donde se realiza el control de ingreso y salida de personal y vehículos.

FIGURA 1-17: ÁREA ADMINISTRATIVA



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.12 CUARTO DE CONTROL

En el cuarto de control se realizan varias operaciones tales como: controlar los niveles de producto que se encuentran en los diferentes tanques de almacenamiento, operación de equipos por medio de la apertura y cierre de válvulas y sirve para visualizar la instrumentación de equipos en monitores (HMI).⁵

FIGURA 1-18: CUARTO DE CONTROL



Elaborado por: Victor Salazar

1.2.13 CÁMARA DE TRANSFORMADOR Y GENERADOR

Para el abastecimiento de energía eléctrica al Terminal Oyambaro se cuenta con una cámara de transformación (transformador trifásico), la misma que se abastece del Sistema Nacional Interconectado.

En caso de que exista corte de energía eléctrica por parte de la empresa eléctrica, se tiene un generador a diesel de emergencia y una transferencia automática (tablero).

FIGURA 1-19: ÁREA DE TRANSFORMADORES Y GENERADOR



Elaborado por: Victor Salazar

⁵ HMI: Interfaz Humano-Máquina

CAPÍTULO 2

GENERALIDADES DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP)

2.1 UBICACIÓN DE LOS TERMINALES DE HIDROCARBUROS

En varias ciudades del Ecuador existen Terminales que manejan los diferentes derivados del petróleo entre los que se encuentran los productos limpios, el etanol y el GLP. En la figura 2-1 se muestra la ubicación de las diferentes terminales, depósitos y refinerías que manejan derivados de petróleo.

FIGURA 2-1: MAPA DE TERMINALES, DEPÓSITOS Y REFINERÍAS



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (EP-PETROECUADOR, <http://www.monografias.com/trabajos91/anteproyecto-manual-reductora/anteproyecto-manual-reductora.shtml>)

2.2 DEFINICIÓN DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP)

(Anónimo, pág. 8) sostuvo que, “el gas licuado de petróleo (GLP) es un hidrocarburo (Hidro = Hidrogeno + Carbuo = Carbono) derivado del petróleo, que se obtiene durante el proceso de refinación de otro derivado denominado gasolina. Significa: licuado de petróleo, porque se produce en estado de vapor pero se convierte en líquido mediante compresión y enfriamiento simultáneos de estos vapores, necesitándose 273 litros de vapor para obtener 1 litro de gas licuado”. En la figura 2-2 se presenta el proceso de obtención de GLP a partir de petróleo crudo.

FIGURA 2-2: PROCESO PARA OBTENER GLP A PARTIR DE PETRÓLEO CRUDO



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Osinergmin, Propiedades y características del gas licuado de petróleo, <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>)

El GLP se encuentra en estado gaseoso a condiciones normales (1 atm y 20°C). Para facilitar su almacenamiento y transporte, se licua y se maneja bajo presión para mantenerla en este estado. Para obtener líquido a presión atmosférica, la temperatura del butano debe ser inferior a -0,5°C y la del propano a -42,2°C. En cambio, para obtener líquido a temperatura ambiente, se debe someter al GLP a presión. Para el butano, la presión debe ser de más de 2 atmósferas. Para el propano, la presión debe ser de más de 8 atmósferas. (Vivanco, Di Pelino, Iglesias, Katz, & Daniele, 2002).

Normalmente no es práctico licuar los gases más ligeros como el metano (CH_4), etileno (C_2H_4) y etano (C_2H_6), salvo usos muy especiales ya que, estos requieren de recipientes preparados para soportar las elevadas presiones necesarias para la licuefacción; para el propano y el butano se requieren presiones relativamente bajas para licuarlos, siendo estos gases los principales constituyentes del GLP comerciales, los cuales no están compuestos exactamente de hidrocarburos puros, así la mezcla propano-butano, contienen cantidades pequeñas de otros hidrocarburos como propileno, butileno, iso-buteno y otros hidrocarburos de propiedades semejantes.²

Al aumentar la temperatura del GLP que se encuentra dentro de un tanque cerrado, aumenta su presión. Esto es debido a que aumenta la presión de vapor y, además, el líquido se expande. Por lo tanto, nunca se debe calentar un recipiente que contiene GLP y tampoco se debe llenar totalmente un recipiente con GLP líquido, sino que se debe dejar un espacio de por lo menos el 15% del volumen total del recipiente para la dilatación del líquido. (Vivanco, Di Pelino, Iglesias, Katz, & Daniele, 2002).

El GLP es un líquido puro, con una densidad de alrededor del 54% de la densidad del agua. Hoy en día las operaciones de GLP están ampliándose rápidamente en todo el mundo, y cada vez hay más plantas en construcción o en vías de desarrollo. La densidad y presión de vapor varían según la composición ya que la densidad y peso específico son mayores que el aire, por lo que el GLP resulta más pesado que éste. Por lo tanto una nube de GLP tenderá a permanecer a nivel del suelo.

El GLP tiene importantes usos petroquímicos y combustibles. Como combustible se utiliza en procesos industriales (producción de vapor, sistemas de enfriamiento y calentamiento, combustible para motores) y en procesos comerciales y domiciliarios (cocción, calentamiento de agua y calefacción, entre otros).³

Actualmente se consumen 104 millones de toneladas anuales de GLP en el mundo. Las proyecciones varían pero se espera para 2013 que la producción se pueda triplicar.

² Mercy Proaño. "Sistema de almacenamiento de gas licuado de petróleo (GLP) en la planta Oyambaro-Petrocomercial". (Tesis de Tecnología, Universidad Tecnológica Equinoccial, Ecuador 2005).

³ http://www.minminas.gov.co/minminas/gas.jsp?cargaHome=3&id_categoria=125

A continuación en la tabla 2-1 se indican las especificaciones bajo las cuales se produce el Gas Licuado de Petróleo (GLP) en nuestro país:

TABLA 2-1: ESPECIFICACIONES DE TRABAJO DEL GLP

Presión de vapor REID	Máximo	160	Psi
Volatilidad: revaporización al 95%	Máximo	2	°C
Pentanos y más pesados	Máximo	2	%Vol.
Residuo en 100 ml	Máximo	0,05	
Corrosión a la lámina de cobre	Máximo	Nº1	
Azufre	Máximo	38	PPM
Gravedad específica a 15,6	Máximo	0,57	°C

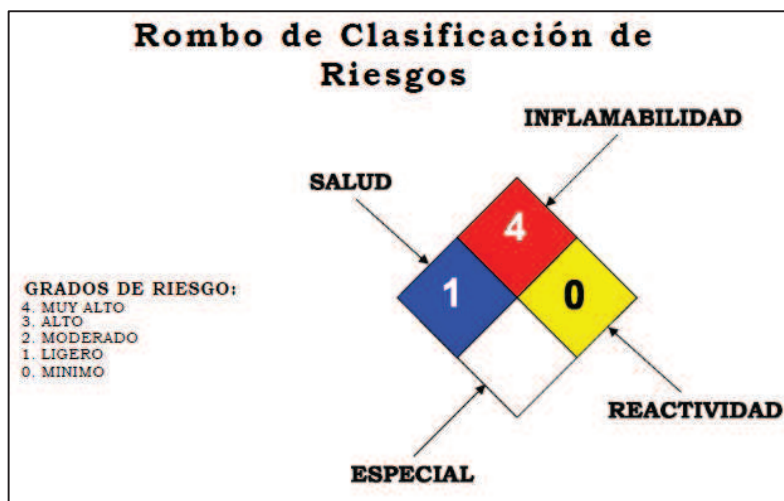
Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Proaño, 2005, p.36

2.2.1 CLASIFICACIÓN DE RIESGO

El terminal, por el hecho de trabajar con gases explosivos, debe tener una clasificación de riesgo. Esto se realiza de acuerdo a la norma NFPA y una clasificación de zonas de riesgos según la DOT.

FIGURA 2-3: CLASIFICACIÓN DE RIESGOS



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Pemex, 2007, Gas licuado de petróleo, pág. 1)

2.2.1.1 Salud

Grado de peligro:

4. Materiales que, bajo condiciones de emergencia pueden ser letales.
3. Materiales que, bajo condiciones de emergencia, pueden causar lesiones graves o permanentes.
2. Materiales que, bajo condiciones de emergencia, pueden causar incapacidad temporal o lesión residual.
1. Materiales que, bajo condiciones de emergencia, pueden causar irritación significativa.
0. Materiales que, bajo condiciones de emergencia, no ofrecerían riesgos más allá al de los materiales combustibles ordinarios.

2.2.1.2 Inflamabilidad

Grado de peligro:

4. Vapores que se vaporizan rápida o completamente a la presión atmosférica y temperatura ambiente normales o que son rápidamente dispersados en el aire y se quemarán fácilmente
3. Líquidos y sólidos que pueden encenderse casi bajo cualquier condición de temperatura ambiente. Los materiales en esta clasificación producen atmósferas peligrosas con el aire bajo casi todas las temperaturas ambientes o, aunque no afectados por las temperaturas ambientes, se encienden rápidamente bajo casi todas las condiciones.
2. Materiales que se deben calentar moderadamente o exponerse a temperaturas ambientes relativamente altas antes de que pueda ocurrir la ignición. Los materiales en este grado bajo condiciones normales no formarían atmósferas peligrosas con el aire, pero bajo temperaturas ambientales altas o bajo calentamiento moderado podrían liberar vapor en cantidades suficientes para producir atmósferas peligrosas con el aire.
1. Materiales que deben ser precalentadas antes que pueda ocurrir la ignición. Los materiales en este grado requieren considerable precalentamiento, bajo todas las condiciones de temperatura ambiente, antes que pueda ocurrir la ignición y combustión.
0. Materiales que no se queman bajo condiciones típicas de incendio, incluyendo materiales intrínsecamente no combustibles como el concreto, piedra y arena.

2.2.1.3 Reactividad

Grado de peligro:

4. Materiales que en sí mismos son fáciles capaces de detonación o descomposición explosiva o reacción explosiva a temperaturas y presiones normales.
3. Materiales que en sí mismos son capaces de detonación o descomposición explosiva o reacción explosiva, pero que requieren una fuente de iniciación fuerte o que deben calentarse bajo confinamiento antes de la iniciación.
2. Materiales que fácilmente sufren cambio químico violento a temperaturas y presiones elevadas.
1. Materiales que en sí mismos son normalmente estables, pero que pueden volverse inestables a temperaturas y presiones elevadas.
0. Materiales que en sí mismos son normalmente estables, aún bajo condiciones de incendio.

2.2.1.4 Especiales

Propiedades de reactividad con el agua y oxidación de los materiales que causan problemas especiales o requieren técnicas especiales de combate de incendios.⁴

El objetivo de la clasificación de riesgo es determinar hasta qué grado es factible combatir los riesgos encontrados. La factibilidad normalmente depende de la voluntad y posibilidad económica de una institución, sino también del entorno donde se ubica. Los riesgos que no se desea o puede combatir se llaman riesgos restantes y no hay otra solución que aceptarlos.

El estudio de áreas peligrosas determina la existencia de zonas de riesgo, con el fin de establecer una adecuada selección y ubicación del equipo eléctrico o cualquier equipo productor de chispa o calor, con energía suficiente para causar la combustión de mezclas inflamables.

⁴ NFPA 704, *Sistema normativo para la identificación de los riesgos de materiales para respuesta de emergencias*. (USA, 2007), 3ra.ed. p.16

El gas licuado tiene un nivel de riesgo alto, sin embargo, cuando las instalaciones se diseñan, construyen y mantienen con estándares rigurosos, se consiguen óptimos atributos de confiabilidad y beneficio. La LC50 (Concentración Letal cincuenta de 100 ppm), se considera por la inflamabilidad de este producto y no por su toxicidad.

Cuando el gas licuado se fuga a la atmósfera, se vaporiza de inmediato, se mezcla con el aire ambiente y se forman súbitamente nubes inflamables y explosivas, que al exponerse a una fuente de ignición (chispas, flama y calor) producen un incendio o explosión. El múltiple de escape de un motor de combustión interna (435 °C) y una nube de vapores de gas licuado, provocarán una explosión. Las conexiones eléctricas domésticas o industriales en malas condiciones (clasificación de áreas eléctricas peligrosas) son las fuentes de ignición más comunes. (Lema, et ál., 2010).

2.2.2 PELIGROS DE EXPLOSIÓN E INCENDIO

TABLA 2-2: CARACTERÍSTICAS DE IGNICIÓN DE GLP

Punto de flash		-98,9	°C
Temperatura de ebullición		-32,5	°C
Temperatura de autoignición		435,0	°C
Límites de explosividad	Inferior	1,8	%
	Superior	9,3	%

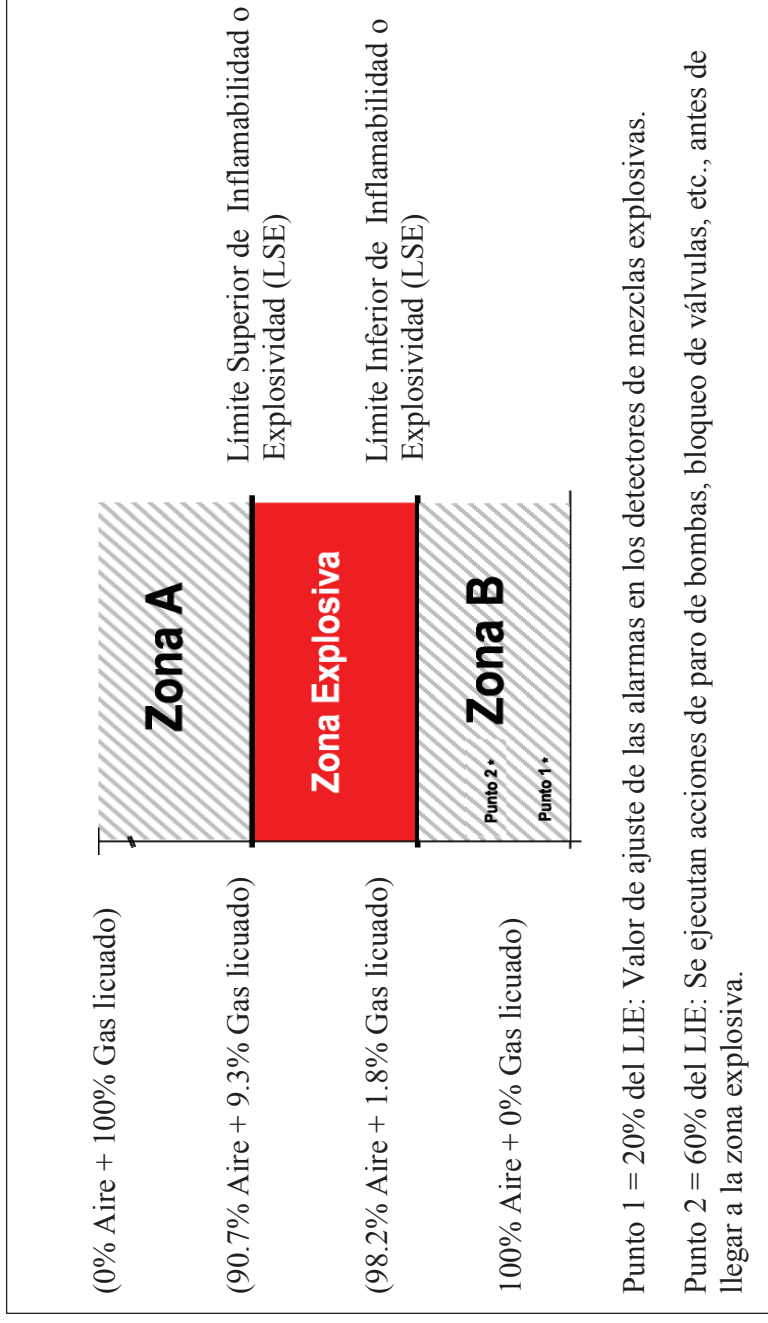
Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Pemex, 2007, Gas licuado de petróleo, pág. 3)

- **“Punto de Flash:** Una sustancia con un punto de flash de 38°C ó menor se considera peligrosa; entre 38° y 93°C, moderadamente inflamable; mayor a 93°C la inflamabilidad es baja (combustible). El punto de flash del GLP (- 98°C) lo hace un compuesto sumamente peligroso.
- **Zonas A y B.** En condiciones ideales de homogeneidad, las mezclas de aire con menos de 1,8% y más de 9,3% de gas licuado no explotarán, aún en presencia de una fuente de ignición. Sin embargo, a nivel práctico deberá desconfiarse de las mezclas cuyo contenido se acerque a la zona explosiva, donde sólo se necesita una fuente de ignición para desencadenar una explosión.”⁵

⁵ Pemex, Gas licuado de petróleo, 2007, p.4.

FIGURA 2-4: LÍMITES DE INFLAMABILIDAD Y EXPLOSIVIDAD DEL GLP



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Pemex, 2007, Gas licuado de petróleo, pág. 4)

2.2.3 COMPRESIBILIDAD Y EXPANSIBILIDAD DE LOS GASES

(Sánchez, 2008, págs. 25, 26) sostuvo que, “una de las características de los gases es que al aplicarles presión pueden ser comprimidos y, por ende, pueden ser almacenados o confinados en recipientes de determinados volúmenes. Se requiere un trabajo para comprimir un gas, pero este trabajo no se pierde completamente ya que la mayor parte de la energía se almacena dentro de un gas comprimido, cuando la presión sobre el gas se reduce, este a su vez ejecuta un trabajo y absorbe calor produciéndose un efecto refrigerante. Un volumen de gas comprimido tiene mucha energía almacenada debido al trabajo ejecutado para comprimirlo y esta puede liberarse repentinamente.

El gas licuado de petróleo puede comprimirse y también, es capaz de una expansión casi infinita. La compresibilidad y la expansibilidad del GLP son dos de las principales propiedades en su manejo en campo. El hecho de que se puede comprimir y generar calor durante la compresión, y luego puede expandirse y entonces absorberá calor del ambiente, es de muchísima importancia para el que labora en campo de gas. La casi ilimitada capacidad de expansión del GLP puede ilustrarse con el hecho de que, cuando la presión se reduce, el gas se dispersa completamente y se pierde en la atmósfera”.

2.3 COMPOSICIÓN DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP)

A los principales componentes del GLP como lo son, el propano y butano que se distinguen entre sí por su composición química, presión, punto de ebullición y en su poder calorífico, se los denomina gases licuados del petróleo porque son gases que precisamente pueden ser licuados (se licúan a 0°C), es decir que pueden pasar del estado gaseoso a líquido y viceversa, según sea la presión y temperatura a la que sean tratados. De la misma manera el GLP se mantiene en forma líquida en el recipiente debido a que se encuentra sometido a una presión superior a la atmosférica, pero al entrar este producto en contacto directo con el ambiente se transforma cambiando así su estado a gas, aumentando lógicamente y al mismo tiempo su volumen en aproximadamente 262 veces, de su estado original.

Lo que quiere decir que un volumen de GLP líquido equivale a 262 volúmenes de GLP gas o en estado gaseoso. (Hoyos, 2006).

2.3.1 HIDROCARBUROS

(Proaño, 2005, págs. 36, 37) sostuvo que, “en química orgánica, familia de compuestos orgánicos que contienen carbono e hidrógeno. Son los compuestos orgánicos más simples y pueden ser considerados como las sustancias principales de las que se derivan todos los demás compuestos orgánicos. Los hidrocarburos se clasifican en dos grupos principales, de cadena abierta y cíclicos.

En los compuestos de cadena abierta que contienen más de un átomo de carbono, los átomos de carbono están unidos entre sí formando una cadena lineal que puede tener una o más ramificaciones. En los compuestos cíclicos, los átomos de carbono forman uno o más anillos cerrados. Los dos grupos principales se subdividen según su comportamiento químico en saturados e insaturados.

En la nomenclatura de los hidrocarburos, mostramos en la tabla los nombres de los hidrocarburos más simples de cadena abierta. El prefijo indica cuántos carbonos hay en la cadena, y el sufijo a cuál de los tres grupos funcionales pertenece una cadena. Por ejemplo, los compuestos con el prefijo pent- tienen siempre cinco carbonos, pero el penteno es un alqueno con un doble enlace, mientras que el pentano es un alcano con enlaces simples. Los hidrocarburos que constituyen el GLP forman parte de dos grandes familias:

- Hidrocarburos saturados o parafínicos $\{ C_n H_{2n+2} \}$
- Hidrocarburos insaturados u Oleofinas $\{ C_n H_{2n} \}$

Donde C y H son símbolos de Carbono e Hidrógeno respectivamente y “n” es el índice que indica el número de átomos de carbono del hidrógeno que se considere”.

TABLA 2-3: CARACTERÍSTICAS DE IGNICIÓN DE GLP

Metano	CH ₄
Etano	C ₂ H ₆
Propano	C ₃ H ₈
Butano	C ₄ H ₁₀
Eteno	C ₂ H ₄
Propeno	C ₃ H ₆
Buteno	C ₄ H ₈

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Proaño, 2005, p.37

La presencia de los hidrocarburos olefínicos depende de las características de trabajo de las refinerías donde se trata el petróleo.

En la siguiente tabla 2-4 se observa cómo cambian la densidad y la temperatura de fusión, al aumentar el número de átomos de carbono en la serie de los hidrocarburos. Los compuestos más pequeños son gases a la temperatura ambiente, al aumentar progresivamente el número de carbonos, los compuestos se vuelven líquidos y luego sólidos, cada vez con mayor densidad y mayor temperatura de fusión, hasta llegar a los polietilenos con densidades que van de 0,92 a 0,96 g/cm³ y temperatura de fusión entre 195 y 135 °C. (Proaño, 2005).

TABLA 2-4: PRINCIPALES PROPIEDADES DE LOS HIDROCARBUROS

Hidrocarburo	Fórmula	Peso Molecular	Densidad	Temp. De fusión [°C]
Metano	CH ₄	16	gas	- 182
Etano	C ₂ H ₆	30	gas	-183
Propano	C ₃ H ₈	44	gas	-190
Butano	C ₄ H ₁₀	58	gas	-138
Pentano	C ₅ H ₁₂	72	0,63	-130
Hexano	C ₆ H ₁₄	86	0,66	-95
Heptano	C ₇ H ₁₆	100	0,68	-91
Octano	C ₈ H ₁₈	114	0,70	-57
Nonano	C ₉ H ₂₀	128	0,72	-52
Decano	C ₁₀ H ₂₂	142	0,73	-30
Undecano	C ₁₁ H ₂₄	156	0,74	-25
Dodecano	C ₁₂ H ₂₆	170	0,75	-10
Pentadecano	C ₁₅ H ₃₂	212	0,77	10
Eicosano	C ₂₀ H ₄₂	283	0,79	37
Triacotano	C ₃₀ H ₆₂	423	0,78	66
Polietileno	C ₂₀₀₀ H ₄₀₀₂	28000	0,93	100

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Proaño, 2005, pág. 38)

2.3.1.1 Propano

El propano es un gas incoloro e inodoro. Pertenece a los hidrocarburos alifáticos con enlaces simples de carbono, conocidos como alcanos. Su fórmula química es C₃H₈.

Las mezclas de propano con el aire pueden ser explosivas con concentraciones del 1,8 al 9,3 % Vol. de propano. La llama del propano, al igual que la de los demás gases combustibles, debe de ser completamente azul; cualquier parte amarillenta, anaranjada o rojiza de la misma, denota una mala combustión. A temperatura ambiente, es inerte frente a la mayor parte de los reactivos aunque reacciona por ejemplo con el bromo en presencia de luz. En elevadas concentraciones el propano tiene propiedades narcotizantes. El propano se suele obtener del gas natural o de los gases de los procesos de "cracking" producidos en las instalaciones petroquímicas. (Guevara, Vinueza, 2005).

El principal uso del propano es el aprovechamiento energético como combustible. Con base al punto de ebullición más bajo que el butano y el mayor valor energético por gramo, a veces se mezclan con éste o se utiliza propano en vez de butano. En la industria química es uno de los productos de partida en la síntesis del propeno. Además se utiliza como gas refrigerante (R290) o como gas propulsor en aerosoles.⁶ A continuación se presenta la tabla 2-5 en donde se encuentran las propiedades físicas del gas propano.

TABLA 2-5: PROPIEDADES FÍSICAS DEL PROPANO

Peso molecular	44,096	g/mol
Punto de fusión@ 1 atm	-187,7	°C
Punto de ebullición @ 1 atm	-42,1	°C
Temperatura Crítica	96,6	°C
Presión Crítica	616,25	Psi
Presión de vapor @ 21 °C	126,15	Psi
Densidad del líquido @ 1 atm y 15 °C	582	kg/m ³
Densidad del gas @ 1 atm y 15 °C	1,91	kg/m ³
Densidad del gas @ P.sat y 15 °C	18,60	kg/m ³
Viscosidad del líquido @ P.sat y 15 °C	1,06E-04	kg/m-s
Viscosidad del gas @ 1 atm y 15 °C	8,21E-06	kg/m-s
Viscosidad del gas @ P.sat y 15 °C	8,63E-06	kg/m-s
Calor latente de fusión @ 1 atm	94,98	kJ/kg
Factor de compresibilidad @ 1 atm y 15 °C	0,9821	

⁶<http://es.wikipedia.org/wiki/Propano>

TABLA 2-5: CONTINUACIÓN

Gravedad específica @ 1 atm y 21 °C	1,55	
Volumen Específico @ 1 atm y 21 °C	0,543	m ³ /kg
Cp del líquido @ P.sat y 15 °C	2,6415	KJ/kg-k
Cp del gas @ P.sat y 15 °C	1,8286	KJ/kg-k
Capacidad calorífica a presión constante @ 1 atm y 25 °C	0,075	kJ/(mol.K)
Capacidad calorífica a volumen constante @ 1 atm y 25 °C	0,066	kJ/(mol.K)
Conductividad térmica @ 1 atm y 0 °C	15,198	mW/m.K
Solubilidad en agua @ 1 atm y 20 °C	0,039	vol/vol
Temperatura de autoignición	270 °C	

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Guevara, et ál., 2005, págs. 6, 7)

2.3.1.2 Butano

El butano, también llamado n-butano, es un hidrocarburo saturado, parafínico o alifático, inflamable, gaseoso que se licúa a presión atmosférica a -0,5 °C, formado por cuatro átomos de carbono y por diez de hidrógeno, cuya fórmula química es C₄H₁₀. También puede denominarse con el mismo nombre a un isómero de este gas: el isobutano o metilpropano.

Como es un gas incoloro e inodoro, en su elaboración se le añade un odorizante (generalmente un mercaptano) que le confiere olor desagradable. Esto le permite ser detectado en una fuga, porque es altamente volátil y puede provocar una explosión.

En caso de extinción de un fuego por gas butano se emplea dióxido de carbono (CO₂), polvo químico o niebla de agua para enfriar y dispersar vapores.

El butano comercial es un gas licuado, obtenido por destilación del petróleo, compuesto principalmente por butano normal (60%), propano (9%), isobutano (30%) y etano (1%).

La principal aplicación del gas butano (C₄H₁₀) es como combustible en hogares para la cocina y agua caliente, y en los mecheros de gas. No suele consumirse en grandes cantidades debido a sus limitaciones de transporte y almacenaje.

No es adecuado para su transporte vía gasoductos ya que por su alta temperatura de licuefacción se podría condensar en las conducciones. De hecho se eliminan los restos de butano y propano del gas natural por este motivo.⁷ En la tabla 2-6 se encuentran las propiedades físicas del gas butano.

TABLA 2-6: PROPIEDADES FÍSICAS DEL BUTANO

Peso molecular	58,123	g/mol
Punto de fusión@ 1 atm	-138,6	°C
Punto de ebullición @ 1 atm	-0,3	°C
Temperatura Crítica	152	°C
Presión Crítica	536,065	Psi
Presión de vapor @ 21 °C	31,22	Psi
Densidad del líquido @ 1 atm y 15 °C	601,4	kg/m ³
Densidad del gas @ 1 atm y 15 °C	2,52	kg/m ³
Densidad del gas @ P.sat y 15 °C	5,45	kg/m ³
Viscosidad del líquido @ P.sat y 15 °C	1,68E-04	kg/m-s
Viscosidad del gas @ 1 atm y 15 °C	5,56E-06	kg/m-s
Viscosidad del gas @ P.sat y 15 °C	5,63E-06	kg/m-s
Calor latente de fusión @ 1 atm	80,165	kJ/kg
Factor de compresibilidad @ 1 atm y 15 °C	0,9625	
Gravedad específica @ 1 atm y 21 °C	2,076	
Volumen Específico @ 1 atm y 21 °C	0,4	m ³ /kg
Cp del líquido @ P.sat y 15 °C	2,41	KJ/kg-k
Cp del gas @ P.sat y 15 °C	1,71	KJ/kg-k
Viscosidad @ 1 atm y 0°C	0,000068	Poise
Capacidad calorífica a volumen constante @ 1 atm y 15,6 °C	0,088	kJ/(mol.K)
Conductividad térmica @ 1 atm y 0 °C	13,6	mW/m.K
Solubilidad en agua @ 1 atm y 20 °C	0,0325	vol/vol

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Guevara, et ál., 2005, págs. 8, 9)

2.3.1.3 Diferencias entre butano y propano

Las principales diferencias entre el propano y el butano son:

⁷ <http://es.wikipedia.org/wiki/Butano>

- 1 El propano se vaporiza a temperaturas por encima de $-44\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($-42\text{ }^{\circ}\text{C}$) a presión atmosférica.
- 2 A diferencia del propano, el butano no vaporiza adecuadamente a una temperatura por debajo de los $32\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$).
- 3 El propano tiene una mayor presión de vapor que el butano a una temperatura determinada.
- 4 Cuando se produce combustión, el propano produce menos calor en comparación con la misma cantidad de gas butano.
- 5 Un galón de gas propano pesa menos que un galón de gas butano.⁸

2.3.2 CONTAMINANTES PRESENTES EN EL GLP

El GLP al igual que otros gases tiene presencia de componentes contaminantes no deseables tales como: sulfuro de hidrógeno, dióxido de carbono, sulfuro de carbonilo, disulfuro de carbono, mercaptanos, nitrógeno y agua.

2.4 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO

2.4.1 PROPIEDADES DEL GLP

Cuenta con propiedades similares a la gasolina, sus 115 octanos hacen del GLP un combustible con menos sustancias tóxicas, reduce sustancialmente el monóxido de carbono y el anhídrido sulfuroso, además no contiene aditivos químicos como el plomo y aromáticos, por lo tanto ayuda a reducir la contaminación preservando la salud de las personas y del medio ambiente. A continuación se presentan las principales propiedades del GLP:

- Puede encontrarse en estado líquido y gaseoso. A condiciones atmosféricas normales está en fase gaseosa, pero al comprimirlo pasa a estado líquido, es decir se licua.
- No tiene color: Hay oportunidades, en especial cuando se presenta una fuga de líquido, en que se observa como una nube blanca.

⁸ <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

- No tiene olor: Cuando se dice (huele a gas) en realidad se habla de la percepción olfativa de sustancias con fuerte olor que se adicionan al GLP.
- El GLP pueden almacenarse y transportarse como líquido bajo presión y vaporiza fácilmente a temperaturas bajas.
- Como todo fluido, pero especialmente en fase vapor, se expande cuando se le aplica calor y poca presión y se contrae a menor temperatura o mayor presión. Todo aumento en la temperatura se refleja en incremento de la presión del vapor.
- Por sí mismo no es venenoso ni tóxico, pero si se libera en espacios confinados, puede presentar riesgos por inhalación, ya que el GLP desplaza el oxígeno.
- No es corrosivo.
- Al vaporizar 1 litro de GLP en fase líquida se obtienen aproximadamente 270 litros de GLP en fase de vapor.
- Cuando se mezcla con la cantidad apropiada de aire, puede haber combustión sostenida.
- Es económico, por su rendimiento en comparación con otros combustibles.
- Es muy inflamable, cuando se escapa y se vaporiza se enciende violentamente con la menor llama o chispa.
- Es limpio, cuando se quema debidamente combinado con el aire, no forma hollín, ni deja mal sabor en los alimentos preparados con él.⁹

TABLA 2-7: PROPIEDADES FÍSICAS/QUÍMICAS DEL GLP (PROPANO 70% - BUTANO 30%)

Peso molecular	49,7		
Punto de ebullición @ 1 atm	-25,5	°C	
Temperatura crítica	135,2	°C	
Presión crítica	530	Psia	
Presión de vapor @ 0.0 °C	48	Psia	ASTM-1267
Densidad del líquido @ P.sat y 15 °C	514,9	Kg/m ³	ASTM-1657
Densidad del gas @ 1 atm y 15 °C	2,043	Kg/m ³	
Viscosidad del líquido @ P.sat y 15 °C	1,23E-04	kg/m-s	
Viscosidad del gas @ 1 atm y 15 °C	8,02E-06	kg/m-s	
Cp del líquido @ P.sat y 15 °C	2,5731	KJ/kg-k	

⁹ <http://es.scribd.com/doc/96743892/Preguntas-y-Respuestas-Sobre-El-Glp>

TABLA 2-7: CONTINUACIÓN

Cp del gas @ P.sat y 15 °C	1,7886	KJ/kg-k	
Límite Sup. de Inflamabilidad (UEL), % Vol.	9,30	%	
Volumen Aire/Gas por combustión (Ideal)	26,72		
Poder Calorífico	47,06	BTU/kg	
Poder Calorífico (Vapor @ 15 °C)	98,94	BTU/m ³	ASTM-3588
Poder Calorífico (Líquido @ 15 °C)	95,65	BTU/gal	
Temperatura de autoignición	535	°C	
Tensión de vapor a 20 °C	9,2	Kg/cm ²	
Gravedad Específica @ 60/60 °F (Agua=1)	0,538		INEN 684
Azufre mg/m ³ Máximo	0,343		ASTM-2784
Corrosión lámina de cobre	N°1		ASTM-2158

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Guevara, et ál., 2005, págs. 10, 11)

2.4.2 CARACTERÍSTICAS DEL GLP

2.4.2.1 Presión de vapor

Es la presión que se alcanza a una determinada temperatura, entre la fase líquida y la fase de vapor del GLP, de tal manera que encuentran el equilibrio dinámico.

Su valor es independiente de las cantidades de líquido y vapor presentes mientras existan ambas. En la situación de equilibrio, las fases reciben la denominación de líquido saturado y vapor saturado. Lo importante es que la presión de vapor es aquella en la cual se mantiene el equilibrio entre las dos fases.

El factor más importante que determina el valor de la presión de vapor es la propia composición del producto. En general, la presión de vapor a una temperatura dada, es tanto menor cuanto mayor es el peso molecular del líquido. En las instalaciones industriales, comerciales y residenciales, donde se utiliza el GLP vaporizado como combustible, la presión de vapor se constituye en la fuerza que mueve el gas y le permite salir hacia los puntos de consumo. No se requiere de ningún equipo para hacerlo mover hacia estos puntos, pues vaporiza naturalmente.

Entre el butano y el propano, componentes principales del GLP, para las mismas condiciones de temperatura, el Propano es el que presenta mayor presión de vapor. De ahí

que se apetezca como elemento propelente en algunos recipientes que dispensan fluidos con presión, tales como las pinturas, cremas de afeitado, lociones, lacas, etc. y ha sido un excelente sustituto para los fluorocarbonados que tanto daño le causaron a la capa de ozono.

La unidad de medida de la presión de vapor más comúnmente empleada es en el Sistema Internacional el Pascal (Pa); en el sistema métrico Kilogramos por centímetro cuadrado (Kg/cm^2) y libras por pulgada cuadrada (psi) en el Sistema Inglés.¹⁰

TABLA 2-8: COMPARACIÓN DE LA PRESIÓN DE VAPOR DEL PROPANO Y BUTANO

Temperatura		Presión aproximada (Psig)	
°F	°C	Propano	Butano
-40	-40,0	3,6	
-30	-34,4	8,0	
-20	-28,8	13,5	
-10	-23,3	20,0	
0	-17,7	28,0	
10	-12,2	37,0	
20	-6,6	47,0	
30	-1,1	58,0	
40	4,4	72,0	3,0
50	10,0	86,0	6,9
60	15,5	103,0	12,0
70	21,1	127,0	17,0
80	26,6	140,0	23,0
90	32,2	165,0	29,0
100	37,7	196,0	36,0
110	43,3	220,0	45,0

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

2.4.2.2 Temperatura de burbuja y rocío

Esta es otra característica importante del GLP que diferencia el comportamiento de sus componentes. La temperatura de burbuja y rocío es la temperatura a la cual el propano y butano pasan de líquido a vapor.

¹⁰ <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

Mientras que el propano se condensa a $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ y permanece como líquido, el butano lo hace a 0°C .

Cualquier sistema en equilibrio puede caracterizarse por los siguientes parámetros:

- Presión
- Temperatura
- Composición de las fases
- Cantidad de cada fase

Sin embargo, no todos estos parámetros son independientes; basta fijar dos de ellos para determinar el equilibrio, como lo demuestran las ecuaciones que vamos a ver a continuación. Los problemas sobre equilibrios pueden revestir un aspecto únicamente cualitativo que se deduce directamente sólo al establecer el balance de materia de la operación. Escogiendo dos de los referidos parámetros como datos, los diferentes casos de estudio que se puede dar son los siguientes¹¹:

1. Punto de burbuja de un líquido

La primera burbuja de vapor emitida por el líquido tiene una composición molar y_i , tal que:

$$\sum y_i = 1 \quad 2-1$$

$$\sum y_i = 1 = \sum K_i x_i = 1 \quad 2-2$$

(Paredes, 2009, pág. 15) cita a (Wuthier, 1965) quien descubrió que, “al conocer la composición x_i del líquido, esta ecuación en K_i no depende más de dos parámetros presión y temperatura, de forma que si se fija uno de ellos, el otro queda determinado. No obstante, como los coeficientes K_i no son funciones explícitas de la presión y temperatura, la resolución de esta ecuación ha de verificarse por aproximaciones sucesivas. Así se llegara a determinar la temperatura de burbuja, así como la composición de la fase vapor”.

2. Punto de rocío de un vapor

Se puede escribir que la primera gota de líquido condensado tendrá una composición x_i , tal que

$$\sum x_i = 1 \quad 2-3$$

$$\sum x_i = 1 = \sum y_i / K_i = 1 \quad 2-4$$

¹¹ PIERRE, W., *Termofísica*, p.414

Se obtiene una ecuación en K_i cuya resolución se efectúe por aproximaciones sucesivas de la presión o de la temperatura, como en el caso anterior se determina la composición de la fase líquida.

3. Condiciones de equilibrio

Estas condiciones se presentan en raras oportunidades. Al determinar las composiciones de las dos fases, sin conocer la presión y la temperatura de equilibrio consiste en hallar los valores de P y T que satisfaga a la vez las n ecuaciones:

$$y_i = K_i x_i \quad 2-5$$

2.4.2.3 *Peso molecular*

Es el peso relativo de material representado por un símbolo químico, el cual interviene en la reacción química.

$$MM = \sum M_N \cdot Y_N \quad 2-6$$

Para N componentes, donde:

Y_N : Fracción molar

M_N : Peso molecular

MM: Peso molecular medio de la mezcla

El número que se encuentra en la parte superior de cada símbolo en la ecuación química balanceada, representa el número de moléculas que participan en la reacción química. Esta puede ilustrarse por una ecuación química que representa la combustión perfecta del propano, el cual se descompone en los siguientes elementos de combustión:

C_3H_8 , CO_2 y H_2O .

2.4.2.4 *Densidad o Peso específico*

La densidad de una sustancia es la masa de dicha sustancia contenida en una unidad de volumen. La densidad del Propano líquido a 60°F es 0,508 gr/cm³ o 31,7 lb/ft³, mientras que la del butano es 0,585 gr/cm³.

2.4.2.4.1 Densidad en estado gaseoso

Para los gases o los vapores se expresa la masa en Kg/m^3 , como la masa específica es muy sensible a la temperatura y presión, se ha elegido en un sistema de referencia, definido por $T = 0^\circ\text{C}$ y $P = 1 \text{ atm}$, para que todos los moles-kilogramo ocupen el mismo volumen: $22,4 \text{ m}^3$. La masa específica m_s se calcula por:

$$m_s = \frac{MM}{22,4} \quad \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] @ 0^\circ\text{C y } 1 \text{ atm} \quad 2-7$$

En el sistema británico, la definición pasa a ser:

$$m_s = \frac{MM}{22,4} \quad \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right] @ 0^\circ\text{C y } 1 \text{ atm} \quad 2-8$$

Los métodos empleados para calcular la variación de la masa específica gaseosa en función de presión y temperatura son idénticos, ya se trate de un hidrocarburo puro o de una mezcla. Todos toman en cuenta la ecuación de estado que relacione los tres parámetros: presión, volumen y temperatura; de aquí, que se emplee la expresión: ecuación P.V.T. La definición general de $m_s = MM \cdot \frac{P}{R.T}$ donde V es el volumen molecular, conduce a la consideración del caso siguiente:

- Gas perfecto: siempre se podrá considerar que un gas o unos vapores de hidrocarburos, sometidos a una presión inferior a 3 atm, tienen un comportamiento perfecto, lo que permite escribir:

$$PV = nRT \quad 2-8$$

$$m_s = MM \cdot \frac{P}{R.T} \quad \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \quad 2-9$$

Donde:

MM: Peso Molecular [Kg]

P: Presión [atm]

T: Temperatura absoluta [$^\circ\text{K}$]

R: Constante de los gases perfectos [0,08205]

V: Volumen molecular

(Paredes, 2009, págs. 15, 16, 17).

2.4.2.4.2 Densidad relativa

La densidad relativa o gravedad específica de un fluido es la relación entre su densidad y la del agua o la del aire, dependiendo de la fase (líquida o vapor) en que se encuentre el fluido. Dado que esta propiedad se afecta por la presión y temperatura, usualmente ambos componentes de la relación se miden a Condiciones Estándar.

La densidad relativa del GLP varía de acuerdo a la composición que presente. Dado que los principales componentes del GLP son Propano y Butano, se indican sus densidades relativas en forma separada:

- La densidad relativa del propano líquido, a condiciones estándar, es de 0,507. Esto significa que el peso del propano es aproximadamente la mitad del peso del agua (más ligero que el agua). Si lo comparamos con el aire, la densidad relativa del propano, en fase vapor, en condiciones estándar, es de 1,52, lo que indica que el Propano gaseoso es aproximadamente una y media vez más pesado que el aire.
- La densidad relativa del butano líquido, a condiciones estándar, es de 0,58; es decir que su peso es aproximadamente la mitad del peso del agua (más ligero que el agua), pero más pesado que el Propano. Si se compara con el aire, la densidad relativa del Butano, en fase vapor, en condiciones estándar es de 2,00, lo que indica que el Butano gaseoso es aproximadamente dos veces más pesado que el aire”.

Es importante conocer el valor de la densidad relativa cuando:

- 1) El GLP se entrega o recibe en las plantas
- 2) Cuando se realiza la operación de llenado de cilindros
- 3) Cuando se realizan mediciones en fase vapor
- 4) Para el adecuado diseño de las instalaciones y manejo seguro del gas.

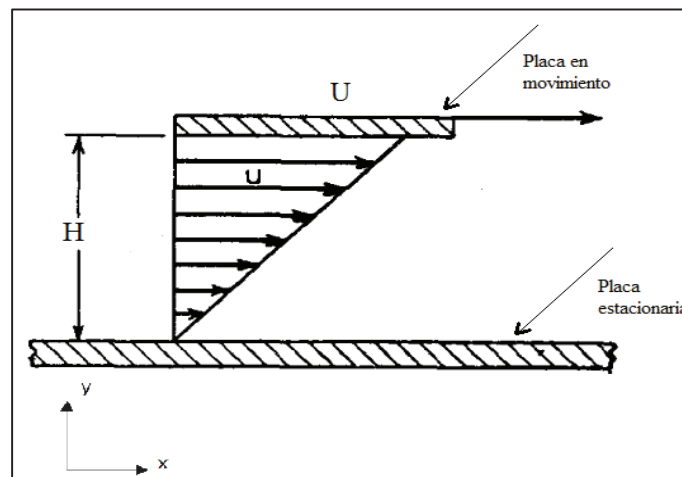
En el primer caso se emplea este dato para asegurar que el producto recibido tenga la calidad y la cantidad especificadas, en el segundo y tercer caso para realizar la conversión

de volumen a masa, y en el cuarto para conocer hacia donde se dirige el gas en caso de escape y así diseñar las facilidades de almacenamiento y ventilación.¹²

2.4.2.5 Viscosidad

La viscosidad se puede definir como la propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. Los fluidos de alta viscosidad presentan una cierta resistencia a fluir; los fluidos de baja viscosidad fluyen con facilidad. La fuerza con la que una capa de fluido en movimiento arrastra consigo a las capas adyacentes de fluido determina su viscosidad. Considérese dos placas la una se mueve a una velocidad U y la otra se mantiene fija, así cuando la placa superior se desplaza hacia la derecha a una velocidad U , las partículas de fluido adheridas a la misma se desplaza también a la derecha a igual velocidad. (Karlekar, 1994).

FIGURA 2-5: VISCOSIDAD



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Paredes, 2009, pág. 12)

De igual forma, las partículas del fluido próximas a la placa del fondo tienen velocidad cero. Por lo tanto la velocidad del fluido debe variar desde 0 hasta U . Para expresar la velocidad del fluido se utiliza la siguiente ecuación:¹³

$$u = \frac{y}{H} U \quad 2-10$$

¹² <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

¹³ Karlekar, B.V, *Transferencia de calor*. (México, 1994), 2da.ed. p.400.

Donde:

u: velocidad del fluido en la dirección x

H: distancia que separa las dos placas

U: velocidad de la placa superior

y: coordenada y

La fuerza de fricción por unidad de área se denomina esfuerzo cortante y se denota por τ . Estudios experimentales indican que, para la mayor parte de los fluidos, el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad, y el esfuerzo cortante que ejerce una capa de fluido sobre la superficie vecina se expresa como

$$\tau = \frac{\mu}{g_c} \left(\frac{du}{dy} \right) \quad 2-11$$

Donde:

μ : coeficiente de viscosidad dinámica [kg/m s]

g_c : constante cuyo valor es [32,2 lbf pie/lbf s²]

$\frac{du}{dy}$: gradiente de velocidad

En los estudios de flujo de fluidos y de transferencia de calor con frecuencia aparece la razón de la viscosidad dinámica con respecto a la densidad, a esta razón se la conoce como viscosidad cinemática ν y se expresa como:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad 2-12$$

Donde:

ν : viscosidad dinámica [m²/s]

Con el incremento de la temperatura, las viscosidades de los líquidos disminuyen y las de los gases aumentan.

Para determinar la viscosidad de un gas en función de su temperatura se utilizara la ecuación de Sutherland. A continuación se indica dicha ecuación.

$$\mu = C_1 \frac{T^{3/2}}{T+C_2} \quad 2-13$$

Donde:

C_1 y C_2 : constantes empíricas

T: Temperatura [$^{\circ}$ K]

Para el aire a temperaturas y presiones moderadas, las constantes tienen los siguientes valores:

$$C_1 = 1,458 * 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m s K}^{0,5}} \right]$$

$$C_2 = 110,4 \text{ [}^{\circ}\text{K]}$$

(Paredes, 2009, págs. 12, 13, 14).

2.4.2.6 Poder calorífico o Calor de combustión

El poder calorífico es la cantidad de energía que libera la combustión de una determinada cantidad de sustancia.

Se mide en unidades de energía por unidad de masa o volumen del combustible. Las unidades de energía más empleadas son BTU, Calorías y Julios.

Un BTU (British Thermal Unit - Unidad Térmica Británica) es la cantidad de energía (calor) necesario para incrementar la temperatura de 1 libra de agua en 1 grado Fahrenheit (-17,22 $^{\circ}$ C)''.

Los valores de poder calorífico del propano y el butano presentan una pequeña diferencia a favor del propano cuando son referidos a masa y una considerable diferencia a favor del butano cuando son referidos a volumen. Esto se explica por las relaciones C/H de ambos hidrocarburos: 4,5 para propano y 4,8 para butano. En la práctica, los poderes caloríficos de diferentes proporciones de mezclas propano-butano se enriquecen con la mayor proporción de butano.

En el caso del Gas Licuado de Petróleo (GLP) le podemos determinar como la cantidad de energía producida por el GLP, por ejemplo: 1kg de Gas Líquido produce 11938 kcal.

(Kilocalorías).¹⁴ En la Tabla 2-9 se indican el poder calorífico del propano y butano, como también de la mezclas de éstos dos.

TABLA 2-9 PODER CALORÍFICO DE PROPANO Y BUTANO

Mezcla P=70, B=30	Propano	Butano	Unidad
11,938	13,005	11,780	Kcal./kg (Líquido)
47,392	47,659	46,768	BTU/kg (Líquido)
6,347	6,105	6,910	Kcal./litro (Líquido)
25,196	24.238	27,432	BTU/kg (Líquido)
25	23	30	Kcal./litro (Vapor)
99	91	119	BTU/kg (Vapor)
24,002	23,108	26,153	Kcal./galón (Líquido)
95,367	91,740	103,830	BTU/galón (Líquido)
2,805	2,563	3,369	BTU/pie ³ (Vapor)

Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Proaño, 2005, pág. 44)

2.4.2.7 Inflamabilidad

Esta propiedad muestra la facilidad de un material para encenderse o hacer combustión.

Para que haya combustión deben estar presentes los siguientes elementos:

- Combustible (gas inflamable)
- Oxígeno del aire
- Fuente de ignición (chispas, llama, calor, etc)

Cuando estos elementos se mezclen en las cantidades apropiadas, producirán la combustión. Es decir, que la mezcla gas–aire sólo será explosiva si la concentración del gas se encuentra dentro de los límites de inflamabilidad.

Entonces en una mezcla GLP-aire sólo se presentará combustión cuando el porcentaje de gas en esta mezcla se encuentre entre un 2,1 y 9,6% (y entre el 97,9 y el 90,4% de aire). Por debajo o por encima de estos límites de inflamabilidad la mezcla es excesivamente rica o en aire o en gas, de forma que no habrá fuego al contacto con una fuente de ignición.

Los puntos de inflamación en aire de propano y butano, así como sus velocidades de llamas, también son similares.¹⁵

¹⁴ <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

2.4.2.8 Velocidad de propagación de la llama

Cuando la mezcla aire-gas se encuentra dentro de los límites de inflamabilidad, la llama, es decir la combustión, se propaga con una cierta velocidad. El mecanismo fundamental de propagación es la conducción entre el tramo en curso de combustión y el tramo vecino, llevando el primero al segundo a la temperatura de ignición. Este fenómeno se conoce como deflagración, la combustión se realiza mediante una llama que avanza de forma acelerada pero siempre a una velocidad subsónica.

Para cada gas se define la (máxima velocidad inicial de propagación de la llama) como aquella a la que se inicia la deflagración de una mezcla estequiométrica gas-aire. La velocidad de propagación de la llama es prácticamente nula en composiciones de mezclas gas-aire correspondientes a los límites de inflamabilidad, alcanzando su mayor valor en el correspondiente a las mezclas estequiométricas (aquellas en las que el contenido de oxígeno es exactamente el necesario para la combustión completa del gas).

En la combustión de una mezcla estequiométrica, el desprendimiento de calor es muy superior al necesario para mantener la temperatura de inflamación, y en consecuencia el proceso se va acelerando, e igualmente la velocidad también sufre variaciones por lo que tan solo se define normalmente la velocidad inicial.

Además de la composición de la mezcla aire-gas, otro factor que modifica la velocidad de propagación de la llama es la temperatura de la mezcla (al aumentarla se incrementa la velocidad de propagación de la llama) (Sedigas, pág. 10).

En la tabla 2-10 se relacionan estos valores para los combustibles gaseosos más corrientes.

TABLA 2-10: MÁXIMA VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DE COMBUSTIÓN GASES COMBUSTIBLES

Gas	Máxima velocidad inicial
Propano	40
Butano	40
Gas natural	35
Gas ciudad	70

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Sedigas, Propiedades de los combustibles gaseosos, pág. 10)

¹⁵ <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

2.4.2.9 Relación de expansión de líquido vapor

La gasolina y otros líquidos inflamables similares permanecen líquidos cuando están a presión atmosférica, excepto por una pequeña vaporización que se va produciendo con el aire, pero el propano y el butano cuando se extraen del recipiente, rápidamente se expande transformándose de líquidos a gas a razón de 269 por uno en el propano y 234 en el butano en metros cúbicos por kilogramo.¹⁶

2.4.2.10 Capacidad de vaporización

Un autor sostuvo que “por lo general el Gas Licuado de Petróleo (GLP), se extrae de los tanques para ser utilizado en estado de vapor. Cada litro de líquido (mezcla 70-30) del recipiente es capaz de producir 262 litros de vapor. Esta propiedad permite disponer de recipientes relativamente pequeños para almacenar el GLP y obtener grandes cantidades de gas vapor. Para hacer una comparación práctica de esta propiedad diríamos que el líquido contenido en dos (2) cilindros de 45 kilogramos (100 libras) de Gas Licuado de Petróleo (GLP) equivale en estado de vapor a 44.407 litros”. (Proaño, 2005, pág. 62).

Entre otras equivalencias se tiene:

TABLA 2-11: EQUIVALENCIAS DE GLP LÍQUIDO EN GLP VAPOR

1 Galón Líquido GLP	1 metros cúbicos de vapor
1 kg. Líquido GLP	0.5 metros cúbicos de vapor
1 lb. Líquido GLP	8 pies cúbicos de vapor

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Proaño, 2005, pág. 45)

2.4.3 ESPECIFICACIONES DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP) SEGÚN LAS NORMAS INEN

2.4.3.1 Volatilidad de azufre

El producto inicial no debe contener más de 0,9 gramos de azufre por cada 100 ft³ de producto.

Norma NTE INEN 680, año 1982, GAS LICUADO DE PETRÓLEO, DETERMINACIÓN DE AZUFRE.

¹⁶ <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

2.4.3.2 Componentes corrosivos

El producto debe ser libre de componentes corrosivos.

Norma NTE INEN 675, año 1982, GAS LICUADO DE PETRÓLEO, REQUISITOS.

2.4.3.3 Sequedad

El producto no debe contener agua intrínseca, debe ser seco.

Norma NTE INEN 678, año 1982, GAS LICUADO DE PETRÓLEO, DETERMINACIÓN DE LA CORROSIÓN SOBRE LA LÁMINA DE COBRE.

2.4.3.4 Odorizantes

Por seguridad todo GLP debe ser olorizado necesariamente con un agente preparado para este propósito, dándole un olor distintivo en presencia del aire, de esta manera habrá una prevención para incendios y se evitará accidentes.

El odorizante se le aplica al Gas Licuado de Petróleo (GLP) de esta forma:

- 1 libra de etil-mercaptano o 1,4 de metil-mercaptano por cada 10000 galones de Gas Licuado de Petróleo (GLP).

Norma NTE INEN 682, año 1982, GAS LICUADO DE PETRÓLEO, DETERMINACIÓN DEL OLOR.¹⁷

2.4.4 NORMAS PARA EL MANEJO DEL GLP

(Guevara, et ál., 2005, pág. 13) sostuvieron que “existen numerosos códigos y normas relativos para el manejo de GLP que se aplican en diferentes países dependiendo de sus leyes o de las tendencias que han hecho que determinado código o norma sea de uso general en dicho país. En el caso de Ecuador, ha existido una notable influencia de las normas estadounidenses de tal manera que esta planta ha sido diseñada bajo esta tendencia.

Para el manejo del GLP, existen 2 normas estadounidenses que indican los lineamientos que debe cumplir el diseño de una planta de GLP”.

¹⁷ <http://apps.inen.gob.ec/descarga/index.php/buscar>

2.4.4.1 API Standard 2510.- Diseño y construcción de instalaciones de GLP

Es una norma del Instituto Americano de Petróleo (American Petroleum Institute) que cubre el diseño, construcción y localización de terminales marinas de GLP, plantas de procesamiento de gas natural, refinerías, plantas petroquímicas y grupos de tanques. Este estándar cubre tanques de almacenamiento, sistemas de carga y descarga, tubería o relacionado, todo esto de una manera muy general, sin procedimientos de cálculo que incluyan fórmulas o tablas, sino lineamientos explicativos en muchos de los cuales hacen referencia a otros códigos o estándares más específicos.

2.4.4.2 NFPA 58.- Código de gas licuado de petróleo

Es una norma de la Asociación Nacional de Protección contra el Fuego (National Fire Protection Association) que se aplica a la operación de todos los sistemas de GLP entre los que está el diseño, construcción, instalación y operación de terminales marinas cuyo principal propósito es la recepción de GLP para la entrega a transportistas, distribuidores o usuarios.

Esta norma permite definir entre otras cosas presiones de diseño, accesorios y distancias mínimas de los tanques; parámetros de diferentes equipos como bombas y compresores y de sistemas de tuberías; dispositivos de seguridad como válvulas de alivio y de sistemas de venteo; límites de llenado de tanques. (Guevara, et ál., 2005).

2.4.5 ANÁLISIS QUÍMICOS APLICADOS AL GLP (CROMATOGRAFÍA DE GAS)

Los análisis químicos son un conjunto de técnicas y procedimientos empleados para identificar y cuantificar la composición química de una sustancia. Determinar la composición química del gas es fundamental ya que permite conocer cada uno de los componentes, su proporción, riqueza y propiedades pseudocríticas de la mezcla.

La cromatografía gaseosa es una técnica de separación utilizada para conocer la composición del gas natural. Las muestras que se analizan pueden ser gases, líquidos o sólidos, aunque la mayoría de las veces se trabaja con gases o líquidos. En la cromatografía gaseosa se analiza, se vaporiza y se distribuye entre las dos fases utilizadas para generar la separación: fase móvil o gas de arrastre, que transporta la muestra, la cual puede ser un gas

o un líquido, y la fase estacionaria que retiene selectivamente las moléculas de los componentes que se separan.¹⁸

2.5 REFRIGERACIÓN DEL GLP

2.5.1 REFRIGERACIÓN

Se define como cualquier proceso para controlar calor, más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperaturas inferiores con respecto a los alrededores correspondientes. Otra forma de definirlo sería como, el desarrollo en un espacio dado de temperatura menor que la que se tiene en otro espacio o en el espacio adyacente.

La refrigeración es empleada para la remoción de calor en las reacciones químicas, licuar gases de procesos, separar gases por destilación y condensación y la purificación de productos mediante la congelación de separación selectiva de un componente de una mezcla líquida. La refrigeración también es empleada para el acondicionamiento de aire en zonas de plantas industriales para el ‘comfort’, y en aplicaciones asociadas con procesos para el aprovechamiento térmico ambiental.

La refrigeración se basa primordialmente en dos principios básicos conocidos como la primera y la segunda leyes de la termodinámica. La primera de ellas establece que la energía no se crea ni se destruye. Si desaparece energía en una forma, debe reaparecer en otra, es decir, no puede aparecer energía en una manifestación sin que se registre una reducción correspondiente en otra de sus formas. La primera ley de la termodinámica se expresa matemáticamente mediante la Ec. 2-14 mostrada a continuación:

$$\Delta_u = Q - W \quad 2-14$$

¹⁸ Miguel J. Sánchez, “Diseño Conceptual de una Planta de Control del Punto de Rocío en la Estación WX-2, Ubicada en el Oriente del País” (Tesis de Ingeniería, Universidad de Oriente, Venezuela 2008), pág.26.

Donde:

Δ_u : Cambio de energía interna [BTU/h]

Q: Calor agregado al sistema [BTU/h]

W: Trabajo hecho sobre el sistema [BTU/h]

La segunda ley indica que ningún sistema puede recibir calor a una temperatura dada y rechazarlo o emitirlo a una temperatura superior, sin que el medio que lo rodea efectúe un trabajo en el mismo. De igual forma se puede definir la segunda ley, primero como un proceso reversible, en el cual la entropía del universo es constante, y el segundo como un proceso irreversible, en el cual la entropía del universo aumenta. La segunda ley de la termodinámica se expresa matemáticamente mediante la Ec. 2.15 mostrada a continuación:

$$\Delta_s = dQ_{rev}/T \quad 2-15$$

Donde:

Δ_s : Cambio de la entropía [BTU/K]

dQrev: Variación del calor reversible [BTU]

T: Temperatura absoluta del sistema, en K

El calor fluye siempre del cuerpo más caliente al cuerpo más frío. Si se toman en cuenta las consideraciones de esta ley, el ciclo de refrigeración ideal será el inverso del llamado ciclo de Carnot (El ciclo de refrigeración ideal es un ciclo de Carnot que consiste en dos procesos isotérmicos ($\Delta T = 0$) y dos adiabáticos ($\Delta Q = 0$). (Martinez, 2010).

2.5.1.1 Refrigeración mecánica

Este tipo de refrigeración consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y se disipe en otro. El efecto de la refrigeración se puede llevar a cabo por los ciclos de compresión de vapor.

Se puede describir este proceso que básicamente opera como lo indica el ciclo de Carnot: un fluido refrigerante en estado líquido, se fuerza a experimentar su evaporación debido a

una baja de presión en el sector conocido como evaporador a donde además y fundamentalmente, toma calor del agua con la que indirectamente se pone en contacto. Es exactamente en ese lugar a donde se produce el enfriamiento propiamente dicho del agua. Ahora el agua sigue camino al proceso por su circuito y el refrigerante en estado de vapor es comprimido por un compresor obligándolo a recorrer el ciclo de refrigeración. Seguidamente el refrigerante, en estado de vapor, ingresa al condensador donde se convierte en estado líquido liberando el calor que sustrajo en el evaporador. El calor sale del refrigerante para pasar al aire ambiente por acción de unos ventiladores que fuerzan al aire a intercambiar con el refrigerante.

En resumen, en el evaporador, el agua se enfría (baja su temperatura) mientras que el refrigerante se calienta (se evapora sin cambio de temperatura) en la misma medida. Después, en el condensador, el refrigerante vuelve al estado líquido cediéndole calor al aire ambiente (que eleva su temperatura). (Cengel, Boles, 2009)

2.5.1.2 Refrigeración artificial

(Martinez, 2010, pág. 32) sostuvo que “en 1834, Jacob Perkins solicitó una de las primeras patentes para uso de una maquina practica de fabricación de hielo.

En 1880, Carl Linde inicio el progreso rápido de construcción de maquinaria de refrigeración en base a la evaporación del amoníaco.

En 1930, químicos de Dupont desarrollaron los refrigerantes halogenados. Desde entonces se creyó haber encontrado en los refrigerantes halogenados la panacea en la refrigeración; por su seguridad, no toxicidad, no inflamabilidad, bajo costo y fácil manejo, entre otras ventajas.

No fue sino hasta los años 80 cuando los científicos advirtieron sobre los efectos dañinos de algunos productos químicos sobre la capa de ozono en la Antártida, preocupación que condujo a la investigación y selección de las sustancias potencialmente activas que podrían estarlos generando. Desde entonces, los refrigerantes halogenados principalmente (aunque no son los únicos), quedaron señalados como los causantes de tales efectos.

Actualmente se investiga un sinnúmero de procesos de refrigeración tanto en el campo mecánico como en el eléctrico, magnético y otros, según las aplicaciones y exigencias de temperaturas a procesar.”

2.5.2 CICLOS DE COMPRESIÓN DE VAPOR

Los ciclos de compresión de vapor a su vez se clasifican de acuerdo con los componentes agregados al sistema los cuales pueden ir desde un ciclo sencillo de una sola etapa hasta los más complejos como los ciclos de dos etapas o etapas múltiples. Cada uno de los ciclos de compresión de vapor será descrito a continuación, de manera sencilla y precisa.

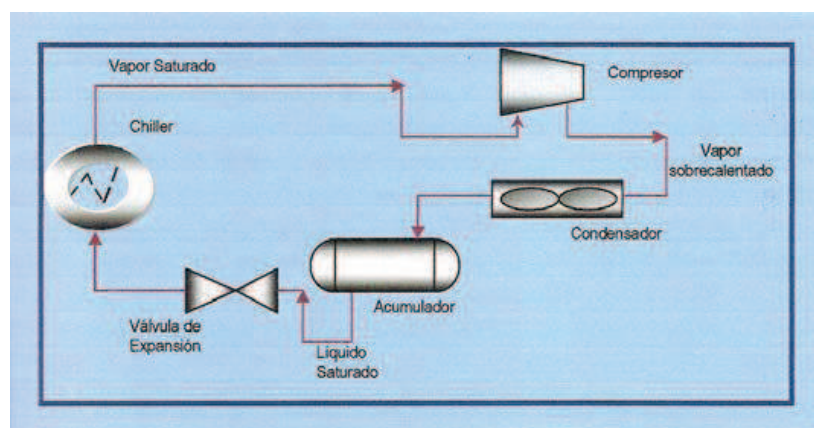
2.5.2.1 Sistema de compresión de una etapa

En los sistemas de compresión de una etapa, el vapor se comprime desde la presión del evaporador a la del compresor en un paso. Este sistema tiene un intervalo de operación limitado, determinado por el diseño del compresor y por el refrigerante usado.

El ciclo térmico ideal del proceso de dicho sistema sigue el ciclo de Carnot invertido que consiste en expansión y compresión adiabática y evaporación y condensación isotérmica.

Los cuatro componentes básicos del ciclo son el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. Una manera práctica de representar el ciclo teórico de refrigeración es a través de la figura 2-6 la cual se muestra a continuación:

FIGURA 2-6: CICLO DE REFRIGERACIÓN DE UNA SOLA ETAPA



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Martinez, 2010, pág. 35)

Conforme el refrigerante líquido fluye por el evaporador, el calor se absorbe de un fluido en vías de enfriamiento y el refrigerante hierve a consecuencia de ello. Luego el vapor baja presión se comprime y los niveles de presión y temperatura se elevan hasta un punto en el que el vapor sobrecalentado se condensa utilizando el medio de enfriamiento disponible. Al comprimir el gas, el calor de compresión se agrega al vapor al aumentar la presión. Luego, el vapor pasa al condensador en donde el gas se licua. A continuación el refrigerante líquido fluye de este a una válvula de expansión en donde supresión y su temperatura se reducen a las que prevalecen en el evaporador, y con ello, el ciclo queda completo.

2.5.2.2 Sistema de compresión de dos etapas

En este sistema, el vapor del refrigerante se comprime desde la presión del evaporador a la del condensador en dos pasos. Los diferentes pasos de compresión se efectúan por compresores individuales o por un compresor. Además de las dos etapas de compresión son añadidos una válvula de expansión y un separador (economizador).

Este sistema es el más utilizado, ya que requiere menos potencia por unidad de carga de calor en el evaporador, debido a que parte de la rata de circulación es solamente comprimida a través de una etapa y el refrigerante que entra al evaporador contiene menos vapor. Además, el vapor que pasa a través del evaporador virtualmente no enfría aunque contribuye a elevar los costos de compresión. (Martinez, 2010).

2.5.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE REFRIGERACIÓN:

Los procesos de refrigeración se clasifican en 4 grupos que son:

Enfriamiento: Los sistemas de enfriamiento operan normalmente entre temperaturas que van desde +15°C hasta +2°C. Aun cuando en algunos casos existe una disminución de temperaturas hasta los 0°C o menores, su aplicación es muy amplia y se utiliza en productos que no requieren conservación y que se les disminuyen las temperaturas solo para efectos de gusto o de proceso.

Refrigeración: Los niveles de temperatura de este proceso comprenden valores ligeramente superiores a los 0°C hasta aproximadamente los – 18°C. En este proceso si existen cambios de estado físicos y lógicamente eliminación de calor latente. Este proceso

se utiliza para la conservación de productos, y llevados a los procedimientos adecuados que se puedan mantener productos de dos semanas hasta un mes aproximadamente.

Congelación: Este proceso opera entre -18°C y los -40°C . En este proceso existe también cambio de estado físico en el producto y lógicamente se elimina también calor latente, no obstante en algunos casos solo se elimina calor sensible; por ejemplo, cuando se conserva la carne congelada en la transportación. El periodo de conservación va desde un mes hasta un año dependiendo del producto y de que se sigan los procedimientos técnicos adecuados de congelación.

Criogenia: Es un proceso que opera desde -40°C hasta valores cercanos al cero absoluto. Implica obviamente cambios de estado físico en el producto, si esta líquido o contiene agua. Su aplicación es muy fuerte en las áreas industriales y de investigación, y está empezando a desarrollarse en las áreas comerciales. Lógicamente trata con la preservación de los productos alimenticios en su característica o condición muy crítica. (Martínez, 2010).

2.6 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP

2.6.1 SCRUBBER

Es un dispositivo o separador vertical que se utiliza en la industria petrolera cuando la relación gas/líquido es alta o cuando el flujo total de gas es baja. El propósito del scrubber es detener los líquidos y condensados que aún arrastra el gas en su recorrido hacia los compresores.

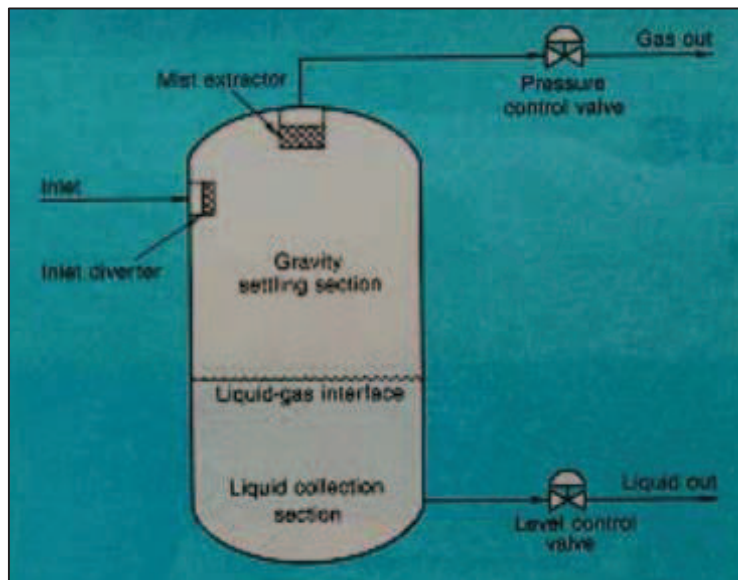
Este tipo de scrubber (separador vertical) posee varias ventajas:

- Requieren de poco espacio en la instalación.
- Hay menor tendencia de revaporización de líquidos.
- El control de nivel de líquido no es crítico en la separación de las fases.

2.6.1.1 Partes del scrubber

En la figura 2-7 se indican las partes principales de un scrubber.

FIGURA 2-7: PARTES DE UN SCRUBBER



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Ken, Maurice, http://www.oilproduction.net/files/Sistema_produccion_separadores.pdf).

1. Inlet diverter = desviador de ingreso
2. Inlet = ingreso
3. Pressure control valve = válvula de control de presión
4. Gas out = salida del gas
5. Mist extractor = extractor de neblina
6. Gravity settling section = sección de asentamiento de gravedad
7. Gas – liquid interface = interfaz de gas – líquidos
8. Liquid out = salida de líquidos
9. Liquid collection section – sección de recolección de líquidos
10. Level control valve = válvula de control de nivel

2.6.2 COMPRESORES

Un compresor es una máquina capaz de elevar la presión del gas que maneja. En la industria se los utiliza en:

- Transferencia de gas desde pozos productores de baja presión hasta las Plantas de procesamiento.
- Producir condiciones idóneas para que se produzca una reacción química.

- Comprimir gas para devolverlo a la formación petrolífera con el objetivo de mantener presión o aumentar la presión del yacimiento.
- Alimentar la red de aire comprimido para instrumentos.
- Transferir gas para llevarlo al punto de consumo.
- Aumentar presión en tubería de almacenamiento.
- Comprimir aire para distintos usos en todas las industrias.

Existen una gran variedad de compresores, los cuales se dividen de acuerdo a su principio de operación en dos grandes grupos:

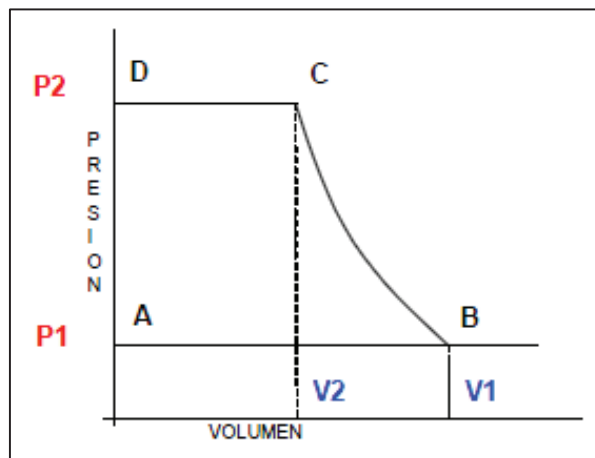
1. Compresores Dinámicos o de flujo continuo.
 - Centrífugos
2. Compresores de Desplazamiento Positivo o de flujo intermitente.
 - Rotatorios
 - Reciprocantes

(Gomez, pág. 2).

2.6.2.1 Compresor reciprocante

Compresor reciprocante es una máquina que comprime el gas mediante el desplazamiento de un pistón dentro de un cilindro. A continuación describiremos el ciclo ideal y el real en un compresor reciprocante.

FIGURA 2-8: CICLO IDEAL



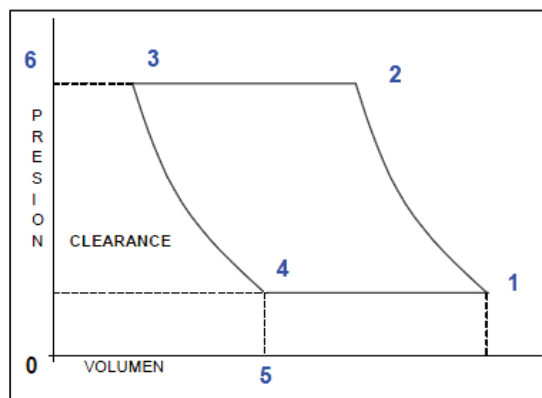
Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Gomez, pág. 3)

En el ciclo ideal de la compresión, la descarga del gas comprimido es 100%. El vector A-B representa el movimiento del stroke o carrera de succión en el cual el gas empieza a ingresar al cilindro a través de la válvula de succión hasta el volumen V1 que es el volumen total del cilindro de compresión, durante éste movimiento la presión P1 permanece constante y es igual a la presión en la succión o tubería de carga al compresor.

En el punto “B”, la fuerza desarrollada por el motor del compresor actúa positivamente y comprime el gas hasta el punto “C” en el cual se alcanza la presión deseada de descarga P2 y es éste el momento en el cual la válvula de salida se abre permitiendo la transferencia total del gas del cilindro de compresiónal sistema en el punto D. Como asumimos que estamos operando un compresor ideal o perfecto que nos permite hacer una compresión ideal, el punto “D” corresponderá a un volumen de cero cuando se cierran las válvulas de salida. Aquí empieza el retorno del pistón, pasando del punto “D” al punto “A” y de la presión P2 a la presión P1 idealmente, ya que al llegar al punto “D”, como el volumen es cero, no habrá moléculas remanentes de gas y la presión, en éste instante, no tendrá ningún valor, luego tan pronto se abran las válvulas de entrada de gas en el punto “A” la presión será la de carga o succión al compresor, “P1”, iniciándose nuevamente el ciclo de compresión.

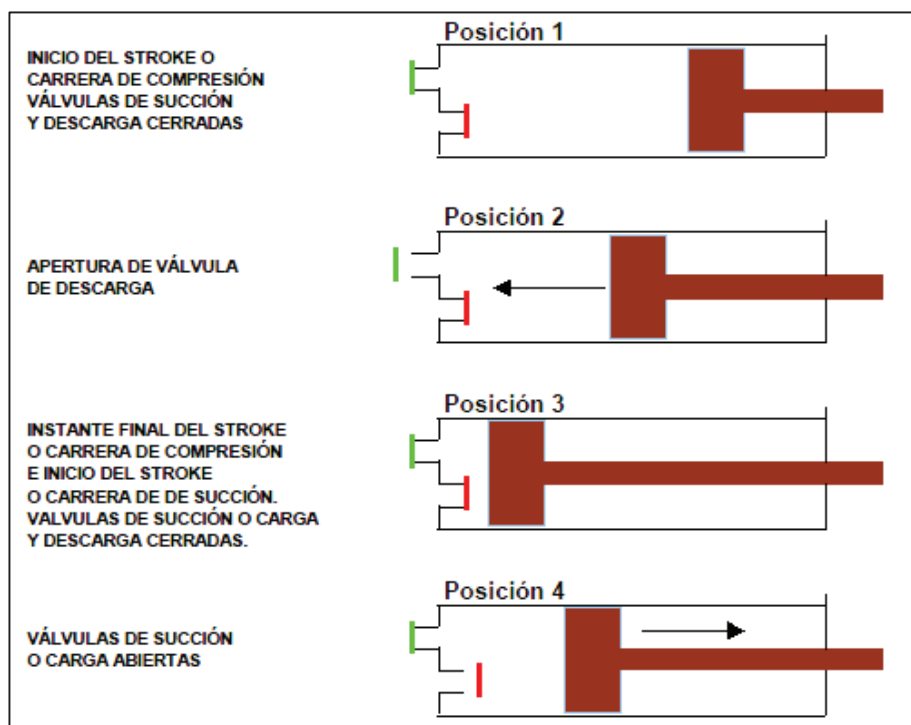
En la realidad los equipos de compresión no son perfectos, ni se puede pensar en una compresión ideal, por lo que es mejor analizar el ciclo real que sucede en un compresor reciprocante, modelo más conocido en el campo petrolero.

FIGURA 2-9: CICLO REAL



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Gomez, pág. 4)

FIGURA 2-10: CICLO REAL DE COMPRESIÓN



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Gomez, pág. 5)

En las figuras de los ciclos ideal y real se puede observar claramente las diferencias en diagramas. Complementamos la explicación con el gráfico de posición del pistón en cada uno de los puntos del ciclo real de compresión que podemos observar en cualquier compresor recíprocante.

Posición 1

Este es el inicio del stroke o carrera de compresión. El cilindro está lleno de gas a la presión de succión. El pistón empieza a desplazarse para llegar a la posición 2, el gas es comprimido por éste desplazamiento del pistón y está representado por el tramo curvo 1-2.

Posición 2

En éste punto la presión del cilindro supera en un diferencial a la presión existente en la tubería de descarga. Este diferencial origina la apertura de la válvula de la descarga. La descarga o transferencia de gas continúa hacia la tubería. Esta acción está representada por

el tramo 2-3 en el diagrama y por el cambio de posición del pistón desde la posición 2 a la posición 3.

Posición 3

En ésta posición, el pistón completó toda la descarga o transferencia del gas desde el cilindro de compresión hasta la tubería o línea de descarga. En éste instante termina el stroke o carrera de descarga.

Es obvio que el diseño de un compresor no pueda lograr un acoplamiento perfecto de la superficie circular del pistón y el extremo del cilindro, éste es el origen del volumen remanente de gas, el cual recibe el nombre de CLEARANCE VOLUMEN O VOLUMEN MUERTO.

Al empezar el retorno del pistón, la presión dentro del cilindro será mayor que la presión de succión, porque el volumen muerto o volumen clearance está a la presión de descarga, y se irá expandiendo (Ley de Boyle) con la consecuente disminución de presión a lo largo de la curva 3-4, hasta llegar a la presión de succión en el punto 4.

Posición 4

En éste punto, al estar la presión del cilindro igualizada con la presión de succión o de carga al compresor, y empezar el stroke o carrera de succión, se produce la apertura de la válvula de succión permitiendo el ingreso del gas al cilindro. Esta acción está representada por el tramo 4-1.

La compresión del gas natural origina también incremento de temperatura, éste incremento de temperatura hace necesario enfriar el gas para que pase a la siguiente etapa de compresión a la temperatura adecuada.¹⁹

2.6.2.2 Compresor centrífugo

“El compresor centrífugo es una máquina en la que el gas es comprimido por la acción dinámica de las paletas giratorias de uno o más rodetes. El rodete logra esta transmisión de energía variando el momento y la presión del gas. El momento (relativo a la energía cinética) se convierte en energía de presión útil al perder velocidad el gas en el difusor del

¹⁹Gómez, P. *Diseño y cálculo de compresores*

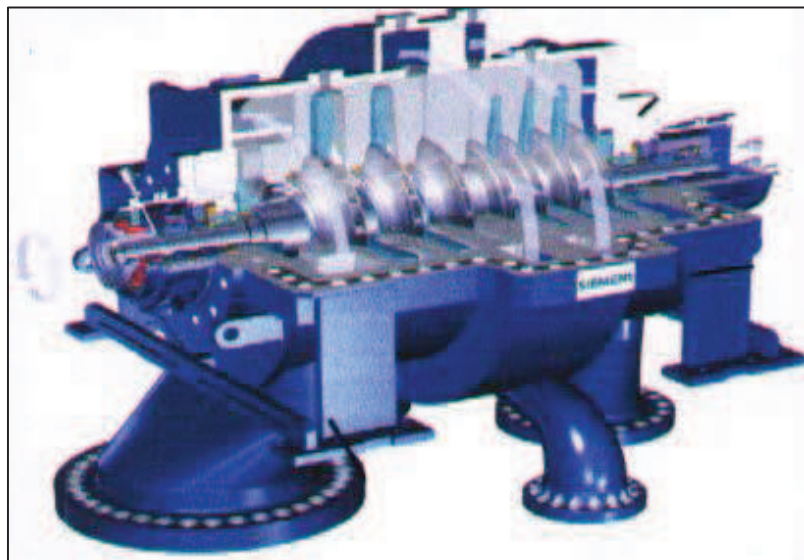
compresor u otro rodete. En las figuras 2-11 y 2-12 se observa un compresor de múltiples etapas y un corte horizontal del mismo respectivamente.” (Martinez, 2010, pág. 48).

FIGURA 2-11: COMPRESOR CENTRÍFUGO DE MÚLTIPLES ETAPAS



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Martinez, 2010, pág. 49)

FIGURA 2-12: CORTE HORIZONTAL DE UN COMPRESOR DE MÚLTIPLES ETAPAS



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Martinez, 2010, pág. 49)

2.6.2.3 Compresor rotativo

En el rango de 1 a 100 m³/s (según cuál sea la razón de compresión) es el más conveniente desde el punto de vista económico, pues basta una sola unidad. Se le pueden conseguir variaciones relativamente grandes de la capacidad sin que varíe mucho la presión de descarga, a la vez ocupan relativamente poco espacio. Estos compresores se caracterizan por tener un flujo continuo y sin pulsaciones, estos se pueden conectar directamente bien sea a un motor eléctrico o a una turbina movida por vapor. Con estos equipos no hay contaminación del gas por aceite lubricante. En la figura 2-13 se puede observar un compresor rotativo. (Martinez, 2010).

FIGURA 2-13: COMPRESOR ROTATIVO



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Martinez, 2010, pág. 50)

2.6.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

La aplicación de los principios de la transferencia de calor al diseño de un equipo destinado a cubrir un objeto determinado en ingeniería, es de capital importancia, porque al aplicar los principios al diseño, se debe trabajar en la consecución del importante logro que supone el desarrollo de un producto para obtener provecho económico.

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. Los calentadores se usan primeramente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin. Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua u otro fluido. (Romero, Rosilvis, Aguilera, Jenasi, Maita, & Milagros, 2009).

Los intercambiadores de calor presentes en el mercado son muy diversos en forma, tamaño y tienen funciones específicas. Generalmente los intercambiadores son clasificados de acuerdo a criterios como procesos y mecanismos de transferencia de calor, grado de compacticidad de la superficie, etc.

2.6.3.1 Intercambiadores de enfriamiento por aire

En general, los enfriadores por aire resultan especialmente atractivos en aquellas localidades donde el agua escasea o requieren un tratamiento costoso como una torre de enfriamiento, donde las leyes de contaminación ambiental establezcan requisitos estrictos para los efluentes de agua, donde la expansión de los sistemas de agua de enfriamiento sea necesaria, o donde la naturaleza del medio enfriante cause taponamientos frecuentes o problemas de corrosión.

En resumen, estas unidades requieren de una inversión inicial más alta que los enfriadores de agua pero los costos de operación y mantenimiento son menores. Estos equipos se utilizan con frecuencia en combinación con enfriadores de agua cuando se requiere remover una cantidad de calor. En este caso los enfriadores por aire remueven primero la mayor parte del calor y el enfriamiento final se consigue con los de agua. Estas unidades aun con el ventilador apagado, son capaces de remover por convección natural entre 15 y 35% del calor de diseño, dependiendo del rango de temperatura de la corriente de proceso entrando al enfriador. Los enfriadores por aire ocupan un área relativamente grande. Por lo tanto, estas unidades se instalan normalmente encima de los tendidos de líneas y de los equipos de procesos, tales como tambores e intercambiadores.

La transferencia de calor generalmente es en contracorriente, el fluido caliente entra por la parte de arriba del haz de tubo y el aire fluye verticalmente hacia arriba a través del haz. Los haces pueden ser fabricados tan anchos como 3.6 m (12 pie) y profundidades de 8 filas. Usualmente las dimensiones máximas son impuestas por los requerimientos de transporte. La longitud de tubo más común es de 9 m (30 pie), sin embargo, los haces estándar vienen disponibles en longitudes de 2,40, 3,05, 4,60, 6,10, 7,30, 10,40 y 12,20 metros (8, 10, 15, 20, 24, 34 y 40 pies). Los haces pueden estar superpuestos, colocados en paralelo, o en serie para un servicio específico. En general, mientras el tubo sea más largo y el número de filas de tubo mayor, el costo de la superficie, en base a unidad de área, es menor.

Existen dos tipos de enfriadores por aire (aeroenfriadores): los de tiro inducido, que tienen el banco de tubos ubicados en la succión del ventilador; y los de tiro forzado, en los cuales el banco de tubos se ubica en la descarga del ventilador. (Sánchez, 2008).

2.6.3.1.1 Aeroenfriador de tiro forzado

- **Ventajas**

- Consumo energético bajo.
- Mayor facilidad de mantenimiento de los ventiladores.
- Para climas fríos, se puede adaptar más fácilmente recirculadores de aire.

- **Desventajas**

- El efecto del clima es más considerable.
- Mala distribución del aire a través del equipo.
- Mayor recirculación de aire caliente.
- El efecto del tiro natural es pequeño en caso de falla del ventilador.

2.6.3.1.2 Aeroenfriador de tiro inducido

- **Ventajas**

- Mejor distribución del aire a través del equipo.
- Poca recirculación de aire.

- Poco efecto del clima en el enfriamiento del fluido.
- Amplio efecto del tiro natural en caso de falla del ventilador.
- **Desventajas**
 - Alto requerimiento energético.
 - La temperatura de salida del aire no debe exceder los 200°F para aumentar la vida útil del ventilador.
 - El mantenimiento de los ventiladores y sus componentes es más complicado.
 - No es efectivo para fluidos que se encuentran a una temperatura de 350°F o superior.

(Carrasco, 2012, pág. 14)

A continuación se presenta en la tabla 2-12 en forma resumida las ventajas que ofrecen los aerofriadores de tipo forzado e inducido.

TABLA 2-12: VENTAJAS DE LOS TIPOS DE LOS VENTILADORES

Ventajas de tipo forzado	Ventajas del tipo inducido
Generalmente requieren menos caballos de fuerza para una elevación de temperatura en el aire mayor que 28°C (50°F).	Generalmente requieren menos caballos de fuerza para una elevación de temperatura en el aire menor que 28°C (50°F).
Adaptables para invierno, esquema de recirculación para el punto de fluidez o congelación.	Menos recirculación de aire caliente y la velocidad del aire de escape es aproximadamente 2 ^{1/2} veces la del tiro forzado
Los equipos mecánicos están más accesibles para el mantenimiento.	Ofrece protección para el haz contra la intemperie (lluvia, nieve, granizo, etc.). También se protege el haz del calor solar y el enfriamiento repentino por lluvia.
Requiere menos soporte estructural.	Más apropiados para casos con pequeñas temperaturas de acercamiento; entre el aire de entrada y el fluido de salida.
Ningún equipo mecánico está expuesto al aire caliente de escape. El tiro inducido limita la temperatura el aire de salida a aproximadamente 120°C (250°F).	Transfiere más calor por convección natural con los ventiladores apagados debido al efecto de superposición.

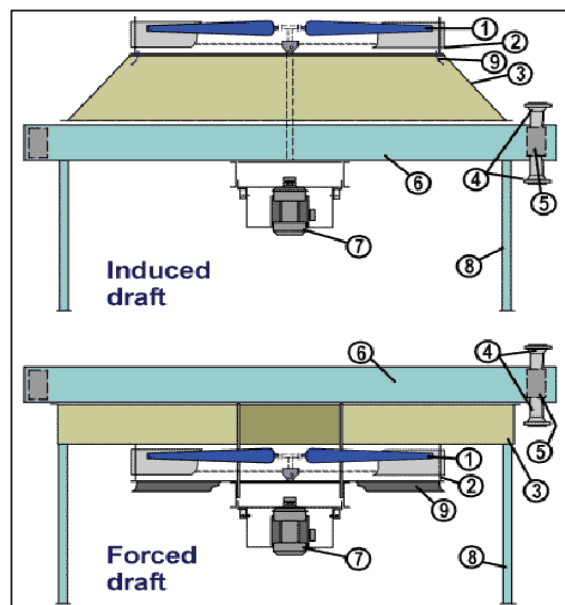
Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Sánchez, 2008, pág. 66)

Un autor sostuvo que, “en la selección del tipo de aerofriador a usarse deben considerarse las siguientes recomendaciones:

- Las unidades de tiro inducido deben ser usadas siempre que la recirculación de aire caliente sea un problema potencial.
- Las unidades de tiro forzado deben ser usadas siempre que el diseño requiera protección por fluidos o congelación, o acondicionamiento para el invierno (este último requerimiento no es aplicable en Venezuela dadas las condiciones climáticas de país). Sin embargo, de ser tomada en cuenta la posible recirculación en el verano en el dimensionamiento de los ventiladores para minimizar el efecto de congelación”. (Sánchez, 2008, pág. 67).

FIGURA 2-14: COMPONENTES PRINCIPALES DE UN AEROENFRIADOR



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Amercool Manufacturing INC, pág. 6).

Las principales partes de un aerofriador son:

- 1) Haz de tubos
- 2) Cabezal
- 3) Boquilla
- 4) Columna de soporte

- 5) Plenum
- 6) Ventilador
- 7) Protección del ventilador
- 8) Plataforma del ventilador
- 9) Ensamble de la transmisión del motor

Durante el proceso de compresión y enfriamiento del gas, se recuperan condensados. La recolección es producto de la variación de temperatura que adquiere el gas por el aumento de la presión a la que es comprimido. Como se describió anteriormente el gas aumenta su temperatura a la salida del compresor, pero luego su temperatura es disminuida por el aerofriador provocando con esto que una gran parte de los hidrocarburos a partir de los propanos y butanos se condensen. (Amercool Manufacturing INC, págs. 7, 8).

2.6.3.1.3 Ventilador

Los tamaños usuales de ventiladores van de un rango de 1.2 a 5.5 m (4 a 18 pie) de diámetro, a pesar de que el diámetro mayor disponible es de 9 m (30 pie). Esto da un margen de libertad bastante aceptable en el arreglo de los haces. El tamaño máximo del diámetro del espaciado de ventiladores es de 4.2 m (14 pie) y el mínimo es de 1.8 m (6 pie). La única restricción en los tamaños permitidos de ventiladores está dada por el requerimiento de que cada enfriador de aire sea servicio por dos o más ventiladores alineados en la dirección de la longitud de los tubos. Esto es para asegurar enfriamiento temporal adecuado en caso de que un ventilador se dañe.²⁰

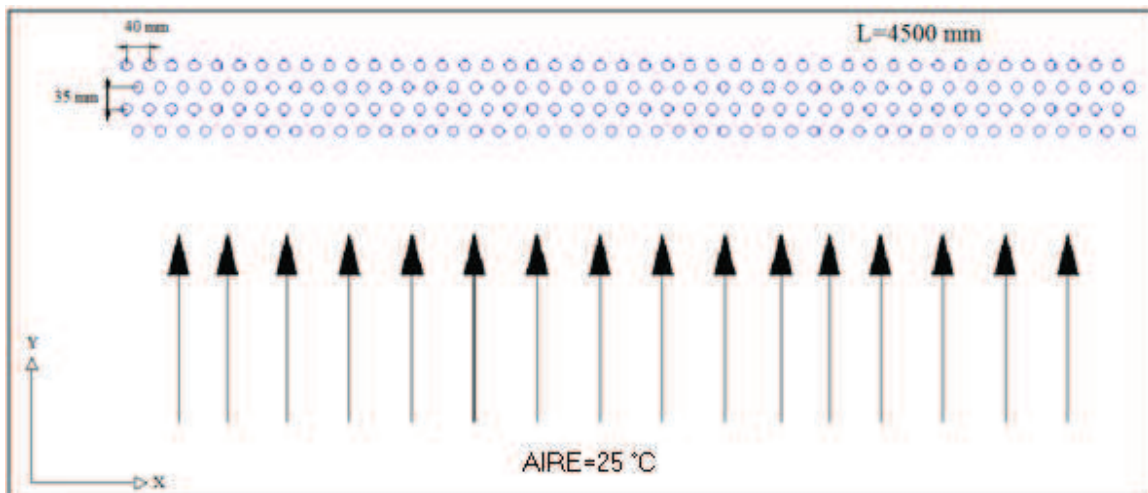
2.6.3.1.4 Tubos

(Sánchez, 2008, pág. 67), sostuvo que, “los tubos en los enfriadores de aire pueden contener aletas hasta de 16 mm (5/8 pulg) de altura o sin aletas, dependiendo del servicio. Las aletas pueden ser forzadas sobre el tubo, incrustadas, revestidas en cortes canalizados de espirales o solamente revestidas alrededor del tubo. Las aletas pueden ser dentadas o planas. El uso de tuberías elípticas aleteadas puede ser aprobadas por el ingeniero propietario. Y ha sido usada exitosamente en Europa”.

²⁰ Miguel J. Sánchez, (Tesis de Ingeniería, Universidad de Oriente, Barcelona 2008).

(Sánchez, 2008), las aletas incrustadas se permiten con temperaturas de diseño hasta de 400° C (750° F), las aletas forzadas hasta 260° C (500° F), las aletas con pie en tensión 150° C (300°F) y las aletas con pegado de canto hasta de 120° C (250° F), pero son prohibidas en servicios donde se condensa el vapor de agua. La necesidad de superficies extendidas (altura y densidad de la aleta) va a depender del servicio específico.

FIGURA 2-15: ARREGLO ALTERNADO EN EL BANCO DE TUBOS DEL AEROENFRIADOR



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Paredes, 2009, pág. 87)

2.6.3.1.5 Cabezales

La mayoría de todas las unidades de servicio usan el cabezal tipo tapón –un diseño de un recipiente usando tapones en un extremo de cada tubo, permitiendo así el acceso a cada hueco de tubo para limpiarlo y laminarlo–. Un segundo tipo, el cabezal con placa de cubierta, sustituye los tapones de tubos y la lámina de tapones por una placa de cubierta con bridas.

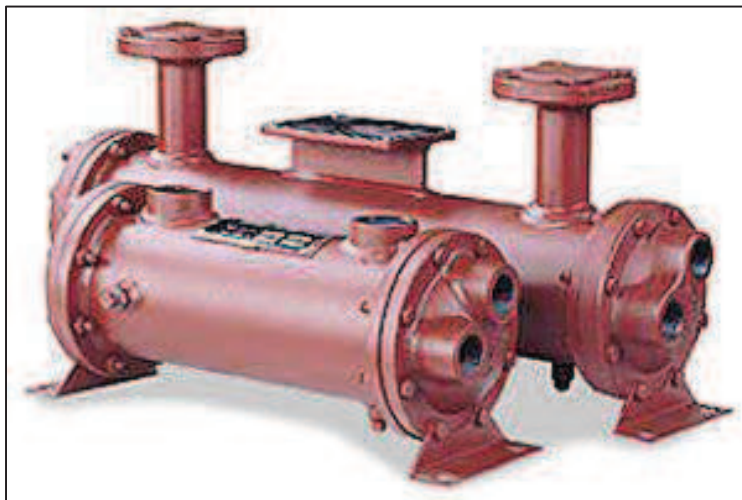
Los cabezales con placa de cubierta son usados con presiones moderadas (hasta 2100 kPa (300 psi)) y servicios de alto ensuciamiento.

Una modificación del diseño de placa de cubierta es el tipo sombrerete, usando la construcción de una mitad del extremo de un tubo en vez de una placa plana con las juntas de cierre en la última placa de tubo. Para un servicio con presiones altas (hasta 42000 kPa (6000psi)) un cabezal tipo colector de tubos es usado. (Sánchez, 2008).

2.6.3.2 Intercambiadores de tipo tubo y carcasa

Son utilizados comúnmente en las refinerías. Por lo general son relativamente fáciles de construir y pueden ser diseñados para presiones desde moderadas a altas, sin que varíe sustancialmente el costo. Además su diseño y construcción es relativamente fácil debido a la existencia de buenos procedimientos de diseño, de experticia y de facilidades de fabricación. Estos consisten en un haz de tubos paralelos encerrados en un estuche cilíndrico llamado carcasa. En la figura 2-16 se muestra un intercambiador de tubo y coraza. (Martinez, 2010).

FIGURA 2-16: INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CARCASA



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Martinez, 2010, pág. 51)

2.6.3.3 Intercambiadores de placas

En estas unidades, la superficie de transferencia de calor es construida de planchas de metal en lugar de tubos. Estas planchas pueden ser de superficie lisa, corrugada o canalizada. Dependiendo del tipo de superficie de la plancha y de la configuración de la unidad, se conocen cuatro tipos de intercambiadores de placa:

- Intercambiadores de placas en espiral
- Intercambiadores de placas con aletas
- Intercambiadores de placas con empacadora
- Intercambiadores de láminas repujadas

(Martinez, 2010).

2.6.3.4 Denominación de los intercambiadores según su función en los procesos

De acuerdo a la función que los intercambiadores deben cumplir en un proceso determinado, reciben una ubicación y una denominación específicas. Las funciones típicas que cumplen los intercambiadores y el nombre que reciben según dichas funciones son:

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.

Enfriador: Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase. Un enfriador por lo general es una caldereta o rehervidor de marmita típico, excepto por el rebosadero, y el haz de tubos alcanza una altura del 70 % del diámetro de la coraza. El espacio remanente sobre los tubos se usa para separar el vapor del líquido. Los enfriadores se usan en los procesos de refrigeración del tipo compresión de vapor.

Evaporador: Los evaporadores 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 diseñados para optimizar la producción del producto líquido o sólido.

Intercambiador: Es el nombre genérico de un dispositivo mecánico, o equipo, diseñado para transferir calor entre dos o más corrientes de fluidos que fluyen a través del equipo.

Calentador: Es un intercambiador de calor que aumenta la temperatura de una corriente, sin que normalmente ocurra un 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 entalpia alta; por ejemplo: la descarga de un reactor operado a alta temperatura.

Vaporizador: Este tipo de intercambiador convierte el fluido líquido a vapor. El término vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.

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.

Rehervidor: Es un vaporizador frecuentemente usado para generar un flujo de vapor que suministra el calor latente de vaporización al fondo de una columna o torre fraccionadora. Existen dos tipos generales de rehervidores, aquellos que descargan una mezcla bifásica a la torre y los que retoman vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante circulación natural (comúnmente llamados termosifones), o circulación forzada. Los termosifones son los tipos de rehervidores más comunes. Los termosifones horizontales donde la vaporización ocurre en el lado de la carcasa son los más usados en la industria petrolera. Normalmente, en los termosifones verticales, la vaporización ocurre en el lado de los tubos y se utilizan preferiblemente en las industrias químicas. (Martinez, 2010).

2.6.3.5 Funciones de los intercambiadores de calor

La función básica de los intercambiadores es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferente temperatura. El calor fluye, como resultado del gradiente de temperatura, desde el fluido caliente hacia el frío a través de una pared de separación, la cual se le denomina superficie o área de transferencia de calor. Es decir, no existe fuente de energía térmica en un intercambiador de calor. Por otro lado, si los fluidos son inmiscibles, el área física de transferencia de calor puede ser eliminada, y la interfase formada entre los fluidos puede servir como área de transferencia de calor. En resumen las funciones típicas de un intercambiador de calor en los procesos industriales son las siguientes:

Recuperación de calor: La corriente fría recupera parte del calor contenido en la corriente caliente. Es decir, calentamiento y enfriamiento de las corrientes involucradas, las cuales fluyen simultáneamente a ambos lados del área de transferencia de calor.

Evaporación: Una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase líquida a vapor.

Condensación: Una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase vapor a fase líquida. (Martinez, 2010).

2.6.3.6 Mantenimiento a intercambiadores de calor

“Los intercambiadores de calor en forma general, trabajan mediante la circulación

de fluidos a través de su estructura, esto produce con el tiempo, debido a la operación del equipo, obstrucciones de las zonas de flujo por corrosión de la estructura del intercambiador, descomposición de los fluidos (aceites minerales, alimentos, etc.) ó por deposición de sólidos disueltos en los fluidos (incrustaciones de carbonatos, etc.), al presentarse estas características en el interior de los equipos, se producen incrustaciones en la superficie interior y exterior de los tubos según sea el caso, generando una resistencia extra a la transferencia de calor y al paso del fluido y con esto pérdidas en la eficiencia de los equipos.

La finalidad de un mantenimiento radica en la eliminación de los depósitos que obstruyen o imposibilitan la correcta transferencia en los intercambiadores, estas suelen producirse por deposición de los sólidos en las paredes externas de los tubos, en las paredes internas de los tubos, así como en la superficie interna de la coraza, esto para el caso de los intercambiadores de tubo coraza, en los intercambiadores de placa esta incrustación se presenta entre las láminas dificultando la transferencia de calor entre los fluidos, además de ofrecer restricciones a la circulación en estos equipos.

Las técnicas varían dependiendo del tipo de incrustación y de la configuración de los intercambiadores, así un intercambiador de placas fijas debe aplicarse una limpieza por intermedio de cepillos o alta presión por el interior de los tubos y por su configuración de área confinada para la carcasa una limpieza química que permita disolver por intermedio de la circulación la mayor cantidad de sólidos adheridos a la superficie.

Los químicos comúnmente utilizados para la desincrustación en áreas confinadas suelen variar de acuerdo al material de construcción del equipo, así como el fluido que maneja el intercambiador, en el caso de agua o vapor, se utilizan desincrustantes que pueden contener ácidos fuertes o débiles dependiendo del material de construcción del intercambiador, por ejemplo para intercambiadores de calor construidos en acero al carbono o acero inoxidable, pueden utilizarse productos basándose en ácido clorhídrico, fosfórico, cítrico u otra formulación que permita disolver los minerales producto de las deposiciones del agua o del vapor estén presentes en el intercambiador, es importante señalar que estos productos deben ser formulados, tomando en consideración las

posibles consecuencias de la acción del químico sobre los materiales de construcción” (Marín, págs. 19, 20).

2.6.3.6.1 Tratamiento del agua

El agua natural a simple vista, se muestra sin problemas o no se alcanza a percibir las impurezas que contiene, pero si esta se somete a un análisis químico se encontrará que existen impurezas que son indeseables dentro de un intercambiador.

El agua que está contenida en las nubes se encuentra libre de impurezas, pero al contacto con las capas atmosféricas en forma de lluvia, absorbe varios gases como el oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono, etc. Después al estar en contacto con el suelo, disuelve varias sales minerales como el calcio, magnesio y sodio; también al formar parte de los caudales de ríos absorbe cantidades de materia orgánica en descomposición, partículas de sílice y aguas contaminadas de la ciudad e industrias con una diversidad de materiales que se pueden mantener disueltos o en suspensión.

Propiedades del agua

- El agua es la combinación de los elementos químicos hidrógeno y oxígeno.
- El agua pura es incolora, no tiene olor ni sabor.
- Difiere de cualquier otra sustancia en la naturaleza por las siguientes características: Cuando se calienta de 0-4 °C su volumen no se incrementa, sino al contrario disminuye, por lo cual se obtiene la máxima densidad.
- El agua cuando se congela se expande al contrario del resto de las sustancias, por lo cual su densidad disminuye.
- El punto de congelamiento disminuye con incrementos de la presión.
- El calor específico del agua es extremadamente alto comparado con otras sustancias. Es mejor solvente y agente disociador que otras sustancias.
- Es la de mayor tensión superficial de todos los líquidos excepto el mercurio.

Clasificación de las aguas de acuerdo a sus contaminantes:

- Carbonatadas sulfatadas.
- Salobres (presencia de cloruros).

- Clasificación de las aguas de acuerdo a la fuente de abasto.
- Superficiales subterráneas.

En cualquier industria el agua total que entra se distribuye a los distintos consumidores.

- Agua para uso social.
- Agua para enfriamiento.
- Agua para tratamiento químico de agua (TQA).
- Otros usos.

Cualquiera que se sea la procedencia, el agua no puede encontrarse nunca absolutamente pura. El número y carácter de las impurezas contenidas en el agua es muy variable y depende de su origen y de los distintos procesos por los que atraviesa hasta su utilización en la planta.

La seguridad y el adecuado mantenimiento de los principales equipos de la planta exigen que las referidas impurezas sean reducidas en el mayor grado posible. La utilización de un agua sin el apropiado tratamiento previo en el ciclo de la planta puede provocar graves consecuencias, de las cuales las más importantes son:

- Las incrustaciones en los tubos del intercambiador de calor.
- La corrosión de las superficies metálicas del intercambiador de calor y tuberías. El arrastre de partículas sólidas o líquidas.
- La cristalización en las costuras y juntas.

Estos daños son mayores en la misma medida que el régimen de presión a que trabaje el intercambiador de calor sea mayor.

El tratamiento del agua consiste en el conjunto de procesos mecánicos, físicos y químicos que permiten la reducción de sus impurezas hasta el grado que requiera su utilización en el tipo y régimen de trabajo de la planta.

Impurezas más comunes en el agua.

El tipo de sustancias contenidas en el agua depende de la naturaleza de los terrenos por

donde pasa hasta el lugar de depósito. Por esta razón, el tratamiento que se le aplica al agua varía con la localidad en que está situada la planta, siendo difícil encontrar dos plantas que utilicen idéntico tratamiento.

En términos generales podemos encontrar tres tipos de impurezas:

1. **Sólidos en suspensión:** están constituidos por partículas no disueltas, que de acuerdo con su tamaño y número, hacen el agua más o menos turbia. Las más comunes son: arcilla, fango fino, restos orgánicos, algas, bacterias, arena, piedras, palos, etc.
2. **Sólidos disueltos:** entre ellos tenemos principalmente las sales minerales, sobre todo de sodio, calcio y magnesio, cuya presencia en el agua hace que se denomine a esta “agua dura”. Ocupan un lugar importante los carbonatos y bicarbonatos de calcio y magnesio. Los sulfatos aparecen también en el agua con mucha frecuencia; entre estos, tenemos el sulfato de calcio, el cual, a diferencia de la gran mayoría de las sales es menos soluble a alta temperatura, lo cual la hace más peligroso, pues a la temperatura existente en las calderas se hace insoluble, produciendo durísimas incrustaciones. Otras sales contenidas en el agua son los cloruros de sodio, calcio, potasio y magnesio. La sílice (SiO_2) es otro elemento que a menudo trae disuelto el agua y que debe tratarse de eliminar en el mayor grado posible, ya que es la causante de la cristalización.
3. **Gases disueltos:** Los principales son el oxígeno (O_2) y el dióxido de carbono (CO_2) adquiridos por el agua en su caída en forma de lluvia a través de la atmósfera. El O_2 provoca la corrosión en el intercambiador de calor y otros equipos y el segundo además aumenta el poder disolvente del agua, incrementando el número de sales en su contenido.

En la tabla 2-13 se indican los compuestos más comunes presentes en el agua.

TABLA 2-13: COMPUESTOS MÁS COMUNES EN LAS AGUA NATURALES.

Constituyente	Fórmula Química	Dificultad que causa
Dureza	Sales de Ca y Mg	Fuente principal de incrustaciones en tuberías.
Acidez mineral	H_2SO_4	
Libre	HCl	Corrosión.
Bióxido de carbono	CO_2	Corrosión en líneas de agua.

TABLA 2-13: CONTINUACIÓN

Sulfatos	SO ₄	Aumenta el contenido de sólidos en el agua. Se combina con calcio para formar sales incrustantes de sulfato de calcio.
Cloruros	Cl como (NaCl)	Aumenta el contenido de sólidos e incrementa el carácter corrosivo del agua.
Sílice	SiO ₂	Incrustación de sistemas de agua de enfriamiento.
Hierro	Fe+2 Ferroso Fe+3 Férrico	Fuente de depósitos en las tuberías.
Oxígeno	O ₂	Oxidación en las tuberías.
Sulfuro de hidrógeno	H ₂ S	Corrosión.
Sólidos disueltos		Elevadas concentraciones de sólidos con indeseables debido a que originan formación de lodos.
Sólidos suspendidos		Originan depósitos en equipos intercambiadores de calor y tuberías ocasionan formación de lodos o incrustación.
Microorganismos	Algas, limo y hongos	Formación de adherencia suciedad biológica, corrosión, olores desagradables

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Pérez, pág. 33)

Calidad del agua de alimentación.

Una vez visto los daños que causa a los intercambiadores de calor el agua sin tratar, se comprende que la calidad del agua de alimentación está dada por la eliminación o reducción hasta límites no dañinos del contenido de impurezas, es decir, de las sustancias sólidas, en suspensión o disueltas, y de los gases.

Al agua químicamente tratada se le exigen y controlan las siguientes especificaciones:

TABLA 2-14: ESPECIFICACIONES DEL AGUA TRATADA

Características	UM	Valor Normalizado
Dureza total como CaCO ₃	Ppm	0
Sólidos disueltos	Ppm	3500, máximo
PH	unidades	8,5 a 10,5

TABLA 2-14: CONTINUACIÓN

Contenido de gases (O ₂)	Ppm	0,4, máximo
Cloruros	Ppm	30 a 60

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Lamela, pág. 48)

Donde ppm significa miligramo de sustancia por litro de solución.

Procesos de tratamiento del agua.

El tratamiento que se aplica al agua para alcanzar las especificaciones o calidad a la que se debe alimentar a los intercambiadores de calor es muy variable, pues depende del tipo de impurezas que posea, así como las condiciones propias de cada planta. Por eso veremos solo los procesos que constituyen el tratamiento de las aguas para intercambiadores de calor industriales de baja y mediana presión.

En general se consideran dos tipos de tratamientos:

1. Tratamiento externo
2. Tratamiento interno

El primero se aplica al agua antes de entrar al ciclo de la planta, y el segundo se realiza en el interior del intercambiador de calor como complementario del anterior.

El tratamiento externo consiste en el paso del agua a través de un conjunto de equipos seriados, en cada uno de los cuales tienen lugar la eliminación de las impurezas contenidas.

Para los intercambiadores de calor de baja presión la calidad de agua de reposición requerida consiste en eliminar la presencia de los iones calcio y magnesio, para evitar incrustaciones en el sistema. La dureza debida a los iones calcio y magnesio se denomina dureza total.

$$DT = DCa + DMg \qquad 2-16$$

Donde:

DT: Dureza total

DCa: Dureza de ion calcio

DMg: Dureza de ion magnesio

Esta dureza total se elimina con una etapa de intercambio iónico por suavizamiento.

Para los intercambiadores de calor de media y alta presión, la eliminación de la dureza total del agua en un tratamiento externo no es suficiente para garantizar la calidad requerida, por lo que se emplea intercambio iónico para eliminación total de iones, obteniéndose agua desmineralizada para la reposición en el intercambiador de calor.

Los puntos de medición claves para controlar el consumo de agua en una industria son:

- Línea de entrada de agua cruda
- Línea de suministros a instalaciones de uso social, baños, duchas, cocinas, etc.
- Entrada de TQA
- Salida de TQA
- Entrada de la reposición al sistema de enfriamiento. Reposición a bloques energéticos.

Parámetros que inciden en la eficiencia de un sistema de tratamiento de agua por intercambio iónico:

- Calidad del agua a tratar
- Calidad del agua tratada
- Capacidad útil de las resinas
- % de insumo de agua
- Caídas de presión en los equipos

Osmosis Inversa

La osmosis inversa es en la actualidad uno de los métodos de tratamiento para desalinización de agua que más alta difusión ha alcanzado en los últimos años. Consiste en la utilización de una membrana semipermeable y altas presiones, para eliminar los sólidos disueltos de una solución. En este proceso el solvente (generalmente agua) es forzado a fluir a través de la membrana selectiva mediante la aplicación de una presión mayor que la presión osmótica de la solución, la membrana rechaza las moléculas de soluto con el

concentrado en la cámara de alta presión, mientras el agua purificada es recogida en la cámara de alta presión mientras el agua purificada es recogida en la cámara de baja presión, al otro lado de la membrana. En las aplicaciones típicas de la osmosis inversa las moléculas de soluto son aproximadamente del mismo tamaño que las moléculas de solvente.

El objetivo del tratamiento químico de agua es eliminar la dureza de ésta ya que es el índice que determina el contenido en el agua de los cationes formadores de incrustaciones (Ca^{2+} y Mg^{2+}). Con el fin de obtener agua químicamente tratada para la alimentación de los intercambiadores de calor. (Lamela).

2.6.3.7 Consideraciones de diseño para intercambiadores de tubos y carcasa

2.6.3.7.1 Número de carcasa

El número total de carcasas necesarias para un intercambiador es generalmente fijado por la magnitud de la diferencia que existe entre la temperatura de salida del fluido caliente y la temperatura de salida del otro fluido. Esta diferencia es conocida como la “extensión del cruce de temperatura”. En un intercambiador de calor de una sola carcasa, Ft es por lo menos 0,75 cuando la diferencia de temperatura es 0°C .

El número total de carcasas también depende de la superficie total requerida, debido a que el tamaño del mismo esta usualmente limitado con respecto al manejo de fluidos. (Kreith, Bohn, 1975).

2.6.3.7.2 Selección de tubos

- **Tipos.-** comúnmente, los tubos para intercambiadores están disponibles con superficie lisa o aleteada. (Existe una gran variedad de tubos especiales disponibles, pero estos tubos especiales son raramente usados). La selección de la superficie está basada en la aplicación, disponibilidad y economía del sistema.
- Los intercambiadores convencionales de tubos y carcasa usan tubos de superficie lisa.
- Estos están disponibles en cualquier tipo de material usado en la fabricación de intercambiadores y vienen en una gran diversidad de espesores. Este tipo de tubos es apropiado para todo tipo de intercambiadores de tubos y carcasa.

- **Longitud.-** la selección de la longitud del tubo es afectada por la disponibilidad y el costo del mismo. Mundialmente las longitudes de tubo no mayor de 7,3 m (24 pie) son fáciles de obtener tubos más largos hasta de 12,2 m (40 pie) para acero al carbono y 21,3 m (70 pie) para aleaciones de cobre. Para la industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN la longitud de los tubos preferida es de 6,1m (20 pie).
- El costo del área superficial del intercambiador de calor depende sobre todo de la longitud del tubo. Mientras más largo sea el tubo, el diámetro del haz de tubo decrece para la misma área considerada. El ahorro resulta en la disminución del costo de las bridas de la carcasa, con un incremento nominal en el costo por una carcasa más larga. En los límites prácticos, la longitud del tubo no tiene penalidades en el costo a menos que esta exceda de 7,3 m (24 pie) para acero y 9,1 m (30 pie) para aleaciones de cobre. Haces de tubos más largos también requieren mayor área para el lado de estos, y por consiguiente esto aumenta el área requerida para la planta.
- **Diámetro y espesor de la pared.** Los tubos de intercambiadores de calor son suministrados sobre la base de un mínimo o un promedio de espesor de pared y un diámetro nominal. Para los tubos de intercambiadores, el diámetro nominal del tubo es el diámetro externo, el cual es fijo. El diámetro interno varía con el espesor nominal de la pared del tubo y la tolerancia del espesor de pared. El mínimo espesor, es el espesor nominal de la pared del tubo.

Diseños con diámetros pequeños 16 a 25 mm (5/8 a 1 pulgada), son más compactos y más económicos que aquellos diámetro mayores, aunque estos podrían ser apropiados en casos donde se requieren bajas caídas de presión, en las refinerías el diámetro de tubo normalmente más usados es de 19 mm (3/4 pulg), reservándose los tubos de 25 mm (1 pulg) para servicios muy sucios, con gran tendencia a la formación de depósitos, porque tubos más pequeños resultarían imprácticos para limpiarlos mecánicamente. En los intercambiadores de película descendente y vaporizadores, generalmente, se usan tubos de 38 a 50 mm (1/2 a 2 pulg). (Kreith, et ál, 1975).

2.6.3.7.3 Tipos de cabezal

En la figura C-1, se ilustra los tipos de intercambiadores más comunes de cabezales TEMA.

1. Cabezal fijo o anterior

“El cabezal fijo de intercambiadores de tubo y carcasa es comúnmente llamado canal. A continuación se indican 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 solo cuando el factor de ensuciamiento en el tubo es menor que $0,00035 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ ($0,0020 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$) 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 carcasa con una conexión de brida y es usada para tubos en U y haces removibles. En la otra, el canal es integral con la carcasa y es usada con diseños de placa de tubo fija. El uso de cabezales tipo C con tubos en U y haces removibles, 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 6900 kPa manométricas (1.000), aproximadamente. El canal y la placa tienen construcción forjada integral. La cubierta del canal está sujeta por tornillos especiales de alta presión”. (Romero, et ál, 2009, págs. 68, 69).

2. Cabezal posterior

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

- Tipo L. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo B. 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 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 carcasa. 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 carcasa.
- 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 e la placa de tubo se puede mover libremente dentro de la cubierta de la carcasa. La cubierta de la carcasa debe ser de diseño removible para permitir el acceso al ensamblado del cabezal flotante. A menos que las filiales de PDVSA prefieran un cabezal diferente, este tipo de cabezal posterior es recomendable para uso con diseño de haces removibles.
- Tipo T. Este tipo es construido con una placa de tubos flotantes atornilladas a la cubierta de la placa de tubo. Puede ser usado con cubierta de cabezal integral o removible. Muchas filiales prefieren este tipo de cabezal posterior con diseños de haces de tubos removibles debido a la facilidad en el alado del haz para hacerle mantenimiento.
- 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 de los tubos y el fluido de la carcasa. El empaquetamiento es comprimido contra la placa de tubo por los tornillos de las juntas que sostienen la cubierta de parte posterior de la carcasa. Este diseño no es usado normalmente porque las juntas de empaquetamiento tienen tendencia a gotear. Este cabezal nunca debe ser usado con hidrocarburo o con fluidos tóxicos en o tubos o en la carcasa”. (Romero, et ál, 2009, págs. 70, 71)

3. Haces de tubos

Los haces de tubos son designados con la nomenclatura TEMA usada para cabezales posteriores. Refiérase a la figura C-1, para unas ilustraciones de los tipos más comunes de cabezales posteriores TEMA

- Diseño de placa fija de tubos (cabezal posterior TEMA, tipos L, M O N). Los intercambiadores de placa fija de tubos tienen las dos placas de tubos pegadas directamente a la carcasa y son los intercambiadores más económicos para diseños de baja presión. Este tipo de construcción de intercambiadores debe ser considerado cuando la limpieza química es posible. El diferencial de expansión térmica entre los tubos y la carcasa, limita la aplicación a diferencias moderadas de temperaturas (una junta de expansión puede ser requerida cuando exista una diferencia de más de 28°C) entre la temperatura promedio del metal del tubo y la temperatura promedio del metal de la carcasa. Para aquellos servicios que requieran una junta de expansión, los haces de tubos tipo U pueden ser más económicos.
- Diseños de tubos en U (cabezal posterior TEMA, tipo U). Los intercambiadores de tubos en U representa el diseño más simple, requiriendo solo una placa de tubo y no juntas de expansión de sellos. Este diseño permite la expansión térmica de los tubos. Los intercambiadores de tubos en U son las unidades menos costosas para diseños, que envuelvan servicios de alta presión en el lado del tubo. El haz de tubos puede ser removido de la carcasa pero reparar o sustituir uno de estos tubos (excepto los que están en la parte de afuera del haz) es imposible.

La superficie externa del haz de tubos se limpia mecánicamente; pero la limpieza interna de los tubos puede ser mecánica o química, dependiendo del factor de obstrucción. Cuando el lado del tubo tiene un factor de obstrucción que excede 0,000176 m² °C/W (0,0010 h pie² °F) se prefiere la limpieza química. Sin embargo, es posible la limpieza mecánica con terminales de mecha flexible.

A pesar de que la porción de codos en U en el haz provee área para la transferencia de calor, esta no es efectiva si se le compara con la superficie de área provista en la parte recta del tubo. Por esta razón cuando se calcula el área efectiva de transferencia de calor para haces de tubos en U, solo se considera la superficie de área de las porciones rectas del tubo.

- Diseño de cabezal flotante con haz de arrastre continuo (pull through floating head design, cabezal posterior TEMA, tipo T). Los intercambiadores de cabezal flotante con haz de arrastre continuo tienen una placa de tubo fija en el final del canal y una placa de tubo flotante con una cubierta en la parte posterior. El haz puede ser removido fácilmente de la carcasa desarmado solo la parte delantera de la cubierta. La brida del cabezal flotante y el diseño del perno requieren, entre el haz y la carcasa, un espacio muerto relativamente grande, el cual aumenta a medida que la presión de diseño aumente. Debido a este espacio muerto, el haz de tubo de arrastre continuo tiene menos tubos por carcasa que otros tipos de construcción. El espacio muerto entre el haz y la carcasa decrece la capacidad de transferencia de calor de la carcasa. La limpieza mecánica del lado del tubo y de la carcasa es posible de hacer.
- Diseño de cabezal flotante de anillo divisorio (Split – ring floating head design, cabezal posterior TEMA tipo S). Un intercambiador de calor con cabezal flotante de anillo divisorio tiene placa de tubo fijo en el final del canal y una placa de tubo flotante que está entre un anillo divisorio y una cubierta separada. El ensamblado del cabezal flotante se mueve dentro de la cubierta de carcasa, la cual tiene un diámetro mayor que el de la carcasa. Para sacar el haz de la carcasa, las partes anterior y posterior de la cubierta de carcasa y la placa de tubo flotante debe ser retiradas. Este requerimiento es la desventaja más grande del diseño de anillo divisorio, pues esto aumenta considerablemente el requerimiento de horas-hombre para sacar el haz de tubo. La limpieza mecánica de la carcasa y del lado del tubo es posible hacer. Los diseños de cabezal flotante y de anillo divisorio son una compra magnífica, cuando se considera hacer todas las reparaciones del haz en el campo.
- Diseño de cabezal flotante empacado externamente (outside packed floating head design, cabezal posterior TEMA, tipo P o W). Existen dos variaciones de diseño de otra TEMA P. En el diseño TEMA W, el cabezal flotante se desliza contra el empaque del anillo hidráulico el cual esta comprimido a su vez entre la brida de la carcasa y la cubierta de esta. El diseño TEMA P es similar al tipo de diseño TEMA W, excepto que el sello se hace contra una extensión de la placa de tubo flotante y la cubierta está pegada a la extensión de la placa de tubo por un anillo divisorio. Estos diseños no son especificados normalmente por las refinerías, debido a que la

empacadura tiene tendencia a gotear, permitiendo así el escape del fluido a la atmósfera. Este tipo de diseño nunca debería ser usado con hidrocarburos o fluidos tóxicos. (Kreith, et ál, 1975).

4. 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 carcasa: cuadrado (90°), cuadrado rotado (45°), triangular (30°) y triangular rotado (60°). Estos 4 tipos están ilustrados en la figura C-2 de los anexos.

El arreglo triangular de 60° es poco usado, debido a que sus características de transferencia de calor son bajas comparadas con alta caída de presión. Sin embargo, ocasionalmente algunos proveedores siguen usando este arreglo.

Para intercambiadores (excepto rehervidores con flujo de calor mayor que 19000 W/m² (6.000 BTU/h pie²) con un factor de ensuciamiento de 0,00035 m² °C/W (0,002 h pie²/BTU) o menor se prefiere el uso de arreglos triangulares de 30°, suponiendo que el sucio acumulado se pueda limpiar con químicos. 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° o 45°, por esta razón, cuando se puede aplicar el arreglo triangular, es el preferido.

Los arreglos de tubos cuadrados 90° y en cuadrado rotado 45° deberían ser especificados para todos los intercambiadores que tengan un factor de ensuciamiento en el lado de la carcasa mayor de 0,00035 m² °C/W (0,002 h pie²/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 mayor de 19000 W/m² (6000Btu/h pie²). Arreglos de tubos en cuadrados 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 es preferible, debido a que el coeficiente de transferencia de calor es equivalente al del arreglo en cuadrado rotado, pero con menos caída de presión.

El arreglo de tubos para haces removibles pueden ser cuadrados (90°), en cuadrado rotado (45°) o triangular (30°). Haces no removibles (intercambiadores de placa de tubo fija usan siempre arreglo triangular (30°). (Kreith, et ál, 1975).

5. Espaciado de tubos

El espaciado de los tubos (Pt) es la distancia de centro a centro entre los tubos adyacentes (ver figura C-2). Los espaciamientos comúnmente usados se calcula como 1,25 veces el diámetro externo del tubo.

TABLA 2-15: VALORES DE ESPACIAMIENTO COMÚNMENTE USADOS

Diámetro	Triangular		Cuadrado		Espesor mayor de pared	
	Mm	pulg	Mm	pulg	mm	Pulg
19,05 mm DE de los tubos	23,81	15/16	-----	-----	2,41	0,095
19,05 mm DE de los tubos	-----	-----	25,4	1	2,77	0,109
25,4 mm DE de los tubos	31,75	1 1/4	31,75	1 1/4	3,4	0,134
38,1 mm DE de los tubos	41,63	1 7/8	47,63	1 7/8	4,19	0,165

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Romero, et ál, 2009, pág. 75)

6. Deflectores (Baffles)

La trayectoria del fluido contenido en la carcasa depende del tipo y arreglo de los deflectores. En algunos casos el patrón de flujo afecta considerablemente la transferencia de calor, mientras que en otros carece de importancia, por ejemplo en intercambiadores con condensación o cuando el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa excede considerablemente al correspondiente del lado de los tubos. La mayoría de los deflectores cumplen con dos funciones: (1) direccionar el flujo según la trayectoria deseada y (2) soportar los tubos y prevenir vibración. (Kreith, et ál, 1975).

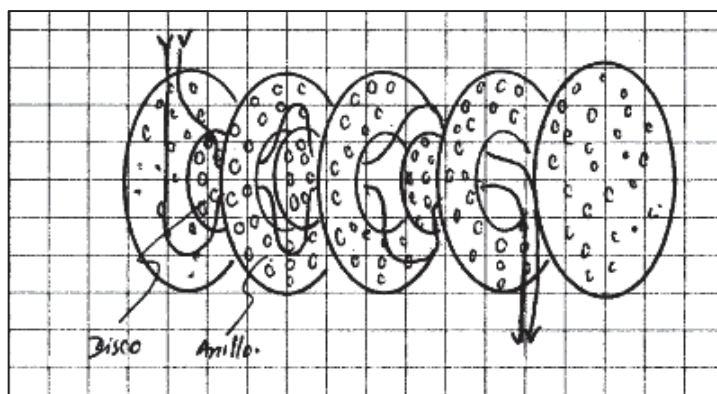
Los tipos de deflectores más conocidos son: transversales, longitudinales y de ventana, los cuales se describen a continuación.

a. Deflectores transversales (Crossflow Baffles)

Los deflectores transversales soportan a los tubos, restringen la vibración de estos por choques con el fluido y direccionar el flujo en el lado de la carcasa, transversalmente al haz de tubos (perpendicularmente al eje de los tubos), proporcionando un alto grado de turbulencia y 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 (figura 2-17).

El corte del deflector, es la porción del deflector “cortada” para permitir el flujo a través del deflector. El tamaño de este corte afecta al coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Para los deflectores de segmento, esta porción es expresada en porcentaje y viene dado como el cociente entre la altura del corte y el diámetro de la carcasa. Usualmente, los cortes de los deflectores de segmento son de aproximadamente 25% de su área, aunque el máximo corte práctico para los soportes de tubos es aproximadamente 48%. Trabajos realizados en una sola fase por Head Transfer Research Institute (HTRI) en deflectores segmento indican que el rango de corte óptimo es de 15 a 30%, con 25% como óptimo.

FIGURA 2-17 DEFLECTORES



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Romero, et ál, 2009, pág. 77)

Un corte mayor resultaría en una pobre distribución de flujo con espacios muertos detrás del deflector y disminución de la caída de presión y del coeficiente de transferencia de calor. Un corte menor se traduciría en una alta velocidad del fluido en el corte con

incremento de la caída de presión, e igualmente existirían espacios muertos y remolinos detrás del deflector.

El espaciado del deflector es el espacio longitudinal entre deflectores. A menor espaciado de deflector, mayor coeficiente de transferencia y mayor caída de presión por lo que esta distancia debe definirse de manera tal que permita una velocidad y alto coeficiente de transferencia dentro de los límites permisibles de caída de presión, es decir, hacia un diseño óptimo del intercambiador. El espaciado máximo del deflector no debe exceder al diámetro de la carcasa y debe ser adecuado para proporcionar soporte a los tubos y prevenir la posible vibración de los mismos. Esta dimensión es definida en el TEMA como máximo tramo sin soporte (maximum unsupported span). El mínimo espaciado de deflectores, requerido para mantener una buena distribución de flujo, es el 20% del diámetro de la carcasa pero no menor de 50 mm (2 pulg). Un espaciado de deflector muy pequeño obliga al fluido en la carcasa a desviarse, produciendo así una disminución en el coeficiente de transferencia de calor.

b. Deflectores longitudinales

Este tipo de deflector es usado para dividir la carcasa en dos o más secciones, creando carcasas multipasos. Deben usarse soldados a la carcasa y a la placa de tubos para evitar que el fluido filtre a través del collado entre el deflector y la carcasa, lo cual disminuiría la eficiencia de la operación de transferencia de calor.

Debido a las dificultades encontradas para realizar un buen proceso de soldadura, cuando se requieren carcasas multipasos resulta más económico usar carcasas separadas por cada paso; a menos que el diámetro de la carcasa sea lo suficientemente grande que permita soldar con facilidad el deflector a la carcasa.

c. Deflectores de ventana

Cuando en un intercambiador de calor se requiera baja caída de presión en la carcasa, por ejemplo en el manejo de gases, el uso de deflectores de flujo transversal resulta impráctico. En este caso deben usarse de flujo paralelo, conocidos como deflectores de ventana.

La función 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 corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje y viene dada con el cociente entre el área de la ventana del deflector y el, para la sección transversal del intercambiador. Normalmente, las áreas de los huecos centrales de los deflectores dobles son iguales y cubren 40% del área de la sección transversal del intercambiador.

7. Intercambiabilidad de haces de tubos

En cualquier proyecto existe un incentivo para estandarizar los diseños de haz de tubo, de esta manera se reducen los gastos de la refinería en mantener inventario de repuestos de haces y otras partes de intercambiadores. A pesar que se desea la estandarización, no es fácil controlarla de proyecto a proyecto debido a que la fabricación de los intercambiadores puede no ser hechas por el mismo fabricante. No se considera deseable sobre diseñar un intercambiador de calor por el solo hecho de tener intercambiabilidad de haz, a menos que las áreas superficiales requeridas sean aproximadamente iguales (dentro del 5%) y las presiones y temperatura de diseño sean similares.

Los haces de tubos deben ser del mismo diseño general y deben tener el mismo diámetro de la placas de tubo para ser físicamente intercambiables. Las placas de tubo deben también tener la misma ranura para las particiones del paso, a pesar que las dos unidades están diseñadas para diferentes números de pasos. De la misma manera los espaciados de deflectores no necesitan ser iguales a menos que esto se desee, para mantener así la intercambiabilidad térmica o para mantenerse dentro del rango de caída de presión permisible. (Romero, et ál, 2009).

8. Diseño de carcasa

a. Carcasa de un paso (TEMA E)

La carcasa de un paso es la construcción más comúnmente usada para intercambiadores de tubo y carcasa. Las boquillas de entrada y de salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la carcasa, dependiendo del número y el tipo de deflectores usados.

b. Carcasa de dos pasos (TEMA F)

Una carcasa de dos pasos requiere el uso de deflectores longitudinales para dirigir el flujo de la carcasa. Para evitar un espesor excesivo en los deflectores longitudinales, las carcasas

de dos pasos no deben ser usadas cuando la caída de presión sea mayor de 69 kPa (10 psi), también se deben evitar rangos de temperaturas mayores de 177 °C (350 °F), debido al hecho de que altos rangos de temperatura ocasiona un excesivo escape de calor a través de los deflectores, y tensión térmica tanto en los deflectores como en la carcasa y placa de tubos.

Una unidad de dos pasos puede ser usada cuando el factor de corrección de la LMTD, F_t sea menor de 0,8 para una carcasa de un paso. Una unidad de dos pasos por la carcasa con deflectores longitudinales soldados es satisfactoria si F_t para dos pasos por la carcasa es igual o mayor que 0,85 y una unidad con deflectores removibles es satisfactoria si F_t de dos pasos por la carcasa es 0,90 o mayor. Esta limitación de F_t es el resultado de pérdida de calor a través de los deflectores longitudinales y, en el caso de deflectores removibles, fuga el fluido alrededor de estos.

c. Carcasa de flujo dividido (TEMA J)

Una carcasa de flujo dividido tiene una boquilla central de entrada y dos de salida, o viceversa. Típicamente, este tipo de carcasas son usadas para reducir la caída de presión en servicios donde ocurre condensación. Generalmente, para todos los diseños, los deflectores de segmento doble son usados con carcasa tipo J y en los intercambiadores de flujo dividido, normalmente tienen corte vertical. Este arreglo de deflector requiere que el número total de deflectores sea impar, pero también debe haber número impar de deflectores en cada extremo de la carcasa. El deflector central para este arreglo, normalmente es similar al deflector central usado con el corte de deflectores de segmento. Los deflectores de cada lado de deflector central y el último deflector en los extremos de la carcasa tienen el centro sólido con recorte en los bordes. (Romero, et ál, 2009).

9. Fluido a través de los tubos/carcasas

En la determinación de la localización de los fluidos tanto en la carcasa en los tubos deben considerarse los siguientes factores:

- **Corrosión.-** Colocar el fluido más corrosivo en los tubos resulta más económico, pues los costos por requerimiento de aleaciones y revestimiento son menores.
- **Ensuciamiento.-** 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 mayor 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 carcasa.

- **Temperatura.-** Para servicios de alta temperatura, requiriendo aleaciones costosas, es recomendable colocar el fluido caliente en los tubos.
- **Presión.-** Colocar la corriente de mayor presión en los tubos requeriría menos componentes de alta presión, lo cual se traduce en una reducción de costos.
- **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.
- **Viscosidad.-** Mayores ratas de transferencia de calor son obtenidas colocando un fluido viscoso en la carcasa.
- **Características tóxicas y letales.-** Generalmente, el fluido tóxico debe colocarse en los tubos usando una placa doble de tubos para minimizar la posibilidad de fuga. En cuanto a fluido con características letales, referirse al código ASME y cumplir con los requerimientos establecidos para este tipo de servicios.
- **Velocidad de flujo.-** Colocar el fluido con menor velocidad de flujo en la carcasa, usualmente, resulta en un diseño más económico. La razón de ello radica en el hecho de que en la carcasa el fluido resulta experimentar una mayor turbulencia a menor velocidad que en el tubo.

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

- Agua de enfriamiento.
- Fluidos corrosivos o un fluido propenso al depósito de coque, sedimentos y otros sólidos.
- Fluidos con alto factor de obstrucción.
- El menos viscoso de los dos fluidos.

- El fluido de mayor presión (para presiones extremadamente altas, 6900 kPa manométricas).
- El fluido más caliente.
- El fluido de menor volumen.

Varias excepciones a esta lista son:

- Los vapores condensables son normalmente colocados en la carcasa.
- El vapor de agua es colocado normalmente en el interior de los tubos.
- Si el cambio de temperatura de un fluido es muy grande, mayor que aproximadamente 167°C a 195°C (300-350°F) y se requiere el uso de más de un paso de tubo, entonces este fluido va usualmente en la carcasa, en vez de por los tubos. Esta distribución de los fluidos minimiza los problemas con la tensión térmica. Los fluidos con cambio de temperatura mayor de 195°C (350°F) no pueden ser pasados a través del lado de una carcasa de 2 pasos.
- Si uno de los fluidos es limpio (factor de ensuciamiento de 0,00018 m² °C/W) o menor, y si es levemente corrosivo Al material seleccionado, este fluido es el que se coloca en los tubos. Las construcciones de tubos U son usados donde resulten económicas.

(Romero, et ál, 2009).

2.6.3.8 Consideraciones de diseño de aroenfriadores

Para el diseño de enfriadores por aire es necesario que se consideren los aspectos siguientes:

- Economía de superficie versus potencia requerida por el ventilador.
- Consideraciones de procesos, tales como caída de presión permitida, características del fluido (punto de rocío, viscosidad, calor específico, conductividad térmica, densidad, etc.) y condiciones climatológicas (la corrosividad del medio ambiente).
- Tipos de ventiladores, tamaños y limitaciones de presión estática (profundidad máxima del haz para un requerimiento dado de aire).
- Configuración de los tubos.
- Área de construcción disponible.

- Consideraciones mecánicas, tales como expansión térmica y soportes estructurales.
- Estandarización de tubos, partes de repuestos, etc.
- Ruido
- Seguridad
- Ensuciamiento del lado del aire.
- Costos²¹

2.6.3.8.1 Economía de superficie vs potencia requerida

La economía de superficie vs potencia es una relación simple. Las variables significativas en este aspecto son: el nivel de enfriamiento y el flujo total de transferencia de calor. Estas variables determinan la cantidad relativa de aire requerido para una carga de calor dada. La caída máxima de presión estática suplida por los ventiladores para los enfriadores por aire es 0,7 pulg de H₂O.²²

2.6.3.8.2 Configuración de los tubos en la operación

La selección de la configuración depende de los requerimientos de diseño. Sin embargo, hay restricciones impuestas por la velocidad del fluido por ejemplo, la velocidad del fluido en los tubos debe ser lo suficientemente grande para evitar la deposición de partículas y limitar el ensuciamiento o formación de incrustaciones. Una velocidad del fluido mayor de 1 m/s (3 pie/s) es recomendable. La velocidad del aire debe ser tal que el ventilador sea capaz de vencer las pérdidas de presión asociadas a lo cual se traduce en una velocidad de aproximación del aire en el rango de 2 a 4 m/s (6 a 13 pie/s).

El número de filas es también un factor que afecta el rendimiento térmico de la unidad. Por ejemplo, en la medida de que el número de filas se incrementa, el rendimiento térmico mejora y, en consecuencia, más bajas temperaturas de salida del fluido se alcanzan; sin embargo, la caída de presión en ambos lados del enfriador (del aire y del fluido enfriándose) es, a grosso modo, proporcional al número de filas. También hay una reducción

²¹ Rosilvis. Romero, et al., “Implementación de un sistema de enfriamiento para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a una planta de extracción de LGN” (Tesis de Ingeniería, Universidad de Oriente, Puerto de la Cruz 2009).

²² GPSA. *Engineering Data Book*. (Tulsa, Oklahoma, 2004), Volúmenes I & II, p. 268.

en la diferencia de temperatura efectiva en la medida que se aumenta el número de filas. Usualmente este número se encuentra en el rango de 4 a 8.²³

2.6.3.8.3 Consideraciones de proceso

“Las consideraciones de proceso, tales como la caída de presión permitida y las propiedades del fluido, corrosividad del medio ambiente, afectan el número de pasos de tubos por haz y el arreglo del haz. Existen, ciertas consideraciones exclusivas para enfriadores por aire, las cuales deben ser tomadas en cuenta para el diseño total de la unidad”. (Romero, et ál, 2009, pág. 166).

2.6.3.8.4 Temperatura de diseño del aire de entrada

“Es por lo general, próxima a la temperatura ambiente. La máxima temperatura de entrada para diseño debe ser determinada por aquella temperatura igual o excedente en 1 a 2 1/2% de las horas totales anuales, basado en una historia de por lo menos 5 años. Para tomar en cuenta una posible recirculación, un mínimo de 3 °C (5 °F) debe ser añadido a este valor. En el caso de una pequeña temperatura de aproximación puede ser ventajoso estimar la máxima temperatura como el promedio de las máximas temperaturas mensuales de los meses más calientes del año, o añada 6 °C (10°F) o más para recirculación” (Romero, et ál, 2009, pág. 167).

2.6.3.8.5 Servicios con alto punto de fluidez

El problema básico en este tipo de servicio (alto punto de fluidez = viscosidad alta) es prevenir que el fluido se “asiente” en los tubos con bajas velocidades de flujo y/o bajas temperaturas del aire ambiental. Para tales servicios (ejemplo, alambique de tubos de fondos), las recomendaciones siguientes deben ser consideradas en el diseño.

- Normalmente, el enfriador debe ser diseñado con tubos descubiertos en vez de tubos con aletas, para proveer una temperatura de pared mayor para un coeficiente de transferencia de calor dado. El costo total no es mayormente afectado, porque el coeficiente interno es lo suficientemente bajo para no disminuir la eficiencia de las

²³ Exxon Research and Engineering Company-Desing Practices, *Air Cooled Heat Exchanger*, (USA, 1978), Sección 9-I.

tuberías aleteadas. Sin embargo, algunas veces puede ser necesario el uso de tubos aleteados para obtener un arreglo de flujo que provea suficiente caída de presión.

- La caída de presión a través de los tubos deber ser maximizada. Esto resulta en un coeficiente de transferencia de calor más alto y, por consiguiente, una temperatura de pared más alta. También, permite un arreglo de haces en serie y con esto se tiende a eliminar los problemas de distribución del flujo asociados con los arreglos en paralelo.
- Se deben poner serpentines de vapor ubicados debajo de la unidad para calentar el aire que entra durante las operaciones de arranque e interrupción.
- El control del flujo de aire debe ser hecho con rejillas y/o el espaciado variable de ventiladores.
- La unidad puede ser diseñada en flujo en contracorriente o para convertirse de flujo en contracorriente a flujo corriente.²⁴

2.6.3.8.6 Recirculación del aire caliente

“La recirculación de aire caliente es el fenómeno donde el aire caliente que sale es recirculado con la corriente de aire fresco entrando, al mezclarse se eleva la temperatura de entrada del aire. Esto puede ocurrir alrededor de una sola unidad o entre las corrientes de aire adyacentes a las unidades. Los problemas asociados con la recirculación de aire caliente son el efecto directo de un pobre diseño de enfriador y ubicación”. (Romero, et ál, 2009, pág. 168).

2.6.3.8.7 Elevación

“Las consideraciones de proceso también pueden fijar la elevación de enfriadores de aire. Frecuentemente, la ubicación del tambor de destilación de una columna fraccionadora fija la elevación del condensador de tope. Si las consideraciones de proceso es lo que rige, la elevación debe ser suficiente para proveer un área periférica alrededor de la base de la unidad, por lo menos igual a 1.5 veces el área de la cara de la misma”. (Romero, et ál, 2009, pág. 168).

²⁴ GPSA. *Engineering Data Book*. (Tulsa, Oklahoma, 2004), Volúmenes I & II, p. 269.

2.6.3.8.8 Ruido

“El nivel de ruido en el sitio de ubicación del equipo se ve afectado por la posición del intercambiador, las superficies relativas cercanas al ventilador, la dureza de esas superficies y el ruido proveniente de equipos adyacentes. El ruido asociado a la operación de un aerofriador se limita a un máximo de 85-90 Dva (nivel de presión del sonido)”. (Romero, et ál, 2009, pág. 168).

2.6.3.8.9 Seguridad

“Las fugas de unidades enfriadas por aire va directamente a la atmósfera y pueden provocar riesgos de incendios o humos tóxicos; sin embargo, el flujo elevado de aire a través de un intercambiador de calor enfriado por aire, reduce considerablemente cualquier concentración de fluidos. Las unidades no deben ser ubicadas cerca de fuentes de calor, ya que ella puede incrementar la temperatura de entrada del aire”. (Romero, et ál, 2009, pág. 169).

2.6.3.8.10 Ensuciamiento del lado del aire

“El coeficiente de ensuciamiento del lado del aire suele ser despreciable”. (Romero, et ál, 2009, pág. 169).

2.6.3.8.11 Costos

“El costo de mantenimiento de los equipos enfriadores por aire es 0,3 a 0,5 de aquellos correspondientes a los equipos enfriados por agua. El costo de operación corresponde al costo de la potencia requerida para hacer que el aire fluya a través de los haces de tubos. La demanda anual de potencia para un intercambiador es una función de los medios de control del flujo de aire, el servicio del intercambiador y la elevación de la temperatura del aire”. (Romero, et ál, 2009, pág. 169).

2.7 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN PARA PROCESOS DE GLP

Los programas utilizados en Ingeniería y muchos simuladores de procesos, reflejan el avance tecnológico que ha tenido en los últimos años, la ingeniería de sistemas, la informática y la computación. Estos paquetes permiten resolver de una forma rápida y

sencilla, infinidad de cálculos que continuamente realiza el ingeniero de procesos para el análisis, evaluación y diseños de muchos equipos, además de cálculos de las propiedades fisicoquímicas y termodinámicas de las corrientes involucradas, que de otra forma llevarían semanas enteras de trabajo, se obtienen fácilmente en pocos minutos.

2.7.1 USOS Y LIMITACIONES DE LA SIMULACIÓN

La simulación es una técnica de resolución de problemas de forma experimental y su uso debe aplicarse en los siguientes supuestos.

2.7.1.1 Se puede construir un modelo físico cuando:

1. Existe una formulación matemática completa del problema, o no se han desarrollado aun los métodos analíticos para resolver el modelo matemático. (Por ejemplo, modelaje de redes hidráulicas con circuitos eléctricos.
2. Existen los métodos analíticos, pero las hipótesis simplificadas, necesarias para su aplicación, desvirtúan las soluciones obtenidas y su interpretación.
3. Los métodos analíticos existen, y en teoría están disponibles, pero los procedimientos numéricos son tan arduos y complejos que un modelo físico constituye un método más sencillo para obtener una solución.
4. Es deseable observar una historia simulada del proceso dentro de un horizonte temporal dado para poder estimar ciertos parámetros.
5. La simulación constituye la mejor alternativa por la dificultad de realizar experiencias en el contexto real.

2.7.1.2 Se puede construir un modelo matemático cuando:

1. Es difícil predecir las propiedades termodinámicas de un fluido o de las corrientes de un proceso determinado.
2. No se han desarrollado los modelos analíticos para resolver el modelo físico.
3. Los métodos analíticos existen, pero los procedimientos de cálculo son tan difíciles y complejos que un modelo matemático constituye un método más simple y rápido para alcanzar la solución del problema.

2.7.1.3 Como limitaciones en la aplicación de la simulación para lograr la resolución de problemas se pueden citar:

1. La simulación es costosa en horas de desarrollo.

2. Suele ser muy difícil la validación del modelo y de los resultados.
3. La corrida, análisis e interpretación de los resultados suele requerir personal con conocimientos estadísticos.
4. La aceptación de los resultados requiere un elevado conocimiento del modelo empleado.

(Sánchez, 2008).

2.7.2 APLICACIONES DE LA SIMULACIÓN

“Los modelos necesarios para la realización de los experimentos de simulación no se utilizan exclusivamente para predecir el comportamiento de sistemas reales, sino que pueden ser empleados en otro tipo de tareas. Algunas de estas tareas son las siguientes:

Diagnosis: El modelo se emplea como representación profunda del sistema, sobre el que es posible determinar las causas que generan una desviación respecto a un comportamiento teórico.

Control basado en modelos: El modelo se emplea para determinar las posibles acciones a realizar sobre el sistema que conducirán al mismo a una determinada situación.

Optimización: El modelo se emplea para determinar situaciones del proceso en las que se logra una mejoría del rendimiento.

Enseñanza: El modelo se utiliza para que una persona estudie el comportamiento del sistema al que modela. Este tipo de sistema se ha empleado en multitud de circunstancias”.

(Sánchez, 2008, pág. 78).

2.7.3 TIPOS DE SIMULADORES

2.7.3.1 Aspen Hysys 3.2

El programa Aspen Hysys 3.2 es un simulador desarrollado por la empresa Hyprotech, que permite predecir las propiedades de los fluidos en diferentes plantas de procesos, donde pueden estar involucrados gran variedad de equipos tales como separadores, intercambiadores de calor, compresores, bombas, entre otros. El programa realiza los cálculos en estado estacionario y permite predecir las propiedades termodinámicas y variables de acuerdo a la composición química de los fluidos involucrados.

Una buena elección del método termodinámico a emplear en la simulación es de suma importancia para obtener resultados correctos. Los métodos termodinámicos usados son las

ecuaciones de estado, las cuales son expresiones matemáticas que relacionan la densidad, temperatura, presión y composición. De una ecuación de estado se puede calcular tanto el equilibrio de los componentes como sus entalpías y entropías. Dicho simulador funciona como una estructura modular no secuencial, lo cual permite introducir la información de una manera fácil en el orden en que el usuario lo requiera, haciéndolo de esta manera interactivo. Hysys tiene la ventaja que reconoce cuando tiene suficiente para realizar un cálculo y es consciente de los grados de libertad; por eso cuando no se puede realizar una operación, quiere decir que no se dispone de la mínima información necesaria. Cuando se realiza un cambio en alguna corriente u operación, Hysys recalcula el proceso automáticamente, lo cual permite que el usuario enfoque su atención en el plan conceptual de su problema y dejar los cálculos al simulador, que es para lo que fue diseñado originalmente.

El programa Aspen Hysys 3.2 es una extensión de un simulador denominado HYSIM desarrollado por Hyprotech para simular procesos de gas natural, refino de petróleo, petroquímica y combustibles sintéticos el cual estaba inicialmente desarrollado sólo para llevar a cabo modelización en estado estacionario. Empleando Hysys es posible llevar a cabo una simulación en estado estacionario, posteriormente adicionar controladores y activar el integrador para llevar a cabo una simulación dinámica. Es un simulador completamente interactivo que se diferencia de otros simuladores (por ejemplo, ASPEN PLUS, PRO/II o CHEMCAD) en dos aspectos característicos: interpreta interactivamente los comandos, desde el momento en que éstos se introducen, mientras que la mayoría de los simuladores comerciales requieren que se pulse la tecla “Run” una vez que se ha finalizado la introducción de datos. Además, pese a que -al igual que otros programas de simulación utiliza subrutinas o procedimientos para modelizar las unidades de proceso, es capaz propagar la información hacia adelante o hacia atrás a través de una operación unitaria. Esto hace que en muchos casos sean innecesarios cálculos iterativos. Cuando se suministra cualquier información nueva, el programa determina automáticamente qué nueva información puede calcularse. (Martinez, 2010).

2.7.3.2 Aspen Air Cooler Exchanger

“Aspen Air Cooled Exchanger es un programa para el diseño, evaluación / verificación y simulación de enfriadores por aire y otros intercambiadores de calor de flujo cruzado

tubulares. El programa puede utilizarse de forma independiente por el usuario para el diseño del intercambiador térmico o como un producto integrado con el proceso en estado estacionario de Aspen Tech, Aspen Plus y Hysys.

Cuando se utiliza como un programa independiente en modo de diseño, Aspen Air Cooled Exchanger puede determinar la configuración de intercambiador de calor óptima que satisface la obligación especificada de calor, la caída de presión permisible, y / o máxima velocidad. El programa también puede ser utilizado para verificar los tipos de intercambiadores de calor para funciones de proceso requeridos.

Cuando se integra con Aspen Plus o Hysys, Aspen Air Cooled Exchanger proporciona a los ingenieros una alta capacidad de modelar el intercambiador de calor, funcionamiento e identifica las oportunidades de ahorro de capital en el proceso de configuración general. Los cuellos de botella pueden ser identificados, mejoras en los procesos modelados para varios escenarios de operación del proceso y los costosos programas de mantenimiento optimizados” (Aspen Technology, Inc., 2009, págs. 151, 152).

2.8 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS INVOLUCRADOS EN EL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP

2.8.1 DIMENSIONAMIENTO DEL AEROENFRIADOR

El procedimiento de diseño se basa en un enfriador de aire cuya configuración de tubos sea horizontal y los tubos sean aleteados. Se diseñará un aerofriador el cual colocado en serie con el aerofriador existente lograrán disminuir la temperatura de la corriente de GLP de entrada hasta dentro del rango deseado. Para el diseño de aerofriadores se aplica la guía general que ofrece la GPSA.²⁵

2.8.1.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el aerofriador

Para determinar este calor perdido se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = m_g C p_g (T_1 - T_2) \quad 2-17$$

²⁵ GPSA. *Engineering Data Book*. (Tulsa, Oklahoma, 2004), Volúmenes I & II, pág. 262.

Donde:

Q: calor transferido [BTU/h]

mg: caudal másico del GLP [lb/h]

Cpg: calor específico del GLP [BTU/lb°F]

T1: temperatura de ingreso de GLP al aerofriador [°F]

T2: temperatura de salida de GLP al aerofriador [°F]

(GPSA, 2004).

2.8.1.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador

A la temperatura promedio del aire, a condiciones ambientales, se debe añadir un mínimo de 3°F al tomar en cuenta que se pueda presentar recirculación.

Por lo tanto:

$$t_1 = t_{pa} + 3^\circ F \quad 2-18$$

Donde:

t1: temperatura del aire a la entrada del aerofriador [°F]

tpa: temperatura promedio del aire [°F]

(GPSA, 2004)

2.8.1.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (Ux)

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se toma como referencia de la tabla A-1 (Ver anexo A)

(GPSA, 2004).

2.8.1.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire

Para determinar el cambio de temperatura del aire se utiliza la siguiente ecuación:

$$\Delta ta = \left(\frac{Ux + 1}{10} \right) \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right) \quad 2-19$$

Donde:

Δta: variación de la temperatura del aire [°F]

Ux: coeficiente de transferencia de calor total en los tubos [BTU/hpie2°F]

(GPSA, 2004)

2.8.1.5 Cálculo de la temperatura de salida del aire

Si $\Delta ta = t_2 - t_1$, despejando queda la siguiente ecuación:

$$t_2 = \Delta ta + t_1 \quad 2-20$$

Donde:

T2: temperatura del aire a la salida del aerofriador[°F]

(GPSA, 2004).

2.8.1.6 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)

El cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura se realiza utilizando la ecuación 2-19, para el caso de los intercambiadores.

$$LMTD = DTMe \cdot Ft \quad 2-21$$

Donde:

LMTD: diferencia de temperatura media logarítmica [°F]

DTMe: diferencia de temperatura media [°F]

Ft: Factor de corrección

Como los fluidos están en contracorriente, para el cálculo de DTMe se usa la siguiente ecuación:

$$DTMe = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad 2-22$$

El factor de corrección Ft se calcula utilizando los parámetros R y P y la figura A-3 (ver anexo A).

$$R = \left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}\right) \quad 2-23$$

$$P = \left(\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}\right) \quad 2-24$$

(GPSA, 2004).

2.8.1.7 Cálculo de la superficie requerida

La superficie requerida para la transferencia de calor se determina por medio de la siguiente ecuación, donde el calor y la media logarítmica de la diferencia de temperaturas son valores conocidos:

$$Ax = \frac{Q}{U_x LMTD} \quad 2-25$$

Donde:

Ax: área de transferencia de calor [pie²]

(GPSA, 2004).

2.8.1.8 Cálculo de área de flujo

Esta área se la determina a partir de la siguiente ecuación:

$$Fa = \frac{Ax}{APSF} \quad 2-26$$

Donde:

Fa: área de flujo [pie²]

APSF: relación área externa tubo aleteado y área de flujo de la unidad [pie²/pie²]

El factor APSF, es la relación del área externa del tubo aleteado y el área de flujo de la unidad, tomándolo de la tabla A-2 (ver anexo A).

(GPSA, 2004).

2.8.1.9 Cálculo de la anchura de la unidad

El cálculo de la anchura de la unidad se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$Ancho = \frac{Fa}{L} \quad 2-27$$

Donde:

L: longitud del tubo [pie]

(GPSA, 2004).

2.8.1.10 Cálculo del número de tubos para el aerofriador

El número de tubos del aerofriador se calcula con la siguiente ecuación:

$$Nt = \frac{Ax}{(APF)(L)} \quad 2-28$$

Donde:

Nt: número de tubos

El factor APF, es el área externa total por pie de tubo aleteado (pie²/pie), su valor es tomado de la tabla A-2 (ver anexo A).

(GPSA, 2004).

2.8.1.11 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

La velocidad másica en los tubos se determinó según el número de pasos del fluido por los tubos y el tipo de tubo utilizado, mediante la ecuación:

$$Gt = \frac{(144)(m_g)(Np)}{(3600)(Nt)(At)} \quad 2-29$$

Donde:

At: área de flujo de cada tubo [pulg²]

Gt: velocidad másica en los tubos [lb/pie²s]

(GPSA, 2004).

2.8.1.12 Número de Reynolds modificado

El cálculo del número de Reynolds se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{(Di)(Gt)}{\mu_g} \quad 2-30$$

Donde:

Re: número de Reynolds

Di: diámetro interno del tubo [pulg]

u_g: viscosidad del gas [cp]

(GPSA, 2004).

2.8.1.13 Caída de presión en el lado de los tubos

La caída de presión en el lado de los tubos se determina con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{fYLNp}{\phi_g} + BNp \quad 2-31$$

Donde:

ΔP_t : caída de presión en el lado del tubo [psia]

N_p : número de pasos por los tubos

f : factor de fricción

Y : factor de corrección [psia/pie]

B : factor de corrección [psia]

ϕ_g : factor corrección del gradiente de viscosidad

El factor Y y el factor de corrección de la caída de presión B es leído en la figura A-5, el factor de fricción f es leído en la figura A-4, el factor ϕ es tomado de la tabla A-3, para agua, gases y vapores de hidrocarburos.

“Si la caída de presión en los tubos calculada es menor a la caída de presión permitida, entonces se prosigue a calcular el coeficiente de transformación de calor total; en caso contrario, se puede modificar la longitud de los tubos y/o el número de pasos del fluido por estos” (Romero, et ál., 2009, pág. 132).

2.8.1.14 Coeficiente de película en el lado de los tubos

El coeficiente de película en el lado de los tubos se calcula con la ecuación 2-31:

$$J = \frac{ht \cdot Di}{k_g \left(\frac{Cp_g \mu_g}{k_g} \right)^{1/3} \phi_g}, \quad \text{despejando:} \quad 2-32$$

$$ht = \frac{J k_g \left(\frac{Cp_g \mu_g}{k_g} \right)^{1/3} \phi_g}{Di}$$

Donde:

ht : coeficiente de película en el lado del tubo [BTU/hpie²°F]

J : factor

k_g : conductividad térmica del gas [BTU/h pie °F]

Utilizando la figura A-6 (ver anexo A) se obtiene el factor J, y se usa el promedio de las propiedades físicas del fluido.

(GPSA, 2004).

2.8.1.15 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador

Se tiene que $Q = m_a C_{p_a} \Delta t_a$, despejando queda de la siguiente ecuación:

$$m_a = \frac{Q}{C_{p_a} \Delta t_a} \quad 2-33$$

Donde:

m_a : aire que fluye en el ventilador [lb/h]

(GPSA, 2004).

2.8.1.16 Cálculo de la velocidad másica del aire

La velocidad másica se determina con la ecuación

$$G_a = \frac{m_a}{F_a} \quad 2-34$$

Donde:

G_a : velocidad másica del aire [lb/pie²h]

(GPSA, 2004).

2.8.1.17 Coeficiente de película del lado del aire (h_a)

Éste coeficiente se determina mediante la utilización de la figura A-7 (ver anexo A).

Donde:

h_a : coeficiente de película del lado del aire [BTU/hpie²°F]

(GPSA, 2004).

2.8.1.18 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se usa la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_t} \left(\frac{A_x}{A_i} \right) + r_{dt} \left(\frac{A_x}{A_i} \right) + r_{mx} + \frac{1}{h_a} \quad 2-35$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor [BTU/hpie²°F]

rdt: factor de ensuciamiento para gases de hidrocarburos [h pie²°F/BTU]

rmx: resistencia del material tubo aleado [hpie²°F/BTU]

Donde:

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{AR \cdot Do}{Di} \quad 2-36$$

AR: relación área del tubo con aletas en comparación con la zona exterior [pie²/pie²]

Do: diámetro exterior del tubo sin aletas [pulg]

El factor *AR*, es la relación del área del tubo aleteado con respecto al área del tubo sin aletas es leído de la tabla A-2 (ver anexo A).

$$rmx = rw \cdot AR \quad 2-37$$

rw: resistencia del material del tubo liso [hpie²°F/BTU]

$$rw = \left(\frac{Do}{24kw} \right) \ln \left(\frac{Do}{Di} \right) \quad 2-38$$

Donde:

kw: conductividad termica del material [BTU/hpie°F]

El coeficiente global de transferencia de calor se compara con el coeficiente de transferencia de calor asumido al inicio del diseño; si el cálculo del error está por el orden de 10⁻³, y la caída de presión en el interior de los tubos calculada es menor a la permitida, entonces se continúa con el diseño térmico del aerofriador (Romero, et ál., 2009).

2.8.1.19 Cálculo del área mínima del ventilador

El área mínima que abarca un ventilador es el 40% del área de flujo de diseño, por lo tanto se tiene que:

$$Fanarea/fan = FAPF = \frac{0,40Fa}{N^{\circ}Fans} \quad 2-39$$

Donde:

FAPF: área mínima del ventilador [pie²]

N° Fans: número de ventiladores

(Romero, et ál., 2009).

2.8.1.20 Diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$D_{fn} = \left[\frac{4(FAPF)}{\pi} \right]^{0,5} \quad 2-40$$

Donde:

D_{fn}: diámetro del ventilador [pie]

(Romero, et ál., 2009).

2.8.1.21 Cálculo de caída de presión estática del aire

La caída de presión del aire se calcula con la ecuación:

$$\Delta Pa = \frac{Fp(N^{\circ}fans)}{D_R} \quad 2-41$$

Donde:

ΔPa: caída de presión estática del aire [psia]

Fp: factor de caída de presión [psia]

D_R: factor de relación de densidad del aire a temperatura promedio ambiente

A la temperatura promedio del aire en el aroenfriador y utilizando la figura A-8 (ver anexo A), se obtiene el factor D_R y el factor de caída de presión Fp es obtenido utilizando la figura A-9 (ver anexo A). (GPSA, 2004).

2.8.1.22 Cálculo del volumen real del aire en el aroenfriador

Para calcular el volumen del aire en el aroenfriador se utiliza la siguiente ecuación:

$$ACFM = \frac{ma}{(D_R)(60)(0,0749)} \quad 2-42$$

Donde:

ACFM: volumen del aire en el aroenfriador [lb/h]

D_R : factor de relación de densidad del aire a temperatura de entrada del aire

El factor D_R es leído en la figura A-8 (ver anexo A), a la temperatura de entrada del aire.

Para cada ventilador se tiene:

$$ACFM/F_{an} = \frac{ACFM}{N^\circ fans} \quad 2-43$$

(Romero, et ál., 2009).

2.8.1.23 Cálculo de la presión del ventilador

La presión del ventilador se determina a partir de la ecuación:

$$PF = \Delta Pa + \left[\frac{ACFM/F_{an}}{4005 \frac{(\pi D_{fn}^2)}{4}} \right]^2 (D_R) \quad 2-44$$

Donde:

PF: Presión del ventilador [psia]

(Romero, et ál., 2009).

2.8.1.24 Cálculo de la potencia aproximada de cada ventilador

El cálculo se lo realiza con la siguiente ecuación:

$$BHP = \frac{(ACFM/F_{an})(PF)}{(6370)Ef} \quad 2-45$$

Donde:

BHP: potencia aproximada de cada ventilador [Hp]

Ef: eficiencia del ventilador [70%]

Donde el factor de conversión:

$$6370 = \left(33000 \frac{lb. pie}{hp. min} \right) \left(\frac{12 pulg}{pie} \right) \left(\frac{pie^3}{62,3 lb} \right) \quad 2-46$$

Nota: 62,3 lb es el peso de un pie cúbico de agua a 60°F.

El motor del ventilador necesita una eficiencia de 92% de reductor de velocidad, entonces, la potencia real viene dada por:

$$BHP_r = \frac{BHP}{0,92} \quad 2-47$$

Donde:

BHP_r : potencia del ventilador real [Hp]

(Romero, et ál., 2009).

2.8.2 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.8.2.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el intercambiador E-100

Para determinar el calor perdido se emplea la ecuación 2-16 que ya se utilizó para el diseño de aeroenfriadores.

Donde:

Q: Calor perdido [BTU/h]

mg: Caudal másico de GLP [lb/h]

cp: Calor específico [BTU/ lb °F]

T1: Temperatura de entrada de GLP al intercambiador [°F]

T2: Temperatura de salida de GLP al intercambiador [°F]

(Martinez, 2010).

2.8.2.2 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)

El cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura se hace utilizando la misma ecuación que para el caso de los aeroenfriadores (ecuación 2-20).

Para el cálculo de DTMe se usa la ecuación 2-21.

El factor de corrección de la temperatura en el intercambiador de calor se calcula, de igual manera, utilizando los parámetros R y P de la figura C-3 (ver anexo C). (Romero, et ál., 2009).

2.8.2.3 Cálculo del área de transferencia de calor

El área de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 2-24, en donde los términos Q y $LMTD$ en la ecuación son conocidos. Para obtener el área de transferencia de calor total A , se necesita evaluar solamente el coeficiente de transferencia de calor total U . Desafortunadamente el coeficiente U , es función del diseño y del factor de ensuciamiento, por esta razón, el diseño de un intercambiador de calor, requiere un cálculo de ensayo y error del valor de U . (Romero, et, ál., 2009).

2.8.2.4 Valor del coeficiente de transferencia de calor total

El valor inicial de U se toma como referencia de la tabla C-1 (ver anexo C), tomando como consideración el tipo de fluido que pasa por la carcasa y los tubos, y la presión de operación. (Martinez, 2010).

2.8.2.5 Longitud requerida para la transferencia de calor

Se sabe que:

$$Ax = \pi D_o L \quad 2-48$$

Por lo tanto

$$L = \frac{Ax}{\frac{\pi D_o}{12}} \quad 2-49$$

Donde:

Ax : Área de transferencia de calor [pie^2]

L : Longitud necesaria para transferencia de calor [pie]

D_o : Diámetro externo del tubo [pulg]

(Romero, et ál, 2009).

2.8.2.6 Números de tubos del intercambiador

$$N_t = \text{Longitud requerida} / \text{Longitud estándar} \quad 2-50$$

2.8.2.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

2.8.2.7.1 Cálculo del área de flujo en los tubos

$$a_t = \frac{NtAt}{144Np} \quad 2-51$$

Donde:

a_t : Área de flujo en los tubos [pie²]

Nt : Número de tubos

Np : Número de pasos

2.8.2.7.2 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

$$G_t = \frac{m_g}{a_t} \quad 2-52$$

Donde:

G_t : Velocidad másica en los tubos [lb/h pie²]

2.8.2.7.3 Cálculo del Número de Reynolds

El número de Reynolds para el lado de los tubos se determina usando la ecuación 2-29.

2.8.2.7.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para este cálculo se utilizaron los promedios de las propiedades físicas del gas y con la figura C-4 (ver anexo C), se determina el factor de transferencia de calor J_H para el fluido en los tubos. (Romero, et, ál., 2009).

$$hi = J_{Ht} \phi_g \left(\frac{k_g}{Di} \right) \left(\frac{Cp_g \mu_g}{k_g} \right)^{1/3} \quad 2-53$$

Donde:

hi : coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos [BTU/hpie²°F]

J_{Ht} : Factor de transferencia de calor

ϕ_g : Constante para vapores de hidrocarburos

k_g : Conductividad térmica del gas [BTU/lb pie °F]

Di : Diámetro interno del tubo [pie]

Cp_g : Calor específico del gas [BTU/lb °F]

(Romero, et ál, 2009).

2.8.2.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa

2.8.2.8.1 Diámetro de la carcasa

El diámetro de la carcasa se determina haciendo uso de la tabla C-2 (ver anexo C), usando como referencia el número de tubos, el tipo de arreglo y el espaciamiento.

2.8.2.8.2 Número de pasos del fluido por la carcasa

Se establece 1 paso por la carcasa, de acuerdo a información de lo que usualmente se usa en la industria.

2.8.2.8.3 Cálculo del área de flujo en la carcasa

$$a_s = \frac{D_s C^{\wedge} B}{144 P_t} \quad 2-54$$

Donde:

a_s : Área de flujo en la carcasa [pie²]

D_s : Diámetro interno de la carcasa [pulg]

C^{\wedge} : Factor [pulg]

B : Espacio de deflectores [pulg]

P_t : Espaciamiento entre tubos [pulg]

C^{\wedge} se determina con la siguiente ecuación:

$$C^{\wedge} = P_t - D_o \quad 2-55$$

El espaciado de deflectores (B), utilizado para mantener una buena distribución de flujo, se fijó como el 32% del diámetro interno de la carcasa por lo tanto:

$$B = 0,32 D_s \quad 2-56$$

Donde:

D_s : Diámetro interno de la carcasa

2.8.2.8.4 Cálculo de la velocidad másica en la carcasa

$$G_s = \frac{m_w}{a_s} \quad 2-57$$

Donde:

Gs: Velocidad másica en la carcasa [lb/hpie²]

m_w: Caudal másico de agua [lb/h]

2.8.2.8.5 Cálculo del número de Reynolds

De igual manera se utiliza la ecuación 2-29, pero en este caso se usa el diámetro equivalente, el cual se obtiene con la siguiente ecuación:

$$De = 4R_H \quad 2-58$$

Donde:

R_H: Área de flujo/perímetro húmedo [pulg]

$$R_H = \frac{\left(\frac{1}{2}Pt * 0,86Pt - \frac{1}{2}\frac{\pi Do^2}{4}\right)}{\frac{1}{2}\pi Do} \quad 2-59$$

Sustituyendo la ecuación 2-57 en la ecuación 2-56 se tiene:

$$De = 4 \left(\frac{\left(\frac{1}{2}Pt * 0,86Pt - \frac{1}{2}\frac{\pi Do^2}{4}\right)}{\frac{1}{2}\pi Do} \right) \quad 2-60$$

2.8.2.8.6 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa

Para realizar este cálculo se utilizaron los promedios de las propiedades físicas del agua y con la figura C-5 (ver anexo C), se determina el factor de transferencia de calor J_{Ht} para el fluido en la carcasa.

$$ho = J_{Hs} \phi_w \left(\frac{k_w}{De}\right) \left(\frac{Cp_w \mu_w}{k_w}\right)^{\frac{1}{3}} \quad 2-61$$

Donde:

ho: coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa [BTU/h pie² °F]

J_{Hs}: Factor de transferencia de calor en la carcasa

ϕ_w: Constante para líquidos

K_w : Conductividad térmica del agua [BTU/hpie²°F]

D_e : Diámetro equivalente del tubo [pie]

C_{p_w} : Calor específico del agua [BTU/lb°F]

(Romero, et ál, 2009).

2.8.2.9 Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para corregir el coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos se multiplica el valor obtenido con la ecuación 2-52 por la relación entre los diámetros interno y externo de los tubos.

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad 2-62$$

Donde:

h_{io} : coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos [BTU/h pie² °F]

(Romero, et ál, 2009).

2.8.2.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \quad 2-63$$

Donde:

U_c : Coeficiente de transferencia de calor total limpio [BTU/h pie² °F]

Si el U_c calculado es mayor que el U supuesto, entonces se prosigue a calcular el factor de ensuciamiento, si no se debe tomar otro valor de U supuesto y se repite el procedimiento hasta que se cumpla la condición mencionada. (Martinez, 2010).

2.8.2.11 Cálculo del factor de ensuciamiento

2.8.2.11.1 Factor de ensuciamiento permitido

El factor de ensuciamiento total permitido en el intercambiador de calor se determina:

$$Rd_p = r_i + r_o \quad 2-64$$

Donde:

Rd_p : Factor de ensuciamiento permitido [h pie² °F/BTU]

r_i : Factor de ensuciamiento del fluido en los tubos [h pie² °F/BTU]

ro: Factor de ensuciamiento del fluido en la carcasa [h pie² °F/BTU]

2.8.2.11.2 Factor de ensuciamiento de diseño

Es obtenido a partir del coeficiente de transferencia de calor total de diseño y limpio, usando la siguiente ecuación:

$$Rd = \frac{Uc - U}{Uc * U} \quad 2-65$$

Donde:

Rd: Factor de ensuciamiento de diseño [h pie² °F/BTU]

El factor de ensuciamiento de diseño debe ser mayor o igual al permitido, lo que garantiza que el intercambiador de calor funcione por un periodo de tiempo razonable.

(Martinez, 2010).

2.8.2.12 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño

El coeficiente de transferencia de calor total de diseño se determina con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{Uc} + ri + ro \quad 2-66$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor total calculado debe ser igual o muy parecido al supuesto, en caso contrario se toma este valor calculado como supuesto y se repite el procedimiento hasta que se cumpla esta condición. (Martinez, 2010).

2.8.2.13 Caída de presión en el intercambiador de calor

La caída de presión en un intercambiador de calor es producto de tres tipos de pérdidas: las pérdidas por fricción debido al fluido, las pérdidas debido a cambios en la dirección del flujo y las pérdidas causadas por la expansión y contracción en las entradas y salidas de las boquillas y tubos.

La caída de presión máxima permitida en el lado de los tubos es 10 lb/pulg² y en la carcasa hasta 20 lb/pulg². (Martinez, 2010).

2.8.2.13.1 Caída de presión en el lado de la carcasa

La caída de presión a través de la carcasa de un intercambiador de calor es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza; el diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que se utiliza para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la carcasa, la ecuación isotérmica para la caída de presión de fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 * 10^{10} D_e S_w \phi_w} \quad 2-67$$

Donde:

ΔP_s : Caída de presión en el lado de la carcasa [psi]

f_s : Factor de fricción

(N+1): Número de cruces del fluido en la carcasa

S_w : Gravedad específica del agua

El factor de fricción f_s se determina usando la figura C-6 (ver anexo C).

Para calcular el número de cruces del fluido en la carcasa se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_w = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{referencia}} \quad 2-68$$

Para este caso el fluido de referencia es el agua, donde $\rho_{agua} = 62,43 \text{ lb}/\text{pie}^3$.

El número de cruces del fluido en la carcasa es:

$$(N + 1) = \frac{12L}{B} \quad 2-69$$

2.8.2.13.2 Caída de presión en los tubos

La caída de presión total en los tubos se divide en dos tipos, una de ellas es la caída de presión por fricción, la cual se determina con la ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L N p}{5,22 * 10^{10} D_e S_g \phi_g} \quad 2-70$$

Donde:

ΔP_f : Caída de presión en el lado del tubo [psi]

f_t : Factor de fricción

S_g : Gravedad específica del gas

Donde el factor de fricción f_t se determina con la figura C-7. La gravedad específica del gas se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_g = \frac{M_{fluido}}{M_{referencia}} \quad 2-71$$

Como se está determinando la gravedad específica del gas, el fluido de referencia es el aire, siendo su peso molecular igual a 28,96 lb/lbmol.

Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal, el fluido cambia bruscamente por 180°, aun cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal no deberán ser menores que el área de flujo combinada de todos los tubos de un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional (ΔP_r), llamada perdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como perdida. La cabeza por velocidad ha sido graficada en la figura C-8 (ver anexo C) contra la velocidad másica para un fluido con gravedad específica de 1, y la pérdida de regreso para cualquier fluido será:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S_g} \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{62,5}{144} \right) \quad 2-72$$

Donde:

V: Velocidad [pie/s]

g: Aceleración de gravedad [pie/s²]

n: número de pasos por los tubos

Entonces, la caída de presión total del lado de los tubos es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad 2-73$$

Un diseño térmico aceptable de intercambiadores de calor se obtiene realizando un balance razonable entre la caída de presión permitida en el equipo y la caída de presión calculada, variando el número de pasos de los fluidos en los tubos y carcasa para el coeficiente de transferencia de calor total iterado.

(Romero, et, ál., 2009).

2.8.4 ESTIMACIÓN DE COSTOS PARA LOS NUEVOS EQUIPOS

Para la estimación de los costos del sistema de enfriamiento se utiliza el Método de Guthrie²⁶, siguiendo los siguientes pasos:

2.8.3.1 Costo base

Se utiliza la figura A-10 para aeroenfriadores. Con el cálculo del área de transferencia de calor se determina el valor del costo base de una geometría de acero al carbono para el año 1968 (C_b).²⁷

2.8.3.2 Ajuste del costo

Se ajusta el costo base por efecto de la geometría requerida para el equipo y el material de construcción, donde no se incluyen costos de transporte y se aplica al año 1968.

Para aeroenfriadores se usa la ecuación:

$$C_{fob} = C_b(F_p + F_t + F_m) \quad 2-74$$

Donde:

C_{fob} : Ajuste del costo por efecto de la geometría

C_b : Costo base

F_t : Factor de ajuste de costo para aeroenfriadores

F_p : Factor de ajuste de costo para aeroenfriadores

F_m : Factor de ajuste de costo para aeroenfriadores

Donde los factores de ajuste F_p , F_t , F_m se encuentran en la tabla A-6 (ver anexo A).

²⁶ Jiménez, A. *Diseño de Procesos de Ingeniería Química*. (España, 2003), pág.40

²⁷ Jiménez, op. cit., pág.41.

Para intercambiadores de calor se utiliza la ecuación:

$$C_{fob} = C_b F_m (F_d + F_p) \quad 2-75$$

Donde:

C_{fob} : Ajuste del costo por efecto de la geometría

F_p : Factor de ajuste de costo para intercambiadores de calor

F_d : Factor de ajuste de costo para intercambiadores de calor

F_m : Factor de ajuste de costo para intercambiadores de calor

Donde los factores F_d y F_p se toman de la tabla C-3 y el factor F_m de la tabla C-4 (ver anexo C).

(Jiménez, 2003).

2.8.3.3 Costo del módulo

Viene dado por:

$$C_{md} = C_b F_{md} \quad 2-76$$

Donde:

C_{md} : Costo del módulo

F_{md} : Factor del costo de módulo

El factor de módulo F_{md} se lo toma de la tabla A-7 (ver anexo A). (Jiménez, 2003).

2.8.3.4 Ajuste del costo del módulo

El ajuste del costo del módulo, el cual se obtiene sumando al costo del módulo la diferencia entre el costo base y el costo base ajustado, dando como resultado el costo del módulo desnudo ajustado (Jiménez, 2003).

$$C_{mda} = C_{md} + (C_{fob} - C_b) \quad 2-77$$

Donde:

C_{mda} : Ajuste del costo del módulo

2.8.3.5 Costo actual

Se usan índices de costos suministrados por la *Chemical Engineering*, del año 1968 y de la actualidad.²⁸

$$C_a = C_{mda} \frac{I_a}{I_p} \quad 2-78$$

Donde:

C_a : Costo actual

I_a : Índice de costo para el año 2011

I_b : Índice de costo para el año 1968

2.8.3.6 Costo total del equipo

Se añade un 15% de contingencia (recomendado por Guthrie) al costo actual, entonces:

$$C_t = 1.15C_a \quad 2-79$$

Donde:

C_t : Costo total del equipo

(Jiménez, 2003).

²⁸ <http://es.scribd.com/doc/113753604/cepci-2011-py>

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL

3.1 DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DEL GLP Y DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN

A finales del año 2012 se iniciaron las operaciones en el Terminal de GLP Oyambaro de la EP-PETROECUADOR.

Hasta la actualidad no se ha realizado ningún análisis de las condiciones operativas en las que actualmente se encuentra el sistema de condensación de GLP; por lo que es necesario que se realice un estudio de las condiciones actuales en las que se encuentra la infraestructura.

3.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE RECEPCIÓN DEL GLP

El Terminal de GLP Oyambaro recibe gas licuado de petróleo que llega a través del Poliducto Shushufindi-Quito, lo almacena en los recipientes esféricos para posteriormente despachar el producto a granel a los auto tanques de las diferentes empresas envasadoras de gas licuado de petróleo.

Los recipientes a presión más adecuados para el almacenamiento de GLP son esferas por varias razones. Las esferas tienen menos área de superficie de contacto con la atmósfera en comparación con cualquier otro recipiente, obteniéndose variaciones de temperatura más lentas dentro del líquido, lo que contribuye a reducir la evaporación, haciéndose que se reduzca la necesidad de volver a licuar el gas. Por otra parte, se puede almacenar grandes volúmenes del producto en estos recipientes.

La recepción de GLP en el Terminal Oyambaro proveniente del Poliducto se lo realiza en primera instancia en la Estación reductora de presión, desde este sitio se permite el paso al manifold de válvulas, en donde se deriva la interfase de GLP y gasolina base el separador y cuando los instrumentos indican una densidad de 580 kg/m^3 se realiza el paso de GLP

liquido hacia las esferas. Debido a que el producto llega con elevadas presiones es necesario la utilización de válvulas reductoras de presión. (Proaño, 2005).

Las principales líneas de tubería que se manejan en la instalación son:

- Línea de entrada.- permite el ingreso de GLP líquido hasta las esferas de almacenamiento proveniente del poliducto Shushufindi-Quito.
- Línea de salida.- permite la descarga de GLP líquido de las esferas hacia la sala de bombas.
- Línea de alivio.- recoge el GLP proveniente de las diferentes válvulas de alivio que se disparan por sobrepresión.
- Línea de vapores.- recoge los vapores de los recipientes que posteriormente serán licuados.
- Línea de drenaje.- sirve para evacuar las sustancias diferentes al GLP que no son deseados hacia el separador.
- Línea slop-bullet.- permite evacuar la nafta base del tanque bullet al slop y permite descargar el tanque slop.

3.1.2 DESCRIPCIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE LA UNIDAD DE LICUEFACCIÓN

La unidad de relicuefacción está formada por dos compresores en paralelo, un equipo está en stand by, separadores tipo scrubbers y un sistema de enfriamiento de aire forzado, la capacidad de relicuefacción de esta unidad es de 0.975 Mmscfd²⁹ de gas, con una presión de succión de 30 psi y una presión de descarga de 180 psi.

3.1.2.1 Scrubber

En los scrubbers instalados en la instalación se separan las fases vapor/liquido de GLP, la parte líquida es enviada a las esferas a través de P6 y P7 (bombas) y la fracción de vapor hacia el compresor que este funcionamiento.

²⁹ Mmscfd: Millones de pies cúbicos estándar por día.

FIGURA 3-1: SCRUBBER



Elaborado por: Victor Salazar

En la tabla 3-1 se indican las especificaciones generales del scrubber.

TABLA 3-1: DATOS GENERALES DEL SCRUBBER

Dimensiones	2.85m*0.81m
Capacidad	0.6 m ³
Presión de diseño	180 Psi
Temperatura de diseño	32.2 °C
Presión de prueba	270 Psi
Peso vacío	870 Kg
Material del cuerpo	SA.516.70
Material de las cabezas	SA.234\NPB
Espesor del cuerpo	8.5 mm
Espesor de las cabezas	9.52 mm

Elaborado por: Victor Salazar

3.1.2.2 Compresores

Dos compresores están incluidos en la unidad de relicuefacción ubicados en paralelo, ya que es un sistema conjunto en el que viene incorporado diferentes subsistemas.

El compresor que se dispone actualmente es de tipo recíprocante, marca GEMINI M-302 de dos etapas, funciona con el principio adiabático mediante el cual se introduce el gas en el cilindro por las válvulas de entrada, se retiene y comprime el cilindro y sale por las válvulas de descarga, en contra de la presión de descarga. En la figura 3-2 se presenta el compresor que se encuentra instalado en el Terminal.

FIGURA 3-2: COMPRESOR



Elaborado por: Victor Salazar

En la tabla 3-2 se indican las especificaciones del compresor

TABLA 3-2: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL COMPRESOR

Modelo	Gemini M302/500-1123
Carrera del pistón	3 pulgadas
Numero de etapas	2
Diámetro del pistón #1	9 pulgadas
Diámetro del pistón #2	6.5 pulgadas
Presión de succión	30 psi
Presión de descarga	180 psi

Capacidad	0,975 mmscfd
Potencia máxima	1800 RPM
Potencia mínima	1000 RPM
Compresión máxima	6000 lb/kg
Compresión mínima	6000 lb/kg
Potencia nominal máxima	125 HP
Temperatura	20 °C

Elaborado por: Victor Salazar

3.1.2.3 Aeroenfriador

El aeroenfriador es marca UPTON, compuesto por un panel de etapa gas/aire, consiste en un ventilador de flujo axial, velocidades relativamente bajas y diámetros grandes, que fuerza al aire a fluir a través de un banco de tubos. Las secciones de transferencia de calor consisten en tubos con aletas fijados entre los cabezales.

Este aeroenfriador tiene como función enfriar el GLP gaseoso que proviene de la compresión hasta lograr su condensación, consiste en un ventilador con secciones de transferencia de calor montadas horizontalmente en un armazón de soporte. En la figura 3-3 se presenta el aeroenfriador que se está instalado en el Terminal.

FIGURA 3-3: AEROENFRIADOR



Elaborado por: Victor Salazar

En la tabla 3-3 se indican las especificaciones del aeroenfriador.

TABLA 3-3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL AEROENFRIADOR

Dimensiones	15pie*8.5pie
Modelo	HL 96-14
MAWP	200 psi at 300 °F
MDMT	-20°F at 200 psi
HYDRO Test	350 psi

3.1.2.3.1 Ventilador

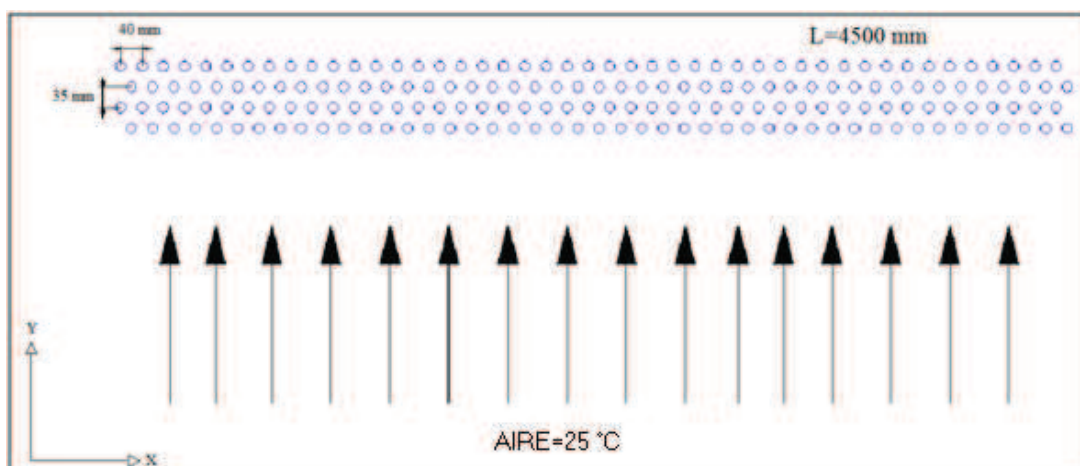
El ventilador de esta unidad tiene un número de siete haces, cada haz con un diámetro de 30cm y una longitud de 90cm.

3.1.2.3.2 Tubos

Actualmente el aerofriador consta de dos arreglos de tubos cada uno con 125, conformados por 4 filas y 4 columnas cada tubo tiene una longitud de 4.572 m (15 pie), el diámetro del tubo desnudo es de 1 pulg (25.4 mm), el diámetro exterior del tubo aletado es de 2 pulgadas (50.8 mm), el espesor es de 0.36 mm, el número de aletas por metro es de 358 y la separación longitudinal es de 40 mm y la separación transversal es de 35 mm.

A continuación en la figura 3-4 se presenta un arreglo alternado de tubos del aerofriador que se encuentra instalado.

FIGURA 3-4: ARREGLO ALTERNADO EN EL BANCO DE TUBOS DEL ACTUAL AEROENFRIADOR



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Paredes, 2009, pág. 87)

3.1.2.3.3 Cabezales

El cabezal es de tipo tapón –un diseño de un recipiente usando tapones en un extremo de cada tubo, permitiendo así el acceso a cada hueco de tubo para limpiarlo y laminarlo–.

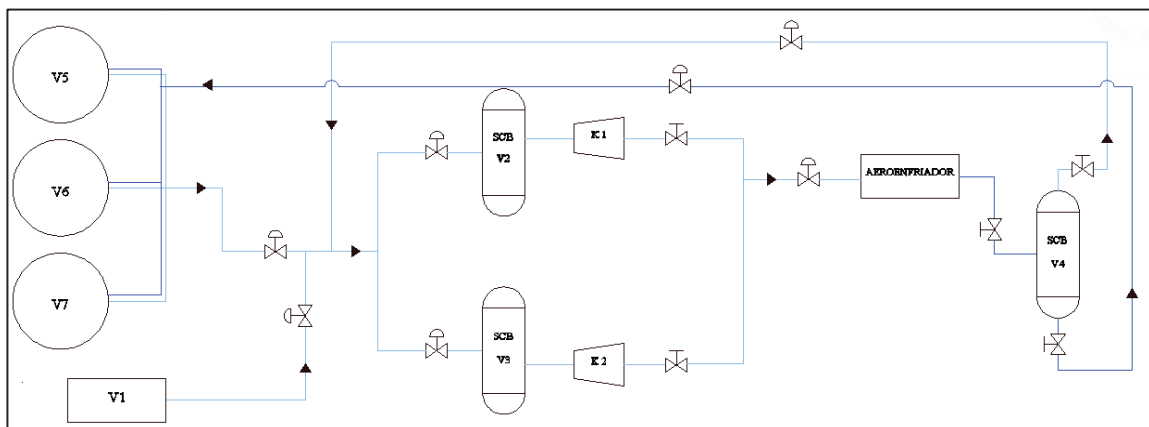
3.1.2.4 Funcionamiento de la unidad de licuefacción

El funcionamiento de la unidad de relicuefacción se encuentra dividido en las siguientes partes:

- **Compresión.-** las fracciones de vapor ingresan a un compresor después de haber pasado por un separador de fases líquido-vapor, elevando su presión y temperatura.
- **Enfriador.-** este vapor sobrecalentado que entrega el compresor ingresa a un intercambiador de calor (aeroenfriador) que lo enfría, haciendo que la mayor parte de este se condense, luego este ingresa a un separador de dos fases líquido-vapor, del cual la fase vapor reingresa nuevamente al proceso de relicuefacción y la fase líquida ingresa a la esfera receptora. (Guevara, et ál., 2005).

A continuación en la figura 3-5 se muestra el funcionamiento de la unidad de licuefacción, paso a paso.

FIGURA 3-5: DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN DE GLP



Elaborado por: Victor Salazar

3.1.3 CONDICIONES ACTUALES DEL GLP

Desde que se recibió la primera partida de GLP en el Terminal de GLP Oyambaro hasta la actualidad, la composición de este gas ha ido variando paulatinamente. En la tabla 3-4 se

indican los valores porcentuales de la composición del GLP correspondientes a los años 2003 y 2008, proporcionados por el Laboratorio del Complejo Industrial Shushufindi, se nota como la composición del GLP ha variado con el transcurso del tiempo. Teniendo en cuenta estos antecedentes, es de suma importancia conocer las propiedades físico-químicas del GLP.

TABLA 3-4: COMPOSICIÓN DEL GLP EN FASE VAPOR AÑO 2003 Y 2008

Componentes	2003 % Molar	2008 % Molar
C ₂	0,96	6,39
C ₃	55,68	50,98
I - C ₄	13,00	11,69
n - C ₄	30,36	27,11
N ₂	0,00	0,00
CO ₂	0,00	0,00
SO ₂	0,00	0,00
CS ₂	0,00	0,00
H ₂ S	0,00	0,00
S	0,00	3,83

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Laboratorio del Complejo Industrial Shushufindi

Con la composición de GLP mas actual y haciendo uso del simulador Aspen Hysys 3.2, se obtienen los valores de las propiedades físico-químicas del GLP, las cuales se las indica en la tabla 3-5.

TABLA 3-5: PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP A LA ENTRADA AL COMPRESOR

Propiedades	Entrada (30°C)
Z	0,9079
ρ (lb/pie ³)	0,7979
PM (lb/lbmol)	48,82
Conductividad Térmica (BTU/h pie °F)	0,01323
Capacidad calorífica másica (BTU/lb °F)	0,477

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Software Aspen Hysys 3.2

3.1.4 EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN

Esta evaluación se realiza fundamentalmente debido a los factores que se citará a continuación:

- La composición y propiedades físico-químicas del GLP han variado en los últimos años debido a que los equipos de refinación del Complejo Shushufindi no funcionan con la misma eficiencia. (Paredes, 2009).
- Las condiciones ambientales han cambiado en los últimos años como también la eficiencia del aerofriador.
- Conocer la eficiencia térmica del actual aerofriador como también el método más óptimo para el diseño térmico del nuevo aerofriador, ya que se cuenta con muy poca información sobre el análisis de las propiedades físico-químicas del GLP como también del coeficiente de transferencia global que intervienen en el diseño de este tipo de equipos.
- El GLP en fase vapor ingresa al compresor con una presión de succión superior a la que fue diseñado el equipo, ocasionando daños al mismo y disminuyendo las condiciones óptimas de ingreso del fluido al aerofriador, afectando de forma directa el proceso de condensación del mismo

3.2 MEJORAS PARA LA CONDENSACIÓN DEL GLP EN FASE VAPOR QUE PODRÍAN IMPLEMENTARSE EN TERMINAL DE GLP OYAMBARO

Considerando los problemas de operación existentes en el Terminal de GLP Oyambaro se plantean tres casos hipotéticos para mejorar el proceso de tratamiento de GLP en fase vapor aprovechando las instalaciones existentes, como también el uso de nuevos equipos y minimizando el impacto ambiental.

3.4.1 CASO 1

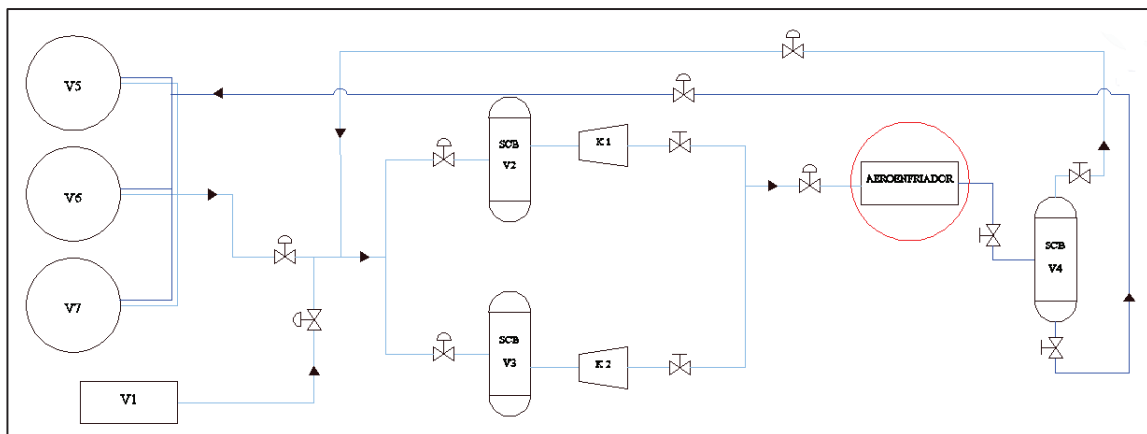
El caso 1 involucra el siguiente cambio en el proceso de condensación del GLP en fase vapor:

- Instalación de un nuevo aerofriador.

Este supuesto, consiste en dimensionar un nuevo aerofriador con la suficiente capacidad de reducir la temperatura en la corriente de gas, y así lograr obtener la mayor cantidad de condensado de GLP. Este nuevo equipo reemplazaría al actual. En la figura 3-6 se indica en un círculo de color rojo la ubicación del nuevo aerofriador.

La operación de desinstalación e instalación del equipo antiguo y nuevo respectivamente, se la realizaría cuando el Poliducto Shushufindi-Quito tenga una para (no existe movimiento de productos) que normalmente tarda de 24 a 48 horas.

FIGURA 3-6 UBICACIÓN DEL NUEVO AEROENFRIADOR



Elaborado por: Victor Salazar

3.4.2 CASO 2

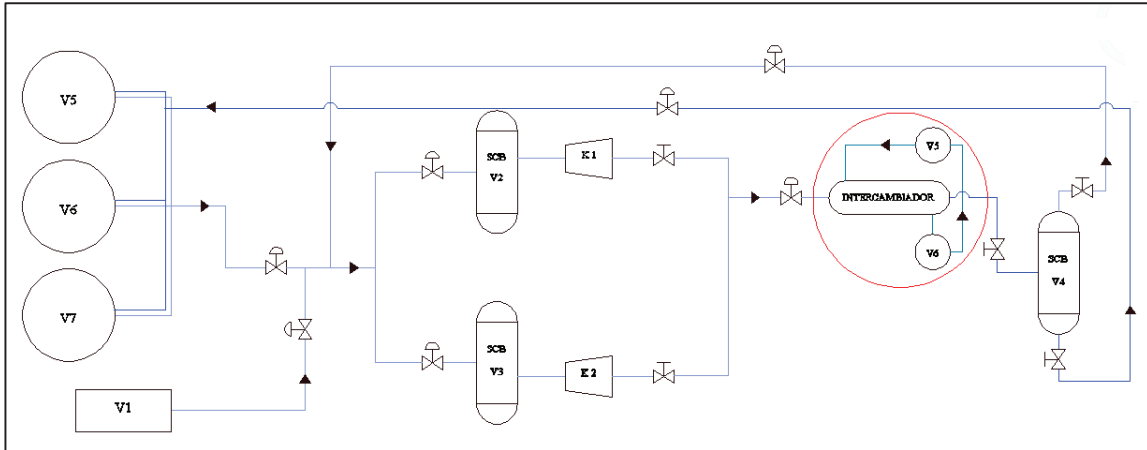
El caso 2 involucra el siguiente cambio en el proceso de condensación del GLP en fase vapor:

- Instalación de un intercambiador de calor tipo tubo y carcasa.

Este supuesto, consiste en la instalación de intercambiador de calor de tipo tubo y carcasa con dos tanques V5 y V6 de acero inoxidable de 35000 litros de capacidad cada uno para almacenar el refrigerante (agua). Con este equipo se pretende disminuir la temperatura del GLP en fase vapor y así lograr la condensación del mismo. En la figura 3-7 se indica en un círculo de color rojo la ubicación del intercambiador de calor tipo tubo y coraza.

El proceso de instalación del equipo sería de manera similar al del caso 1.

FIGURA 3-7 UBICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO Y CORASA



Elaborado por: Victor Salazar

3.4.3 CASO 3

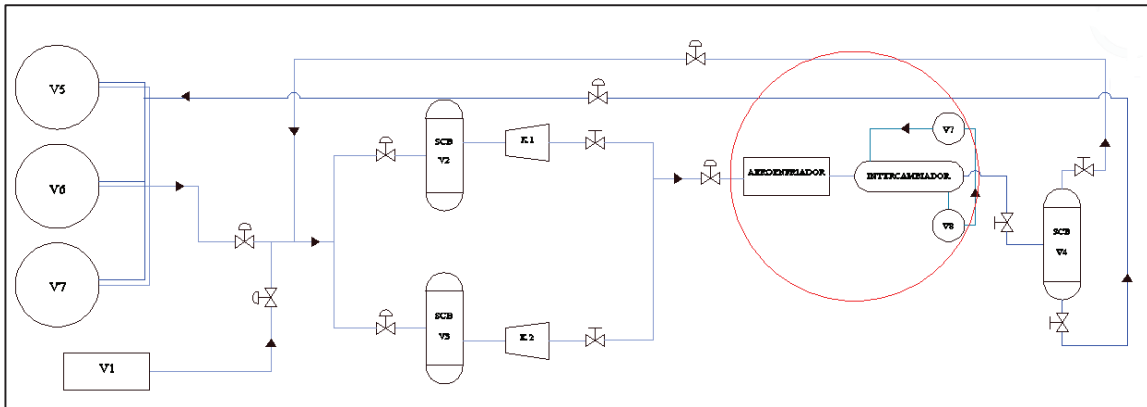
El caso 3 involucra el siguiente cambio en el proceso de condensación del GLP en fase vapor:

- Instalación en serie de un intercambiador de calor tipo tubo y carcasa al aerofriador FAXR030701 instalado en el Terminal Oyambaro.

Este supuesto, consiste en la instalación en serie del aerofriador que se encuentra instalado y un intercambiador de calor de tipo tubo y carcasa con dos tanques V7 y V8 de acero inoxidable de 7000 litros de capacidad cada uno para almacenar el refrigerante (agua). Con este equipo se pretende disminuir la temperatura del GLP en fase vapor y así lograr la condensación del mismo. En la figura 3-8 se indica en un círculo de color rojo la ubicación del intercambiador de calor tipo tubo y coraza.

El proceso de instalación del equipo sería de manera similar a los anteriores casos indicados.

FIGURA 3-8 UBICACIÓN EN SERIE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO Y CORAZA



Elaborado por: Victor Salazar

CAPÍTULO 4

REDISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP

El sistema de licuefacción de GLP consiste de varios equipos, cada uno diseñado para cumplir con finalidades específicas y una en común, que es el de condensar la mayor cantidad de gases (GLP). El aerofriador es el equipo de mayor dimensión y de mayor importancia en la condensación de GLP, motivo por el cual en el rediseño del nuevo sistema de licuefacción de Gas Licuado de Petróleo se le prestará mayor énfasis para el nuevo diseño. Con la ayuda de un software especial para predecir el comportamiento de estos equipos se realizará una simulación en donde se determinaran propiedades fisico-químicas del GLP, que serán de suma importancia en el momento del dimensionamiento del aerofriador.

4.1 PROCESO PARA SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP

4.1.1 SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP

La elaboración del modelo de simulación para el sistema de licuefacción de GLP se desarrolló con la herramienta de simulación Aspen Hysys versión 3.2.

En este estudio, la corriente de GLP en fase vapor es una mezcla de los siguientes elementos: etano, propano, i-butano, n-butano, dióxido de carbono, nitrógeno, sulfuro de hidrógeno, dióxido de sulfuro y sulfuro de carbono.

Para este tipo de sistema se usa el método termodinámico que se encuentra dentro del paquete de las ecuaciones de estado, las cuales como anteriormente se mencionó relacionan la densidad, temperatura, presión y composición del fluido en estudio.

En la figura 4-1 se presenta una guía para la selección de los métodos termodinámicos usados en la simulación de procesos aplicados en la industria petroquímica. Siguiendo el

procedimiento mostrado en la figura 4-2, en la primera etapa se verifica si el sistema posee H_2 , como en el sistema no existe H_2 , se sigue el procedimiento y se verifica la segunda etapa. En la segunda etapa se confirma la existencia de pentano y más livianos en el sistema.

Como en el sistema posee pentano y más livianos el método de selección sugiere los siguientes métodos termodinámicos: Soave Redlich Kwong (SRK), Peng Robinson (PR), Benedict Webb, Rubin Starling Twu (BWRST) y Lee Kessler Plocker (LKP) (Sánchez, 2008).

(Carrasco, 2012, pág. 5) sostuvo que, “las principales características de la ecuación de Peng-Robinson (P-R) son:

- Amplio intervalo de condiciones de operación
- Mayor número de componentes, tanto hidrocarburos como no hidrocarburos
- En el caso de mezclas, emplea coeficientes de interacción binarios (k_{ij}), obtenidos de experimentalmente.
- Al igual que S-R-K, genera todos los valores de las propiedades termodinámicas y de equilibrio en forma directa.
- No aplicable para mezclas no ideales de compuestos polares, como por ejemplo electrolitos.

Para procesos en los que intervienen petróleo crudo o sus fracciones, se recomiendan paquetes de ecuaciones de estado como Peng-Robinson (PR) o Soave-Redlich-Kwong (SRK), los cuales definen a los componentes participantes en su totalidad y a sus mezclas”.

A continuación, en la tabla 4-1 se presentan rangos de temperatura y presión válidos en los que la aplicación de los métodos termodinámicos Peng-Robinson (PR) y Soave-Redlich-Kwong (SRK) funcionaran correctamente.

TABLA 4-1: RANGOS DE TEMPERATURA Y PRESIÓN VÁLIDOS PARA LA APLICACIÓN DE LOS MÉTODOS TERMODINÁMICOS PENG-ROBINSON (PR) Y SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK)

T	Temperatura (°F)	Temperatura (°C)	Presión (psia)	Presión (Kpa)
PR	> -456	> -271	< 15000	< 100000

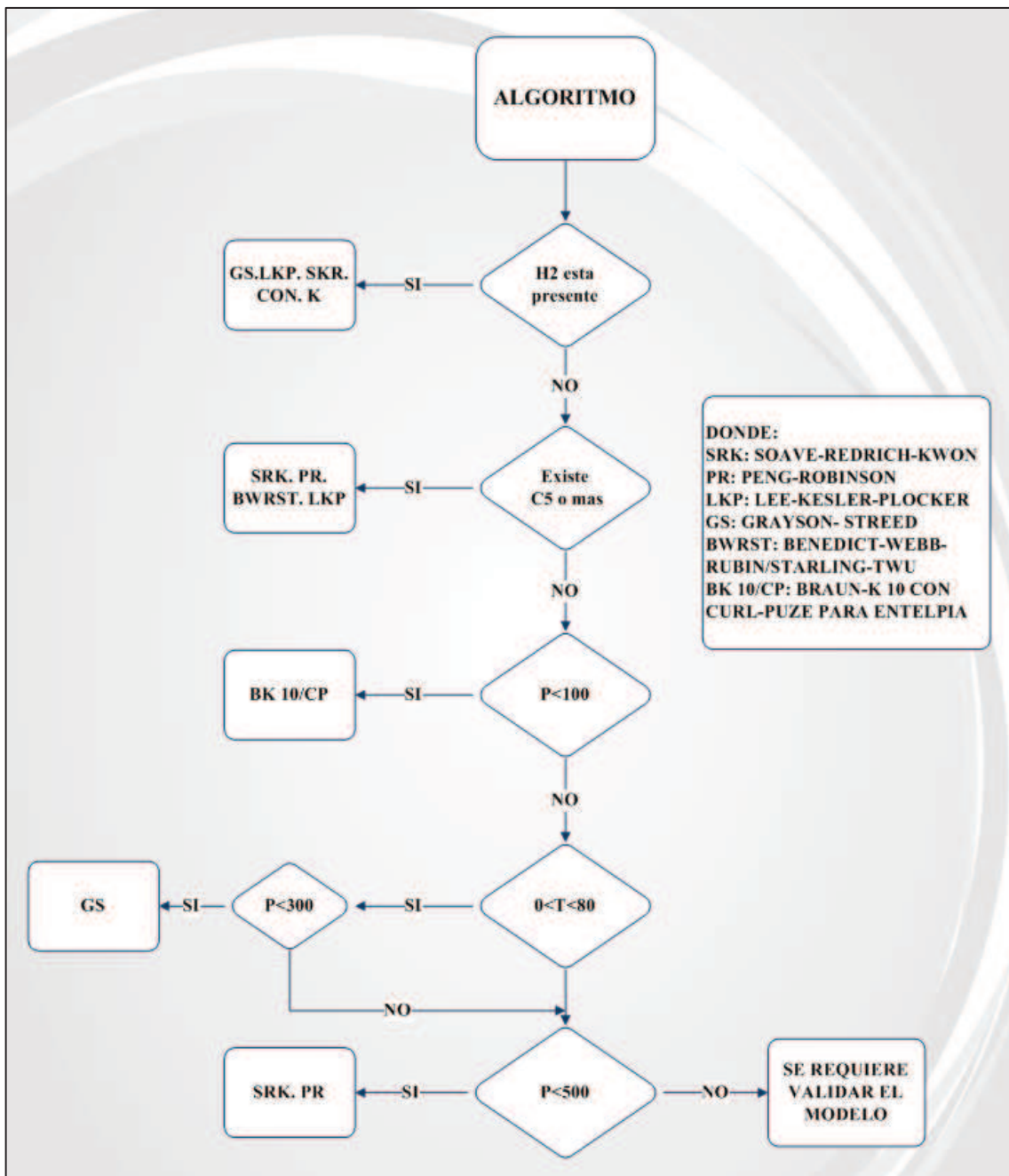
TABLA 4-1: CONTINUACIÓN

SKR	> -225	> -143	< 5000	< 35000
-----	--------	--------	--------	---------

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Autuori, Meza, 2002, pág. 52)

FIGURA 4-1: ALGORITMO DE SELECCIÓN DE MÉTODOS TERMODINÁMICOS



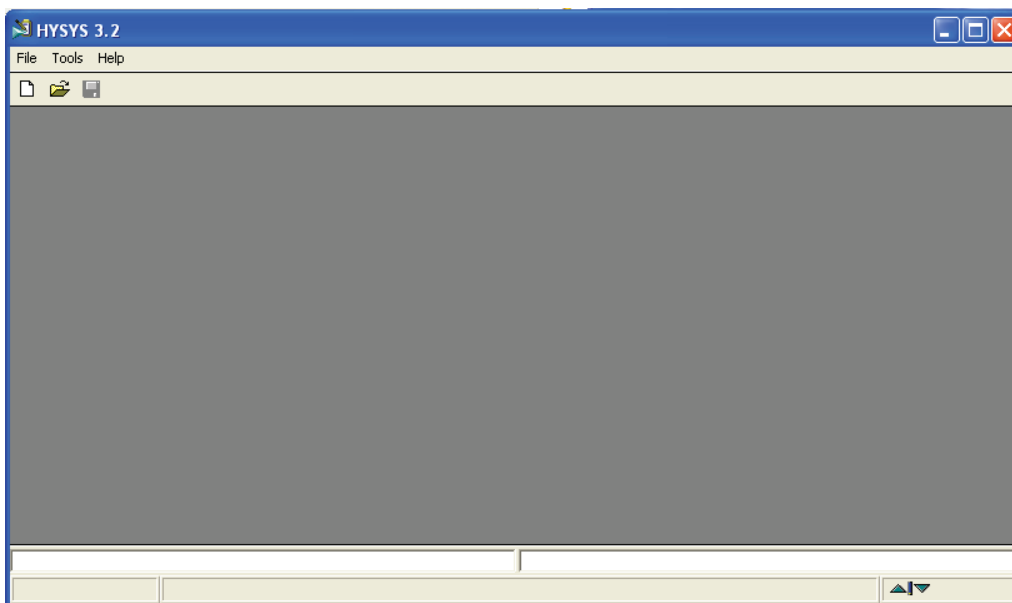
Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: (Sánchez, 2008, pág. 95)

4.1.2 PROCEDIMIENTO PARA CARACTERIZAR LA CORRIENTE DE GLP EN FASE GASEOSA

Para realizar la simulación es necesario seleccionar las ecuaciones de estado, Peng Robinson (PR), y caracterizar la corriente de GLP en fase gaseosa. Éste proceso previo a la simulación se detalla en forma resumida a continuación:

1. Para acceder al software de simulación Hysys 3.2, pulse el botón Inicio, Programas, Hyprotech, **HYSYS 3.2** (o pulse el botón en el icono de **HYSYS** en el escritorio de Windows). Ésta es la pantalla que se observa al comenzar.

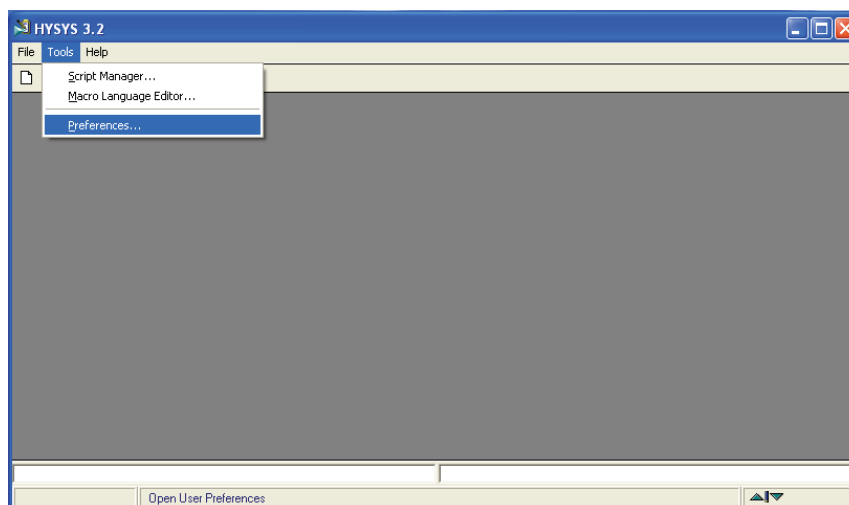
FIGURA 4-2: PANTALLA DE INICIO DE HYSYS 3.2



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

2. Para seleccionar el juego correcto de unidades, pulsar el botón Tools, luego pulsar **Preferences**.

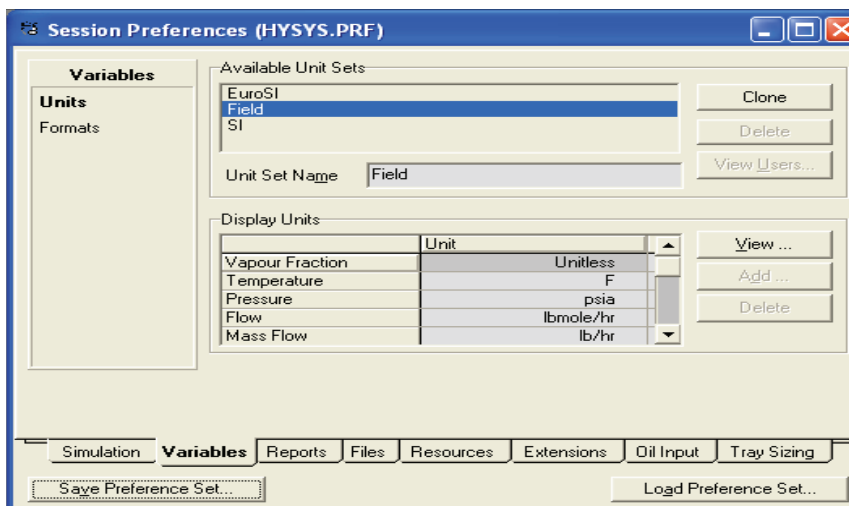
FIGURA 4-3: SELECCIÓN DE UNIDADES



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

3. Elegir la etiqueta **Variables** para para escoger las unidades que desee, luego cerrar el cuadro de diálogo.

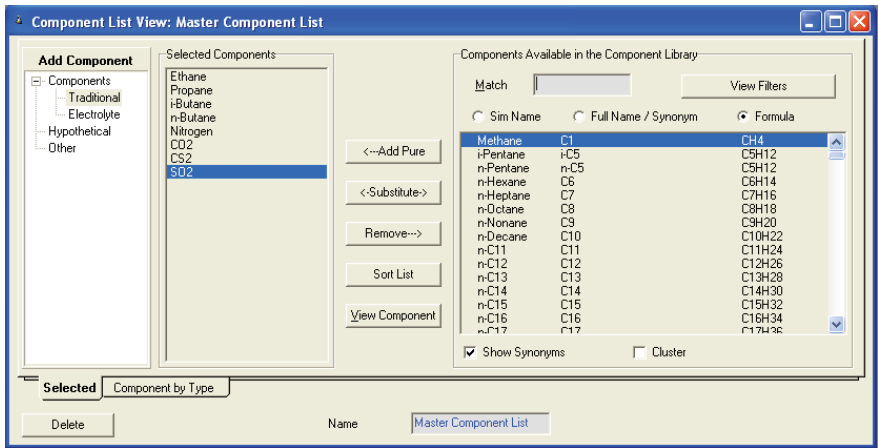
FIGURA 4-4: VARIABLES A USAR



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

4. Seleccionar la opción **File, New, Case** y añadir los componentes de caracterización del GLP según los datos obtenidos en laboratorio del Complejo Industrial Shushufindi, seleccionando la opción **Add Pure**.

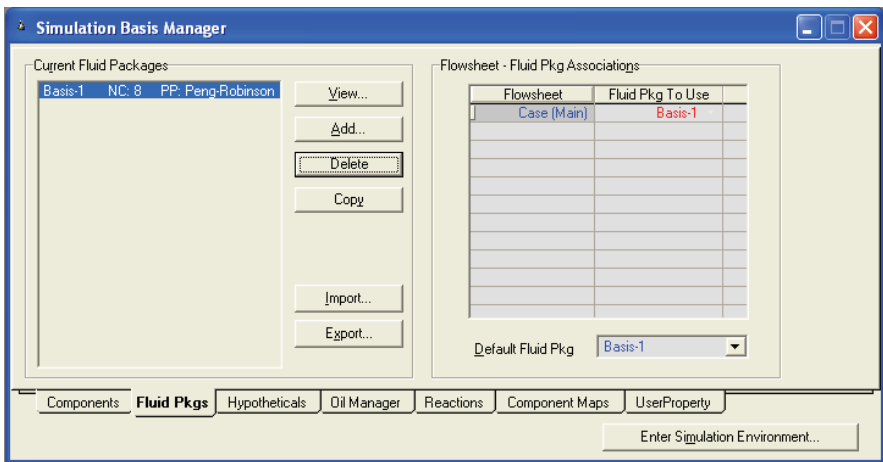
FIGURA 4-5: COMPONENTES



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

5. Elegir la etiqueta **Fluid Pkgs** y **Add** para seleccionar las ecuaciones de estado que se usaran para realizar la simulación.

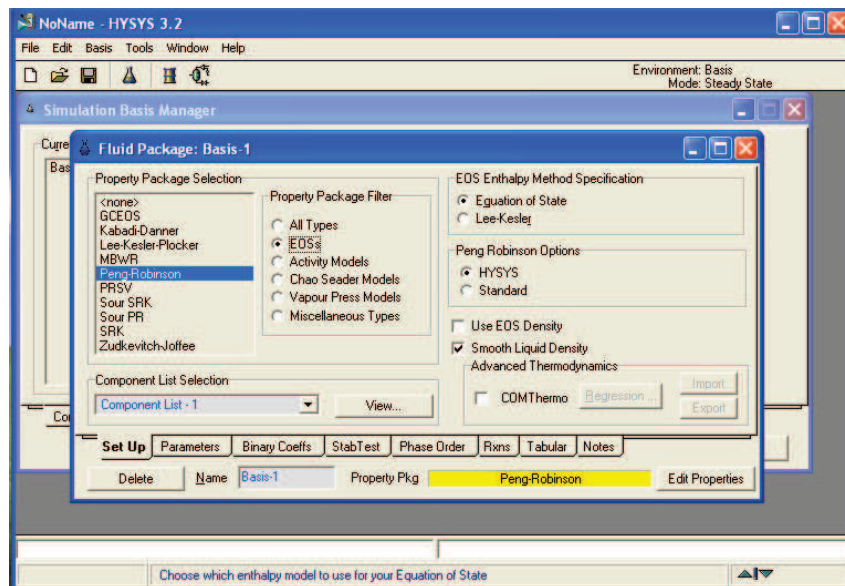
FIGURA 4-6: PAQUETE DE PROPIEDADES DE FLUIDOS



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

6. Escoger el paquete de propiedades **Peng Robinson**, el cual es recomendado para la mayoría de aplicaciones en donde existan hidrocarburos y la opción **EOSs** (Ecuaciones de Estado).

FIGURA 4-7: ECUACIÓN DE ESTADO PENG-ROBINSON

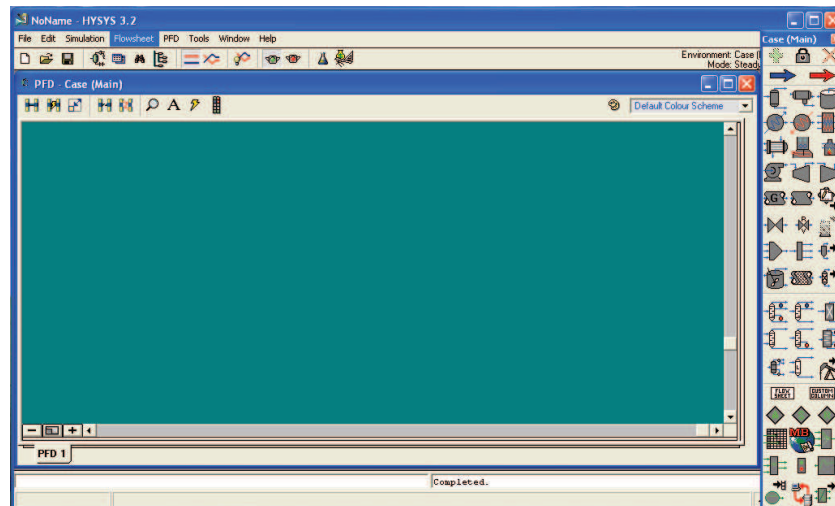


Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

7. En la ventana del paso 5, dar click en **Enter Simulation Environment**, para comenzar a realizar la simulación.

FIGURA 4-8: VENTANA DE SIMULACIÓN

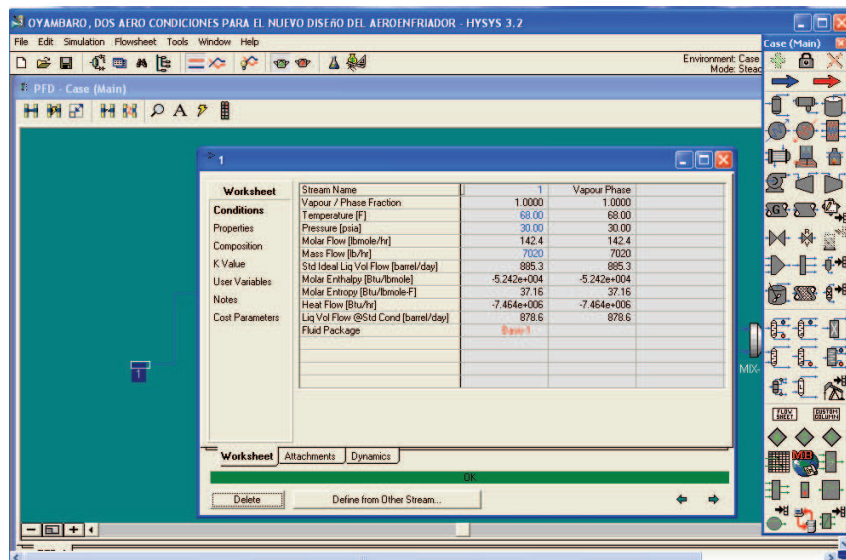


Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

- Ingresar las corrientes de fluidos y equipos que formen parte del sistema de licuefacción de GLP. Para especificar la corriente, hacer doble clic sobre la flecha celeste e ingrese los datos de temperatura, presión y caudal másico.

FIGURA 4-9: INGRESO DE CONDICIONES DE OPERACIÓN



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

4.2 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP

Para determinar las diferentes propiedades físicas del GLP se hace uso del Software Aspen Hysys 3.2, en donde se ingresan parámetros tales como el caudal másico de la corriente del producto, el valor de la temperatura a la que el GLP ingresa al equipo, la presión de ingreso y salida y la temperatura del aire que ingresa y sale en el aerofriador.

4.2.1 PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP CORRESPONDIENTES AL CASO 1

- El GLP en fase gaseosa ingresa al scrubber (SCBR031401) y luego se dirige hacia el compresor (CMPR030601), garantizando que solo ingrese GLP en fase vapor.
- En el compresor (CMPR030601), el GLP ingresa a una presión de succión de 30 psi y a una temperatura de 25 °C (77 °F).
- La corriente de GLP que sale del compresor (CMPR030601) a una temperatura de 95,22 °C (203,4 °F) y a una presión de descarga de 180 psi, entra al aerofriador (FAXR030702) para disminuir la temperatura de la misma.

4. El GLP a la salida del aroenfriador (FAXR030702) tiene una temperatura de 32,2 °C (90 °F) y se dirige a un scrubber (SCBR031403).
5. En el scrubber (SCBR031403) se da la separación de la fracción de GLP condensada y de la no condensada. El condensado se dirige a las esferas y el GLP en fase vapor se dirige nuevamente al compresor (CMPR030601).

Con el software de simulación Aspen Hysys 3.2 se determinan las propiedades físicas del gas a la entrada y salida del equipo, presentándose en la tabla 4-2.

TABLA 4-2: CONDICIONES DE OPERACIÓN Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN EL AEROENFRIADOR FAXR030702

FLUIDO	GLP		
	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO
Temperatura (°F)	203,3900	90,0000	146,6950
Peso molecular	48,8240	48,8240	48,8240
Densidad (lb/pie ³)	1,4459	31,9950	16,7205
Cond. Térmica (BTU/h pie °F)	0,0148	0,0507	0,0328
Calor específico (BTU/lb °F)	0,5172	0,6479	0,5826
Factor de compresibilidad Z	0,8541	0,0460	0,4501
Viscosidad (Cp)	0,0105	0,1124	0,0614

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

De acuerdo a registros de experiencia en la industria se pueden establecer los siguientes parámetros de diseño de aroenfriadores:

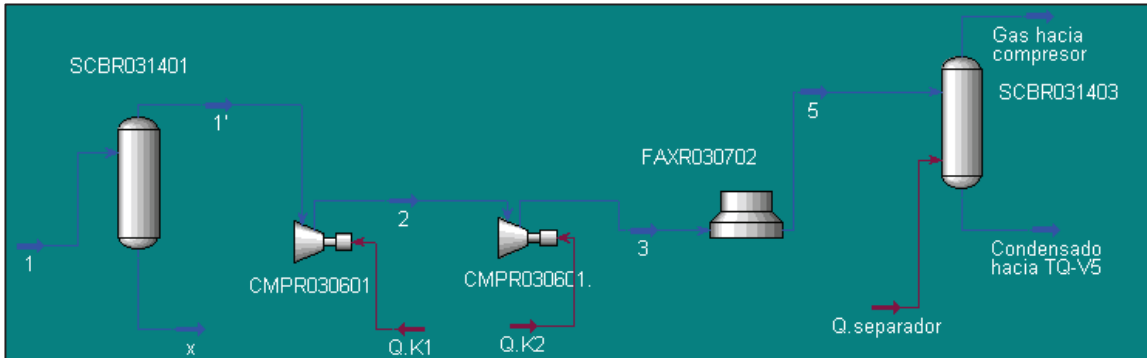
TABLA 4-3: PARÁMETROS DE DISEÑO ESTABLECIDO PARA LOS AEROENFRIADORES

Tipo de ventilador	Tipo forzado
Tipo de tubo	Acero al carbón BWG 12
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Longitud del tubo (pie)	20
Altura de aleta (pulg)	5/8
Numero de pasos por lo tubos	1
Numero de filas	4

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: (Romero et, ál., 2009)

FIGURA 4-10: DIAGRAMA DE FLUJO DEL CASO 1



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Hysys 3.2

4.2.2 PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP CORRESPONDIENTES AL CASO 2

1. El GLP en fase gaseosa ingresa al scrubber (SCBR031401) y luego se dirige hacia el compresor (CMPR030601), garantizando que solo ingrese GLP en fase vapor.
2. En el compresor (CMPR030601), el GLP ingresa a una presión de succión de 30 psi y a una temperatura de 25 °C (77 °F).
3. La corriente de GLP que sale del compresor (CMPR030601) a una temperatura de 95,22° C (203,4 °F) y a una presión de descarga de 180 psi, entra al intercambiador de calor tipo tubo y coraza (E-100) el cual utiliza agua como medio refrigerante, para disminuir la temperatura del GLP.
4. El GLP la salida del intercambiador de calor (E-100) tiene una temperatura de 32,2 °C (90,00 °F) y se dirige al scrubber (SCBR031403).
5. En el scrubber (SCBR031403) se da la separación de la fracción de GLP condensada y de la no condensada. El condensado se dirige a las esferas y el GLP en fase vapor se dirige nuevamente al compresor (CMPR030601).

En la tabla 4-4 se presentan los resultados obtenidos del software Aspen Hysys 3.2.

TABLA 4-4: CONDICIONES DE OPERACIÓN Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100

FLUIDO	LADO TUBOS			LADO CARCASA		
	GLP			AGUA		
	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO
UBICACIÓN						
Temperatura (°F)	203,3900	60,8900	132,1400	60,0000	89,9000	74,9500

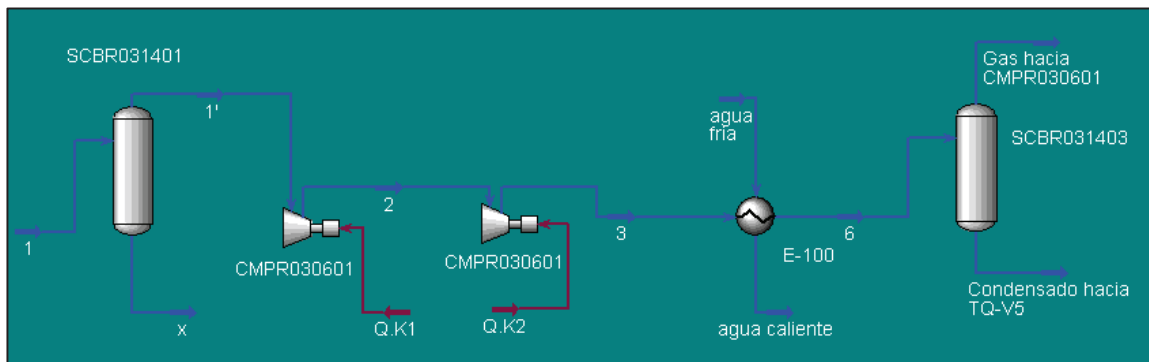
TABLA 4-4: CONTINUACIÓN

Peso molecular	48,8240	48,8240	48,8240	18,0150	18,0150	18,0150
Densidad (lb/pie ³)	1,4459	33,4700	17,4580	63,3290	62,5500	62,9395
Cond. Térmica (BTU/h pie °F)	0,0148	0,0554	0,0351	0,3440	0,3580	0,3510
Calor específico (BTU/lb °F)	0,5139	0,6043	0,5591	1,0308	1,0303	1,0306
Factor de compresibilidad Z	0,8541	0,0470	0,4506	0,0015	0,0015	0,0015
Viscosidad (Cp)	0,0105	0,1320	0,0712	1,1197	0,7615	0,9406

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

FIGURA 4-11: DIAGRAMA DE FLUJO DEL CASO 2



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

4.2.3 PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL GLP CORRESPONDIENTES AL CASO 3

1. El GLP en fase gaseosa ingresa al scrubber (SCBR031401) y luego se dirige hacia el compresor (CMPR030601), garantizando que solo ingrese GLP en fase vapor.
2. En el compresor (CMPR030601), el GLP ingresa a una presión de succión de 30 psi y a una temperatura de 25 °C (77 °F).
3. La corriente de GLP que sale del compresor (CMPR030601) a una temperatura de 95,22 °C (203,34 °F) a una presión de descarga de 180 psi, entra al enfriador de aire forzado (aeroenfriador), para disminuir la temperatura de la misma.
4. El GLP a la salida del aeroenfriador (FAXR030701) tiene una temperatura de 34,4 °C (94 °F) y se dirige al intercambiador de calor E-101 instalado en serie.
5. La temperatura de entrada y salida del GLP en el intercambiador de calor E-101, es 34,4 °C (94 °F) y 15,55 °C (60 °F), respectivamente, y la temperatura de entrada y

salida del refrigerante es de 15,55 °C (60°F) a 30 psi y 23,33°C (74 °F) a 25 psi, respectivamente.

- En el SCBR030103 se da la separación de la fracción de GLP condensada y de la no condensada. El condensado se dirige a las esferas y el GLP en fase vapor se dirige nuevamente al compresor (CMPR030601).

De manera similar a las propuestas anteriores, en la tabla 4-5 se presentan las propiedades físicas de los fluidos.

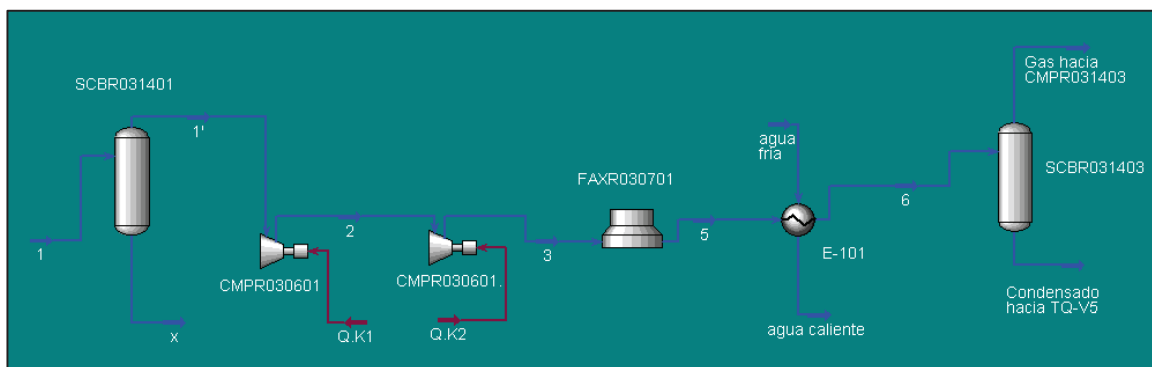
TABLA 4-5: CONDICIONES DE OPERACIÓN Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101

FLUIDO	LADO TUBOS			LADO CARCAZA		
	GLP			AGUA		
UBICACIÓN	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO
Temperatura (°F)	94,0060	60,0330	77,0195	60,0000	74,0000	67,0000
Peso molecular	48,8240	48,8240	48,8240	18,0150	18,0150	18,0150
Densidad (lb/pie ³)	31,7750	33,5050	32,6400	63,3270	62,9640	63,1455
Cond. Térmica (BTU/h pie °F)	0,0501	0,0556	0,0529	0,3444	0,3515	0,3480
Calor específico (BTU/lb °F)	0,6549	0,6034	0,6292	1,0308	1,0303	1,0306
Factor de compresibilidad Z	0,0457	0,0452	0,0455	0,0009	0,0006	0,0007
Viscosidad (Cp)	0,1110	0,1329	0,1220	1,1197	0,9253	1,0225

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

FIGURA 4-12: DIAGRAMA DE FLUJO DEL CASO 3



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Hysys 3.2

4.3 DIMENSIONAMIENTO DE AEROENFRIADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los requerimientos para el rediseño del sistema de relicuefacción de GLP, son proporcionados por las necesidades de EP-PETROECUADOR. El rediseño del actual sistema consiste en el diseño térmico de un sistema auxiliar de enfriamiento de los gases (GLP) proveniente del poliducto Shushufindi-Quito.

Para la condensación de los gases en el terminal de GLP Oyambaro, se dispone de un ventilador, el cual extrae la cantidad de calor necesaria para que posteriormente se ocasione la condensación de dichos gases. En el interior del haz de tubos se encuentra circulando GLP en fase vapor, este gas está compuesto por: C₂ (Etano), C₃ (Propano) y C₄ (Butano), entre los gases más representativos, por lo que el diseño térmico se basa en las propiedades físicas, térmicas y químicas de éstos compuestos.

El procedimiento de diseño se basa en primera instancia en un enfriador de aire cuya configuración de tubos sea horizontal y los tubos sean aleteados, éste equipo remplazaría al actual para lograr disminuir la temperatura de la corriente de gas dentro del rango deseado que es de 13°C a 17°C, ya que el aerofriador instalado no logra reducir la temperatura del producto dentro del rango mencionado, el segundo diseño consiste en un intercambiador de calor tipo tubo y coraza, que al igual que el enfriador su objetivo es disminuir la temperatura del GLP dentro de los rangos de temperatura mencionados, en este caso el refrigerante que se utilizará es agua.

Para el diseño de aerofriadores se aplica la guía general que ofrece la GPSA y para intercambiadores de calor se usa la norma TEMA.

4.3.1 DIMENSIONAMIENTO AEROENFRIADOR FAXR030702, CASO 1

4.3.1.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el aerofriador (FAXR030702)

Se usan las propiedades físicas promedio del GLP, encontradas en la tabla 4-2 y sustituyendo los valores en la Ec.2-16. Para un flujo de GLP de 9000 lb/h:

$$Q = 9000 \frac{lb}{h} * 0,582 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} * (203,39 - 90) ^{\circ}F$$

$$Q = 594498,1 \frac{BTU}{h}$$

4.3.1.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador FAXR030702

A la temperatura máxima registrada del aire, se le debe añadir un mínimo de 3°F al tomar en cuenta que se pueda presentar recirculación.

La temperatura máxima registrada en el Valle de los Chillos fue de 30 °C (86°F).³⁰

Por lo tanto:

$$t_1 = 86 + 3^\circ F$$

$$t_1 = 89^\circ F$$

4.3.1.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (Ux)

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se asume de la tabla A-1, para hidrocarburos gaseosos, siendo este de 2,2 BTU/h pie² °F.

$$Ux = 2,2 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ }^\circ F}$$

Se asume este valor de transferencia de calor total en función de la presión del gas a ser enfriado.

4.3.1.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire

Usando la Ec.2-18 y los valores respectivos de Ux y temperaturas de los fluidos involucrados:

$$\Delta ta = \left(\frac{2,2 + 1}{10} \right) \left(\frac{213,39 + 90}{2} - 89 \right)$$

$$\Delta ta = 18,46^\circ F$$

4.3.1.5 Cálculo de la temperatura de salida del aire

Con la Ec.2-19:

³⁰<http://www.cepeige.org/Revista3/El%20CAMBIO%20CLIMATICO%203.pdf>, pág. 11.

$$t_2 = (18,46 + 86)^\circ F$$

$$t_2 = 107,46^\circ F$$

4.3.1.6 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)

La media logarítmica de la diferencia de temperaturas se determina usando la Ec.2-20, entonces para el cálculo de DTMe se introducen los valores de temperaturas en la Ec.2-21:

$$DMTe = \frac{(203,39 - 107,46) - (90 - 89)}{\ln\left(\frac{203,39 - 107,46}{90 - 89}\right)}$$

$$DMTe = 20,80^\circ F$$

Para determinar el factor de corrección Ft se utilizan las ecuaciones 2-22 y 2-23 para calcular los parámetros R y P:

$$R = \left(\frac{203,39 - 90}{107,46 - 89}\right)$$

$$R = 6,14$$

$$P = \left(\frac{107,46 - 89}{203,39 - 89}\right)$$

$$P = 0,16$$

Con estos valores se lee de la figura A-3 el factor Ft.

$$Ft = 0,85$$

Ingresando el valor de Ft y DTMe en la Ec. 2-20:

$$LMTD = 20,8^\circ F * 0,85$$

$$LMTD = 17,68^\circ F$$

4.3.1.7 Cálculo de la superficie requerida

Con los datos encontrados de calor, media logarítmica de diferencia de temperaturas y coeficiente de transferencia de calor, utilizando la Ec.2-24:

$$Ax = \frac{594498,1 \text{ BTU/h}}{2,2 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} * 17,68 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$Ax = 15283,51 \text{ pie}^2$$

4.3.1.8 Cálculo de área de flujo

Utilizando la Ec. 2-25, donde el factor APSF se toma de la tabla A-2, para cuatro filas de tubos de 1 pulg de diámetro con aletas de 5/8 de altura.

$$APSF = 107,2 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}^2}$$

$$Fa = \frac{15283,51 \text{ pie}^2}{107,2 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}^2}}$$

$$Fa = 142,57 \text{ pie}^2$$

4.3.1.9 Cálculo de la anchura de la unidad

Utilizando la Ec. 2-26, para una longitud de tubo de 20 pie, se procede a calcular el ancho de la unidad.

$$\text{Ancho} = \frac{142,57 \text{ pie}^2}{18 \text{ pie}}$$

$$\text{Ancho} = 7,92 \text{ pie}$$

Por efectos técnicos este valor se aproxima, teniéndose una anchura real de la unidad de:

$$\text{Ancho} = 7 \text{ pie}$$

Para lo cual, se tiene un valor real de área de flujo de:

$$Fa_d = \text{Ancho} * L$$

$$Fa_d = 7 \text{ pie} * 20 \text{ pie}$$

$$Fa_d = 140 \text{ pie}^2$$

El valor encontrado es el que se utiliza para para el resto del diseño del aerofriador (FAXR030702).

4.3.1.10 Cálculo del número de tubos para el aerofriador (FAXR030702)

Se hace uso de la Ec. 2-27 donde el factor APF es tomado de la tabla A-4, para tubos de 1 pulg de diámetro y aletas de 5/8 de altura.

$$APF = 5,58 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

$$Nt = \frac{15283,51 \text{ pie}^2}{5,58 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}} * 20 \text{ pie}}$$

$$Nt = 136,94$$

Aproximando el valor calculado se tiene:

$$Nt = 137 \text{ tubos}$$

4.3.1.11 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

Se usa un paso por los tubos y el tipo de tubo utilizado es de BWG 12; de la tabla A-4, para tubos de 1 pulg de diámetro se obtiene el área de flujo de cada tubo:

$$At = 0,4803 \text{ pulg}^2$$

Sustituyendo el valor encontrado en la Ec. 3-13 se tiene:

$$Gt = \frac{144 * 9000 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 1}{3600 * 137 * 0,4803 \text{ pulg}^2}$$

$$Gt = 5,47 \text{ lb}/\text{pie}^2\text{s}$$

4.3.1.12 Número de Reynolds modificado

Según la figura A-4, para tubos BWG 12 de 1 pulg de diámetro externo, se tiene un diámetro interno de 0,782 pulg, y se usa la viscosidad promedio del GLP que se encuentra en la tabla 4-2, introduciendo estos valores en la Ec. 2-29 se tiene:

$$Re = \frac{0,782 * 5,47 \text{ lb/pie}^2\text{s}}{0,0105 \text{ Cp}}$$

$$Re = 409,01$$

4.3.1.13 Caída de presión en el lado de los tubos

Para determinar la caída de presión en el lado de los tubos se utiliza la Ec. 2-30; con el número de Reynolds se lee el factor de fricción de la figura A-4 y con la velocidad másica y la densidad del GLP en la figura A-5 se leen los factores Y y B. El valor de ϕ , se toma de la tabla A-3, para vapores de hidrocarburos, gases y agua.

$$f = 0,0022$$

$$Y = 1$$

$$B = 0,01$$

$$\phi_g = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{0,0022 * 1 \frac{\text{psia}}{\text{pie}} * 20 \text{ pie} * 1}{1} + 0,01 \text{ psia} * 1$$

$$\Delta P_t = 0,052$$

La caída de presión en los tubos es menor que la permitida (10 psi), entonces se prosigue a calcular el coeficiente de transferencia de calor total.

4.3.1.14 Coeficiente de película en el lado de los tubos

Se lee el factor J de la figura A-6, usando el número de Reynolds, las propiedades promedio del GLP se toman de la tabla 4-2, se sustituyen los valores en la Ec. 2-31

$$J = 2450$$

$$ht = \frac{2450 * 0,0328 \frac{BTU}{h \text{ pie}^{\circ}F} \left(\frac{0,5825 * 0,0614 Cp}{0,0328 \frac{BTU}{h \text{ pie}^{\circ}F}} \right)^{\frac{1}{3}} * 1}{0,782 \text{ pulg}}$$

$$ht = 105,71 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ }^{\circ}F}$$

4.3.1.15 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador (FAXR030702)

El calor específico del aire es de 0,240 BTU/lb^oF.³¹ Introduciendo los valores en la EC. 2-32 se tiene:

$$ma = \frac{594498,1 \text{ BTU/h}}{0,24 \frac{BTU}{lb \text{ }^{\circ}F} * 18,46 \text{ }^{\circ}F}$$

$$ma = 134168,65 \text{ lb/h}$$

4.3.1.16 Cálculo de la velocidad másica del aire

Utilizando la Ec. 2-33 y sustituyendo los valores correspondientes:

$$Ga = \frac{134168,65 \text{ lb/h}}{140 \text{ pie}^2}$$

$$Ga = 958,34 \frac{lb}{\text{pie}^2 \text{ h}}$$

4.3.1.17 Coeficiente de película del lado del aire (ha)

Con la velocidad másica del aire calculada se lee en la figura A-7 el coeficiente de película del aire teniendo:

$$ha = 5 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ }^{\circ}F}$$

³¹ <http://www.refriwex.260mb.com/refriwex/?q=node/19>

4.3.1.18 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con la Ec. 2-34, el factor AR se toma de la tabla A-2, para tubos de 1 pulg de diámetro con aletas de 5/8 de altura:

$$AR = 21,4$$

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{21,4 * 1 \text{ pulg}}{0,782}$$

$$\frac{Ax}{Ai} = 27,365$$

Después se determina la resistencia del material, con la Ec. 2-36, para lo que se debe conocer rw , que se determina con la Ec. 2-37. Según la tabla A-5 la conductividad térmica del metal es $29 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F}$, entonces:

$$rw = \left(\frac{1 \text{ pulg}}{24 * 29 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie } ^\circ\text{F}}} \right) \ln \left(\frac{1 \text{ pulg}}{0,782 \text{ pulg}} \right)$$

$$rw = 0,0003533 \frac{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Entonces:

$$rmx = 0,0003533 \frac{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} * 21,4$$

$$rmx = 0,00756 \frac{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

El factor de ensuciamiento para gases de hidrocarburos es de $0,001 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$.³²
Sustituyendo todos estos valores en la Ec. 2-34:

³² GPSA. *Engineering Data Book*. (Tulsa, Oklahoma, 2004), Volúmenes I & II, p. 261.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{105,71 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}} * 27,365 + 0,001 \frac{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}{BTU} * 27,365 + 0,00756 \frac{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}{BTU} + \frac{1}{5 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$\frac{1}{U} = 0,493 \frac{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}{BTU}$$

$$U = 2,02 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

Si el coeficiente global de transferencia de calor calculado en el paso 18, se encuentra entre los siguientes rangos $0,9U_x < U \text{ asumido} < 1,1U_x$, y la caída de presión en los tubos calculada está por debajo de la permitida en el equipo en el paso 13, la solución es aceptable. Continuar con el paso 19, de lo contrario, repetir los pasos del 1-15 de la siguiente manera:

1. Asumir un nuevo coeficiente de transferencia de calor (U_x) entre el valor asumido en el paso 3 y el valor calculado en el paso 18.
2. Ajustar Δta para incrementar Δta si U_x calculado es mayor que U_x asumido, o disminuir Δta si U_x calculado es menor que U_x asumido.

El coeficiente global de transferencia de calor calculado se encuentra entre los siguientes rangos $0,9U_x < U \text{ asumido} < 1,1U_x$, y la caída de presión en los tubos calculada está por debajo de la permitida en el equipo, entonces la solución es aceptable, por lo que se continúa con el diseño térmico del aerofriador (FAXR030702).

4.3.1.19 Cálculo del área mínima del ventilador

Se usa la Ec. 2-38; uno de los parámetros de diseño establecido es el número de ventiladores y la longitud, ya que se estableció una longitud de 20 pie, para dicha longitud normalmente se utiliza 2 ventiladores.

$$FAPF = \frac{0,40 * 142,57 \text{ pie}^2}{2}$$

$$FAPF = 28,51 \text{ pie}^2$$

4.3.1.20 Diámetro del ventilador

Con la Ec. 2-39

$$D_{fn} = \left[\frac{4(25,51 \text{ pie}^2)}{\pi} \right]^{0,5}$$

$$D_{fn} = 6,02 \text{ pie}$$

Debido a que la longitud del equipo es de 20 pie, se establece el diámetro del ventilador en:

$$D_{fn} = 6 \text{ pie}$$

4.3.1.21 Cálculo de caída de presión estática del aire

Se determina el promedio aritmético entre la temperatura de entrada y salida del aire:

$$t_{pa} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \left(\frac{86 + 97,03}{2} \right) ^\circ F$$

$$t_{pa} = 91,51 ^\circ F$$

Con la temperatura promedio del aire, a nivel de Quito, se lee el factor D_R en la figura A-8, y con la velocidad másica del aire se lee el factor F_p en la figura A-9.

$$D_R = 0,7$$

$$F_p = 0,03$$

Se introducen estos valores en la Ec. 2-40:

$$\Delta Pa = \frac{0,03 * 2}{0,7}$$

$$\Delta Pa = 0,085 \text{ psia}$$

4.3.1.22 Cálculo del volumen real del aire en el aroenfriador

De la figura A-8, a la temperatura de entrada del aire, 86°F, se lee el factor D_R a usarse en esta oportunidad, después se reemplazan los valores respectivos en la Ec. 2-41.

$$D_R = 0,7$$

$$ACFM = \frac{134168,65 \text{ lb/h}}{0,7 * 60 * 0,0749}$$

$$ACFM = 42650,09 \text{ lb/h}$$

El volumen de aire en cada ventilador se lo obtiene con la Ec. 2-42.

$$ACFM/Fan = \frac{42650,09 \text{ lb/h}}{2}$$

$$ACFM/Fan = 21325,04 \text{ lb/h}$$

4.3.1.23 Cálculo de la presión del ventilador

Con la Ec. 2-43, el factor D_R es el mismo que en el paso anterior:

$$PF = 0,085 \text{ psia} + \left[\frac{21325,04 \text{ lb/h}}{4005 \frac{(\pi(6 \text{ pie})^2)}{4}} \right]^2 \quad (0,7)$$

$$PF = 0,11 \text{ psia}$$

4.3.1.24 Cálculo de la potencia aproximada del ventilador

La eficiencia del ventilador es del 70%, reemplazando valores en la Ec. 2-44 se tiene:

$$BHP = \frac{21325,04 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 0,11 \text{ psia}}{6370 * 0,70}$$

$$BHP = 0,528 \text{ HP}$$

El motor del ventilador necesita una eficiencia de 92% de reductor de velocidad, entonces, para calcular la potencia real se utiliza la Ec. 2-46:

$$bhp_r = \frac{0,528 \text{ HP}}{0,92}$$

$$bhp_r = 0,57 \text{ HP}$$

Aproximando se tiene:

$$bhp_r = 1 \text{ HP}$$

A continuación se presenta en la tabla 4-6 en forma resumida las especificaciones de diseño del aerofriador FAXR030702.

TABLA 4-6 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL AEROENFRIADOR FAXR030702

Flujo másico (lb/h)	9000	
Calor transferido (BTU/h)	594498,1	
Temperatura de entrada del aire (°F)	86	
Temperatura de salida del aire (°F)	97,03	
Temperatura de entrada del GLP (°F)	203,39	
Temperatura de salida del GLP (°F)	90	
DTMe	20,80	
Área de transferencia de calor (pie ²)	15283,51	
Área de flujo (pie ²)	140	
Anchura de la unidad (pie)	7	
Longitud de la unidad (pie)	20	
Número de tubos	137	
Número de pasos por los tubos	1	
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1	
Coefficiente de transferencia de calor total (BTU/h pie ² °F)	2,02	
Número de ventiladores	2	
Lado del ventilador	Tubos	Aire
Velocidad másica (lb/pie ² s)	5,47	958,34
Coefficiente de película (BTU/h pie ² °F)	105,71	5
Caída de presión (psi)	0,052	0,08

Elaborado por: Victor Salazar

El diseño de aerofriadores por aire se basó en un proceso iterativo, para ello fue necesario realizar ciertas suposiciones básicas establecidas en la sección 4.2.2, las cuales permitieron obtener un coeficiente de transferencia de calor total en los tubos de 2,02 BTU/hpie²°F.

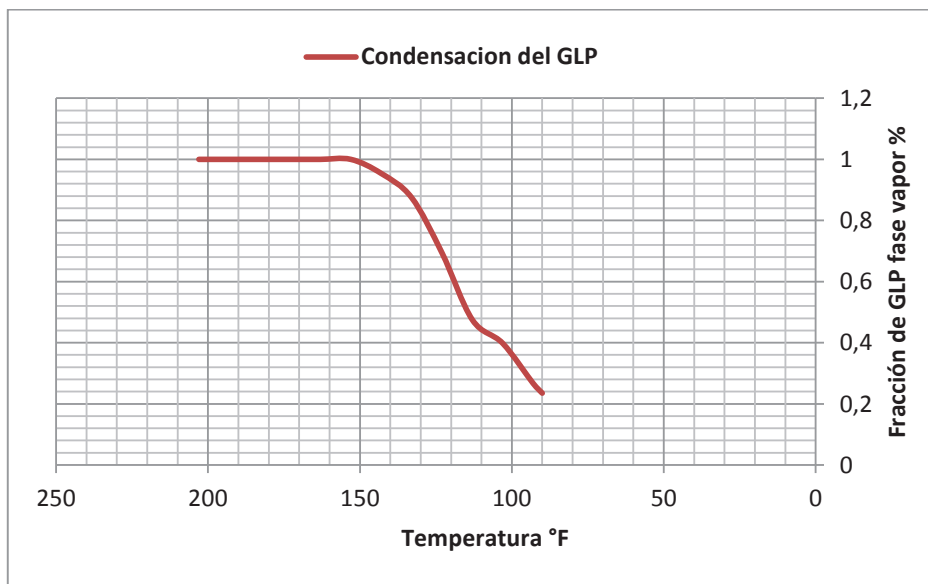
Para el aerofriador FAXR030702, al realizar los cálculos térmicos el calor transferido es 594498,1 BTU/h, el área de transferencia de calor requerida es 15283,51 pie², la longitud de los tubos en este caso es de 20 pie ya que es la recomendada para el diseño por la norma GPSA, los tubos tienen un arreglo triangular de espaciamiento de 2^{1/2} pulg, son 137 tubos

de acero, de 1 pulg de diámetro externo, de BWG 12, el diámetro del ventilador es 6 pie y una potencia del motor de 1 hp.

Como era de esperarse, la velocidad másica en los tubos es mucho menor que en el aire, ya que se requiere que el GLP en fase vapor circule de manera lenta en los tubos para facilitar más aún su enfriamiento, el coeficiente de película en los tubos es mayor esto debido a que la transferencia de calor se da lugar en los tubos. El diseño del enfriador bajo estos parámetros es aceptable ya que la caída de presión en el lado de los tubos es de 0,052 psi, menor que la permitida.

En la figura 4-12 se presenta la curva de cómo va cambiando la composición de GLP en fase vapor, al momento de ir reduciendo la temperatura del gas en el aeroenfriador FAXR030702.

FIGURA 4-13: CONDENSACIÓN DEL GLP EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA



Elaborado por: Víctor Salazar

4.3.2 DIMENSIONAMIENTO INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100, CASO 2

4.3.2.1 Cálculo del calor perdido por el GLP en el intercambiador de calor E-100

Se usan las propiedades físicas promedio del GLP encontradas en la tabla 4-4 y se sustituye en la Ec. 2-16. Para un flujo de GLP de 9000 lb/h.

$$Q = 9000 \frac{lb}{h} * 0,559 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} * (203,39 - 60,89)^{\circ}F$$

$$Q = 717045,75 \frac{BTU}{h}$$

4.3.2.2 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)

Los valores de temperatura de los fluidos se introducen en la Ec. 2-21 para determinar DTMe:

$$DMTe = \frac{(203,39 - 89,9) - (60,89 - 60)}{\ln\left(\frac{203,39 - 89,9}{60,89 - 60}\right)}$$

$$DMTe = 23,22^{\circ}F$$

Para determinar el factor de corrección Ft se utilizan las ecuaciones 2-22 y 2-23 para calcular los parámetros R y P:

$$R = \left(\frac{203,39 - 60,89}{89,9 - 60}\right)$$

$$R = 4,76$$

$$P = \left(\frac{89,9 - 60}{203,39 - 60}\right)$$

$$P = 0,208$$

Con estos valores se lee de la figura C-3 factor Ft.

$$Ft = 0,98$$

Ingresando el valor de Ft y DTMe en la Ec. 2-20:

$$LMTD = 23,22^{\circ}F * 0,98$$

$$LMTD = 22,76^{\circ}F$$

4.3.2.3 Cálculo del área de transferencia de calor

El área de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 2-24, en donde los términos Q y $LMTD$ en la ecuación son conocidos. Para obtener el área de transferencia de calor total A , se necesita evaluar solamente el coeficiente de transferencia de calor total U . Desafortunadamente el coeficiente U , es función del diseño y del factor de ensuciamiento, por esta razón, el diseño de un intercambiador de calor, requiere un cálculo de ensayo y error del valor de U . (Romero, et, ál., 2009).

4.3.2.4 Valor del coeficiente de transferencia de calor total

El valor inicial de U se toma como referencia de la tabla C-1 (ver anexo C), para servicio de enfriamiento agua/gas a presiones de 180 psi, tomándose el valor de 49 BTU/hpie²°F. (Martinez, 2010).

$$Ux = 49 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

Entonces introduciendo este valor, el de la media logarítmica y el calor en la Ec. 2-24 se obtiene el área de transferencia de calor.

$$Ax = \frac{717045,75 \text{ BTU/h}}{49 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} * 22,76 \text{ } ^\circ F}$$

$$Ax = 642,94 \text{ pie}^2$$

4.3.2.5 Longitud requerida para la transferencia de calor

Por referencias bibliográficas se decide utilizar tubos de acero al carbono BWG 16 de 1 pulg de diámetro, sustituyendo valores en la ecuación 2-48 se tiene una longitud total:

$$L = \frac{642,94 \text{ pie}^2}{\frac{\pi(1 \text{ pulg})}{12}}$$

$$L = 2455,85 \text{ pie}$$

4.3.2.6 Números de tubos del intercambiador

La selección de la longitud de los tubos es afectada por la disponibilidad y el costo del mismo, los tubos de 20 pie de longitud es la medida comúnmente preferida en las industrias

petroleras, petroquímicas y carboníferas nacional (IPPCN). Usando la Ec. 4-49 y sustituyendo los valores correspondientes se tiene:

$$Nt = \frac{2455,85 \text{ pie}}{40 \text{ pie}}$$

$$Nt = 61,39$$

Aproximando:

$$Nt = 61$$

4.3.2.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

4.3.2.7.1 Cálculo del área de flujo en los tubos

Se utiliza la Ec. 2-50, donde el área de flujo de cada tubo se obtiene de la tabla C-4, para tubos BWG 16 de 1 pulg de diámetro externo.

$$a_t = \frac{61 * 0,5945 \text{ pulg}^2}{144 * 2}$$

$$a_t = 0,125 \text{ pie}^2$$

4.3.2.7.2 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

Sustituyendo los valores respectivos en la Ec. 2-51.

$$G_t = \frac{9000 \text{ lb/h}}{0,125 \text{ pie}^2}$$

$$G_t = 71474,85 \text{ lb/hpie}^2$$

4.3.2.7.3 Cálculo del Número de Reynolds

Para tubos BWG 16 de 1 pulg de diámetro externo, según la tabla A-4, se tiene un diámetro de tubo de 0,870 pulg. Introduciendo los valores correspondientes en la Ec. 2-29:

En este caso se transforma la viscosidad promedio del GLP de Cp a lb/hpie y el diámetro interno se transforma a pie:

$$\mu_g = 2,42\mu$$

$$\mu_g = 2,42 * 0,0712 \text{ Cp}$$

$$\mu_g = 0,1723 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}$$

$$Di = \frac{Di \text{ pulg}}{12} = \frac{0,870 \text{ pulg}}{12}$$

$$Di = 0,0725 \text{ pie}$$

$$Re = \frac{0,0725 \text{ pie} * 71474,85 \text{ lb/h pie}^2}{0,1723 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}$$

$$Re = 30061,66$$

4.3.2.7.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Utilizando la Ec. 2-52 se calcula el coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos, en donde el factor de transferencia de calor J_{Ht} se lee de la figura C-4, usando el número de Reynolds e interceptando en la gráfica, se obtiene un valor de:

$$J_{Ht} = 103$$

El valor del factor ϕ_g según la figura A-3, para gases, vapores de hidrocarburos y agua es 1.

Introduciendo estos valores obtenidos y valores promedio de las propiedades físicas del GLP tomadas de la tabla 4-4 se obtiene:

$$hi = 103 * 1 \left(\frac{0,0351 \frac{BTU}{\text{lb pie}^\circ F}}{0,0725 \text{ pie}} \right) \left(\frac{0,5591 BTU}{\text{lb}^\circ F} * 0,1723 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}} \right)^{1/3}$$

$$hi = 69,84 \frac{BTU}{\text{h pie}^2 \circ F}$$

4.3.2.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa

4.3.2.8.1 Diámetro de la carcasa

Para el diseño de un intercambiador de 61 tubos de 1 pulg de diámetro con arreglo triangular 30°, con un espaciamento de 1^{1/4} pulg y 2 pasos de GLP por los tubos. Utilizando la tabla C-2 e interpolando se obtiene un diámetro de la carcasa de 13 pulgadas.

4.3.2.8.2 Cálculo del área de flujo en la carcasa

Se usa la Ec.2-54 para determinar el factor C' :

$$C' = (1,25 - 1) \text{ pulg}$$

$$C' = 0,25 \text{ pulg}$$

El espaciado de deflectores se determina con la Ec.2-55:

$$B = 0,32 * 13 \text{ pulg}$$

$$B = 4,16 \text{ pulg}$$

Entonces el área de flujo se calcula con la Ec.2-53

$$a_s = \frac{13 \text{ pulg} * 0,25 \text{ pulg} * 4,16 \text{ pulg}}{144 * 1,25 \text{ pulg}}$$

$$a_s = 0,0751 \text{ pie}^2$$

4.3.2.8.3 Cálculo de la velocidad másica en la carcasa

Usando la Ec.2-56 y un caudal de agua de 60000 lb/h que se determinó con Aspen Hysys 3.2:

$$Gs = \frac{60000 \text{ lb/h}}{0,0751 \text{ pie}^2}$$

$$Gs = 798816,56 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}$$

4.3.2.8.4 Cálculo del número de Reynolds

Se determina el valor de R_H con la Ec.2-58.

$$R_H = \frac{\left(\frac{1}{2} * 1,25 \text{ pulg} * 0,86 * 1,25 \text{ pulg} - \frac{1}{2} \frac{\pi (1 \text{ pulg})^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi * 1 \text{ pulg}}$$

$$R_H = 0,1777 \text{ pulg}$$

Se sustituye el valor calculado en la Ec.2-57.

$$De = 4 * 0,1777 \text{ pulg}$$

$$De = 0,710 \text{ pulg}$$

Convirtiendo este valor a pies se tiene:

$$De = 0,059 \text{ pie}$$

De la misma forma que se hizo para el lado de los tubos, se transforma la viscosidad promedio del agua de Cp a lb/hpie:

$$\mu_w = 2,42 \mu$$

$$\mu_w = 2,42 * 0,9406 \text{ Cp}$$

$$\mu_w = 2,276 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}$$

$$Re = \frac{0,059 \text{ pie} * 798816,56 \text{ lb/h pie}^2}{2,276 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}$$

$$Re = 20790,43$$

4.3.2.8.5 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcasa

El factor de transferencia de calor J_{Hs} se lee de la figura C-5 con el número de Reynolds:

$$J_{Hs} = 80$$

El valor del factor ϕ_w según la figura A-3, para gases, vapores de hidrocarburos y agua es 1.

Con estos valores, y con los promedios de las propiedades físicas del agua, tomados de la tabla 4-4, se sustituyen en la Ec. 2-60:

$$ho = 80 * 1 \left(\frac{0,351 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}}{0,0592 \text{ pie}} \right) \left(\frac{1,03 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} 2,276 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}{0,351 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$ho = 1225,32 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

4.3.2.9 Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para corregir el coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos se usa la Ec.2-61:

$$h_{io} = 69,84 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \frac{0,87 \text{ pulg}}{1 \text{ pulg}}$$

$$h_{io} = 60,76 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

4.3.2.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio

Se utiliza la Ec.2-61:

$$U_c = \frac{\left(60,76 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}\right) \left(1225,32 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}\right)}{(60,76 + 1225,32) \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$U_c = 57,89 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

El U_c calculado es mayor que el U supuesto, entonces se prosigue a calcular el factor de ensuciamiento.

4.3.2.11 Cálculo del factor de ensuciamiento

4.3.2.11.1 Factor de ensuciamiento permitido

El factor de ensuciamiento del fluido en la carcasa (agua) es de 0,002 hpie²°F/BTU y el de los tubos (gas) es 0,001 hpie²°F/BTU; estos valores se estiman basados en la experiencia de servicios o procesos con los mismos fluidos. Entonces el factor de ensuciamiento total permitido en el intercambiador de calor, se lo determina con la Ec.2-63:

$$Rd_p = (0,001 + 0,002) h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F / BTU$$

$$Rd_p = 0,003 h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F / BTU$$

4.3.2.11.2 Factor de ensuciamiento de diseño

Es obtenido a partir de la Ec.2-64:

$$Rd = \frac{(57,89 - 49) \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}}{\left(57,89 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}\right) \left(49 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}\right)}$$

$$Rd = 0,0031 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ F / BTU$$

El factor de ensuciamiento de diseño debe ser mayor o igual al permitido, lo que garantiza que el intercambiador de calor funcione por un periodo de tiempo razonable.

4.3.2.12 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor

El coeficiente de transferencia de calor total de diseño se determina con la Ec.2-65:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{57,89 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}} + (0,001 + 0,002) \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ F / BTU$$

$$\frac{1}{U} = 0,0202 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ F / BTU$$

$$U = 49,32 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor total calculado es muy parecido al supuesto, lo que implica que el área de transferencia de calor calculada es la correcta, entonces se prosigue a calcular la caída de presión en el intercambiador de calor.

4.3.2.13 Caída de presión en el intercambiador de calor

4.3.2.13.1 Caída de presión en el lado de la carcasa

La caída de presión en la carcasa de un intercambiador de calor se determina con la Ec.2-66; se necesita conocer la gravedad específica del agua, la cual se determina con la Ec.2-67, tomando el valor de la densidad del agua de la tabla 4-4.

$$S_w = \frac{62,93 \text{ lb/pie}^3}{62,43 \text{ lb/pie}^3}$$

$$S_w = 1,008$$

El factor de fricción leído de la figura C-6, usando el número de Reynolds es:

$$f_s = 0,0016$$

Con la Ec.2-68, el número de cruces del fluido en la carcasa es:

$$(N + 1) = \frac{12 * 40 \text{ pie}}{4,16 \text{ pulg}}$$

$$(N + 1) = 115,38$$

Aproximando:

$$(N + 1) = 115$$

Sustituyendo valores en la Ec.2-66

$$\Delta P_s = \frac{0,0016 \left(798816,56 \frac{\text{lb}}{\text{h}}\right)^2 1,083 \text{ pie} * 115}{5,22 * 10^{10} (0,0592 \text{ pie}) 1,008 * 1}$$

$$\Delta P_s = 40,79 \text{ psia}$$

4.3.2.13.2 Caída de presión en los tubos

Para la determinar la caída de presión por fricción se usa la Ec.2-69. La gravedad específica del GLP se determina con la Ec.2-70, tomando el dato del peso molecular del gas de la tabla 4-4.

$$S_g = \frac{48,82 \text{ lb/lbmol}}{28,96 \text{ lb/lbmol}}$$

$$S_g = 1,685$$

El factor de fricción se lee de la figura C-7:

$$f_t = 0,00018$$

Sustituyendo valores en la Ec.2-69:

$$\Delta P_t = \frac{0,00018(71474,85 \text{ lb/h})^2(40 \text{ pie})(2)}{5,22 * 10^{10}(0,0592 \text{ pie}) * 1,685 * 1}$$

$$\Delta P_t = 0,0141 \text{ psia}$$

La pérdida por regreso se determina con la Ec.2-71. La cabeza por velocidad se lee en la figura C-8 con la velocidad másica del gas:

$$\left(\frac{V^2}{2g}\right)\left(\frac{62,5}{144}\right) = 0,0014$$

Introduciendo valores en la Ec.2-71:

$$\Delta P_r = \frac{4 * 2}{1,685} 0,0014$$

$$\Delta P_r = 0,00664 \text{ psia}$$

Entonces, la caída de presión total del lado de los tubos se determina con la Ec.2-72:

$$\Delta P_T = (0,0141 + 0,0066) \text{ psia}$$

$$\Delta P_T = 0,0207 \text{ psia}$$

Las caídas de presión calculadas en los tubos y en la carcasa son menores a las permitidas, por lo que se establece que es un diseño aceptable.

A continuación se presenta en la tabla 4-7 en forma resumida las especificaciones de diseño del intercambiador de calor E-100.

TABLA 4-7: ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100

Calor transferido (BTU/h)	717045,75
Área de transferencia de calor (pie ²)	642,94111
Temperatura de entrada del GLP (°F)	203,3900
Temperatura de salida del GLP (°F)	60,89
Temperatura de entrada del agua (°F)	60
Temperatura de salida del agua (°F)	89,9
Longitud requerida (pie)	2455,85414
Longitud estándar (pie)	40

TABLA 4-7: CONTINUACIÓN

Número de tubos	61
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Diámetro interno de la carcasa (pulg)	13
Coefficiente de transferencia de calor total (BTU/h pie °F)	49,3282851
Número de pasos por los tubos	2
Área de flujo en los tubos (pie ²)	0,1259184
Área de flujo en la carcasa (pie ²)	0,07511111
Velocidad másica en los tubos (lb/h pie ²)	71474,8583
Velocidad másica en la carcasa (lb/h pie ²)	798816,568
Coefficiente convección en los tubos (BTU/h pie ² °F)	69,8474037
Coefficiente convección en la carcasa (BTU/h pie ² °F)	1225,32538
Coefficiente transferencia de calor limpio (BTU/h pie ² °F)	57,8960191
Factor de obstrucción (h pie ² °F/BTU)	0,003
Caída de presión en los tubos (psi)	0,02075329
Caída de presión en la carcasa (psi)	40,7978032

Elaborado por: Victor Salazar

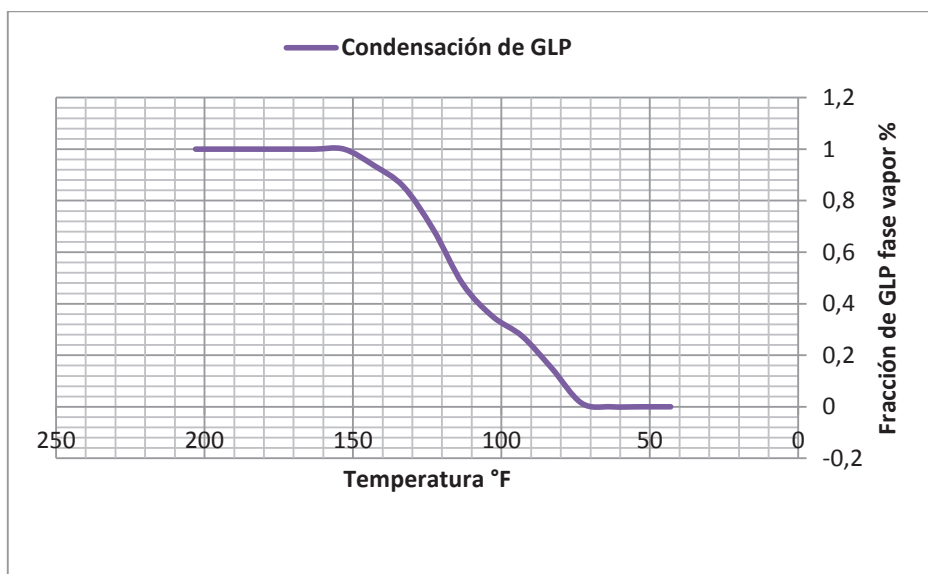
El diseño del intercambiador se basó siguiendo las normas estándares de diseño, mediante el cual se realizó diferentes cálculos bajo un proceso iterativo. Al realizar los cálculos térmicos en el intercambiador E-100 se obtiene, un calor transferido de 717045,75 BTU/h, el área de transferencia de calor requerida es de 642,94 pie² para una longitud de 2455,85 pie, como se observa en la Tabla 4-7. La longitud estandarizada por las industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN) para los tubos en los intercambiadores de calor es 40 pie, por lo tanto, se requieren 61 tubos en el interior de la carcasa del intercambiador. El arreglo de los tubos en el interior de la carcasa es de tipo triangular de 30°, con un espaciamiento de 1 ^{1/4} pulg y 2 pasos por los tubos, este arreglo permite una mayor transferencia de calor por pie², que un arreglo en cuadro, y se puede usar ya que el factor de ensuciamiento es pequeño.

La caída de presión a través de un intercambiador de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de transferencia de calor, ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor convectivo, Para un coeficiente de transferencia de calor 49,32 BTU/h pie² °F y 2 pasos del gas por los tubos se obtienen un factor de obstrucción de 0,0031 h pie²°F/BTU que es un valor aceptable, en comparación con el

factor de obstrucción permitido, para lograr un periodo de mantenimiento razonable, la caída de presión tanto en la coraza como en los tubos no excede la permitida logrando tener un diseño aceptable.

En la figura 4-13 se presenta la curva de cómo va cambiando la composición de GLP en fase vapor, al momento de ir reduciendo la temperatura del gas en el intercambiador de calor E-101.

FIGURA 4-14: CONDENSACIÓN DEL GLP EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA



Elaborado por: Victor Salazar

4.3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101, CASO 3

Se realiza un procedimiento similar al de la propuesta 2 para realizar el dimensionamiento del intercambiador de calor E-101 con la ayuda del software Microsoft Excel, a continuación en la tabla 4-8 se presentan los cálculos de diseño del intercambiador de calor E101.

TABLA 4-8: ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101

Temperatura de entrada del GLP (°F)	94,0060
Temperatura de salida del GLP (°F)	60,033
Temperatura de entrada del agua (°F)	60
Temperatura de salida del agua (°F)	74
Número de pasos por los tubos	2
Calor transferido (BTU/h)	192367,017
LMTD (°F)	1,87034125
Área de transferencia de calor (pie ²)	2235,89768
Longitud requerida (pie)	8540,50003
Longitud estándar (pie)	30
Número de tubos	285
Área de flujo en los tubos (pie ²)	0,58830729
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Velocidad másica en los tubos (lb/h pie ²)	15298,1276
Número de Reynolds para los tubos	3758,1933
Coefficiente convección en los tubos (BTU/h pie ² °F)	65,3861513
Diámetro interno de la carcasa (pulg)	27
Área de flujo en la carcasa (pie ²)	0,324
Velocidad másica en la carcasa (lb/h pie ²)	40061,7284
Número de Reynolds para la carcasa	959,152849
Coefficiente convección en la carcasa (BTU/h pie ² °F)	874,496677
Corrección Coeficiente Convección tubos (BTU/h pie ² °F)	56,8859516
Coefficiente transferencia de calor limpio (BTU/h pie ² °F)	53,4115348
Factor de ensuciamiento permitido (h pie ² °F/BTU)	0,003
Factor de ensuciamiento diseño (h pie ² °F/BTU)	0,00301658
Coefficiente de transferencia de calor total (BTU/h pie °F)	46,0351161
Caída de presión en la carcasa (psi)	0,01436288
Caída de presión en los tubos (psi)	0,01651007

Elaborado por: Victor Salazar

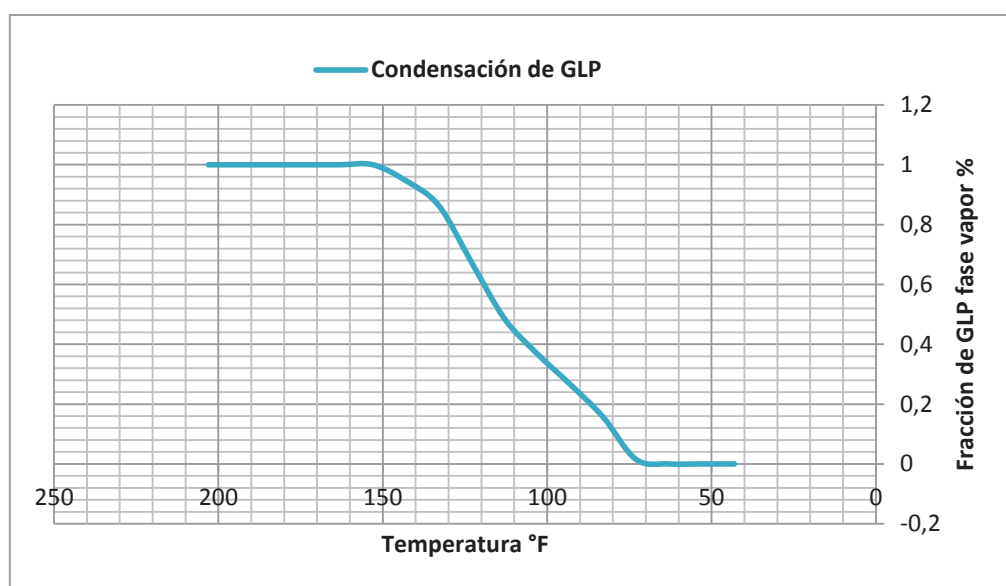
El diseño del intercambiador se basó siguiendo las normas estándares de diseño, mediante el cual se realizó diferentes cálculos bajo un proceso iterativo. Al realizar los cálculos térmicos en el intercambiador E-101 se obtiene, un calor transferido de 192367,017 BTU/h, el área de transferencia de calor requerida es de 2235,897 pie² para una longitud de 8540,50 pie, como se observa en la Tabla 4-8. La longitud estandarizada por las industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN) para los tubos en los

intercambiadores de calor es 30 pie, por lo tanto, se requieren 285 tubos en el interior de la carcasa del intercambiador. El arreglo de los tubos en el interior de la carcasa es de tipo cuadrado de 90°, con un espaciado de 1 ^{1/4} pulg y 2 pasos por los tubos, este arreglo es preferible debido a que existe flujo turbulento.

La caída de presión a través de un intercambiador de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de transferencia de calor, ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor convectivo, Para un coeficiente de transferencia de calor 46,035 BTU/h pie² °F y 2 pasos del gas por los tubos se obtienen un factor de obstrucción de 0,003016 h pie² °F/BTU que es un valor aceptable, en comparación con el factor de obstrucción permitido, para lograr un periodo de mantenimiento razonable, la caída de presión tanto en la coraza como en los tubos no excede la permitida logrando tener un diseño aceptable.

En la figura 4-14 se presenta la curva de cómo va cambiando la composición de GLP en fase vapor, al momento de ir reduciendo la temperatura del gas en el intercambiador de calor E-101.

FIGURA 4-15: CONDENSACIÓN DEL GLP EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA



Elaborado por: Victor Salazar

4.4 ESTIMACIÓN DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVALUADOS

4.4.1 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL AEROENFRIADOR FAXR030702

4.4.1.1 Costo base

Se utiliza la figura B-1 para un área calculada de 15283,51 pie^2 se tiene un costo para el año 1968 de:

$$C_b = \$ 10000$$

4.4.1.2 Ajuste del costo

De la tabla B-1, los factores de ajuste son:

Para presiones de 250 psi, $F_p = 1,05$

Para longitudes de 18 pie, $F_t = 0,05$

Para acero al carbono, $F_m = 0$

Reemplazando estos valores en la Ec.2-73:

$$C_{fob} = \$ 10000(1,05 + 0,05 + 0)$$

$$C_{fob} = \$ 11000$$

4.4.1.3 Costo del módulo

Para enfriadores por aire, de la tabla B-2.

$$F_{md} = 2,54$$

Reemplazando los valores en la Ec.2-75:

$$C_{md} = \$ 10000 * 2,54$$

$$C_{md} = \$ 25000$$

4.4.1.4 Ajuste del costo del módulo

Reemplazando los valores de los costos del módulo, costo base y costo base ajustado en la Ec.2-76, se tiene:

$$C_{mda} = \$ 25000 + (11000 - 10000)\$$$

$$C_{mda} = \$ 26400$$

4.4.1.5 Costo actual

Los índices de costos para el año 1968 y para el más actualizado (2011), se obtuvieron de la *Chemical Engineering*³³, donde:

$$I_p = 113,7 \text{ (año 1968)}$$

$$I_a = 585,7 \text{ (año 2011)}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la Ec.2-77:

$$C_a = 26400 \frac{585,7}{113,7}$$

$$C_a = \$ 135993,66$$

4.4.1.6 Costo total del equipo

Se añade un 15% de contingencia al costo actual en la Ec.2-78.

$$C_t = 1,15 * 135993,66$$

$$C_t = \$ 156392,71$$

En resumen, a este equipo se les estima un costo de \$ 156392,71, el cual no incluye costo de transporte, instalación y mantenimiento, este costo se determinó utilizando el método de Guthrie.

4.4.2 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100

4.4.2.1 Costo base

Se utiliza la figura D-1 para un área calculada de 642,94 pie^2 se tiene un costo para el año 1968 de:

$$C_b = \$ 6500$$

³³ <http://es.scribd.com/doc/113753604/cepci-2011-py>

4.4.2.2 Ajuste del costo

De la tabla D-1, los factores de ajuste son:

Para intercambiador de calor de cabezal flotante, $F_d = 1$

Para presiones de 180psi, $F_p = 0,10$

De la tabla D-2, el factor de ajuste es:

Para acero al carbono, $F_m = 1$

Reemplazando estos valores en la Ec.2-74:

$$C_{fob} = 6500 * 1(1 + 0,10)$$

$$C_{fob} = \$ 7150$$

4.4.2.3 Costo del módulo

Para intercambiadores de calor, de la tabla B-2.

$$F_{md} = 3,39$$

Reemplazando los valores en la Ec.2-75:

$$C_{md} = \$ 6500 * 3,39$$

$$C_{md} = \$ 22035$$

4.4.2.4 Ajuste del costo del módulo

Reemplazando los valores de los costos del módulo, costo base y costo base ajustado en la Ec.2-76, se tiene:

$$C_{mda} = \$ 22035 + (7150 - 6500)\$$$

$$C_{mda} = \$ 22685$$

4.4.2.5 Costo actual

Los índices de costos para el año 1968 y para el más actualizado (2011), se obtuvieron de la *Chemical Engineering*³⁴, donde:

$$I_p = 113,7 \text{ (año 1968)}$$

$$I_a = 585,7 \text{ (año 2011)}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la Ec.2-77:

$$C_a = 22685 \frac{585,7}{113,7}$$

$$C_a = \$ 114801,66$$

4.4.2.6 Costo total del equipo

Se añade un 15% de contingencia al costo actual en la Ec.2-78.

$$C_t = 1,15 * 114801,66$$

$$C_t = \$ 132021,91$$

El precio de los dos tanques para la refrigeración del GLP es de \$ 106000.³⁵

En resumen, a este equipo se les estima un costo de \$ 238021,91, el cual no incluye costo de transporte, instalación y mantenimiento, este costo se determinó utilizando el método de Guthrie.

4.4.3 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101

Se realiza un procedimiento similar al anterior para estimar el costo del intercambiador de calor E-101 con la ayuda del software Microsoft Excel, a continuación en la tabla 4-9 se presentan los cálculos.

³⁴ <http://es.scribd.com/doc/113753604/cepci-2011-py>

³⁵ <http://www.inoxidablesmt.com/#!productos>

TABLA 4-9: ESTIMACIÓN DE COSTOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101

Costo base	\$ 15.000,00
Ajuste del costo	\$ 16.500,00
Costo del módulo	\$ 50.850,00
Ajuste del costo del módulo	\$ 52.350,00
Costo actual	\$ 264.926,91
Costo total del equipo	\$ 304.665,95

Elaborado por: Victor Salazar

El precio de los dos tanques para la refrigeración del GLP es de \$ 15000³⁶

En resumen, a este equipo se les estima un costo de \$ 319665,95, el cual no incluye costo de transporte, instalación y mantenimiento, este costo se determinó utilizando el método de Guthrie.

4.5 SELECCIÓN DEL CASO HIPOTÉTICO QUE SE PODRÍA IMPLEMENTAR EN EL TERMINAL DE GLP OYAMBARO

Una vez que se ha realizado el diseño de diferentes sistemas de enfriamiento por aire, que se pueden implementar en el Terminal de GLP Oyambaro de la EP-PETROECUADOR se selecciona la mejor propuesta tomando en cuenta factores como: el espacio físico disponible, costos que se evaluaron y parámetros operativos, presión de succión y caudal del fluido, etc.

En la tabla 4-10 se presentan todos los datos obtenidos en el dimensionamiento de los diferentes equipos.

³⁶ <http://www.inoxidablesmt.com/#!productos>

TABLA 4-10: DATOS DE LAS ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DE LOS TRES CASOS

Variables	CASO 1	CASO 2	CASO 3
Costo \$	156392,71	238021,91	319665,95
Presión de succión (psi)	30	30	30
Flujo másico (lb/h)	9000	9000	9000
Calor transferido (BTU/h)	594498,1	717045,75	192367,017
Temperatura de entrada del GLP (°F)	203,39	203,3900	94,006
Temperatura de salida del GLP (°F)	90	60,89	60,033
Área de transferencia de calor (pie ²)	15283,51	642,94	2627,21
Longitud de la unidad (pie)	20	40	30
Número de tubos	137	61	336
Número de pasos por los tubos	1	2	4
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1	1	1
Coefficiente de transferencia de calor (BTU/h pie ² °F)	2,02	49,32	39,06

Elaborado por: Victor Salazar

4.5.1 EVALUACIÓN DEL CASO 1

En la presente propuesta se reemplaza el actual aerofriador por uno de mayor capacidad de enfriamiento para lograr obtener un mayor volumen de condensado.

Para el dimensionamiento se consideraron los siguientes parámetros:

1. Presión de succión del compresor.
2. Caudal másico del GLP.
3. Composición del GLP.
4. Temperatura de ingreso del aire.

4.5.1.1 Ventajas

- El caudal de GLP en fase vapor que se puede operar es alto, 9000 lb/h.
- Las condiciones operativas del compresor son óptimas, es decir de 30 psi de succión y de 180 psi de descarga.
- Al operar dentro de los rangos óptimos establecidos por el fabricante, los equipos presentarán menos daños.
- Al tener un mayor tiempo de vida útil los equipos no será necesario la reparación de los mismos, evitando así realizar reparaciones continuas que implican grandes sumas de dinero para la empresa.
- El costo para el diseño del aerofriador es de \$ 156392,71.

4.5.1.2 Desventajas

- La temperatura de salida del GLP es de 32,2 °C (90°F).
- No se logra la condensación del producto.

4.5.2 EVALUACIÓN DEL CASO 2

Como ya se mencionó en la sección 3.4.2, esta propuesta consiste en el reemplazo del actual equipo por un intercambiador de calor tipo carcasa tubo.

Para el dimensionamiento se consideraron los siguientes parámetros:

1. Presión de succión del compresor.
2. Caudal másico del GLP.
3. Caudal másico del refrigerante.

4. Composición del GLP.
5. Temperatura de ingreso del refrigerante, en este caso de agua.

4.5.2.1 Ventajas

- El caudal de GLP en fase vapor que se puede operar es alto, 9000 lb/h.
- Las condiciones operativas del compresor son óptimas, es decir de 30 psi de succión y de 180 psi de descarga.
- Al operar dentro de los rangos óptimos establecidos por el fabricante, los equipos presentarán menos daños.
- Al tener un mayor tiempo de vida útil los equipos no será necesario la reparación de los mismos, evitando así realizar reparaciones continuas que implican grandes sumas de dinero para la empresa.
- La temperatura de salida del GLP es de 16,05 °C (60,89°F).
- Se lograr obtener un condensado casi total de GLP.

4.5.2.2 Desventajas

- El caudal que se requiere de agua es alto, 60000 lb/h.
- El costo para el diseño del intercambiador de calor es de \$ 238021,91.

4.5.3 EVALUACIÓN DEL CASO 3

En esta evaluación final, se instala directamente un intercambiador de calor de tipo tubo carcasa en serie al equipo que se encuentra instalado en el Terminal.

Para su dimensionamiento se consideraron los siguientes parámetros:

1. Presión de succión del compresor.
2. Caudal másico del GLP.
3. Caudal másico del refrigerante.
4. Composición del GLP.
5. Temperatura de ingreso del refrigerante, en este caso de agua.

4.5.3.1 Ventajas

- Las condiciones operativas del compresor son óptimas, es decir de 30 psi de succión y de 180 psi de descarga.

- El caudal de GLP en fase vapor que se puede operar es alto, 9000 lb/h.
- Al operar dentro de los rangos óptimos establecidos por el fabricante, los equipos presentarán menos daños.
- Al tener un mayor tiempo de vida útil los equipos no será necesario la reparación de los mismos, evitando así realizar reparaciones continuas que implican grandes sumas de dinero para la empresa.
- El caudal que se requiere de agua es bajo, 12980 lb/h.
- La temperatura de salida del GLP es de 15,5 °C (60°F).
- Se lograr obtener un condensado casi total de GLP.

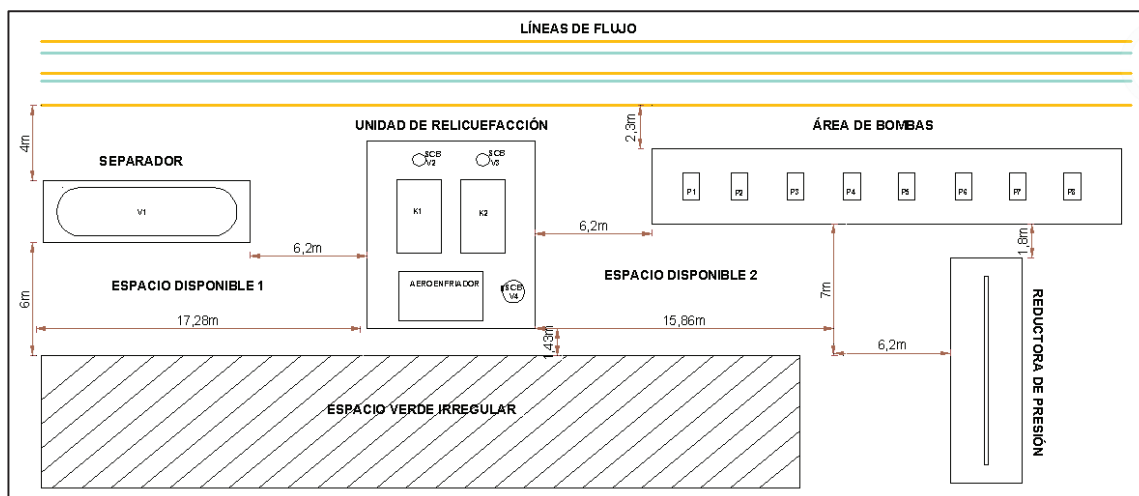
4.5.3.2 Desventajas.

- El costo para el diseño del intercambiador de calor es de \$ 319665,95.

4.6 DISPONIBILIDAD DE ESPACIO FÍSICO EN EL TERMINAL OYAMBARO

En la figura 4-16 se presenta la ubicación de cómo se encuentran instalados las unidades de relicuefacción y reductora de presión, el separador Bullet, bombas y líneas de flujo, como también a la distancia que se encuentran unas de otras y de los espacios disponibles para situar en serie el nuevo equipo de transferencia de calor. Existe un sector denominado espacio verde irregular, zona que se la podría adecuar para la instalación del intercambiador de calor E-101 si el área de los espacios disponibles 1 y 2 es demasiado pequeña en comparación al área que ocuparía el nuevo equipo.

FIGURA 4-16: ESPACIO DISPONIBLE PARA LA UBICACIÓN DEL EQUIPO EN EL TERMINAL OYAMBARO



Elaborado por: Victor Salazar

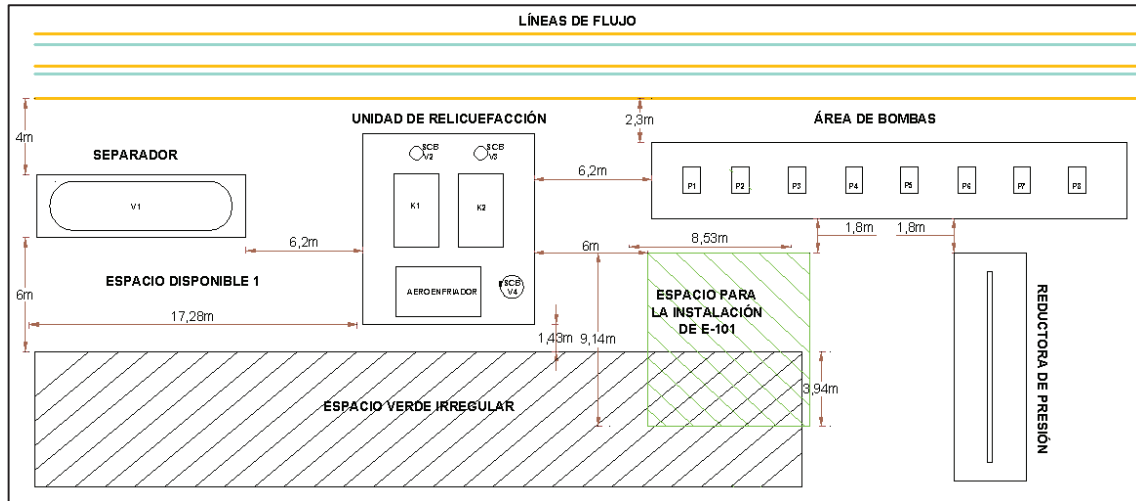
4.6.1 DETERMINACIÓN DEL ESPACIO FÍSICO

Para determinar el espacio físico para el intercambiador de calor y las distancias reglamentarias entre los equipos inmersos en el proceso de licuefacción de GLP en el Terminal Oyambaro se lo realiza de acuerdo a la Norma NTE INEN 536, año 1998, PREVENCIÓN DE INCENDIOS. REQUISITOS DE SEGURIDAD EN PLANTAS DE ALMACENAMIENTO Y ENVASADO DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP), que señala lo siguiente:

“d.3) La distancia horizontal mínima entre tanques de GLP (área de almacenamiento) sobre el terreno, y tanques superficiales que contienen líquidos inflamables (punto de inflamación menor a 94 °C) debe ser de 6 m. Esta restricción no se aplica a tanques de GLP (o almacenamiento total) menores a 0,5 m², instalados junto a tanques de suministro de petróleo o aceites pesados de capacidad total menor a 2,5 m²”.

En la figura 4-17 se indica el lugar en donde se podría instalar el nuevo equipo en serie al que ya se encuentra en la instalación, el área necesaria es de 77,96 m², pero solo se dispone de 44,36 m² por lo que se tendría que adecuar un área de terreno irregular de 33,60 m².

FIGURA 4-17: UBICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101 EN EL TERMINAL OYAMBARO



Elaborado por: Victor Salazar

4.7 RESULTADOS

Todos los posibles equipos para la licuefacción de GLP evaluados cumplen con el requerimiento de disminuir la temperatura del GLP en fase vapor que entra al sistema de licuefacción, desde 95 °C (203 °F) hasta una temperatura de 32,2 °C (90 °F) el caso 1, desde 95°C (203 °F) a 16, °C (60,89 °F) el caso 2, y desde 34,4 °C (94 °F) a 15,5 °C (60 °F) el caso final.

Los casos que se analizarán son el 1 y 2 ya que cumplen con el objetivo de reducir la temperatura dentro de los parámetros establecidos por EP-PETROECUADOR que es de 13 °C (55,4 °F) a 16 °C (61°F).

Después de realizar una comparación entre los dos casos supuestos, en función de sus ventajas y desventajas y de lo mencionado anteriormente, se recomienda implementar el equipo diseñado en el caso hipotético 2 por las siguientes razones:

- El diseño permite obtener una condensación casi por completo del GLP en fase vapor.
- Los parámetros operativos con los que se trabajan se encuentran dentro de los rangos que el fabricante aconseja en el manual.

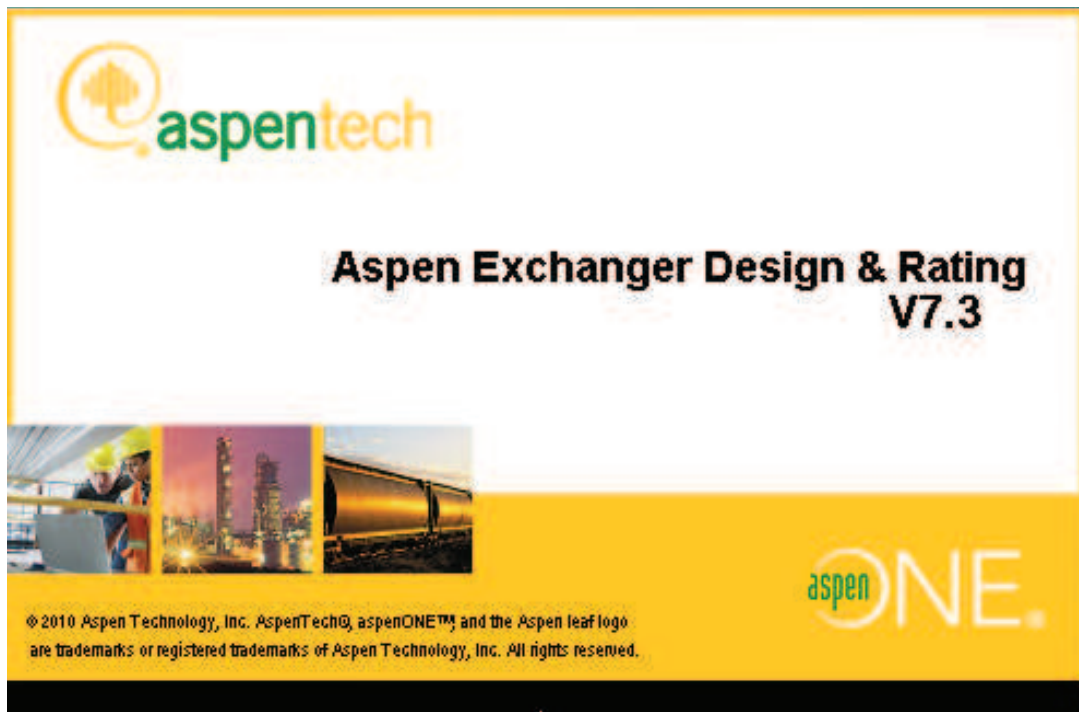
- Al lograr una condensación casi total del producto, existen pérdidas despreciables, beneficiando así al medio ambiente y a la empresa.
- La disponibilidad de espacio físico en el Terminal es limitada, por lo que se realizarían pequeños trabajos para poder instalarlo y así no existirá ninguno inconveniente con el espacio.
- El costo del equipo es menor al del caso 3.

CAPÍTULO 5

DOCUMENTACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO Y SIMULACIÓN

5.1 INTRODUCCIÓN A LA SIMULACIÓN

La simulación es el proceso de diseñar un modelo físico o matemático de un sistema real con la finalidad de comprender el comportamiento del sistema o de evaluar nuevas estrategias dentro de los límites impuestos por un criterio o conjunto de ellos. A pesar de su utilidad la simulación no puede considerarse como un método capaz de resolver todo tipo de situaciones, aun contando con la ayuda de lenguajes especializados para la simulación. La realización de un estudio de simulación comprende un esfuerzo y un consumo de recursos no despreciable en cualquiera de sus fases: definición del problema, recolección de la información, construcción del modelo, programación del mismo y ejecución.



5.2 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

Los programas utilizados en Ingeniería y muchos simuladores de procesos, reflejan el avance tecnológico que ha tenido en los últimos años, la ingeniería de sistemas, la informática y la computación. Estos paquetes permiten resolver de una forma rápida y sencilla, infinidad de cálculos que continuamente realiza el ingeniero de procesos para el análisis, evaluación y diseños de muchos equipos, además de cálculos de las propiedades fisicoquímicas y termodinámicas de las corrientes involucradas, que de otra forma llevarían semanas enteras de trabajo, se obtienen fácilmente en pocos minutos. (Martinez, 2010, pág. 56).

5.2.1 SIMULACIÓN CON EL SOFTWARE ASPEN EXCHANGER DESIGN & RATING V7.3

Aspen EDR, consisten en un número de productos que ejecuta todo desde EDR en un entorno de interfaz de usuario común. Las nuevas características que se aplican a este entorno se encuentran a disposición de todos los productos comunes EDR. Estos productos son:

- Shell & Tube Exchanger
- Shell & Tube Mechanical
- Air Cooled Exchanger
- Fired Heater
- Plate Fin Exchanger

La simulación que se realizara en este capítulo será con la opción Shell & Tube Exchanger.



Elaborado por: Victor Salazar

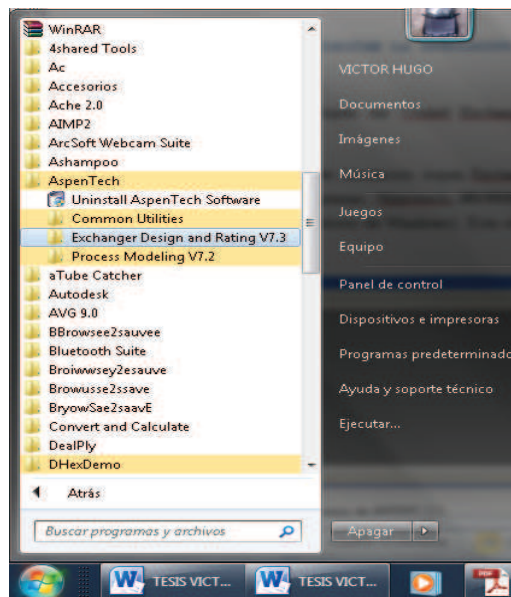
Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

5.2.2 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA SIMULACIÓN CON ASPEN AIR COOLED EXCHANGER

Para realizar la simulación en Aspen Air Cooled Exchanger se seguirá el siguiente procedimiento:

1. Para acceder al software de simulación Aspen Exchanger Design & Rating V7.3, pulse el botón Inicio, Programas, Aspen Tech, **Exchanger Design & Rating V7.3** (o pulse el botón en el icono de **Exchanger Design and Rating User Interface** en el escritorio de Windows).

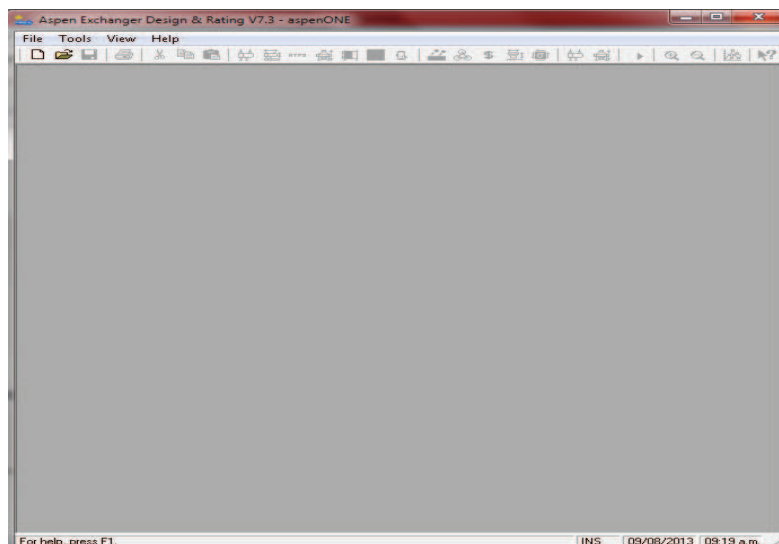
FIGURA 5-1: PROCEDIMIENTO PARA INGRESAR AL SOFTWARE



Elaborado por: Victor Salazar

Ésta es la pantalla que se observa al comenzar.

FIGURA 5-2: PANTALLA DE INICIO DE ASPEN EXCHANGER DESIGN & RATING V7.3

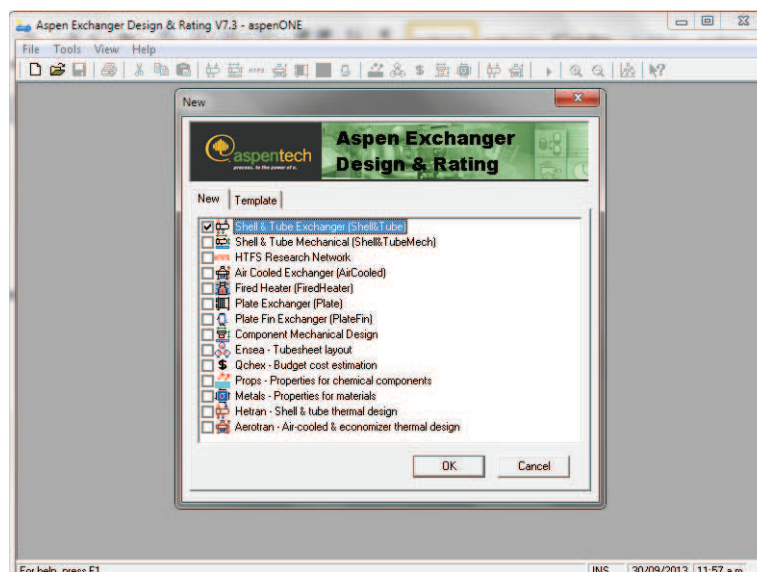


Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

2. Para ingresar a la opción que permita realizar la simulación del diseño elegido en el anterior capítulo dar click en, **File, New**, y seleccionar la opción Shell & Tube Exchanger, OK.

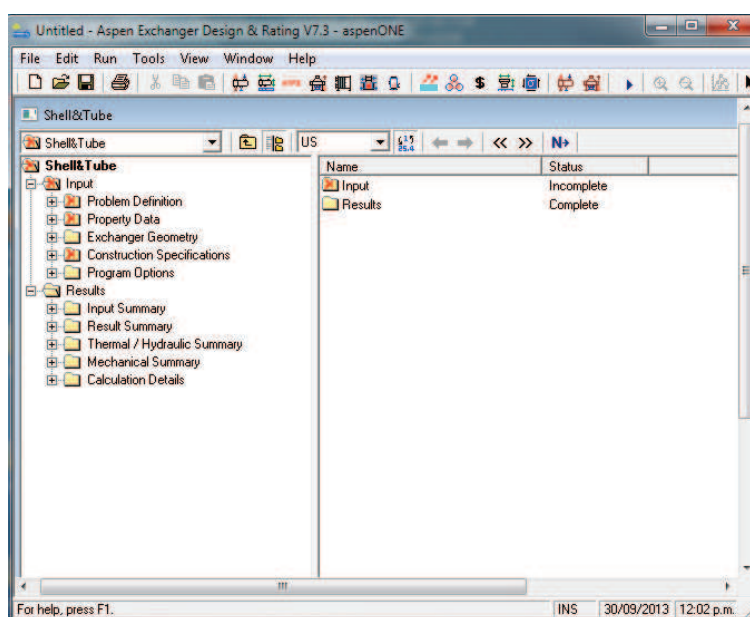
FIGURA 5-3: SELECCIÓN DE LA OPCIÓN ADECUADA PARA REALIZAR LA SIMULACIÓN



Elaborado por: Victor Salazar
 Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

- Al dar click en OK, aparecerá la siguiente ventana, una tabla de contenidos, en la que se ingresaran los datos necesarios para realizar la simulación. Categorías marcadas con rojo (X) contienen la información necesaria que debe ser completado para que el programa se ejecute.

FIGURA 5-4: INGRESO DE DATOS



Elaborado por: Victor Salazar
 Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3


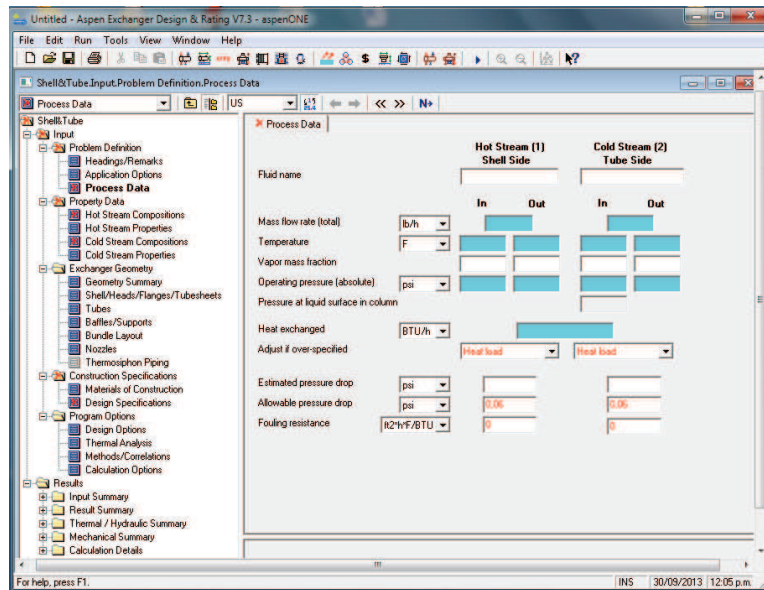
- Se puede proceder a través de los datos de entrada en la tabla de contenidos, o utilizando el siguiente botón  que le llevará automáticamente a la sección secuencial siguiente que requiere datos de entrada. La interfaz de usuario utiliza la convención de mostrar la información del usuario proporcionada en texto negro y programas predeterminados con el texto en rojo.

FIGURA 5-5: OPCIONES DE APLICACIÓN



Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3


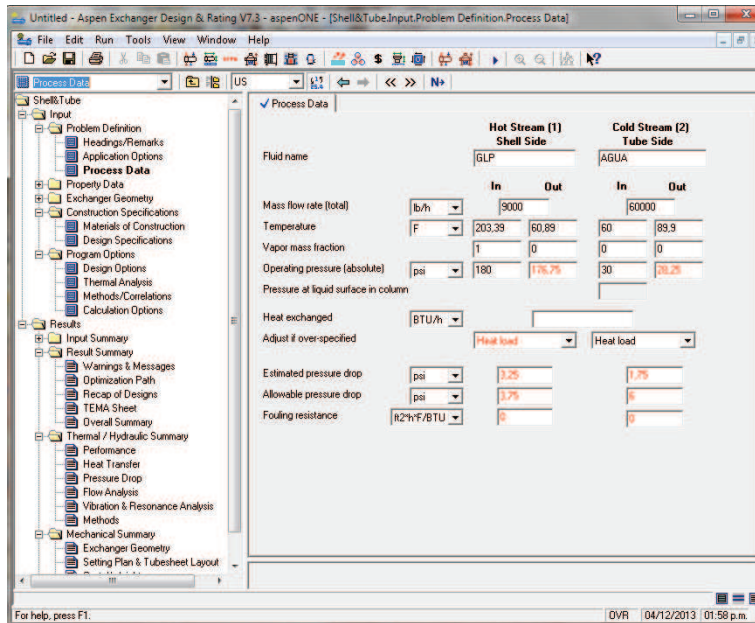
- Utilice el botón Next  para desplazarse a la forma de datos de proceso donde se requieren datos de entrada. Los campos de entrada con un fondo blanco son opcionales, son necesarios campos de entrada con un fondo azul y campos de entrada con un fondo rojo se cree que son de un rango válido. El programa se ejecutará con el aporte suministrado con un fondo rojo, pero es responsabilidad del usuario para determinar si la información ingresada es correcta. Especifique la información de proceso de datos de la información. El rojo (X) desaparecerá de la sección cuando todos los datos requeridos en la sección se ha introducido. Se procede a ingresar los datos necesarios.

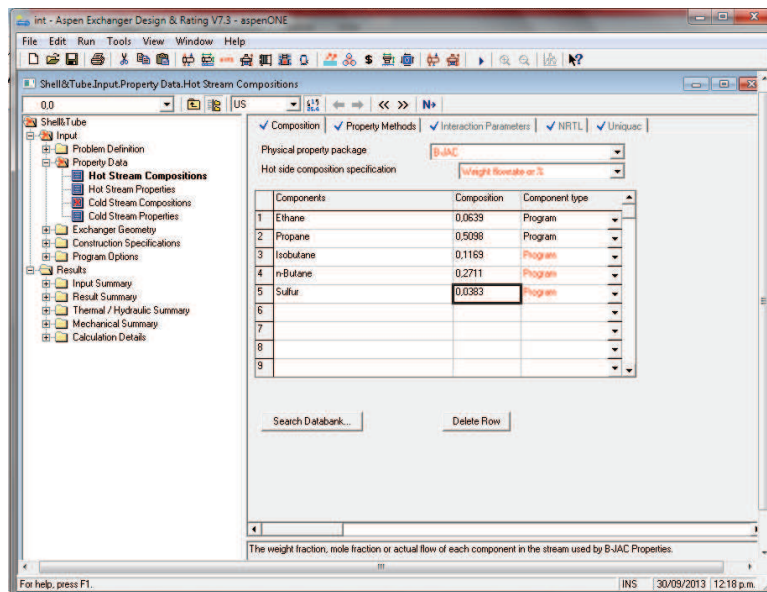
FIGURA 5-6: DATOS DE PROCESO



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

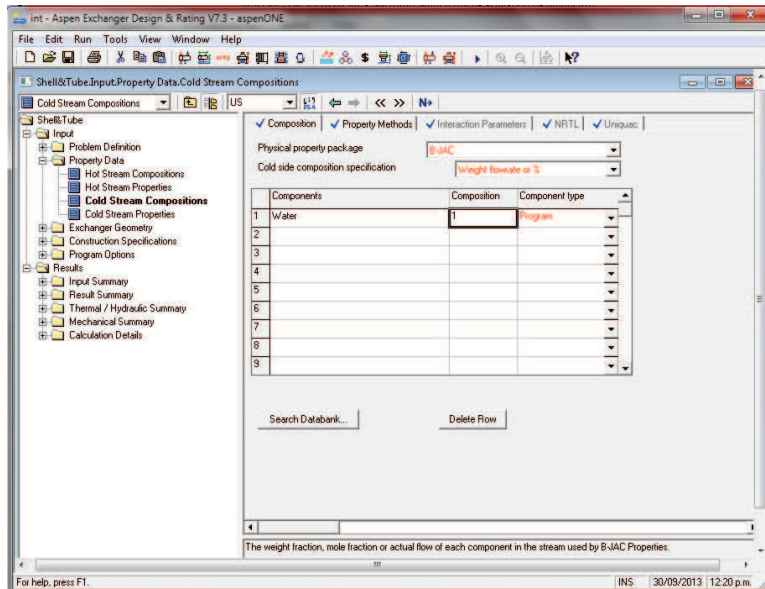
- Se puede observar que la marca con rojo desapareció porque se ingresaron los datos correspondientes. Se realiza lo mismo que en el paso anterior y se ingresa la composición del GLP y del refrigerante (agua).

FIGURA 5-7: INGRESO DE LA COMPOSICIÓN DEL GLP



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

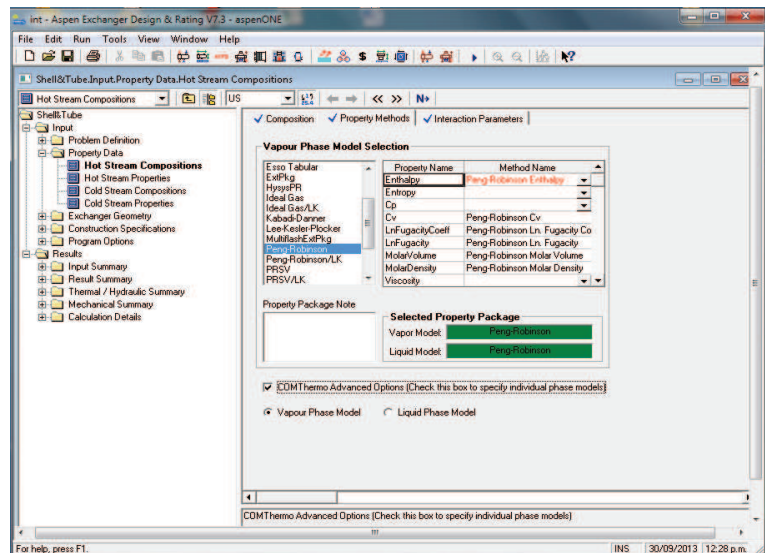
FIGURA 5-8: INGRESO DE LA COMPOSICIÓN DEL GLP



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

7. Escoger el paquete de propiedades **Peng Robinson**, el cual es recomendado para la mayoría de aplicaciones en donde existan hidrocarburos y la opción **EOSs** (Ecuaciones de Estado).

FIGURA 5-9: ECUACIÓN DE ESTADO PENG-ROBINSON



Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

8. Una vez ingresados todos los datos, dar clic en el botón **Run** .

FIGURA 5-10: INICIO DE COMPILACIÓN DE DATOS

-- processing user input data
 Output File Opened
 -- generating properties data
 -- heat balance and heat release curves
 -- new design calculation begun
 --

Shell Size	Tube Length	Baffle Space	Tube Pass	Shells No.	Area Ratio	DP Act/Max	Act/Max	Cost	
mm	mm	mm			Act/Req	Sh-side	Tu-side		
			(1)	(1) (1)					
			(1)	(2) (1)					
540	6096	108.54	1	417	2	1	3.512	0.884 0.155	76834.
591	6096	121.48	1	493	2	1	4.744	0.884 0.155	85322.
610	6096	121.48	1	532	2	1	4.914	0.884 0.155	85538.
635	6096	127.46	1	582	2	1	4.159	0.884 0.155	90684.
660	6096	133.44	1	631	2	1	4.343	0.884 0.155	95868.
			(1)	(3) (1)					
			(1)	(4) (1)					
307	6096	64.92	1	122	4	1	2.803	0.884 0.155	80452.
337	6096	70.83	1	149	4	1	3.235	0.884 0.155	87608.
387	6096	76.76	1	199	4	1	3.945	0.884 0.155	103948.
438	6096	89.66	1	262	4	1	4.622	0.884 0.155	118648.
489	6096	95.61	1	331	4	1	5.347	0.884 0.155	135596.

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

- Después de realizar la corrida en el simulador se obtienen los resultados respectivos, estos resultados se los puede observar dando clic en la pestaña resultados en donde se despliegan varias carpetas que contienen datos térmicos, mecánicos, entre otros.

FIGURA 5-11: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Name	Status
Input Summary	Complete
Result Summary	Complete
Thermal / Hydraulic Summary	Complete
Mechanical Summary	Complete
Calculation Details	Complete

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

5.3 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Los resultados del análisis del simulador Aspen Exchanger Design & Rating V7.3 se los puede visualizar de varias maneras. El usuario elige la forma de interpretar los valores y gráficos que el simulador pone en consideración para representar los resultados.

A continuación en la tabla se presentan los resultados obtenidos de la simulación.

TABLA 5-1: DATOS OBTENIDOS DE LA SIMULACIÓN

Temperatura de entrada del GLP (°F)	203,39
Temperatura de salida del GLP (°F)	60,89
Temperatura de entrada del agua (°F)	60
Temperatura de salida del agua (°F)	89,9
Número de pasos por los tubos	2
Calor transferido (BTU/h)	728906
LMTD (°F)	23,22
Área de transferencia de calor (pie ²)	620,5
Longitud estándar (pie)	40
Número de tubos	63
Área de flujo en los tubos (pie ²)	0,9111
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Velocidad másica en los tubos (lb/h pie ²)	-----
Número de Reynolds para los tubos	29875,12
Coefficiente convección en los tubos (BTU/h pie ² °F)	70,07
Diámetro interno de la carcasa (pulg)	12,75
Área de flujo en la carcasa (pie ²)	0,09
Velocidad másica en la carcasa (lb/h pie ²)	-----
Número de Reynolds para la carcasa	20655,46
Factor de ensuciamiento permitido (h pie ² °F/BTU)	0,003
Factor de ensuciamiento diseño (h pie ² °F/BTU)	0,0046
Caída de presión en la carcasa (psi)	38,2
Caída de presión en los tubos (psi)	0,05

Elaborado por: Victor Salazar

Al realizar los cálculos térmicos del intercambiador de calor se obtiene, un calor transferido de 728906 BTU/h, el área de transferencia de calor requerida es de 620,5 pie², como se observa en la tabla 5-1. La longitud estandarizada por las industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN) para los tubos en los intercambiadores de

calor es 40 pie, por lo tanto, se requieren 63 tubos en el interior de la carcasa del intercambiador. El arreglo de los tubos en el interior de la carcasa es de tipo cuadrado de 90°, con un espaciamiento de 1 ^{1/4} pulg y 2 pasos por los tubos, este arreglo es preferible ya que se tiene presencia de flujo turbulento. Todos los datos tabulados en la anterior tabla fueron tomados de las tablas del anexo F.

5.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LA SIMULACIÓN Y DEL CASO 2

Para realizar el análisis de los resultados es necesario efectuar la comparación de datos de diseño del intercambiador de calor E-101 entre los obtenidos de la simulación y de la norma TEMA.

TABLA 5-2: COMPARACIÓN DE DATOS OBTENIDOS POR MEDIO DE LA SIMULACIÓN Y NORMA TEMA

Variabes	Caso 2	Simulación
Temperatura de entrada del GLP (°F)	203,390	203,39
Temperatura de salida del GLP (°F)	60,89	60,89
Temperatura de entrada del agua (°F)	60	60
Temperatura de salida del agua (°F)	89,9	89,9
Número de pasos por los tubos	2	2
Calor transferido (BTU/h)	717945,75	728906
LMTD (°F)	22,7603	23,22
Área de transferencia de calor (pie ²)	642,94	620,5
Longitud estándar (pie)	40	40
Número de tubos	61	63
Área de flujo en los tubos (pie ²)	0,1259	0,9111
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1	1
Velocidad másica en los tubos (lb/h pie ²)	71474,85	-----
Número de Reynolds para los tubos	30061,662	29875,12
Coefficiente convección en los tubos (BTU/h pie ² °F)	69,8474	70,07
Diámetro interno de la carcasa (pulg)	13	12,75
Área de flujo en la carcasa (pie ²)	0,075111	0,09
Velocidad másica en la carcasa (lb/h pie ²)	798816,56	-----
Número de Reynolds para la carcasa	20790,433	20655,46
Factor de ensuciamiento permitido (h pie ² °F/BTU)	0,003	0,003

TABLA 5-2: CONTINUACIÓN

Factor de ensuciamiento diseño (h pie ² °F/BTU)	0,003135819	0,0046
Caída de presión en la carcasa (psi)	40,7978032	38,2
Caída de presión en los tubos (psi)	0,02075329	0,05

Elaborado por: Victor Salazar

Una vez realizada la comparación de los diferentes se puede notar que existen pequeñas diferencias.

La temperatura de salida del GLP que se obtuvo se encuentra dentro del rango determinado por el personal técnico de EP-PETROECUADOR., de manera que el diseño del equipo garantice la condensación de la corriente de gas que entra al sistema de licuefacción.

El diseño del intercambiador de calor realizada siguiendo los pasos que ofrece la Norma TEMA y con el simulador Aspen Exchanger Design & Rating V7.3, al final conducen al mismo fin que es el de lograr una condensación casi completa de GLP en fase vapor.

5.4 DOCUMENTACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO

Después de haber seleccionado la mejor propuesta para el diseño del intercambiador de calor, se procede a realizar un manual de operaciones del nuevo sistema de licuefacción, evaluando parámetros, métodos y procedimientos para un correcto funcionamiento de los equipos involucrados en la licuefacción de GLP.

5.4.1 MANUAL DE OPERACIONES PARA EL SISTEMA DE LICUEFACCIÓN DE GLP

5.4.1.1 Método de control

5.4.1.1.1 Unidad de reducción de presión y medición

El gas proveniente del poliducto Shushufindi-Quito llegará al tren de reducción de presión con una presión variable pudiendo estar comprendida en un rango de 900-700 psi esto dependerá de las condiciones de operación del Poliducto.

Dependiendo del tren de reducción que se elija se pondrá en operación la válvula automática PCV-031301 o PCV-031302 estas reducirán la presión a 180-250 psi, luego se pondrá en operación la PCV-031303 o PCV-031304 y reducirán la presión de 90-125 psi.

El ingreso de flujo será registrado en los CFM-1 y CFM-2 dependiendo del tren de medición que se elija.

Las válvulas reductoras de presión serán operadas (abriendo o cerrando) de acuerdo al requerimiento de la estación de bombeo Chalpi del Poliducto Shushufindi-Quito.

5.4.1.1.2 Unidad de relicuefacción

La unidad de relicuefacción trabajará en forma automática, entrará a funcionar cuando la presión en los scrubbers SCBR-031401 o SCBR-031402 llegue a 130 psi y se apagará cuando la presión llegue a 95 psi.

Controlar que eléctrica y mecánicamente se encuentren en buen estado los compresores CMPR-030601 y CMPR-030602.

Controlar que los controladores de presión de la unidad actúen correctamente cuando lleguen a su punto de set Pont.

Verificar que las válvulas controladoras de nivel de líquido de los scrubbers SCBR-031401, SCBR-031402 y SCBR-031403 actúen debidamente.

Comprobar periódicamente que las válvulas de seguridad accionen en sus puntos de set point. (Ortiz, 1998).

5.4.1.2 Variables de operación

5.4.1.2.1 Presión

a. Unidad reductora de presión y medición

Esta va a depender de las condiciones de operación del Poliducto Shushufindi-Quito, estará en un rango comprendido entre 700-1350 psi.

Con la primera reductora se lograra bajar a 180-250 psi y con la segunda a 90-125 psi.

En caso de sobrepresión y antes de la primera reductora aliviará la PSV-031201 cuando se tenga 1700 psi. Antes de la 2da reductora aliviará la PSV-031202 cuando se tenga 700 psi, ambos descargarán al TQ-V1.

b. En las esferas

Las esferas están equipadas con 4 válvulas de seguridad cada una.

Las primeras PSVLL-030005, PSVLL-030006 y PSVLL-030007 se abrirán a 107 psi (7.5 kg/ cm²).

Las segundas PSVL-030005, PSVL-030006 y PSVL-030007 se abrirán a 128 psi (8.5 kg/ cm²).

Las dos restantes de cada esfera PSVHH-030005, PSVH-030005, PSVHH-030006, PSVH-030006, PSVHH-030007, PSVH-030007 se abrirán en caso de un sobrepresionamiento brusco a 171 psi (12 kg/ cm²).

La presión de las esferas está controlada por la HV-030005 y HV-030006 y abrirá a los scrubber succión de los compresores cuando se tenga 90 psi.

c. En la unidad de relicuefacción

La presión de ingreso en esta unidad estará controlada por HV-031401-A y HV-030005 o HV-030006.

La HV-031401-A se abrirá cuando la presión en TQ-V1 sea de 30 psi y la HV-030005 o HV-030006 se abrirán cuando la presión en las esferas TQ-V5, TQ-V6 o TQ-V7 sea de 90 psi.

Los scrubbers SCBR-031401 y SCBR-031402 trabajarán a una presión comprendida entre 95 y 120 psi, cuando se tenga 115 psi uno de los compresores entrará en operación y cuando llegue a 95 psi se apagará.

El TQ-V1 trabajará con 30 psi. Cuando se tenga esta presión la HV-031401/2-A2 se abrirá y el GLP en fase gaseosa se dirige hacia la Unidad de Relicuefacción.

5.4.1.2.2 Nivel

a. Almacenamiento

Las tres esferas estarán provistas de tres medidores de nivel tipo radar y las lecturas del nivel serán presentadas en las pantallas de los PC. Por ningún motivo las esferas podrán ser llenadas sobre el 85% de su capacidad. Para esto se ha instalado alarmas de nivel de alta de tal manera que el operador del cuarto de control pueda hacer el cambio de esfera cuando se haya activado la alarma de alta, teniendo el suficiente tiempo para que cuando se active la alarma de alta ya se haya cambiado de esfera.

También se ha instalado alarmas de nivel de bajo de tal manera que cuando se active la alarma de bajo se pueda hacer el cambio de esfera con el objeto que las bombas no se queden sin producto para succionar o que el NPSH de la bomba no sea tan bajo y estos entren en cavitación.

b. Unidad de relicuefacción

El TQ-V1 es el recipiente donde se separan los gases de la gasolina proveniente de la interface. En este recipiente el control de nivel de la gasolina será ejecutado con el LSH-030001 abriendo cuando el nivel alcance el 35% y cierre cuando tenga el 5% de la capacidad del recipiente. Descargará a la bomba P8 la misma que enviará al TQ-V8 (tanque de SLOP).

Los scrubbers SCBR-031401 y SCBR-031402 están equipados con válvulas controladas de nivel LSH-031401 y LSH-031402 respectivamente, de tal manera que estos abran cuando el nivel del líquido alcance el 35% y cierre cuando tenga el 5%, la capacidad total de los recipientes, de tal manera que siempre garantice que no exista líquido en la succión de los compresores.

Las válvulas controladoras de nivel descargarán en las bombas P6 o P7 y estas a las esferas.

Los vapores comprimidos y condensados pasarán al SCBR-031403, el mismo que tendrá una válvula controladora de nivel LSH-031403 la que abrirá cuando se tenga el 35% y cierre cuando se tenga el 5% de la capacidad del recipiente y descargará a las esferas.

5.4.1.2.3 Temperatura

La temperatura es una variable de operación que será controlada en las esferas, para esto se ha instalado sensores de temperatura en cada esfera.

Será importante el control de esta variable por los siguientes motivos:

- Obtener el dato para el aforo físico
- Poner en servicio el agua de enfriamiento por cuanto una temperatura alta en la esfera puede incrementar la presión.

(Ortiz, 1998).

5.4.1.3 Procedimiento de la puesta en marcha

5.4.1.3.1 Unidad de relicuefacción

La unidad de relicuefacción opera manualmente, arrancará cuando la presión en los SCBR-031401 o SCBR-031402 llegue a 130 psi y se detendrá cuando la presión baje a 95 psi.

Las fuentes de vapores a licuarse serán de TQ-V1, TQ-V5, TQ-V6 y TQ-V7. El TQ-V1 descargará al scrubber SCBR-031401 o SCBR-031402 cuando su presión llegue a 30 psi a través de PCV-031401/2-A2.

Las esferas descargarán cuando su presión sea de 90 psi a través de la HV-030005 o HV-030006.

La alineación de la unidad será como se describe:

- Válvula de entrada a los scrubbers SCBR-031401 y SCBR-031402, HV-031401-A y HV-031402-A abiertas.
- LSH-031401 y LSH-031402 que son las controladoras de nivel de líquido de los scrubber actuarán automáticamente descargando hacia bomba P-6 o P-7. Para esto se abrirá la válvula HV-031401-B2 y se alineará bomba P-6 o P-7.
- Dependiendo del compresor que esté en servicio se abrirá por el CMPR-030601 la válvula HV-031401-B1 y la válvula de succión HV-030601.

- Para el CMPR030602 se abrirá la válvula HV-031402-B1 y succión de compresor HV-030602. Las válvulas de succión y descarga de la bomba de lubricación del compresor que va a operar deben estar abiertas.
- Válvula de descarga del CMPR-030601 PSV-B2-030601 abierta si éste va a operar.
- Válvula de descarga del CMPR-030602 PSV-B2-030602 abierta si éste va a operar.
- Abierta la válvula de ingreso al enfriador.
- Abierta la válvula HV-031401/2-B1 de ingreso al SCBR-031403. El control de nivel de líquido en este recipiente realizará la LSH-031403.
- Abrir HV-031401 para que descargue a la bomba P-6 o P-7. Para alinear estas bombas se abrirá succión HV-030106-A o HV-030107-A y descarga HV-030106-B y HV-030107-B para enviar el GLP líquido hacia las esferas.
- La presión de esta unidad estará controlada por PCV-031401 se abre cuando llegue la presión a 150 psi, retornando sus vapores al proceso de relicuefacción.
- Para controlar los relevos por efecto de la presencia de gases incondensables se han colocado válvulas de seguridad en esta unidad que relevarán a 180 psi.

5.4.1.3 Verificaciones durante la operación

Eventualmente verifique la ausencia de fugas en la unidad usando agua con jabón. La formación de burbujas indicará la presencia de fugas.

Cuando el compresor arranque verificar que la presión de aceite de lubricación esté entre 50 y 60 psi, verificar en operación normal que el nivel de aceite del compresor esté en la marca.

Poco tiempo después que ha arrancado el compresor, la presión aumentará en el SCBR-031402 y el líquido condensado comenzará a acumularse en el tanque.

Cuando el nivel del líquido llegue al set del controlador de nivel, el controlador abrirá para mantener el nivel constante del líquido en el tanque.

Si la presión en el SCBR-031402 comienza a acercarse a 150 psi esto indicará que gases no condensables se están acumulando en el tanque, entonces verificar que la válvula PCV-031401 abra. (Ortiz, 1998)

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Al realizar un análisis de las tres propuestas a implementarse, la mejor opción que se podría implementar en el terminal de GLP Oyambaro es el caso hipotético 2, debido a que los parámetros operativos se encuentran dentro del rango aconsejable que el fabricante señala; 30 psi de presión de succión y 180 psi de presión de descarga para el compresor y un caudal másico aproximado de 9000 lb/h y el costo aproximado del equipo sería de 238021,91 dólares.
- La condensación de la corriente de GLP está garantizada ya que la temperatura de salida del GLP es de 60 °F aproximadamente, temperatura que asegura la condensación del GLP.
- El sistema de licuefacción de GLP más factible a implementarse en el Terminal de GLP Oyambaro es el analizado en el Caso 2.
- En la elaboración de este estudio se pudo conocer claramente la carencia de instrumentación, por ejemplo no existen medidores de caudal después de los compresores para determinar la cantidad de GLP que ingresa al aerofriador, tampoco se puede calcular la cantidad de condensado que se obtiene a la salida del Scrubber V4 por falta de equipos de medida de caudal.
- Las condiciones operativas actuales del compresor no son las adecuadas, se está operando al doble de lo aconsejado por el fabricante, motivo por el cual el compresor está sufriendo daños continuamente.
- La pérdida de efectividad del aerofriador se debe al cambio de la composición química del GLP en el lapso de aproximadamente once años.
- Al incrementar la presión de succión por encima de lo establecido en los manuales se puede manejar una mayor cantidad de flujo, que a corto plazo no será de beneficio ya que se ocasionaría que la vida útil de los equipos disminuya rápidamente.

- Para cumplir con el objetivo de reducir la temperatura de la corriente de GLP a la salida del intercambiador de calor y así obtener una efectiva condensación, es necesario realizar la conexión en serie de un intercambiador de calor tipo coraza tubo al aerofriador que se encuentra actualmente instalado.
- En el análisis de la situación actual del sistema de licuefacción se determinó las propiedades físico-químicas del GLP actuales, las cuales fueron de gran utilidad en el proceso de diseño de los casos 1,2 y 3 que se plantearon.
- La temperatura de salida del GLP del aerofriador depende de la cantidad de masa por unidad de tiempo que pasa por el equipo y de la temperatura a la cual entra en contacto con los tubos del intercambiador de calor.

6.2 RECOMENDACIONES

- Realizar una inspección detallada a la instrumentación en superficie que existe en el Terminal por parte de personal técnico capacitada, que permita visualizar, la cantidad de GLP en fase vapor que ingresa al sistema de licuefacción, el volumen de condensado obtenido y la cantidad de producto no condensado, entre otros parámetros.
- La seguridad industrial es muy importante para el desarrollo sistemático de una empresa. Por lo tanto se recomienda dictar charlas informativas permanentes al personal de prevención de accidentes que pueden ocurrir dentro de las instalaciones del Terminal y de esta manera prevenir accidentes en los cuales se pone en riesgo la vida humana y de los equipos.
- Tratar de mejorar la disponibilidad de espacio físico ya que es una limitante que no permite la instalación del intercambiador de calor tipo coraza tubo.
- Controlar que no existan posibles taponamientos en el interior de los tubos del aerofriador ocasionados por sedimentos, realizando una limpieza interna de los tubos.
- El agua que se utilizará como refrigerante deberá ser tratada para evitar problemas como incrustaciones y corrosión en las tuberías y equipos.
- El cuidado y prevención de la naturaleza debe ser prioridad de todos quienes laboran en el Terminal de GLP Oyambaro.

BIBLIOGRAFÍA

Amercool Manufacturing INC. (s.f.). Basic of Air Cooled Heat Exchangers. Tulsa, Oklahoma.

Aspen Technology, Inc. (2009). What's New in V7.0 and V7.1. USA.

Autuori, R., & Meza, R. (2002). Evaluación del sistema de agua de enfriamiento de una planta de alquilación. Proyecto de titulación (Ingeniero), Facultad de Ingeniería Química, Venezuela.

Carrasco, A. (2012). Simulación del proceso de facilidades de producción de petróleo del Campo Villano, bloque 10. Proyecto de titulación (Ingeniero), Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería Química, Ecuador.

Cengel, Y., & Boles, M. (2009). Termodinámica. (Sexta ed.). México: McGraw-Hill.

Contreras, K. (2009). Diseño de un sistema de tratamiento secundario de la descarga de aguas grises y negras en el Terminal de GLP Oyambaro. Proyecto de titulación (Ingeniero), Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería en Geología, Minas, Petróleo y Ambiental, Ecuador.

EP-PETROECUADOR. (2010). Manual de Gestión Ambiental del Terminal de GLP Oyambaro. Sistemas de gestión ambiental Norma ISO 14001, Ecuador.

Exxon Research and Engineering Company-Desing Practices. (1978). Air Cooled Heat Exchanger. USA.

Freile, D., & Zambrano, T. (2008). Análisis del proceso de captación, transportación, separación, compresión y tratamiento del gas natural para obtención de gasolina natural en los campos petroleros Gustavo Galindo Velasco. Proyecto de titulación (Ingeniero), Escuela Superior Politécnica del Litoral, Facultad de Ingeniería en Ciencias de la Tierra, Ecuador.

Gomez, P. (s.f.). Diseño y cálculo de compresores.

GPSA. (2004). Engineering data book (12a ed., Vols. I, II). USA.

Guerra, V. (2011). Plan de autoprotección del Terminal de GLP Oyambaro. Sistema de Gestión en Seguridad y Salud, Ecuador.

Guevara, A., & Vinueza, J. (2005). Diseño mecánico de una planta de almacenamiento de gas licuado de petróleo de 16000 toneladas métricas de capacidad. Proyecto de titulación (Ingeniero), Escuela Politécnica del Ejército, Facultad de Ingeniería Mecánica, Ecuador.

Haro, J. (2009). Optimización de la producción de GLP y Gas Residual derivados del gas asociado que se obtiene en la planta modular de Petroindustrial-Secoya del Campo Libertador. Proyecto de titulación (Ingeniero), Escuela Tecnológica de Petróleos a Distancia, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Ecuador.

Hoyos, C. (2006). Sistema de almacenamiento y distribución de GLP en una planta de gas Duragas S.a. Montecristi – Manabí. Proyecto de titulación (Tecnólogo), Universidad Tecnológica Equinoccional, “Sistema de almacenamiento y distribución de GLP en una planta de gas Duragas S.a. Montecristi – Manabí”. Ecuador 2006. Proyecto de titulación Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Ecuador.

Jiménez, A. (2003). Diseño de procesos en Ingeniería Química. España: Reverté, S.A. y Reverté, S.A. de CV.

Karlekar, B. (1994). Transferencia de calor. USA: McGraw-Hill.

Kreith, F., & Bohn, M. (1975). Principles of Heat Transfer (4ta ed.). Londres, Inglaterra.

Lamela, V. (s.f.). Termodinámica y transferencia de calor.

Lema, A., & Monge, F. (2010). Diseño e implementación del sistema de control para la automatización del proceso de despacho de gas licuado de petróleo a granel en el Terminal de GLP Oyambaro de Petrocomercial. Proyecto de titulación (Ingeniero), Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, Ecuador.

Marín, F. (s.f.). Equipos de transferencia de calor. Venezuela.

Martinez, O. (2010). Desarrollo de la ingeniería conceptual para el enfriamiento de una corriente de gas a través de un tren de refrigeración mecánica existente. Proyecto de titulación (Ingeniería), Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Química, Venezuela.

NFPA 704. (2007). Sistema normativo para la identificación de los riesgos de materiales para respuesta de emergencias (3ra ed.). USA.

Ontiveros, J. (s.f.). Dimensionamiento de equipos de transferencia de calor.

Ortiz, V. (1998). Manual de operaciones del Terminal de GLP de Tropigas.

Paredes, C. (2009). Diseño de un sistema para optimizar el proceso de enfriamiento de los gases del domo de la torre. Proyecto de titulación (Ingeniero), Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Ecuador.

PDVSA. (1996). Principios básicos de transferencia de calor e intercambiadores de calor. Manual de diseño de proceso, Venezuela.

Pemex. (2007). Gas licuado de petróleo. Gas y petroquímica básica, México, D.F.

Pérez, V. (s.f.). Optimización del agua de enfriamiento en la Planta Fraccionada de Hidrocarburos la Cangrejera. Proyecto de titulación (Ingeniero), Universidad Veracruzana, Ingeniería Química, México.

Pillajo, T. (2009). Diseño y construcción de un precalentador de combustible para motores diésel. Proyecto de titulación (Ingeniero), Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica, Quito.

Proaño, M. (2005). Sistema de almacenamiento de gas licuado de petróleo (GLP) en la planta Oyambaro-Petrocomercial. Proyecto de titulación (Tecnólogo), Universidad Tecnológica Equinoccial, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Ecuador.

Puente, C. (2008). Diseño de un sistema scada para la ampliación de la capacidad de almacenamiento y despacho de gas licuado de petróleo en el Terminal Oyambaro de Petrocomercial. Proyecto de titulación (Ingeniero), Universidad Tecnológica Equinoccial, Escuela de Tecnología en Petróleos, Ecuador.

Romero, Y., Rosilvis, C., Aguilera, H., Jenasi, A., Maita, I., & Milagros. (2009). Implementación de un sistema de enfriamiento para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a una planta de extracción de LGN. Proyecto de titulación (Ingeniero), Universidad de Oriente, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Venezuela.

Sánchez, M. (2008). Diseño conceptual de una planta de control del punto de rocío en la estación WX-2, ubicada en el oriente del país. Proyecto de titulación (Ingeniero), Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería de Petróleo, Venezuela.

Sedigas. (s.f.). Propiedades de los combustibles gaseosos. España.

Vivanco, G., Di Pelino, A., Iglesias, F., Katz, P., & Daniele, M. (2002). Informe sobre la situación del gas licuado de petróleo. Instituto Argentino de la Energía "General Mosconi".

DIRECCIONES ELECTRÓNICAS

Anónimo. (s.f.). *GLP, ¿propano o butano?* Recuperado el 04 de Octubre de 2012, de http://www.combustionindustrial.com/img/GLP_propano_o_butano.pdf

Campo, A. (Agosto de 2009). Recuperado el 14 de Septiembre de 2013, de <http://www.cepeige.org/Revista3/El%20CAMBIO%20CLIMATICO%203.pdf>

EP-PETROECUADOR. (s.f.). Recuperado el 12 de Septiembre de 2012, de <http://www.monografias.com/trabajos91/anteproyecto-manual-reductora/anteproyecto-manual-reductora.shtml>

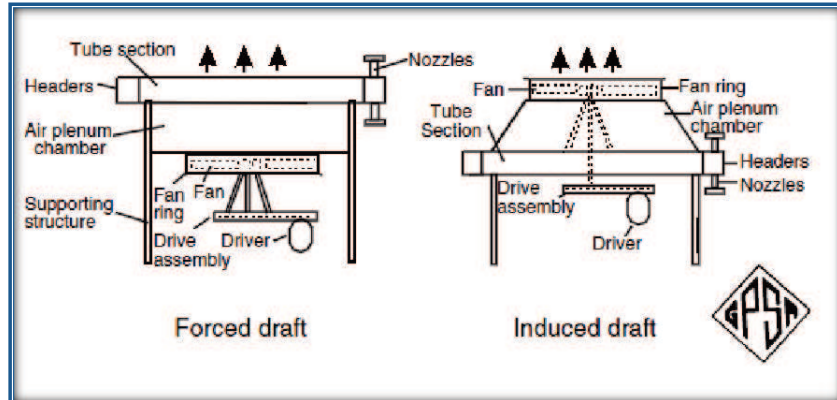
Ken, A., & Maurice, S. (s.f.). *Diseñando sistemas de producción de petróleo y gas*. Recuperado el 29 de Agosto de 2013, de http://www.oilproduction.net/files/Sistema_produccion_separadores.pdf

Osinergmin. (s.f.). *Propiedades y características del gas licuado de petróleo*. Recuperado el 03 de Octubre de 2012, de <http://www.slideshare.net/rgrados/propiedades-y-caractersticas-del-glp-9166571>

ANEXO A

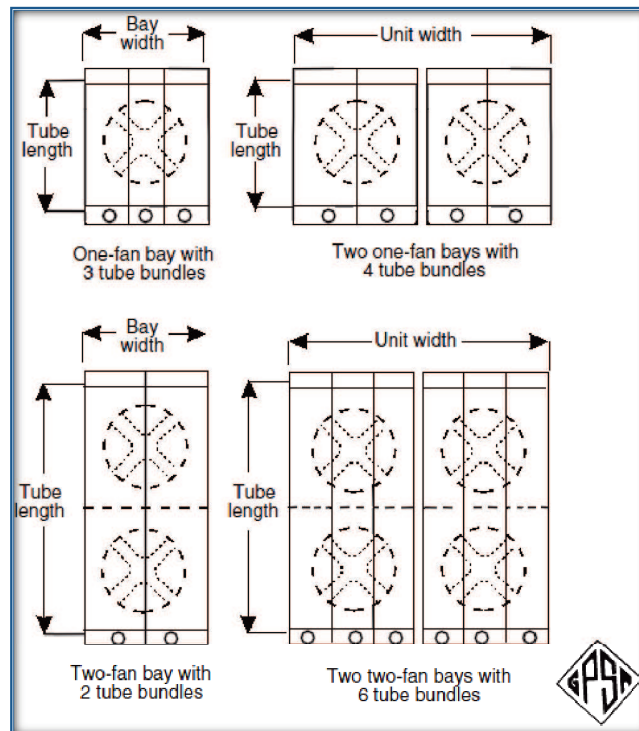
Diseño de enfriadores por aire

FIGURA A- 1: TIPOS DE ENFRIADORES POR AIRE



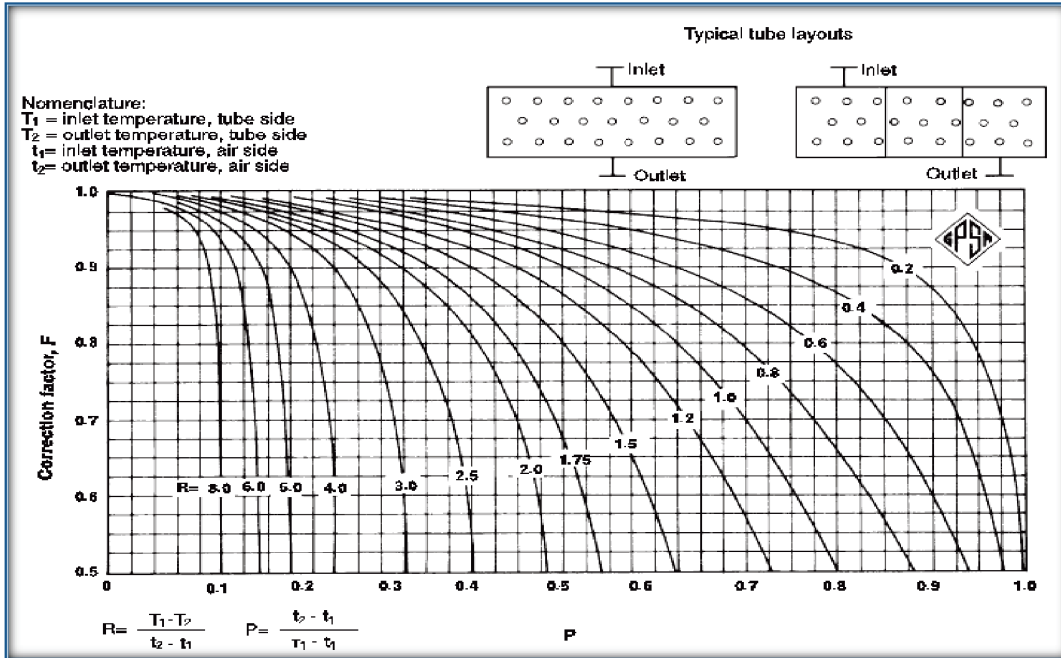
Fuente: GPSA

FIGURA A- 2: COMPONENTES DE LOS ENFRIADORES POR AIRE



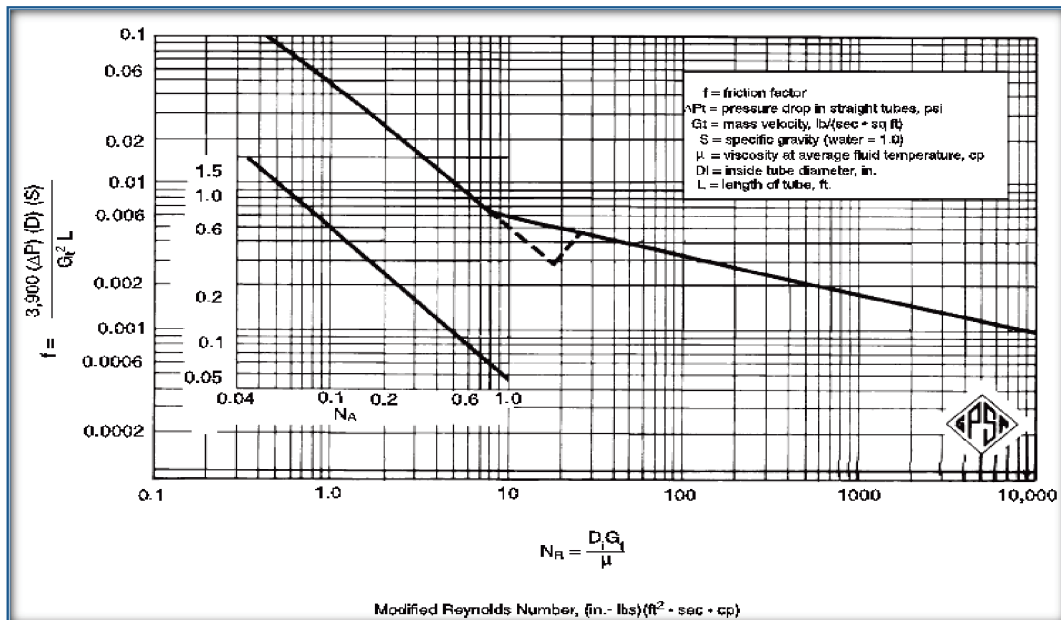
Fuente: GPSA

FIGURA A- 3: FACTORES DE CORRECCIÓN LMTD PARA AEROENFRIADORES CON UN PASO



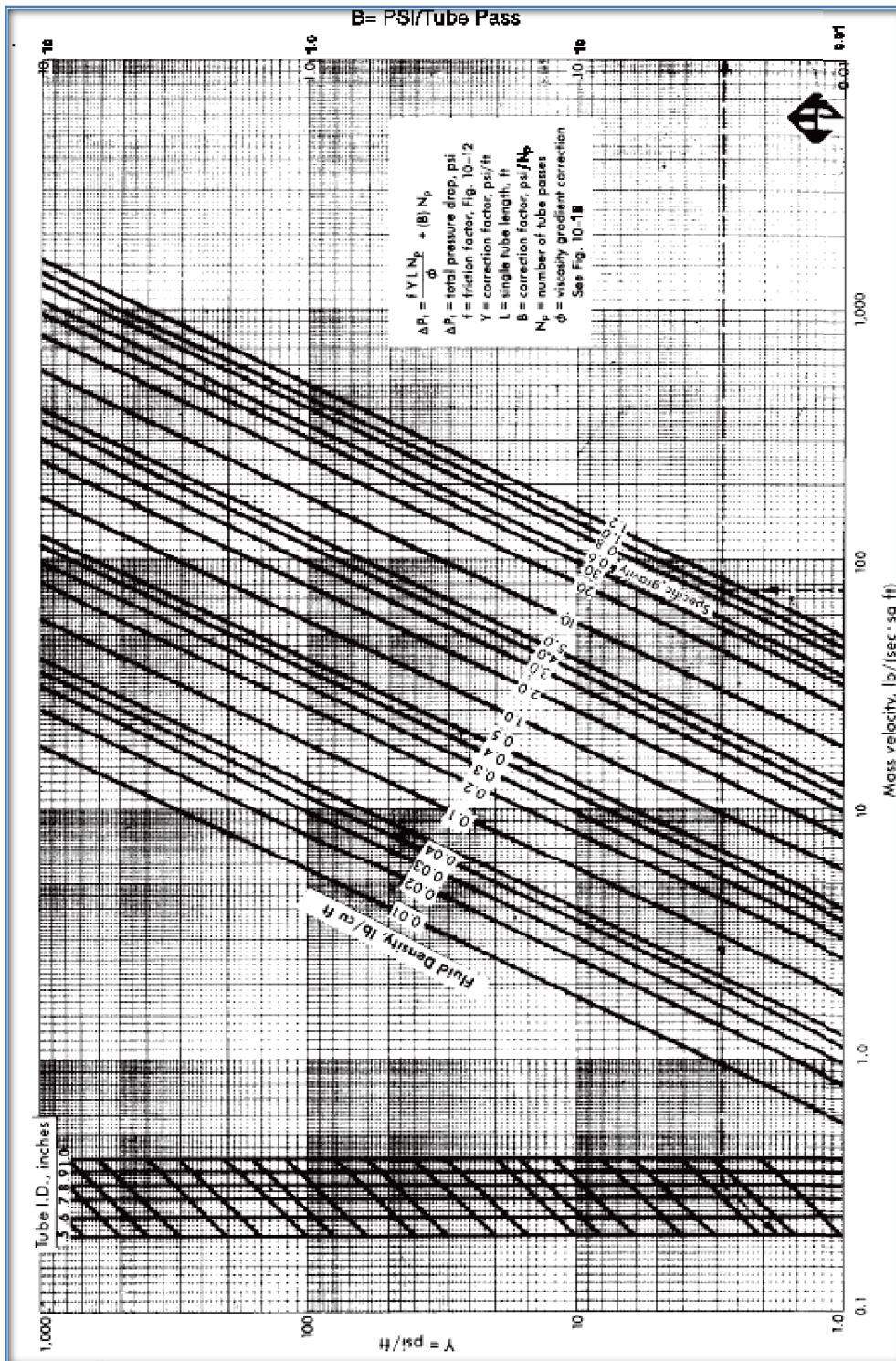
Fuente: GPSA

FIGURA A- 4: FACTOR DE FRICCIÓN DEL FLUIDO EN LOS TUBOS



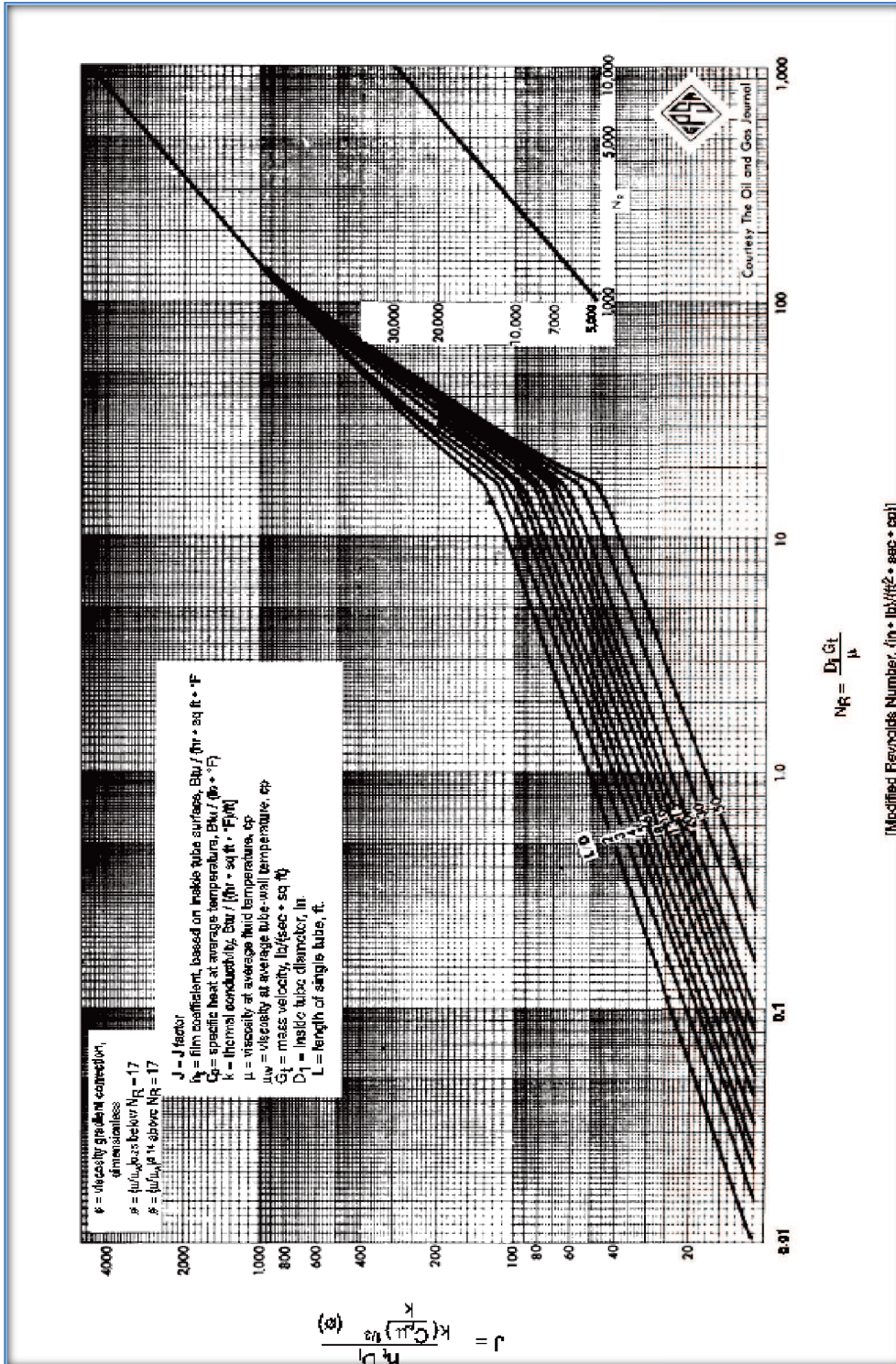
Fuente: GPSA

FIGURA A- 5: CAÍDA DE PRESIÓN DEL FLUIDO EN EL LADO DE LOS TUBOS



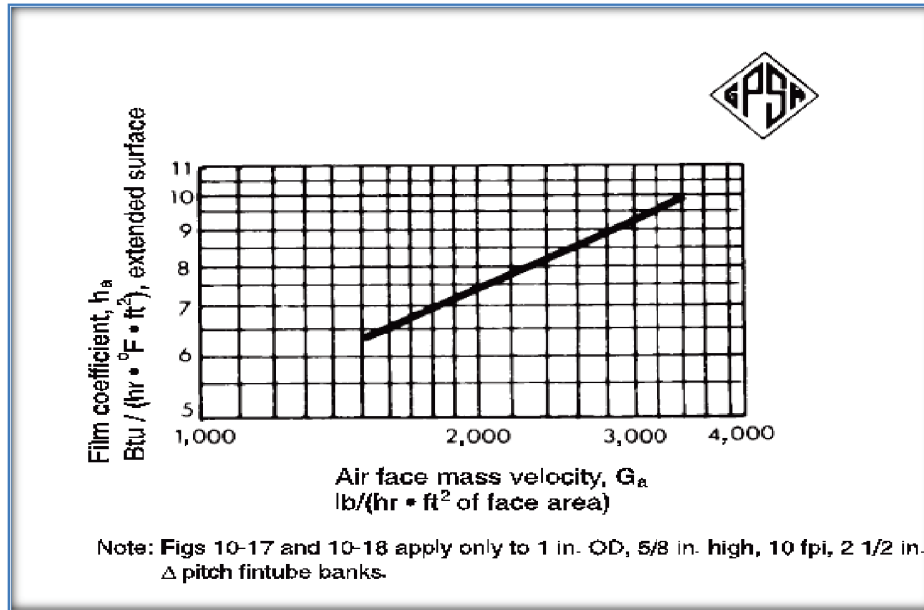
Fuente: GPSA

FIGURA A- 6: FACTOR J PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA DE LOS TUBOS



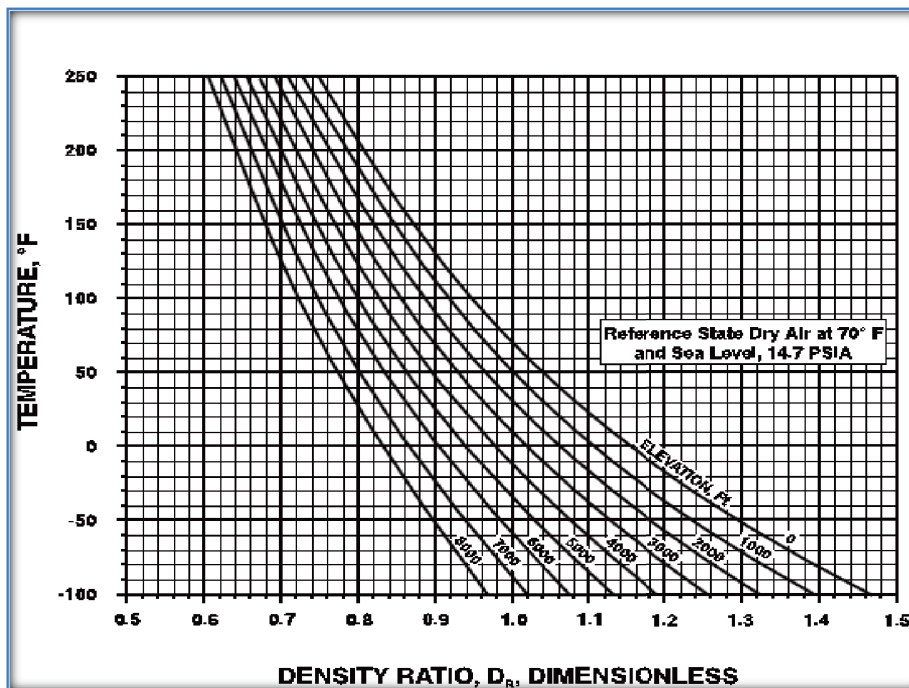
Fuente: GPSA

FIGURA A- 7: COEFICIENTE DE PELÍCULA DEL AIRE



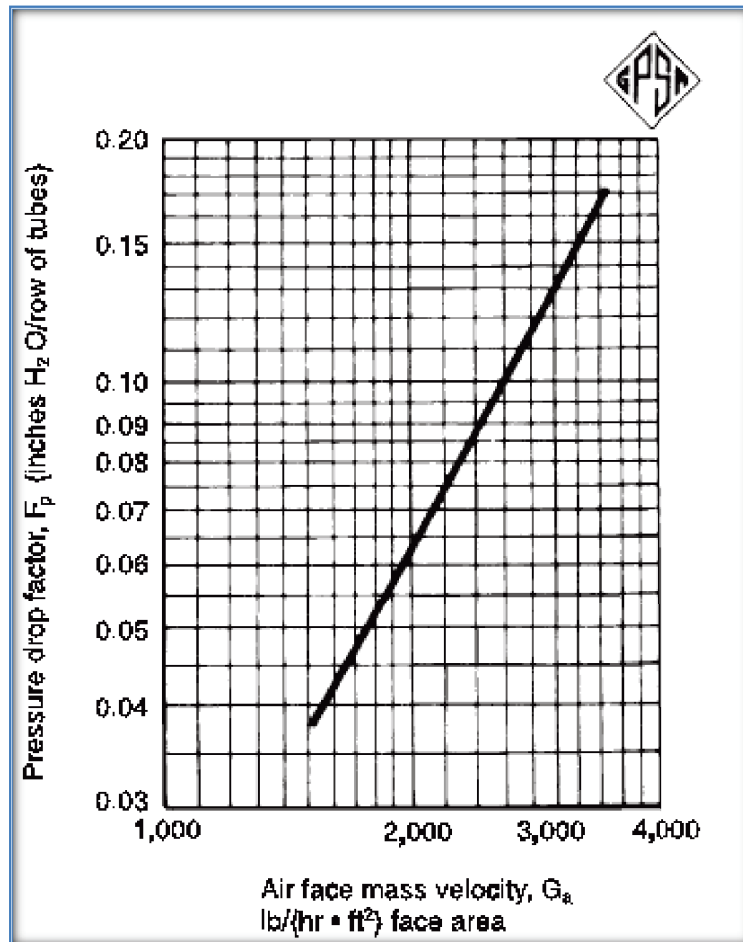
Fuente: GPSA

FIGURA A- 8: RELACIÓN DENSIDAD DEL AIRE A LA TEMPERATURA CORRESPONDIENTE



Fuente: GPSA

FIGURA A- 9: FACTOR DE CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA DEL AIRE



Fuente: GPSA

TABLA A- 1: COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL EN ENFRIADORES POR AIRE

Typical Overall Heat-Transfer Coefficients for Air Coolers				
Service	1 in. Fintube			
	½ in. by 9		⅝ in. by 10	
	U _b	U _s	U _b	U _s
1. Water & water solutions				
	(See note below)			
Engine jacket water (r _d = 0.001)	110	7.5	130	6.1
Process water (r _d = 0.002)	95	6.5	110	5.2
50-50 ethylene glycol- water (r _d = 0.001)	90	6.2	105	4.9
50-50 ethylene glycol- water (r _d = 0.002)	80	5.5	95	4.4
2. Hydrocarbon liquid coolers				
Viscosity, cp, at avg. temp.	U _b	U _s	U _b	U _s
0.2	85	5.9	100	4.7
0.5	75	5.2	90	4.2
1.0	65	4.5	75	3.5
2.5	45	3.1	55	2.6
4.0	30	2.1	35	1.6
6.0	20	1.4	25	1.2
10.0	10	0.7	13	0.6
3. Hydrocarbon gas coolers				
Pressure, psig	U _b	U _s	U _b	U _s
50	30	2.1	35	1.6
100	35	2.4	40	1.9
300	45	3.1	55	2.6
500	55	3.8	65	3.0
750	65	4.5	75	3.5
1000	75	5.2	90	4.2
4. Air and flue-gas coolers Use one-half of value given for hydrocarbon gas coolers.				
5. Steam Condensers (Atmospheric pressure & above)				
	U _b	U _s	U _b	U _s
Pure Steam (r _d = 0.0005)	125	8.6	145	6.8
Steam with non-condensibles	60	4.1	70	3.3
6. HC condensers				
Condensing* Range, °F	U _b	U _s	U _b	U _s
0° range	85	5.9	100	4.7
10° range	80	5.5	95	4.4
25° range	75	5.2	90	4.2
60° range	65	4.5	75	3.5
100° & over range	60	4.1	70	3.3
7. Other condensers				
	U _b	U _s	U _b	U _s
Ammonia	110	7.6	130	6.1
Freon 12	65	4.5	75	3.5

Notes: U_b is overall rate based on bare tube area, and U_s is overall rate based on extended surface.
Based on approximate air face mass velocities between 2600 and 2800 lb/(hr.sq ft of face area).
*Condensing range = hydrocarbon inlet temperature to condensing zone minus hydrocarbon outlet temperature from condensing zone.

Fuente: GPSA

TABLA A- 2: DATOS DE TUBOS ALETEADOS DE DIÁMETRO EXTERNO DE 1 PULGADA

Fintube Data for 1-in. OD Tubes					
Fin Height by Fins/inch	½ in. by 9		⅝ in. by 10		
APF, sq ft/ft	3.80		5.58		
AR, sq ft/sq ft	14.5		21.4		
Tube Pitch	2 in. Δ	2¼ in. Δ	2¼ in. Δ	2⅜ in. Δ	2½ in. Δ
APSF (3 rows)	68.4	60.6	89.1	84.8	80.4
(4 rows)	91.2	80.8	118.8	113.0	107.2
(5 rows)	114.0	101.0	148.5	141.3	134.0
(6 rows)	136.8	121.2	178.2	169.6	160.8

Notes: APF is total external area/ft of fintube in sq ft/ft. AR is the area ratio of fintube compared to the exterior area of 1 in. OD bare tube which has 0.262 sq ft/ft. APSF is the external area in sq ft/sq ft of bundle face area.

Fuente: GPSA

TABLA A- 3: FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA VISCOSIDAD PARA FLUIDOS EN LOS TUBOS

Correction factor * when $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	(See Fig. 10-15)
	Correction Factor, ϕ
1. Hydrocarbon vapor; steam; water	1.0
2. Hydrocarbon liquids (18 to 48 API), MEA/DEA solutions	0.96
3. Water/glycol solutions; heat transfer fluids	0.92
4. Lube oils; heavy petroleum fractions (10 to 18 API)	0.85

* When $N_r < 17$, $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.25}$ A Reynolds number of less than 17 is only likely for lube oils or heavy petroleum fractions. The minimum recommended value of ϕ to use in Step 10 is 0.80, even though the calculated value may be lower.

Fuente: GPSA

TABLA A- 4: CARACTERÍSTICAS DE TUBOS SEGÚN BWG

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gauge	Thickness Inches	Internal Area Sq. Inch	Sq Ft. External Surface Per Foot Length	Sq Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Foot Length Steel Lbs*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia (Inches ⁴)	Section Modulus (Inches ³)	Radius of Gyration (Inches)	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1/8	22	0.0298	0.0298	0.0294	0.0298	0.066	0.704	0.00012	0.00098	0.0701	46	1.280	0.0195
1/8	24	0.022	0.0333	0.0294	0.0239	0.054	0.206	0.00010	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0158
1/8	26	0.018	0.0360	0.0294	0.0200	0.048	0.114	0.00009	0.00071	0.0823	56	1.188	0.0131
1/8	27	0.016	0.0373	0.0294	0.0171	0.040	0.118	0.00008	0.00065	0.0829	58	1.147	0.0118
1/4	18	0.049	0.0603	0.0682	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1165	94	1.254	0.0902
1/4	20	0.035	0.0731	0.0682	0.0708	0.127	0.205	0.00055	0.0029	0.1208	114	1.230	0.0574
1/4	22	0.028	0.0769	0.0682	0.0635	0.104	0.219	0.00046	0.0023	0.1231	125	1.176	0.0303
1/4	24	0.022	0.0860	0.0682	0.0667	0.083	0.231	0.00038	0.0020	0.1250	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.063	0.1075	0.1369	0.0669	0.302	0.270	0.0021	0.0096	0.1888	168	1.381	0.0888
1/2	18	0.049	0.1269	0.1369	0.1082	0.236	0.402	0.0015	0.0071	0.1904	198	1.244	0.0604
1/2	20	0.039	0.1482	0.1369	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0066	0.1949	227	1.163	0.0311
1/2	22	0.032	0.1548	0.1369	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0066	0.1972	241	1.136	0.0249
3/4	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.601	0.407	0.0061	0.0197	0.1883	203	1.536	0.177
3/4	13	0.093	0.1486	0.1636	0.1139	0.538	0.435	0.0057	0.0183	0.1904	232	1.437	0.138
3/4	14	0.083	0.1688	0.1636	0.1202	0.481	0.459	0.0053	0.0170	0.1929	258	1.362	0.141
3/4	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1289	0.428	0.481	0.0049	0.0166	0.1972	283	1.289	0.125
3/4	16	0.063	0.1924	0.1636	0.1286	0.389	0.495	0.0045	0.0145	0.1983	300	1.263	0.114
3/4	17	0.058	0.2038	0.1636	0.1333	0.382	0.509	0.0042	0.0134	0.2015	317	1.238	0.103
3/4	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.302	0.527	0.0037	0.0119	0.2044	340	1.186	0.089
3/4	19	0.042	0.2259	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2067	359	1.158	0.077
3/4	20	0.039	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0029	0.0091	0.2080	377	1.136	0.068
1	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.833	0.482	0.0129	0.0344	0.2259	285	1.586	0.289
1	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
1	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.747	0.532	0.0116	0.0309	0.2289	347	1.410	0.219
1	13	0.093	0.2463	0.1963	0.1466	0.668	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.329	0.195
1	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
1	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.522	0.606	0.0090	0.0238	0.2411	450	1.238	0.153
1	16	0.063	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
1	17	0.058	0.3187	0.1963	0.1669	0.429	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.126
1	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.642	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.113
1	19	0.042	0.3532	0.1963	0.1769	0.288	0.680	0.0060	0.0154	0.2531	567	1.103	0.079
1 1/8	10	0.134	0.2894	0.2291	0.1589	1.062	0.607	0.0221	0.0505	0.2682	481	1.442	0.312
1 1/8	11	0.120	0.3167	0.2291	0.1662	0.989	0.638	0.0208	0.0478	0.2703	494	1.376	0.285
1 1/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.903	0.687	0.0196	0.0449	0.2736	529	1.332	0.262
1 1/8	13	0.093	0.3688	0.2291	0.1793	0.792	0.688	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
1 1/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1866	0.703	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
1 1/8	15	0.072	0.4197	0.2291	0.1914	0.638	0.731	0.0148	0.0357	0.2850	658	1.197	0.182
1 1/8	16	0.063	0.4399	0.2291	0.1958	0.583	0.748	0.0137	0.0342	0.2873	680	1.174	0.168
1 1/8	17	0.058	0.4525	0.2291	0.1987	0.507	0.759	0.0128	0.0323	0.2886	706	1.153	0.149
1 1/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.433	0.777	0.0109	0.0299	0.2925	740	1.126	0.125
1 1/8	19	0.042	0.5000	0.2291	0.2107	0.314	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.087	0.082
1 1/2	8	0.163	0.3826	0.2618	0.1794	1.473	0.670	0.0392	0.0784	0.3000	580	1.403	0.433
1 1/2	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.241	0.732	0.0359	0.0700	0.3088	686	1.286	0.288
1 1/2	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1980	1.129	0.760	0.0327	0.0684	0.3140	708	1.216	0.232
1 1/2	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.038	0.782	0.0307	0.0618	0.3174	749	1.279	0.205
1 1/2	13	0.093	0.5133	0.2618	0.2121	0.919	0.810	0.0280	0.0580	0.3217	804	1.238	0.270
1 1/2	14	0.083	0.5403	0.2618	0.2183	0.814	0.834	0.0263	0.0507	0.3255	852	1.199	0.229
1 1/2	15	0.072	0.5758	0.2618	0.2241	0.714	0.866	0.0227	0.0485	0.3291	898	1.188	0.210
1 1/2	16	0.063	0.5948	0.2618	0.2278	0.630	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
1 1/2	17	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.498	0.902	0.0166	0.0332	0.3367	967	1.109	0.146
1 1/2	18	0.042	0.6793	0.2618	0.2438	0.361	0.930	0.0134	0.0247	0.3414	1080	1.075	0.106
1 3/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2230	2.089	0.890	0.0890	0.1425	0.3836	970	1.404	0.625
1 3/4	8	0.163	0.6648	0.3272	0.2409	1.914	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.289	0.565
1 3/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.599	0.982	0.0742	0.1187	0.3974	1182	1.273	0.470
1 3/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.480	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.228	0.426
1 3/4	12	0.109	0.8368	0.3272	0.2702	1.330	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1302	1.211	0.391
1 3/4	13	0.093	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4087	1377	1.179	0.345
1 3/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.036	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
1 3/4	16	0.063	0.9882	0.3272	0.2932	0.824	1.120	0.0428	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
1 3/4	18	0.049	1.0423	0.3272	0.3016	0.629	1.162	0.0334	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.188
1 3/4	20	0.039	1.0936	0.3272	0.3089	0.488	1.190	0.0247	0.0398	0.4297	1706	1.059	0.134
2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.987	1.232	0.1384	0.1806	0.4883	1860	1.218	0.575
2	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3386	1.621	1.282	0.1189	0.1645	0.4933	2014	1.170	0.476
2	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.287	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.134	0.389
2	16	0.063	1.4741	0.3927	0.3587	0.967	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.283
2	11	0.130	2.4329	0.5236	0.4628	3.412	1.500	0.3144	0.3144	0.6000	3798	1.136	0.709
2	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	3.204	1.582	0.2904	0.2904	0.6097	3801	1.122	0.648
2	13	0.093	2.6730	0.5236	0.4739	1.935	1.610	0.2886	0.2886	0.6744	4014	1.105	0.569
2	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.701	1.634	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.530

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2833 lbs/cu. in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum	0.35	Aluminum Bronze	1.04	Nickel	1.13
Titanium	0.58	Aluminum Brass	1.06	Nickel-Copper	1.12
A.I.S.I. 400 Series Stainless Steels	0.99	Nickel-Chrome-Iron	1.07	Copper and Cupro-Nickels	1.14
A.I.S.I. 300 Series Stainless Steels	1.02	Admiralty	1.09		

** Liquid Velocity = $\frac{\text{Lbs Per (Tube \cdot Hour)}}{\text{(C) (Sp Gr of Liquid)}}$ in feet per sec (Sp Gr of Water at 60°F = 1.0)

Fuente: GPSA

TABLA A- 5: TÍPICOS VALORES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA PARA VARIOS MATERIALES, KW

Btu/(hr . sq ft . °F)/ft]				
Material	Metal Temperature			
	200°F	400°F	600°F	800°F
Aluminum, 3003 Tempered	104	106	–	–
Carbon Steel	29	28	26	24
Carbon Moly (½%) Steel	25	25	24	22
2¼% Cr, 1% Mo Steel	21	22	21	20
13 Cr	16	16	16	16
304 Stainless Steel	9.3	10	11	12
Admiralty	70	79	89	–
Copper	225	224	223	–
90-10 CuNi	30	34	42	49
70-30 CuNi	18	21	25	30
Nickel 200	39	35	33	33
NiFeCrMoCu (Alloy 825)	7.1	8.1	9.1	10
Titanium	12	11.5	11.2	11.2

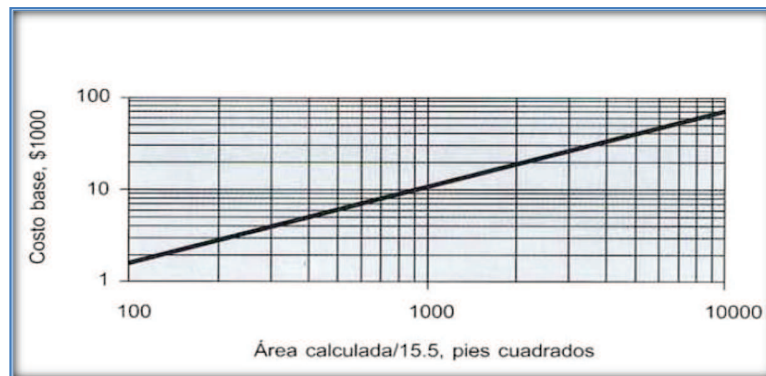
* Excerpt from TEMA Standards

Fuente: GPSA

ANEXO B

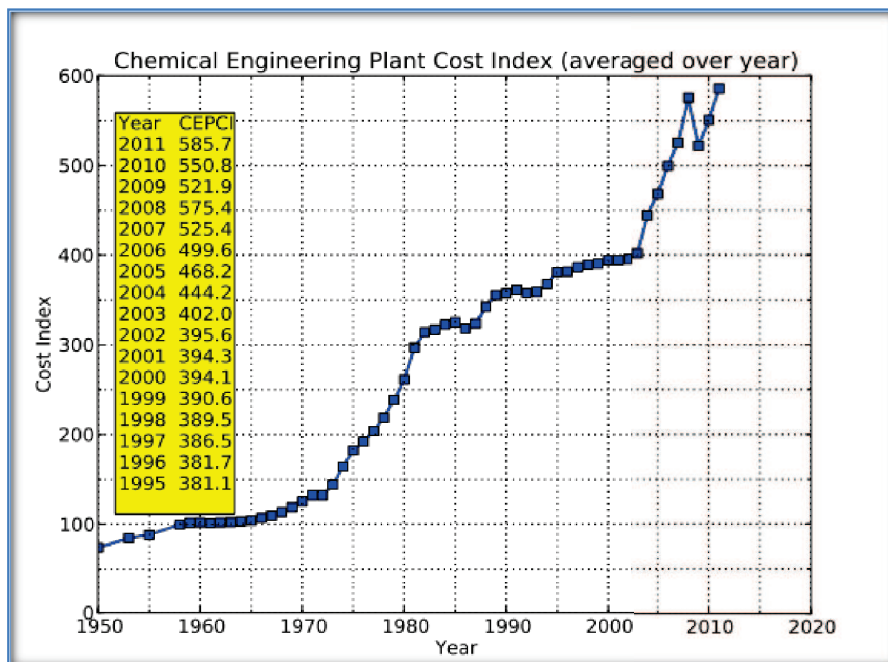
Costos para enfriadores por aire

FIGURA B- 1: COSTO PARA ENFRIADORES POR AIRE PARA EL AÑO 1968



Fuente: Chemical Engineering

FIGURA B- 2: ÍNDICE DE COSTOS



Fuente: Chemical Engineering plant cost index 2013, <http://es.scribd.com/doc/113753604/cepci-2011-py>

TABLA B- 1: FACTORES DE AJUSTE DE COSTO DE AEROENFRIADORES

Presión (psi)	F _p	Longitud de tubo (ft)	F _t	Material del tubo	F _m
150	1.00	16	0.00	acero al carbon	0.00
250	1.05	20	0.05	aluminio	0.50
500	1.10	24	0.10	acero inoxidable	1.85
1000	1.15	30	0.15	monel	2.20

Fuente: Chemical Engineering

TABLA B- 2: FACTOR DE MODULO PARA DISTINTOS EQUIPO

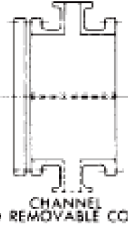
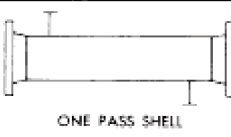
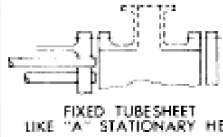
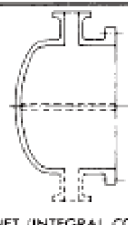
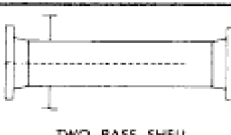
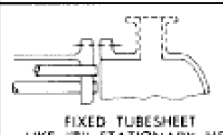
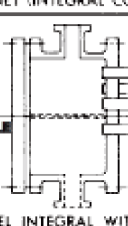
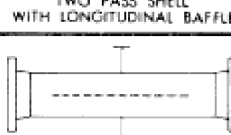

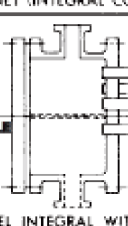
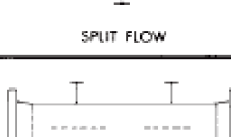
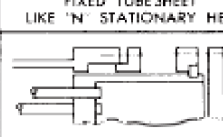
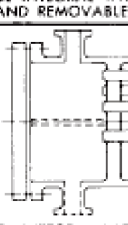
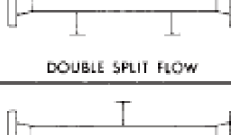
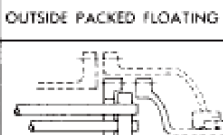

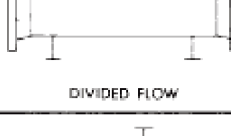


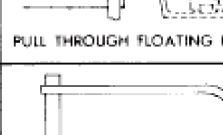

Unidad	Factor del módulo
Hornos de proceso	2.30
Calentadores de fuego directo	2.30
Intercambiadores de calor	3.39
Enfriadores de aire	2.54
Recipientes verticales	4.34
Recipientes horizontales	3.29
Bombas	3.48
Compresores	3.21

Fuente: Chemical Engineering

ANEXO C

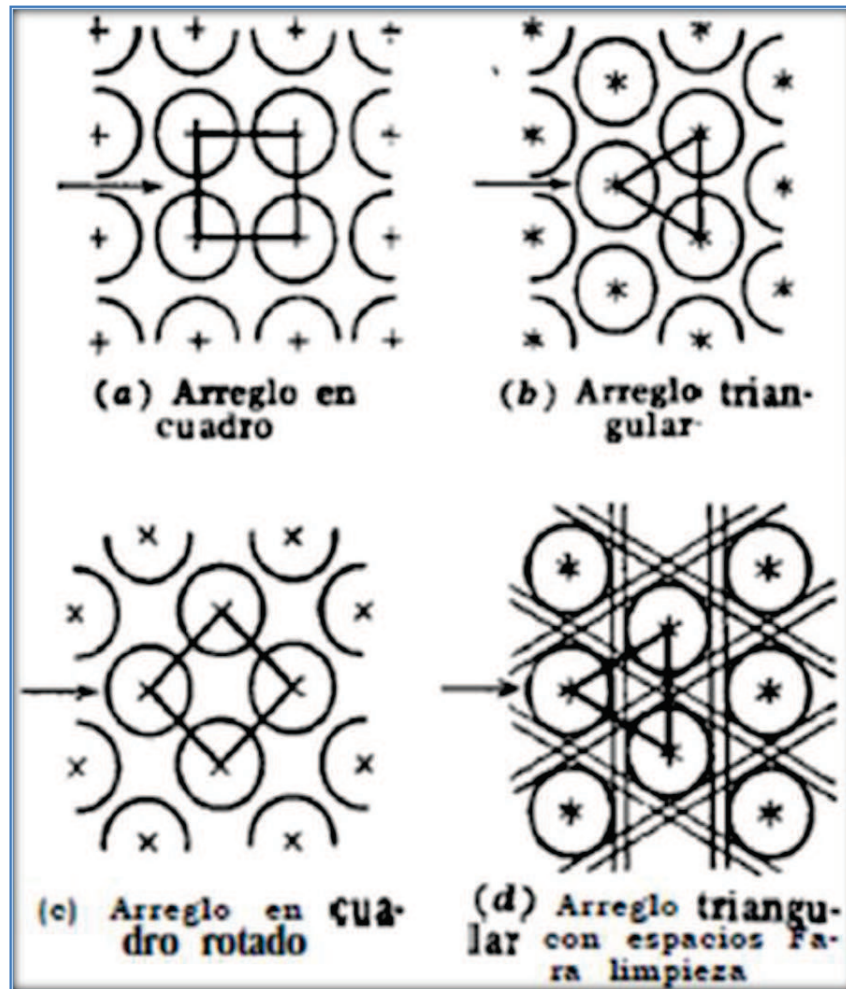
Diseño para intercambiadores de calor tipo tubo y carcasa

FIGURA C- 1: NOMENCLATURA TEMA PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

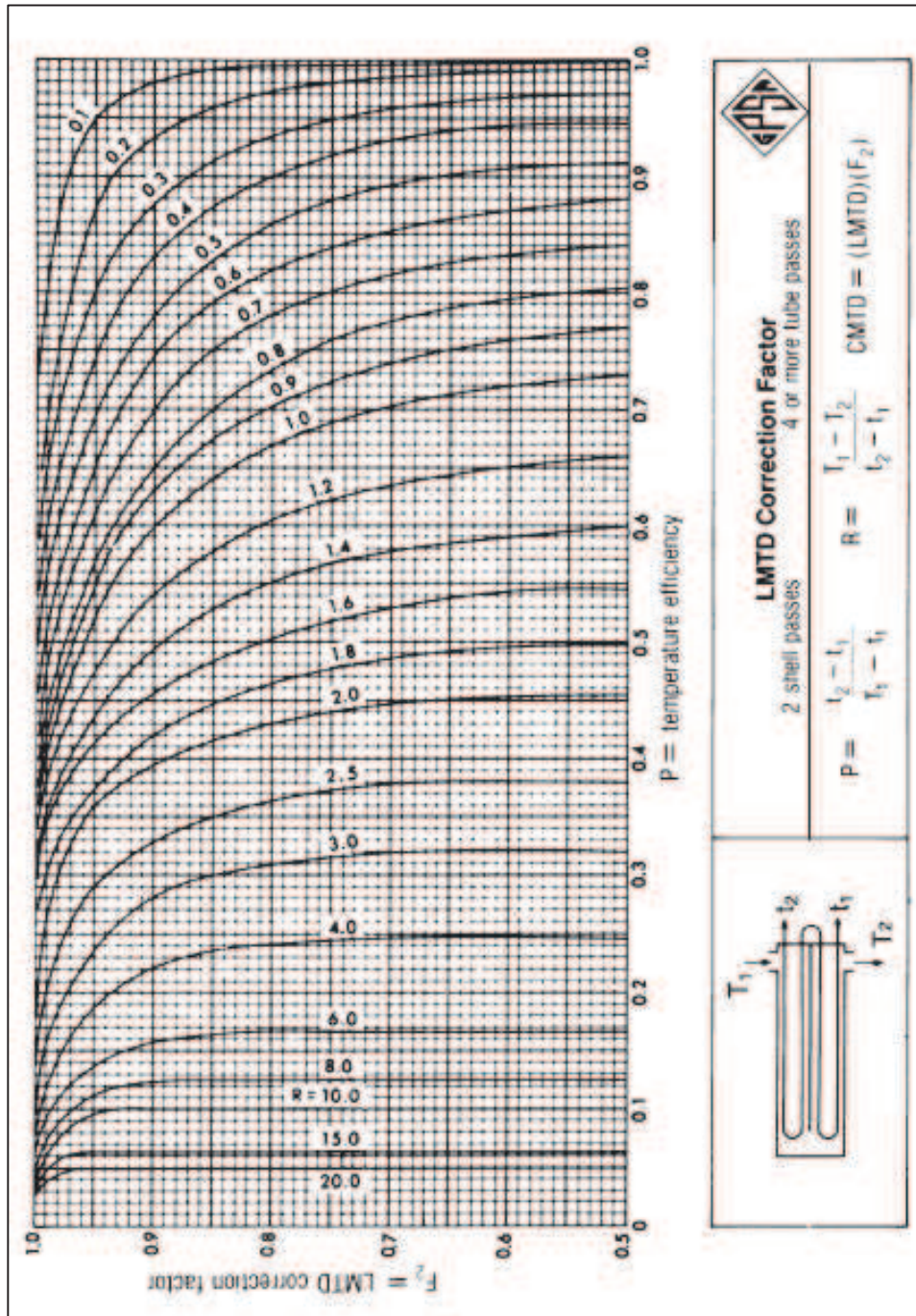
Fuente: GPSA

FIGURA C- 2: ARREGLO COMUNES EN LOS TUBOS



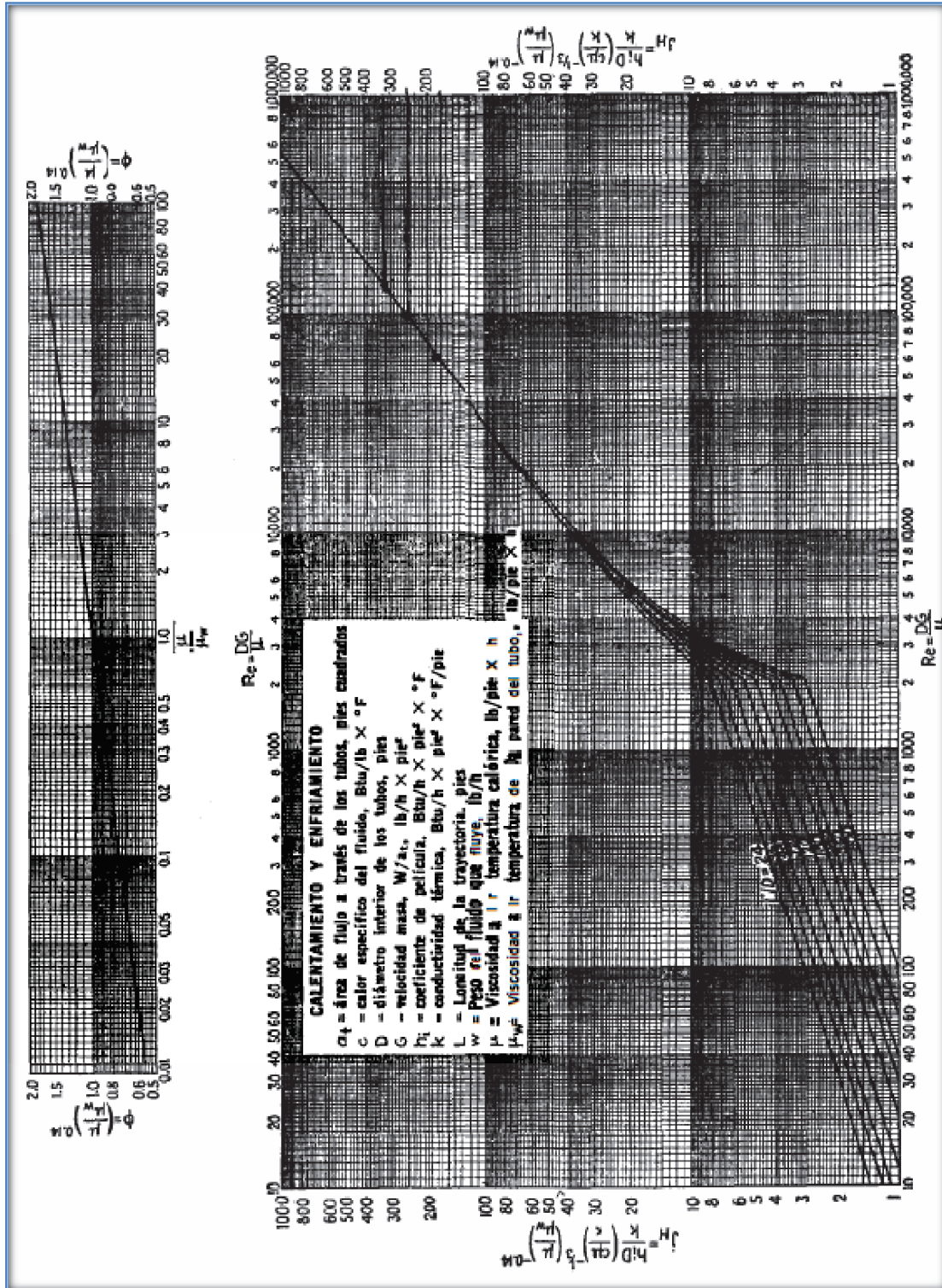
Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 274)

FIGURA C- 3: FACTORES DE CORRECCIÓN LMTD PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR CON DOS PASOS POR LA CARCASA Y CUATRO O MÁS POR LOS TUBOS



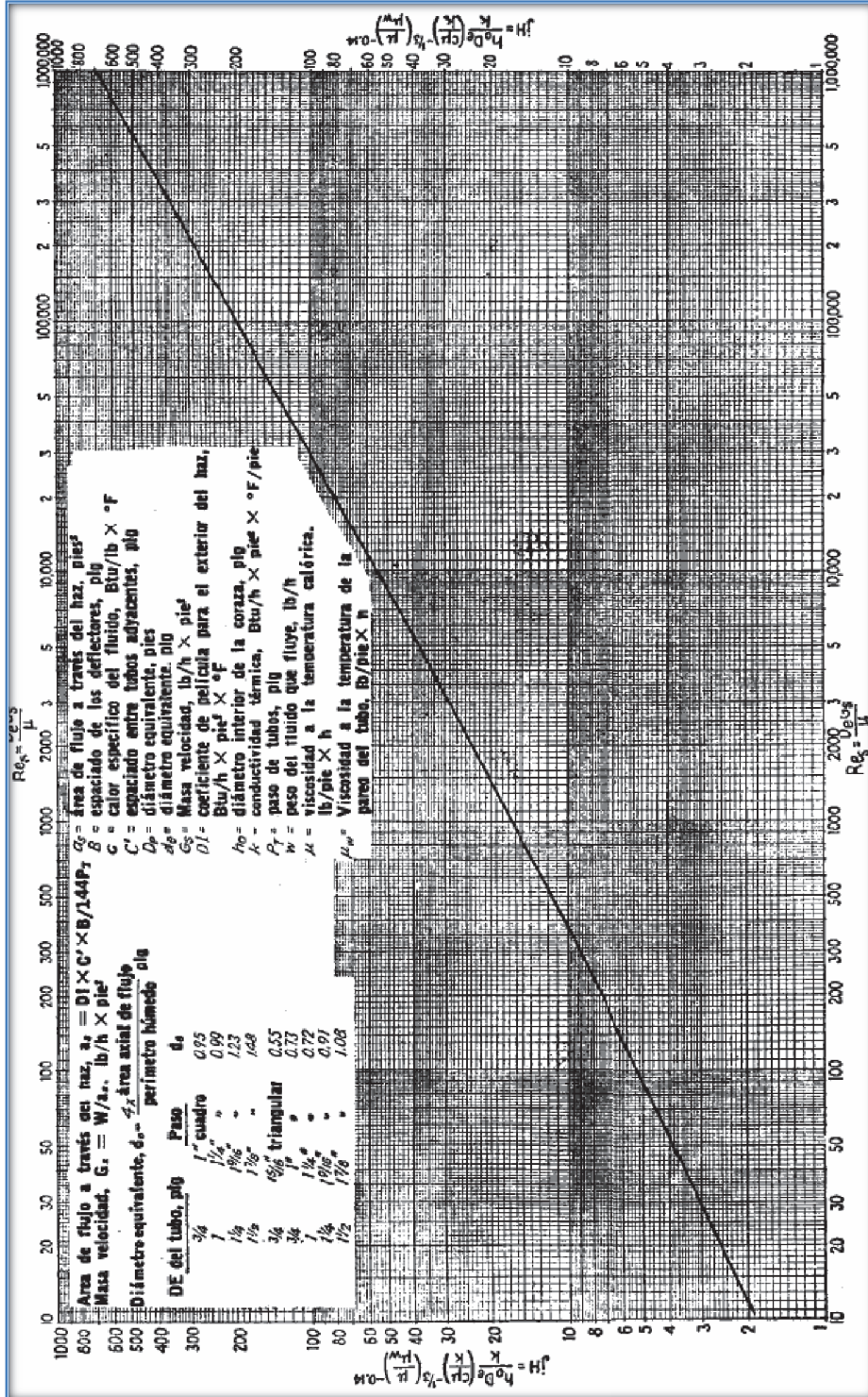
Fuente: GPSA

FIGURA C- 4: CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR, LADO DE LOS TUBOS



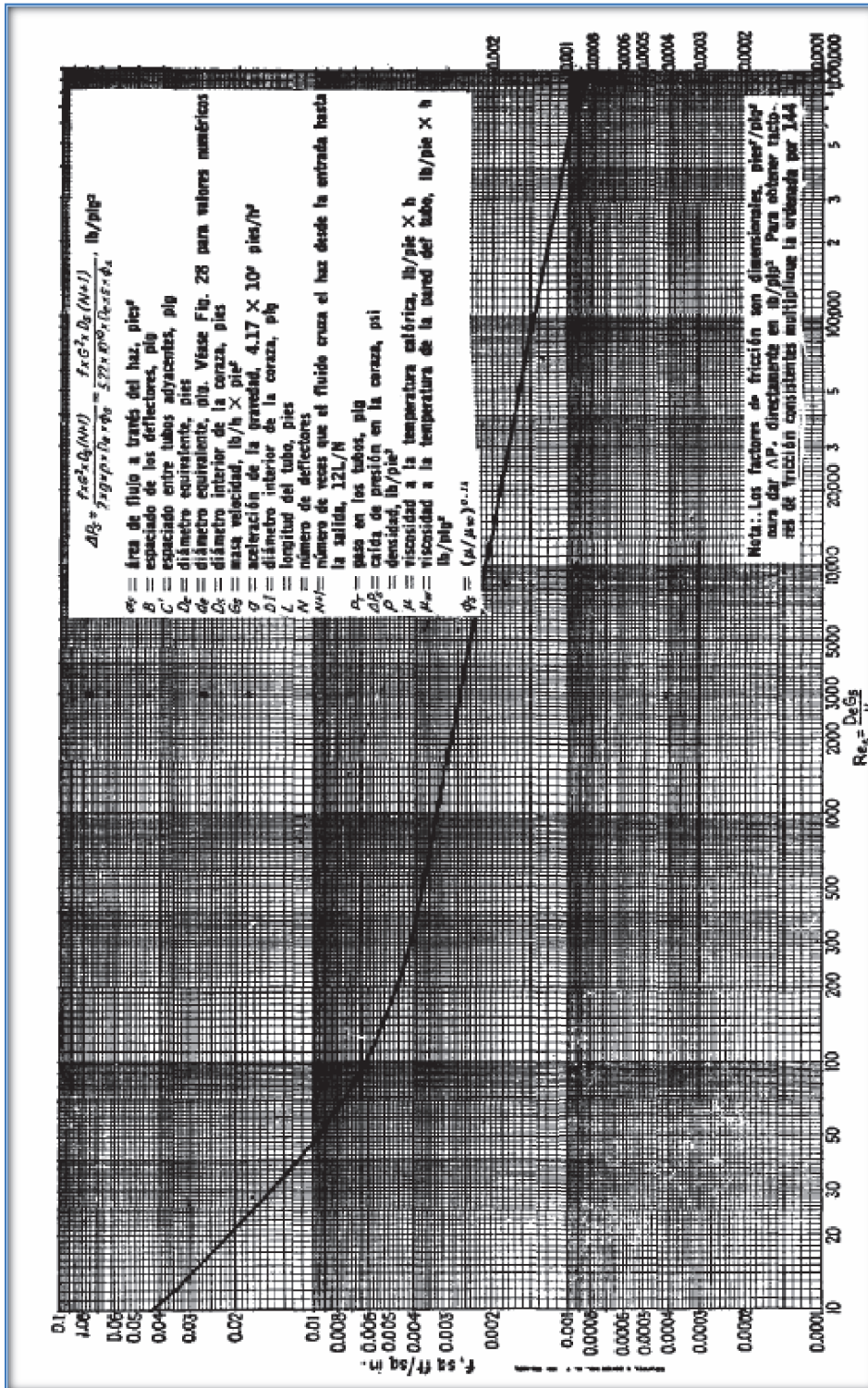
Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 276)

FIGURA C- 5: CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR, LADO DE LA CARCASA



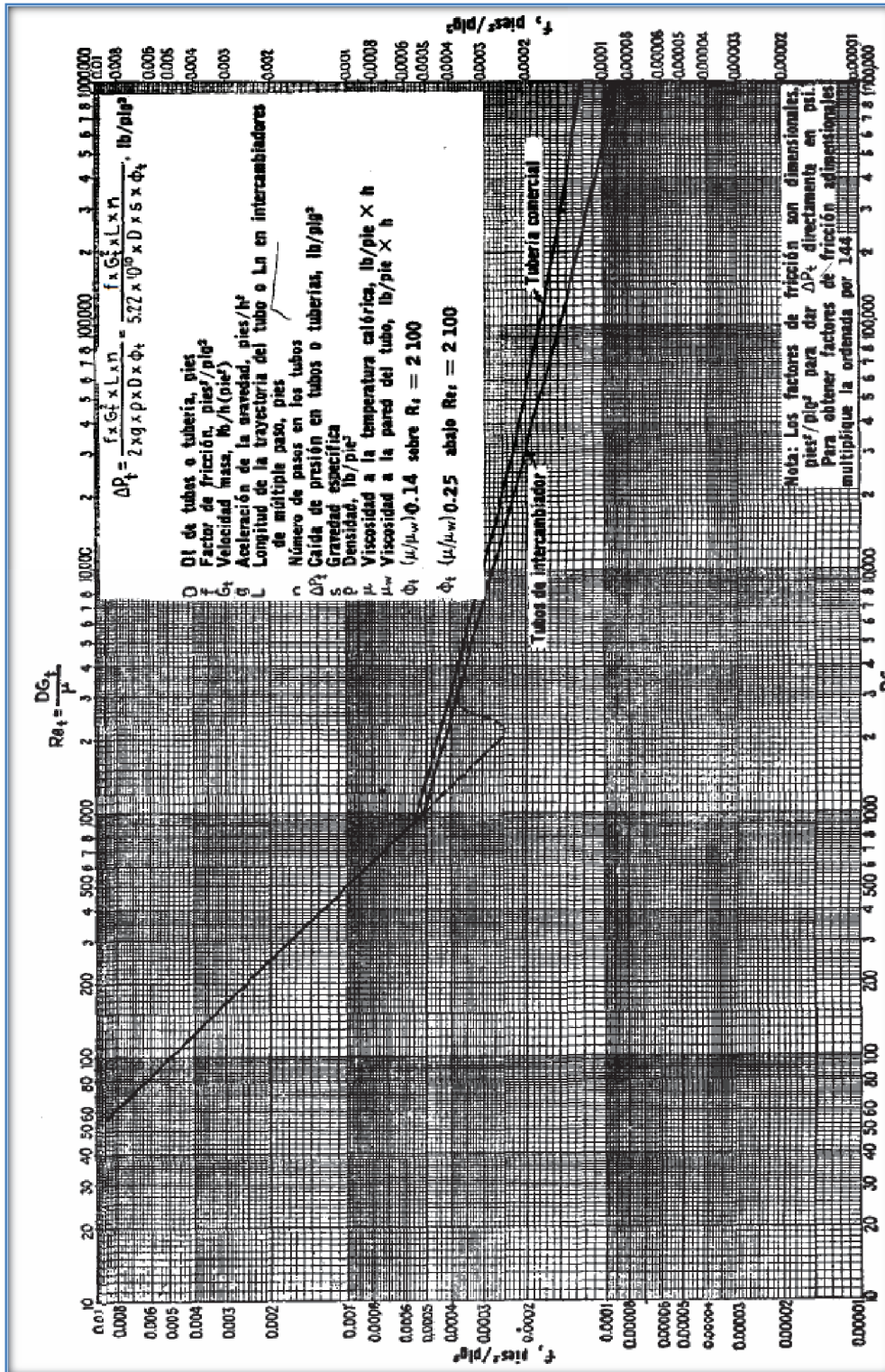
Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 277)

FIGURA C- 6: FACTOR DE FRICCIÓN DEL LADO DE LA CARCASA



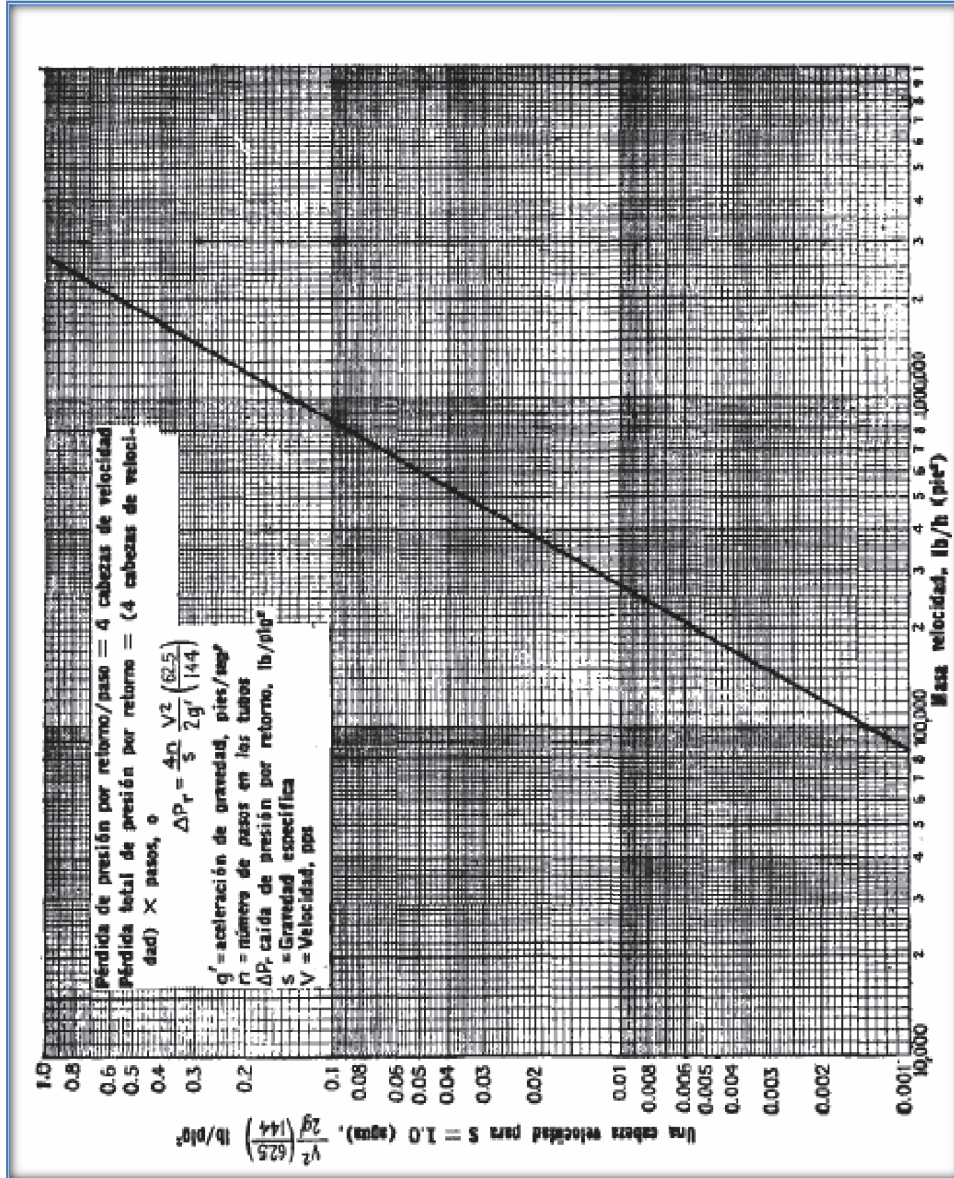
Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 278)

FIGURA C- 7: FACTOR DE FRICCIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS



Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 279)

FIGURA C- 8: VELOCIDAD DE CABEZAL DEL LADO DE LOS TUBOS



Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 280)

TABLA C- 1: VALORES TÍPICOS DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR, EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

Service and (r_f)	U	Service and (r_f)	U
Water (0.002)/			
100 psi Gas (0.001)	35-40	Rich (0.001)/Lean Oil (0.002)	80-100
300 psi Gas (0.001)	40-50	C ₃ Liq/C ₃ Liq (0.001)	110-130
700 psi Gas (0.001)	60-70	MEA/MEA (0.002)	120-130
1000 psi Gas (0.001)	80-100	100 psi Gas/500 psi Gas	50-70
Kerosene (0.001)	80-90	1000 psi Gas/1000 psi Gas	60-80
MEA (0.002)	130-150	1000 psi Gas/Cond. C ₃ (0.001)	60-80
Air (0.002)	20-25	Steam (0.0005) Reboilers	140-160
Water (0.001)	180-200	Hot Oil (0.002) Reboilers	90-120
Condensing with water (0.002)/		Heat Transfer Fluid (0.001) Reboilers	80-110
C ₃ or C ₄ (0.001)	125-135		
Naphtha (0.001)	70-80		
Still Overhead (0.001)	70-80		
Amine (0.002)	100-110		
U in Btu/(hr • sq ft • °F) r_f in (hr • sq ft • °F)/Btu			

Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 282)

TABLA C- 2: NÚMERO DE ORIFICIOS PARA TUBOS EN EL ESPEJO

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	33	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	85	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	986	966	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 1/16" plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 1/4	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	318	31	275	270	255	245	235
33	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
35	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
37	674	664	632	614	598	37	407	390	380	374	357
39	766	736	700	688	672	39	449	436	425	419	407
Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg											
12	18	14	14	12	12						
13 1/4	27	22	18	16	14						
15 1/4	36	34	32	30	27						
17 1/4	48	44	42	38	36						
19 1/4	61	58	55	51	48						
21 1/4	76	72	70	66	61						
23 1/4	95	91	86	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	154	147	141	136						
31	184	177	172	165	160						
33	215	206	200	190	184						
35	246	238	230	220	215						
37	275	268	260	252	246						
39	307	299	290	284	275						

Fuente: (Romero, et ál., 2009, pág. 284)

TABLA C- 3: NÚMERO DE ORIFICIOS PARA TUBOS EN EL ESPEJO

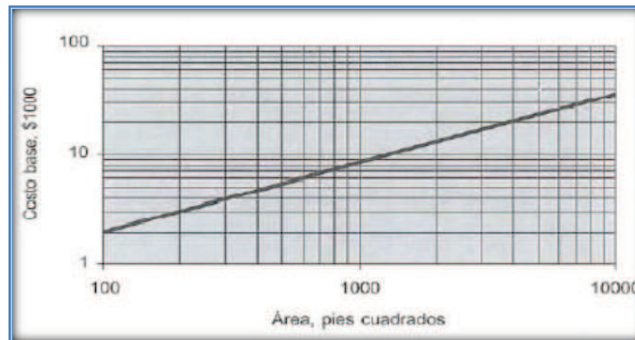
Tubos de 1 in de diámetro exterior, con paso cuadrado de 1 1/4 de in								
Diámetro interno de la coraza		TEMA PoS				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos 6		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	17	12	8	12	14	8	6
254	10	30	30	16	18	30	24	12
305	12	52	48	42	24	44	40	32
337	13½	61	56	52	50	60	48	44
387	15½	85	78	62	64	80	72	74
438	17½	108	108	104	96	104	100	100
489	19½	144	136	130	114	132	132	120
540	21½	173	166	154	156	172	168	148
591	23½	217	208	194	192	212	204	198
635	25	252	240	230	212	244	240	230
686	27	296	280	270	260	290	284	274
737	29	345	336	310	314	340	336	328
787	31	402	390	366	368	400	384	372
838	33	461	452	432	420	456	444	440
889	35	520	514	494	484	518	504	502
940	37	588	572	562	548	584	576	566
991	39	661	640	624	620	664	644	640
1067	42	776	756	738	724	764	748	750
1143	45	900	882	862	844	902	880	862
1219	48	1029	1016	984	972	1028	1008	1004
1372	54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
1524	60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

Fuente: (Ontiveros)

ANEXO D

Costos para intercambiadores de calor tipo tubo y carcasa

FIGURA D- 1: COSTO BASE PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA, PARA PARA EL AÑO 1968



Fuente: (Jiménez, 2003, pág. 45)

TABLA D- 1: FACTORES DE AJUSTE DE COSTO DE INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA SEGÚN TIPO DE DISEÑO Y PRESIÓN DE DISEÑO

Tipo de diseño	F _d	Presión de diseño (psi)	F _p
Reboiler, Kettle	1.35	Inferior a 150	0.00
Cabezal flotante	1.00	300	0.10
Tubo U	0.85	400	0.25
Hoja de tubos fijos	0.80	800	0.52
		1000	0.55

Fuente: (Jiménez, 2003, pág. 45)

TABLA D- 2: FACTORES DE AJUSTE DE COSTO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA SEGÚN EL MATERIAL DE LA CORAZA/TUBO

Área, ft ²	AC/AC	AC/Latón	AC/Mo	AC/Al	Al/Al	AC/Monel	Monel/Monel	AC/Ti	Ti/Ti
Inf. a 100	1.00	1.05	1.60	1.54	2.50	2.00	3.20	4.10	10.28
100 a 500	1.00	1.10	1.75	1.78	3.10	2.30	3.50	5.20	10.60
500 a 1000	1.00	1.15	1.82	2.25	3.26	2.50	3.65	6.15	10.75
1000 a 5000	1.00	1.30	2.15	2.81	3.75	3.10	4.25	8.95	13.05
5000 a 10000	1.00	1.52	2.50	3.52	4.50	3.75	4.95	11.1	16.60

Fuente: (Jiménez, 2003, pág. 45)

ANEXO E

Hojas de datos del simulador ASPEN HYSYS 3.2

TABLA E- 1: PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL AEROENFRIADOR FAXR030702, A 203 °F Y 90 °F, RESPECTIVAMENTE

Worksheet	Property	203.39	90.001
Conditions	Temperature [F]	203.39	90.001
	Pressure [psia]	180.00	178.00
Properties	Actual Vol. Flow [ACFM]	101.09	<empty>
	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-947.76	-1140.3
Composition	Mass Entropy [Btu/lb-F]	0.78054	0.45475
	Molecular Weight	48.824	48.824
PF Specs	Molar Density [lbmole/ft3]	2.9615e-002	0.65530
	Mass Density [lb/ft3]	1.4459	31.995
	Std Ideal Liq Mass Density [lb/ft3]	32.980	32.980
	Liq Mass Density @Std Cond [lb/ft3]	33.418	33.418
	Molar Heat Capacity [Btu/lb-mole-F]	25.092	31.634
	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.51392	0.64791
	Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	1.4832e-002	5.0720e-002
	Viscosity [cP]	1.0462e-002	0.11241
	Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	7.4620
	Specific Heat [Btu/lb-mole-F]	25.092	31.634
	Z Factor	0.85418	4.6049e-002
	Vap. Frac. (molar basis)	1.0000	0.00000
	Vap. Frac. (mass basis)	1.0000	0.00000
	Vap. Frac. (Volume Basis)	1.0000	0.00000
	Molar Volume [ft3/lbmole]	33.767	1.5260
	Act. Gas Flow [ACFM]	101.09	<empty>
	Act. Liq. Flow [USGPM]	<empty>	34.176
	Liq Vol Flow @Std Cond [barrel/day]	1121.8	1121.8
	Std. Gas Flow [MMSCFD]	1.6360	1.6360
	Watson K	14.355	14.355
	Kinematic Viscosity [cSt]	0.45169	0.21934
	Cp/Cv	1.1656	1.3751
	Lower Heating Value [Btu/lbmole]	9.6783e+005	9.6783e+005
	Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	19823	19823
	Liquid Fraction	0.00000	1.00000

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Hysys 3.2

TABLA E- 2: PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-100, A 203°F Y 60,89 °F, RESPECTIVAMENTE

Worksheet		Name	3	6	agua fria	agua caliente
Conditions	Vapour Fraction		1.00000	0.00000	0.00000	0.00000
	Temperature [F]		203.39	60.892	60.000	89.900
Properties	Pressure [psia]		180.00	180.00	30.000	30.000
	Actual Vol. Flow [barrel/day]		25928	1120.0	4049.9	4100.3
Composition	Mass Enthalpy [Btu/lb]		-947.76	-1158.5	-6828.6	-6797.8
	Mass Entropy [Btu/lb-F]		0.78054	0.42072	0.67882	0.73646
PF Specs	Molecular Weight		48.824	48.824	18.015	18.015
	Molar Density [lbmole/ft3]		2.9615e-002	0.68557	3.5153	3.4721
	Mass Density [lb/ft3]		1.4459	33.472	63.329	62.550
	Std Ideal Liq Mass Density [lb/ft3]		32.980	32.980	62.302	62.302
	Liq Mass Density @Std Cond [lb/ft3]		33.418	33.418	63.327	63.327
	Molar Heat Capacity [Btu/lbmole-F]		25.092	29.505	18.569	18.561
	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]		0.51392	0.60432	1.0307	1.0303
	Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]		1.4832e-002	5.5426e-002	0.34451	0.35895
	Viscosity [cP]		1.0462e-002	0.13239	1.1197	0.76152
	Surface Tension [dyne/cm]		<empty>	9.3053	73.728	70.858
	Specific Heat [Btu/lbmole-F]		25.092	29.505	18.569	18.561
	Z Factor		0.85418	4.7000e-002	1.5303e-003	1.4650e-003
	Vap. Frac. (molar basis)		1.0000	0.00000	0.00000	0.00000
	Vap. Frac. (mass basis)		1.0000	0.00000	0.00000	0.00000
	Vap. Frac. (Volume Basis)		1.0000	0.00000	0.00000	0.00000
	Molar Volume [ft3/lbmole]		33.767	1.4586	0.28447	0.28801
	Act. Gas Flow [ACFM]		101.09	<empty>	<empty>	<empty>
	Act. Liq. Flow [USGPM]		<empty>	32.667	118.12	119.59
Liq Vol Flow @Std Cond [barrel/day]		1121.8	1121.8	4050.1	4050.1	

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Hysys 3.2

TABLA E- 3: PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL AEROENFRIADOR FAXR030701, A 203 °F Y 94 °F, RESPECTIVAMENTE

Worksheet	Temperature [F]	203.39	94.010
Conditions	Pressure [psia]	180.00	180.00
Properties	Actual Vol. Flow [ACFM]	101.09	<empty>
Composition	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-947.76	-1137.7
PF Specs	Mass Entropy [Btu/lb-F]	0.78054	0.45946
	Molecular Weight	48.824	48.824
	Molar Density [lbmole/ft3]	2.9615e-002	0.65090
	Mass Density [lb/ft3]	1.4459	31.780
	Std Ideal Liq Mass Density [lb/ft3]	32.980	32.980
	Liq Mass Density @Std Cond [lb/ft3]	33.418	33.418
	Molar Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	25.092	31.968
	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.51392	0.65476
	Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	1.4832e-002	5.0149e-002
	Viscosity [cP]	1.0462e-002	0.11010
	Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	7.2264
	Specific Heat [Btu/lbmole-F]	25.092	31.968
	Z Factor	0.85418	4.6542e-002
	Vap. Frac. (molar basis)	1.0000	0.00000
	Vap. Frac. (mass basis)	1.0000	0.00000
	Vap. Frac. (Volume Basis)	1.0000	0.00000
	Molar Volume [ft3/lbmole]	33.767	1.5363
	Act. Gas Flow [ACFM]	101.09	<empty>
	Act. Liq. Flow [USGPM]	<empty>	34.407
	Liq Vol Flow @Std Cond [barrel/day]	1121.8	1121.8
	Std. Gas Flow [MMSCFD]	1.6360	1.6360
	Watson K	14.355	14.355
	Kinematic Viscosity [cSt]	0.45169	0.21629
	Cp/Cv	1.1656	1.3784
	Lower Heating Value [Btu/lbmole]	9.6783e+005	9.6783e+005
	Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	19823	19823
	Liquid Fraction	0.00000	1.0000

Elaborado por: Victor Salazar
 Fuente: Hysys 3.2

TABLA E- 4: PROPIEDADES DEL GLP A LA ENTRADA Y SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101, A 94 °F Y 60 °F, RESPECTIVAMENTE

Worksheet		5	6	agua fria	agua caliente
Name					
Vapour Fraction		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
Conditions					
Temperature [F]		94.006	60.033	60.000	74.000
Properties					
Pressure [psia]		177.00	173.00	17.000	12.000
Actual Vol. Flow [barrel/day]		1179.9	1118.9	876.16	881.21
Composition					
Mass Enthalpy [Btu/lb]		-1137.7	-1159.0	-6828.6	-6814.2
PF Specs					
Mass Entropy [Btu/lb-F]		0.45949	0.41979	0.67884	0.70624
Molecular Weight		48.824	48.824	18.015	18.015
Molar Density [lbmole/ft3]		0.65080	0.68623	3.5152	3.4951
Mass Density [lb/ft3]		31.775	33.505	63.327	62.964
Std Ideal Liq Mass Density [lb/ft3]		32.980	32.980	62.302	62.302
Liq Mass Density @Std Cond [lb/ft3]		33.418	33.418	63.327	63.327
Molar Heat Capacity [Btu/lbmole-F]		31.978	29.463	18.569	18.561
Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]		0.65496	0.60344	1.0308	1.0303
Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]		5.0149e-002	5.5563e-002	0.34451	0.35159
Viscosity [cP]		0.11009	0.13297	1.1197	0.92532
Surface Tension [dyne/cm]		7.2266	9.3613	73.728	72.387
Specific Heat [Btu/lbmole-F]		31.978	29.463	18.569	18.561
Z Factor		4.5774e-002	4.5203e-002	8.6719e-004	5.9951e-004
Vap. Frac. (molar basis)		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
Vap. Frac. (mass basis)		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
Vap. Frac. (Volume Basis)		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
Molar Volume [ft3/lbmole]		1.5366	1.4572	0.28448	0.28612
Act. Gas Flow [ACFM]		<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Act. Liq. Flow [USGPM]		34.413	32.636	25.555	25.702
Liq Vol Flow @Std Cond [barrel/day]		1121.8	1121.8	876.17	876.17

Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Hysys 3.2

ANEXO F

Hojas de datos del simulador Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 1: ESPECIFICACIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101

Heat Exchanger Specification Sheet						
1						
2						
3						
4						
5						
6	Size	12 - 168	in	Type	BEM	Hor
7	Surf/Unit(eff.)	620.5	ft ²	Shells/unit	2	Surf/shell (eff.)
8						288.9
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid allocation			Shell Side		Tube Side
10	Fluid name			GLP		AGUA
11	Fluid quantity, Total		lb/h	9000		60000
12	Vapor (In/Out)		lb/h	9000	0	0
13	Liquid		lb/h	0	9000	60000
14	Noncondensable		lb/h	0	0	0
15						
16	Temperature (In/Out)		°F	203.39	60.89	60
17	Dew / Bubble point		°F	134.72	98.58	
18	Density		lb/ft ³	1.406 /	/ 35.621	/ 62.367 / 62.231
19	Viscosity		cp	0.0106 /	/ 0.1394	/ 1.1435 / 0.7631
20	Molecular wt, Vap			47.99		
21	Molecular wt, NC					
22	Specific heat		BTU/(lb F)	0.4999 /	/ 0.6036	/ 1.002 / 1.0007
23	Thermal conductivity		BTU/(ft h F)	0.015 /	/ 0.056	/ 0.34 / 0.352
24	Latent heat		BTU/lb	129.1	134.7	
25	Pressure (abs)		psi	180	177.76	30
26	Velocity		ft/s		22.03	2.69
27	Pressure drop, allow./calc.		psi	3.75	2.24	6
28	Fouling resist. (min)		ft ² h F/BTU	0		0
29	Heat exchanged	728906	BTU/h		MTD corrected	22.27 °F
30	Transfer rate, Service	143.24	Dirty	149.69	Clean	149.69
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL					
32				Shell Side		Tube Side
33	Design/vac/test pressure/g		psi	200/ /	50/ /	
34	Design temperature		°F	270	160	
35	Number passes per shell			1	2	
36	Corrosion allowance		in	0.125	0.125	
37	Connections	In	in	1 3.5/ -	1 3.5/ -	
38	Size/rating	Out		1 1.5/ -	1 3/ -	
39	Nominal	Intermediate		1 3/ -	1 3/ -	
40	Tube No.	63	OD	0.75	TksAvg	0.093
41	Tube type	Plain	#/in		Material	Carbon Steel
42	Shell	Carbon Steel	ID	12.09	OD	12.75
43	Channel or bonnet	Carbon Steel			Shell cover	-
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel			Channel cover	-
45	Floating head cover	-			Tubesheet-floating	-
46	Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segmental	Cut(%d)	29.85
47	Baffle-long	-	Seal type		Inlet	Spacing c/c
48	Supports-tube	U-bend				7.25
49	Bypass seal		Type	Tube-tubesheet joint	Exp.	
50	Expansion joint	-	Type	None		
51	RhoV2Inlet nozzle	943	Bundle entrance	535	Bundle exit	21
52	Gaskets - Shell side	-	Tube Side		Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head	-				
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class	R - refinery service
55	Weight/Shell	2084.1	Filled with water	2705.3	Bundle	1108.8
56	Remarks					
57						
58						

Elaborado por: Victor Salazar
Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 2: DISTRIBUCIÓN DE LA RESISTENCIA

Overall Coefficient/Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required	ft^2		552,8	552,8	620,5
Area ratio: actual/required			1,05	1,05	1,0
Overall coefficient	$\text{BTU}/(\text{h ft}^2 \text{ F})$		70,07	70,07	143,24
Overall resistance	$\text{ft}^2 \text{ h F}/\text{BTU}$		0,0067	0,0067	0,007
Shell side fouling	$\text{ft}^2 \text{ h F}/\text{BTU}$		0,0	0	0,0002
Tube side fouling*			0,0	0	0,0002
Resistance Distribution	$\text{BTU}/(\text{h ft}^2 \text{ F})$	$\text{ft}^2 \text{ h F}/\text{BTU}$	%	%	%
Shell side film	219,15	0,0046	68,31	68,31	65,36
Shell side fouling		0		0	2,16
Tube wall	3835,24	0,0003	3,9	3,9	3,73
Tube side fouling*		0		0	2,16
Tube side film *	538,66	0,0019	27,79	27,79	26,59

* Based on outside surface - Area ratio: $A_o/A_i = 1,28$

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 3: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Film Coefficients	$\text{BTU}/(\text{h ft}^2 \text{ F})$	Shell Side		Tube Side	
		Bare area (OD) / Finned area		Bare area (OD) / ID area	
Overall film coefficients		219,15	/	538,66	/ 691,77
Vapor sensible		196,38	/		/
Two Phase		289,7	/		/
Liquid sensible		163,52	/	538,66	/ 691,77
Heat Transfer Parameters		In	Out	In	Out
Prandtl numbers	Vapor	0,87			
	Liquid		3,66	8,16	5,24
Reynolds numbers	Vapor Nominal	270355,4			
	Liquid Nominal		20655,46	10607,16	298775,12

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 4: DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA Y FLUJO

Temperature Difference	*F	Heat Flux (based on tube O.D.)	BTU/(h ft ²)
Overall Effective MTD	22,27	Overall actual flux	4024,3
One pass counterflow MTD	30,31	Critical heat flux (at highest ratio)	
LMTD based on end points	23,22	Highest actual flux	16892
Effective MTD correction factor	0,96	Highest ratio, actual/critical flux	
Wall Temperatures		*F	
Shell mean metal temperature			92,47
Tube mean metal temperature			77,67
Tube wall temperatures (highest / lowest)		112,46 /	60,39

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 5: CAÍDA DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBOS

Pressure Drop	psi	Shell Side			Tube Side		
		ft/s	psi	%dp	ft/s	psi	%dp
Maximum allowed			38,2			0,05	
Total calculated			2,24			2,39	
Gravitational			0			0	
Frictional			2,3			2,39	
Momentum change			-0,06			0	
Pressure drop distribution	psi	ft/s	psi	%dp	ft/s	psi	%dp
Inlet nozzle		25,9	0,14	6,1	3,89	0,1	4,16
Entering bundle		19,5			2,69	0,1	4,14
Inside tubes					2,69 2,69	1,68	70,17
Inlet space Xflow		10,64	0,08	3,6			
Bundle Xflow		22,03 0,87	1,4	60,85			
Baffle windows		14,46 0,57	0,55	23,93			
Outlet space Xflow		0,42	0,01	0,61			
Exiting bundle		0,77			2,69	0,15	6,39
Outlet nozzle		4,97	0,07	3,11	5,22	0,09	3,76
Liquid outlet nozzle							
Vapor outlet nozzle							
Intermediate nozzles		3,63	0,04	1,8	5,21	0,27	11,39

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 6: ANÁLISIS DE FLUJO

Shell Side Flow Fractions	Inlet	Middle	Outlet	Diam. Clearance in	
Crossflow	0,45	0,29	0,42		
Window	0,72	0,47	0,72		
Baffle hole - tube OD	0,17	0,32	0,17	0,0313	
Baffle OD - shell ID	0,1	0,21	0,11	0,125	
Shell ID - bundle ODL	0,19	0,13	0,2	0,5	
Pass lanes	0,08	0,06	0,09		
Rho*V2 analysis	Flow Area in ²	Velocity ft/s	Density lb/ft ³	Rho*V2 lb/(ft s ²)	TEMA limit lb/(ft s ²)
Shell inlet nozzle	9,887	25,9	1,406	943	1500
Shell entrance	16,105	15,9	1,406	355	4000
Bundle entrance	13,136	19,5	1,406	535	4000
Bundle exit	13,136	0,77	35,613	21	4000
Shell exit	7,279	1,39	35,613	69	4000
Shell outlet nozzle	2,036	4,97	35,613	878	
	in ²	ft/s	lb/ft ³	lb/(ft s ²)	lb/(ft s ²)
Tube inlet nozzle	9,887	3,89	62,367	945	5999
Tube inlet	14,331	2,69	62,367	450	
Tube outlet	14,331	2,69	62,231	451	
Tube outlet nozzle	7,393	5,22	62,231	1694	

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

TABLA F- 7: GEOMETRÍA BÁSICA

Unit Configuration					
Exchanger Type	BEM		Tube number (calcs.)	63	
Position	Hor		Tube length actual	ft	14
Arrangement	1 par	2 ser	Tube passes	2	
Baffle type	Single segmental		Tube type	Plain	
Baffle number	44		Tube O.D.	in	0,75
Spacing (center-center)	in	3,5	Tube pitch	in	0,9375
Spacing at inlet	in	7,25	Tube pattern	30	
		Shell	Kettle	Front head	Rear head
Outside diameter	in	12,75		12,84	12,84
Inside Diameter	in	12,09		12,09	12,09

Elaborado por: Victor Salazar

Fuente: Aspen Exchanger Design & Rating V7.3

ANEXO G

Cromatografías para GLP

TABLA F- 8: ANÁLISIS CROMATOGRÁFICO DEL GLP CORRESPONDIENTE AL AÑO 2008

P R U E B A		FECHA MUESTRA: 2008-10-01		ORIGEN: GT 3603
		METODO	ESPECIFICACION	08H00
			MIN	MAX
				RESULTADO
COMPOSICION:				
Nitrógeno	N2	D-2163		Reporte 0,00
Metano	C1	D-2163		Reporte 0,00
Dióxido de Carbono	CO2	D-2163		Reporte 0,00
Etano	C2	D-2163		Reporte 6,39
Propano	C3	D-2163		Reporte 50,98
Iso-Butano	I-C4	D-2163		Reporte 11,69
N-Butano	N-C4	D-2163		Reporte 27,11
Pentanos y mas pesados	IC5+NC5+C6	D-2163	2,0	0,00
Contenido de Azufre	mg/M3	D-2784	343	59,62
Presión de Vapor	Kpa	D-1267	1379	965,27
Corrosión Lámina de Cobre		D-1838	No 1	1b
Gravedad Especifica	15.5/15.6°C	D-1298	0,510	0,544
Residuo		D-2158	0,05	0,0
Volatilidad al 95%	°F	D-1837	36	32
OSERVACIONES				
 			FECHA DE EMISION 2008-10-01	

Elaborado por: Victor Salazar
 Fuente: (Haro, 2009, pág. 52)