

República de Cuba
Ministerio de Educación Superior
Universidad de Cienfuegos
“Carlos Rafael Rodríguez”
Facultad de Ingeniería Mecánica



CEEMA

Centro de estudios de energía
y medio ambiente

TRABAJO DE DIPLOMA

Rediseño del Intercambiador de Calor
E-01-105 para Utilizar Tubos Estándar
de $\frac{3}{4}$ plg en la Empresa Mixta
PDVCupet.SA.

Por:

Autor: Aibys González Alonso.

Tutores: MSc. Ing. Lianys Ortega Viera.

MSc. Ing. Milagros Montesino Pérez.

MSc. Ing. Héctor Rodríguez Águila.

Ciudad de Cienfuegos. Cuba 2009

Año del 50 aniversario del triunfo de la Revolución.



Facultad de Ingeniería Mecánica.

Declaración de Autoría

Por este medio hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”, como parte de la culminación de los estudios de la carrera de Ingeniería Mecánica, autorizando además que el mismo sea utilizado por la institución para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial o total; y por tanto no podrá ser presentado en eventos, ni publicado sin la aprobación de la institución.

Nombre y Apellidos del Autor. Firma

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma

Vise Decano.
Nombre y Apellidos. Firma

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellidos. Firma



Facultad de Ingeniería Mecánica.

Aval de los tutores

Por este medio certificamos que:

El Trabajo de Diploma:

Título: “Rediseño del Intercambiador de Calor E-01-105 para Utilizar Tubos Estándar de $\frac{3}{4}$ plg en la Empresa Mixta PDVCupet.SA”.

Del Autor:

Aibys González Alonso

Cumple con los requisitos necesarios para ser defendido en la fecha propuesta, pues consta de un gran nivel técnico y presenta una estructura, redacción y ortografía adecuadas.

MSc. Ing. Lianys Ortega Viera
Centro de Estudio de Energía y Medio Ambiente

Pensamiento

“Largo es el camino del entendimiento por medio de teorías; breve y eficaz por medio de ejemplos”

Oscar Wilde

Dedicatoria

*A mis abuelos, porque le dieron la vida
a mis maravillosos padres
que son los mejores del mundo.*

*A mis padres porque gracias a su educación,
amor y entrega he llegado hasta aquí.*

A mi hermana por el cariño que nos tenemos.

En general a toda esa gran familia que somos.

Agradecimientos

Durante todo el tiempo que he llevado de estudiante, muchas personas me han ayudado y quiero agradecerles desde aquí:

- A Lianys por hacerse cargo de mí espontáneamente y ser una buena tutora.
- A todos mis compañeros de estudio
- A toda mi familia.
- A todos los compañeros de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”, en especial a los trabajadores de Departamento de Mantenimiento y Tecnología.
- A todos mis profesores de la Univerciudad, en especial: Lourdes Bravo y Milagros Montesinos.

A todos muchísimas gracias,

El Autor.

Resumen

En los últimos años se ha ido elevando la cultura de ahorro de energía, cada día son más las alternativas para lograr dicho propósito.

Nuestro país, insertado en una difícil situación económica, busca nuevas vías para hacer uso eficiente de sus recursos. Por ello, cada esfuerzo que se haga por el bien de la economía, es sin dudas un aporte más para el desarrollo y bienestar de nuestro pueblo.

Este trabajo se desarrollo en la Empresa Mixta PDVCupet.SA. En la que se cuenta con dos Intercambiadores de Calor 1,2E-01-105, ubicados en la Planta de Destilación Admoferica. En los mismos se calienta la materia prima (mezcla de crudo Mesa 88 y Merey 12), proveniente de los Intercambiadores de Calor (1,2E-01-104). Debido a que varios de los elementos de estos intercambiadores han sobrepasado su vida útil, como son, los tubos (diámetro exterior 21mm) interiores de los mazos, se decidió por parte de los especialistas del departamento de Servicios Técnicos entubarlos por otros, con mejores propiedades anticorrosivos y disponibles en el mercado internacional a diferencia de los anteriores. Aunque, los tubos que se utilizaron tienen un diámetro exterior poco menor, por lo que fue necesario rediseñar dichos equipos.

Para lograr este objetivo, se contó con la ayuda de diversos libros de transferencia de calor y normas como la ASTM y TEMA, en los que se consultaron metodologías de cálculo necesarias para el diseño de dicho intercambiador de calor.

Índice.

Introducción	1
Capítulo I: Generalidades.	4
1.1.1 La Refinería de Petróleo cuenta hoy con cinco áreas fundamentales:	4
1.2 Descripción de los flujos que entran y salen de los Intercambiadores de Calor 1,2 E-01-105 de la sección 100	12
Primer Banco de Intercambiadores.	12
Segundo Banco de Intercambiadores	14
1.3 Generalidades sobre los Intercambiadores de Calor.	16
1.3.1 Intercambiadores de casco y tubo.	18
1.3.2 Intercambiador de Cabezal Flotante Interno (tipo AES y AEP).	19
1.3.3 Intercambiador de Lámina y Tubo Fijo (tipo BEM).	21
1.3.4 Intercambiador de Cabezal y Tubos Integrados (tipo CFU).	23
1.3.5 Componentes básicos.	24
Conclusiones Parciales	29
Capítulo II: Metodología de cálculo.	30
2.1 Metodología para el cálculo térmico según la norma TEMA.	30
2.1.1 Balance de calor.	30
2.1.2 Cálculo de la diferencia de temperatura media.	31
2.1.3 Cálculo del Area de Transferencia de Calor con el Valor del Coeficiente de Transferencia de Calor recomendado.	32
2.1.3 Cálculo de las temperaturas calóricas de los fluidos caliente y frío.	32
2.1.4 Cálculo del área de flujo del fluido frío.	33
2.1.5 Cálculo de la velocidad másica del fluido frío en los tubos	33
2.1.6 Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido frío.	33
2.1.7 Cálculo del Factor de Transferencia de Calor (J_H) del fluido frío	34

2.1.8	Con la viscosidad cinemática del fluido frío (μ), el calor específico (C_p) y la conductividad térmica (k), todos obtenidos a la temperatura calórica del fluido frío, se calcula la expresión: _____	34
2.1.9	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido interior _____	35
2.1.10	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo. _____	35
2.1.11	Cálculo del gradiente de viscosidad para el flujo frío. _____	35
2.1.12	Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío. _____	36
2.1.13	Cálculo del área transversal de flujo para el lado de la coraza. _____	36
2.1.5'	Cálculo de la velocidad másica del fluido caliente por la coraza. _____	36
2.1.6'	Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido caliente. _____	37
2.1.7'	Cálculo del Factor para Transferencia de Calor (J_H) del fluido caliente por el lado de la coraza con has de tubos con deflectores segmentados. _____	37
2.1.8'	Con la viscosidad cinemática del fluido caliente (μ), el calor específico (C_p) y la conductividad térmica (k), todos obtenidos a la temperatura calórica del fluido caliente, se calcula la expresión: _____	38
2.1.9'	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior _____	38
2.1.10'	Cálculo de la temperatura de la pared del tubo. _____	39
2.1.11'	Cálculo de la relación de viscosidad para el fluido caliente. _____	39
2.1.12'	Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío. _____	39
2.1.13'	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio. _____	40
2.1.14'	Cálculo del factor de obstrucción. _____	40
2.2	Metodología para el cálculo de caída de presión. _____	41
2.2.1	Cálculo del factor de fricción y la gravedad específica por el lado de los tubos. _____	41
2.2.2	Cálculo de caída de presión del lado de los tubos. _____	41
2.2.3	Cálculo de caída de presión de regreso. _____	41

2.2.4	Calculo de caída de presión total en los tubos. _____	42
2.3	Metodología para el cálculo mecánico de las Placas Tubulares. _____	42
2.3.1	Cálculo del espesor (h_p) de la placa. _____	43
2.3.2	Cálculo del diámetro medio de la junta [Dmj]. _____	43
2.3.3	Cálculo de la carga [Q] en la placa tubular. _____	43
2.3.4	Cálculo de la presión [P] en la placa tubular. _____	44
2.3.5	Cálculo del coeficiente de debilitamiento de la placa tubular. _____	44
2.3.6	Cálculo del espesor (h_1) de la placa tubular. _____	44
	Conclusiones Parciales. _____	45
	Capitulo III: Análisis de los resultados. _____	46
3.1	Análisis de los resultados del cálculo térmico. _____	46
3.2	Calculo Térmico. _____	49
3.2.1	Balace de calor. _____	49
3.2.2	Cálculo de la diferencia de temperatura media (ΔT). _____	50
3.2.3	Cálculo del Area de Transferencia de Calor necesaria de los I.C en serie 1E-01-105. _____	51
3.2.4	Cálculo de las temperaturas calóricas de los fluidos caliente y frío. _____	51
3.2.5	Cálculo del área de flujo del fluido frío por el interior de los tubos (crudo mezcla Mesa-Merey). _____	53
3.2.6	Cálculo de la velocidad másica del fluido frío en los tubos. _____	53
3.2.7	Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido frío. _____	53
3.2.8	Cálculo del Factor de Transferencia de Calor (J_H) del fluido frío en los tubos. _____	53
3.2.9	El resultado de la expresión que se muestra a continuación se hallo en la Figura .1 de los anexos. _____	54
3.2.10	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido interior _____	54
3.2.11	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo. _____	54

3.2.12	Cálculo del gradiente de viscosidad para el flujo frío. _____	55
3.2.13	Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío. _____	55
3.2.4'	Cálculo del área transversal de flujo para el lado de la coraza. _____	55
3.2.5'	Calculo de la velocidad másica del fluido caliente por la coraza. _____	56
3.2.6'	Calculo del criterio de Reynolds para el fluido caliente. _____	56
3.2.7'	Cálculo del Factor para Transferencia de Calor (J_H) del fluido caliente por el lado de la coraza con has de tubos con deflectores segmentados. _____	57
3.2.8'	El resultado de la expresión que se muestra a continuación se obtuvo en la figura 1 de los anexos. _____	57
3.2.9'	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior _____	57
3.2.10'	Cálculo de la temperatura de la pared del tubo. _____	57
3.2.11'	Cálculo de la relación de viscosidad para el fluido caliente. _____	58
3.2.12'	Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío. _____	58
3.2.13	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio. _____	58
3.2.14	Cálculo del factor de obstrucción. _____	59
3.2.15	Cálculo del Área de Transferencia de Calor necesaria con el Coeficiente de Transferencia de Calor calculado. _____	59
3.3	Cálculo para la caída de presión. _____	59
3.3.1	Cálculo del factor de fricción y la gravedad específica por el lado de los tubos. _____	59
3.3.2	Cálculo de caída de presión del lado de los tubos. _____	59
3.3.3	Cálculo de caída de presión de regreso. _____	60
3.3.4	Calculo de caída de presión total en los tubos. _____	60
3.3.1'	Cálculo del factor de fricción y la gravedad específica por el lado de la coraza _____	60
3.3.2'	Cálculo del número de cruces. _____	61
3.3.3'	Cálculo de caída de presión a través de la coraza. _____	61
3.4	Cálculo mecánico de las Placas Tubulares. _____	62

3.4.1 Cálculo del espesor (h_p) de la placa.	62
3.4.2 Cálculo del diámetro medio de la junta [D_{mj}].	62
3.4.3 Cálculo de la carga [Q] en la placa tubular.	63
3.4.4 Cálculo de la presión [P] en la placa tubular.	63
3.4.5 Cálculo del coeficiente de debilitamiento de la placa tubular.	63
3.4.6 Cálculo del espesor (h_p) de la placa tubular.	63
3.4.7 Cálculo del espesor (h_1) de la placa tubular.	64
3.5 Análisis de los aceros a emplear en los tubos, placas y bafles.	64
3.6 Análisis económico.	66
3.6.1 Determinación del costo de producción	66
Conclusiones Parciales	69
Conclusiones generales.	70
Recomendaciones	72
Referencia Bibliográfica.	73
Bibliografía	74
Anexos	

Introducción

Dentro de los combustibles no renovables el petróleo es el que aporta el mayor porcentaje del total de la energía que se consume en el mundo. La alta dependencia que el mundo tiene del petróleo, la inestabilidad que caracteriza al mercado internacional y las fluctuaciones de los precios de este producto, han llevado a que se investiguen métodos de producción de energía alternativas y es que según las últimas estadísticas disponibles, los combustibles fósiles representan alrededor del 80% del consumo global de energía primaria, distribuidos de la siguiente forma: petróleo (33%), carbón (24%), y gas natural (21%).

En la actualidad algunos países de América Latina y el Caribe a través del ALBA (Alternativa Bolivariana para las Américas) para las han trazado una estrategia para luchar de conjunto contra las políticas y el desorden de la economía mundial, debido al derroche desmedido de las transnacionales, producto al neoliberalismo, al agotamiento de los recursos energéticos entre otros factores propiciando que los combustibles fósiles como el petróleo hayan alcanzado precios muy elevados y llegado a alcanzar los valores astronómicos de ciento cuarenta y seis dólares el barril, precios que son imposibles de pagar por los países subdesarrollados y algunos en vías de desarrollo. Con el objetivo de mitigar esta crisis energética se están creando estrategias como son: el desarrollo de un polo petroquímico en la provincia de Cienfuegos siendo la Refinería Camilo Cienfuegos un eslabón muy importante dentro de este proceso.

El 10 de abril del 2006 luego de un proceso negociador entre la firma Petróleos de Venezuela SA. (PDVSA) y Cuba Petróleo (CUPET) se constituye la empresa mixta PDV CUPET S.A. con asiento en la refinería Camilo Cienfuegos y creada con el interés de profundizar y consolidar los lazos de cooperación en el área energética, al amparo de la Alternativa Bolivariana para las Américas. PDV CUPET S.A. asumió las funciones de inversionista y ejecutor principal en el proyecto de reactivación de la Refinería Camilo Cienfuegos y una vez concluido este gestiona las operaciones de refinación y venta de sus productos resultantes y simultáneamente, como una segunda etapa de la refinería acomete otros proyectos de inversión relativos a la ampliación de la industria petroquímica.

Dentro del proceso de reactivación se tiene como objetivo la modernización de casi todos los equipos que pertenecen al T-01 (Planta Combinada) y que intervienen en el proceso de producción, específicamente los Intercambiadores de Calor (1,2E-01-105) de la Planta de Destilación Admoférica. En los mismos se calienta la materia prima (mezcla de crudo Mesa 88 y Merey 12), proveniente de los Intercambiadores de Calor (1,2E-01-104). Para lograr este objetivo el fluido que se emplea es la fracción diesel (290-350) proveniente de uno de los cortes de la torre T-01-102.

Debido a que por mas de 10 años la empresa tuvo un objeto social distinto al que estaba concebido en sus inicios, en estos equipos no se realizo mantenimiento alguno, lo que conlleva a que al comenzar la reactivación estuvieran en mal estado técnico producto de la corrosión, específicamente en los mazos de tubos, obligando a los tecnólogos y directivos de la empresa a realizar una reparación capital.

En sus inicios los tubos de 20mm de diámetro exterior y material 18x13, existían en el mercado internacional y la antigua URSS proveía a Cuba de los mismos, pero a raíz del derrumbe del campo socialista la industria se detuvo y dejo de producir y por tanto de recibir materia prima para su mantenimiento.

Producto del desarrollo tecnológico que ha tenido la industria, a nivel mundial, no se encuentra entre los proveedores internacionales tubos con estas características y realizar un pedido especial, implicaría un gasto adicional para la empresa, en un momento en que el General de Ejército Raúl Castro Ruz ha llamado al ahorro mediante la sustitución de importaciones. De ahí que se plantea como **problema científico** de este trabajo la necesidad de rediseñar el mazo de tubos de los Intercambiadores de Calor (1,2E-01-105), empleando tubos de 19.05mm de diámetro exterior y de material A213 (18Cr2Mo), disponibles en el mercado.

Para ello se plantea la **hipótesis**:

Si se rediseñara el mazo de tubos de los Intercambiadores de Calor (1,2E-01-105), con tubos de 19.05mm de diámetro exterior y material A213 (18Cr2Mo), disponibles en el mercado internacional, entonces significaría un notable ahorro para la economía de la empresa, ya que se evitarían hacer pedidos especiales y mejorarían las propiedades

anticorrosivas de estos equipos, ya que disminuirían considerablemente las interrupciones por roturas y aumentaría el periodo de explotación entre mantenimiento. Por tanto se establece como **objetivo general**.

Rediseñar los Intercambiadores de Calor (1,2E-01-105) con tubos de 19.05mm de diámetro exterior, material de construcción A213 (18Cr2Mo), espesor 2mm y longitud 6020mm disponibles en el mercado y con mejores propiedades anticorrosivos que los tubos anteriores (\varnothing 21mm material 8x13).

Objetivo específicos:

- Realizar búsqueda bibliográfica sobre el diseño y funcionamiento de los Intercambiadores de Calor
- Aplicar metodología de cálculo para el diseño térmico y mecánico según las normas TEMA.
- Realizar análisis de la factibilidad económica y medioambiental de la alternativa propuesta.

Capítulo I: Generalidades.

1.1 Descripción de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”.

La Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” se encuentra localizada en la provincia de Cienfuegos en la Zona Industrial No. 3, Finca Carolina, al noroeste de la ciudad de Cienfuegos. Su construcción se remonta a la década de los años 80 del siglo XX. Se ubica en el sector costero NW de la parte Norte de la Bahía de Cienfuegos, la cual se localiza en la zona sur-central de Cuba (específicamente entre los 22°4' y 22°11' LN y los 80°24' y 80°33' de LW). Sus instalaciones abarcan un área aproximada de 3 millones de m² (300 ha) y desde su arrancada en marzo de 1991 hasta su paralización en enero de 1995 la planta procesó alrededor de 1,3 millones de toneladas de diferentes tipos de crudo y a partir de 1995 hasta el momento de su reinauguración, la empresa prestó servicios como comercializadora de combustibles.(1)

Según un artículo consultado en el sitio Web del periódico “5 de Septiembre”, en el primer semestre del año 2005 se iniciaron inspecciones técnicas a las instalaciones por parte de especialistas de la Unión CUPET, de Cuba y la venezolana PDVSA, con el objetivo de determinar el costo capital de la reactivación de la planta en una primera etapa. Todo el proceso de reparación y remodelación ha permitido instalar los equipos y medios necesarios para la destilación atmosférica, la reformación catalítica y el fraccionamiento de gases y se montan la sección de hornos y calderas, la sala de compresores de gases y las plantas de servicios industriales, las que incluyen las subestaciones eléctricas. Estas labores de reactivación comprenden los límites del T-01 (Planta Combinada) y del II Sistema de la Planta de Tratamiento de Residuales (PTR) (Tratamiento Físico y Físico - Químico) (1)

1.1.1 La Refinería de Petróleo cuenta hoy con cinco áreas fundamentales:

1.1.1.1 Muelle Petrolero.

Cuenta con 3 muelles en total, de ellos 2 permiten recibir buques de hasta 226 m de eslora y 52000 DWT. El Muelle 1 tiene un calado de 11,7 m, con 4 brazos de carga y descarga, con capacidad de 1 200 m³/h cada uno, destinados 2 de ellos para productos oscuros y 2 para productos claros.

El Muelle 2 tiene un calado de 9,0 m, posee 4 brazos de carga y descarga con capacidad de 1200m³/hora cada uno, destinados para productos claros y oscuros.



Figura 1.1 Muelle Petrolero

En ambos muelles existen facilidades para la carga y descarga de gas licuado del petróleo (GLP) por manguera. Existe además un muelle auxiliar para la carga de productos por patanas, el cual tiene un calado de 4,0m.(1)

1.1.1.2 Área de Almacenaje.

La capacidad total de almacenamiento es de 680 000 m³. Existen en esta área un total de 5 estaciones de bombeo para el trasiego y distribución de combustibles, divididas en 2 estaciones para productos terminados, 2 estaciones para productos intermedios y 1 estación para bombeo de crudo.



Figura 1.2 Área de Almacenaje.

La Refinería se encuentra unida con la Central Termoeléctrica de Cienfuegos por un oleoducto de 11,3 km de largo y 8 pulgadas de diámetro para el bombeo de Crudo Mejorado 650 o Fuel oil y con la Base de Supertanqueros de Matanzas, en la costa norte, por un oleoducto de 187 km de longitud y 20 pulgadas de diámetro, diseñado para transportar 9 millones de m³ de crudo anuales. Se puede entregar producto terminado tanto por ferrocarril como por camiones. El cargadero de ferrocarril admite la carga de 48 carros a la vez y el de camiones 12.

Entre los productos terminados se cuenta con una capacidad nominal de almacenamiento de GLP ascendente a 7 800 m³, compuesta por 10 balas de GLP de 200 m³ cada una, 5 balas de propano de 200 m³ cada una, 4 esferas de GLP de 600 m³ cada una y 4 esferas de butano de 600 m³ cada una.(1)

1.1.1.3 Unidades de Procesamiento.

A continuación se hará una descripción detallada del proceso tecnológico de la planta, donde se podrá conocer la importancia que tiene para la misma el equipo que se someterá a modificaciones en su diseño.



Figura 1.3 Unidades de Procesamiento

El petróleo crudo llega a la refinería por vía marítima en buques tanques de hasta 55 000 toneladas, los cuales atracan fundamentalmente por el Muelle No. 1. Mediante las bombas del barco y tuberías de la instalación, el crudo es bombeado hasta los tanques de 50 000 m³ (Título 20), donde reposa después de terminada la operación de bombeo como mínimo durante 24 horas y después, antes de ser enviado a la planta de proceso, se drena para eliminar el agua acompañante que precipita.

El crudo que se encuentra almacenado en los tanques del título 20, se bombea hasta la Sección 100 para ser sometido al proceso de desalación eléctrica y su fraccionamiento; de donde se obtienen las siguientes fracciones o productos:

- PIE – 70 °C inestable: inyector a la Sección 400.
- Fracción 70 – 180 °C: inyector a la Planta de Reformación Catalítica.
- Fracción de Turbo combustible: como producto intermedio, que será sometido al proceso MEROX, para eliminar compuestos de azufre.
- Fracción de Diesel: sale como producto terminado.
- Fuel – oil: se extrae como producto terminado.

Para el proceso de refinación es necesario precalentar y calentar el crudo en el Horno F - 101 hasta 365 °C. La fracción 70 – 180 °C se calienta en el Horno F – 201 y se somete al proceso de Hidrotratamiento, resultando la nafta hidrofinada que se somete al proceso de Reformación Catalítica, para obtener el catalizado estable, que se emplea como componente de la gasolina. En este proceso se produce hidrógeno, que se aprovecha en el proceso de Hidrotratamiento para eliminar los compuestos de azufre, nitrógeno y oxígeno presentes en la fracción 70 – 180 °C.

En la Sección 400 a partir del PIE-70 inestable, se obtiene GLP que se almacena en las balas y esferas del Bloque 27 para su comercialización y el PIE-70 estable, que se almacena en tanques, se usa como componente de la gasolina para mezclarlo con el reformado de la Sección 200. (1)

Los gases de escape de los hornos se utilizan para calentar el agua químicamente tratada en la caldera recuperadora y obtener vapor de agua de 11 kgf/cm² que se emplea como facilidad auxiliar en el proceso. Descripción detallada de los procesos principales:

- Destilación Atmosférica.

Tiene una capacidad de procesamiento de 65 000 barriles por día, pudiéndose elevar hasta 80 000 con algunos cambios en el equipamiento. El proceso se realiza por un esquema de desalación eléctrica con alto voltaje en 2 etapas conectadas en serie.

El sistema tiene facilidad para lavar el petróleo crudo en cada etapa y recircular el agua de lavado de la segunda etapa a la primera.

Una vez desalado, el crudo es enviado a una torre predestiladora de 28,7 m de altura y 19 platos, que permite aliviar la carga de vapores en la torre atmosférica en un 11 % volumen sobre el crudo.

Para extraer el exceso de calor de la torre atmosférica se utilizan 3 flujos circulantes. Los tres primeros cortes laterales son tratados con vapor en una torre despojadora. Cuenta con una torre estabilizadora de 52,3 metros y 60 platos, la cual recibe los toques de las torres predestiladora y atmosférica, para garantizar el inyectivo a la planta de fraccionamiento de gases por el tope (PIE – 70 °C) y por el fondo el corte 70 – 120 °C a la Sección 200.

Existe una facilidad para mezclar el producto de fondo de la estabilizadora y los 4 cortes laterales, que permite formar las diferentes materias primas a las plantas secundarias.(1)

- Reformación Catalítica.

Diseñada para reformar 9 600 barriles por día de la fracción que hierve en el rango de 70 - 180 °C obtenida por destilación directa. Posee una unidad para la hidrofinación de este corte de nafta, logrando un grado de desulfurización del 98%. El catalizador para la hidrofinación es el tipo de AlCoMo, mientras que para la reformación se utiliza un catalizador bimetálico de Pt-Re soportado en óxido de aluminio (Al_2O_3), de gran actividad.

El grado de conversión es del 82 % peso. Se obtiene una nafta reformada con 95 RON, que se usa como componente de gasolina y como subproductos se obtienen gas hidrogenado, gas de estabilización y un corte liviano. Estos dos últimos forman parte del inyectivo a la planta de Finales Ligeros. (1)

- Unidad de Finales Ligeros.

Esta planta tiene capacidad para procesar 10 000 barriles por día de nafta ligera (PIE 70oC) inestable proveniente de la unidad de Destilación, así como gas de estabilización y un corte liviano obtenidos en la unidad de Reformación Catalítica.

Como productos se obtienen propano, butano normal, isobutano y gas seco. Se produce además nafta ligera estable, que es inyectado a la unidad de Isomerización. La materia prima recibe un tratamiento con solución alcalina (NaOH(ac)) al 10 % para eliminar el sulfuro de hidrógeno.

La sosa cáustica al 15 % de concentración y a $3,0 \text{ kgf/cm}^2$ de presión, se alinea a la planta por la L-137/1 al tambor D-303, la cual va a ocupar un 30 % de la capacidad del tambor. Cuando la sosa se agota por la bomba P-306, R pasa a la línea de sulfurosos alcalinos 126/6 a PTR.(1)

Luego el turbo cuyo flujo se cuantifica por el FQI-01 entra a la planta de tratamiento del jet con una temperatura aproximadamente de 40°C al D-303 previamente alineado con sosa donde se realiza el prelavado para neutralizar el sulfuro de hidrógeno y los ácidos nafténicos presentes en el sistema. El producto ya endulzado con sosa por la bomba P-305, R es enviado al mezclador eyector J-302, este flujo es controlado por el FIC-01 y debe tener un valor promedio de $3,0 \text{ m}^3/\text{h}$.

Esta mezcla de agua y Jet entran por la parte superior del tambor separador B-306. Por la parte superior sale el combustible hacia el tambor D-302 donde se eliminan las trazas de agua que aún le quedan al Jet al pasar el flujo de forma ascendente a través de un lecho de cama fija, en este caso cloruro de sodio.

Por la parte inferior de este tambor se extrae el agua salada por la línea L-322/8 que es controlada por el nivel LIC-04. El efluente salino se incorpora a la línea 126/6 para ser tratado en PTR.(1)

Al salir el Jet del D-302 se incorpora al filtro de arcilla D-301, último paso en el tratamiento del Jet. Aquí se eliminan los restos de partículas mecánicas y los surfactantes que están presentes en este combustible, logrando con esta operación obtener parámetros de calidad que corresponden a un Jet A-1. Luego al salir por el fondo el Jet A-1 por la línea L-301/2 pasa por un sistema de filtros mecánicos (V-301) para eliminar algún posible arrastre de partículas de arcilla. Por la bomba P-302, R es bombeado hacia tanques de productos terminados controlado por un LIC-05 y registrado por el FQI-02.

- Compresores.

Los compresores de hidrógeno de la Sección 200 se encuentran agrupados en un solo local y garantizan el suministro de hidrógeno a los procesos catalíticos. Se puede almacenar el gas rico en hidrógeno necesario para la arrancada de la Unidad de Reformación, en 8 gasómetros con una capacidad total de 61 000 Nm³.(1)

- Control del proceso.

El control y regulación de los procesos se realiza desde una Sala de Control, con un Sistema de Control Distribuido (DCS), con un Sistema de Parada por Emergencia e instrumentos de campo.(1)

1.1.1.4 Facilidades Auxiliares.

Casa de Calderas: Diseñada para producir 75 ton/h de vapor sobrecalentado a una presión de 13 kgf/cm² y temperatura de 225 oC. Posee actualmente 3 calderas de tubos de agua, con capacidad nominal de 25 ton/h, solamente una de ellas en explotación. El índice de generación es de 13 ton de vapor por ton de fuel oil.

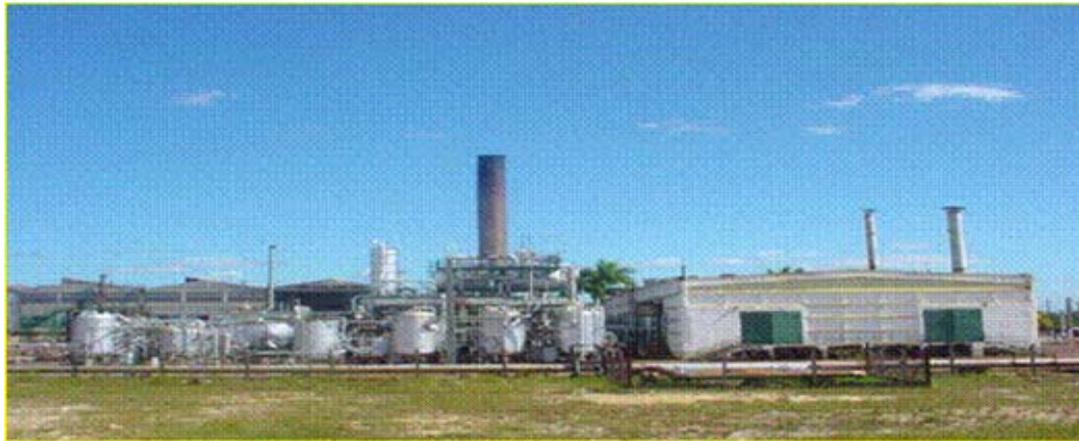


Figura 1.4 Facilidades Auxiliares

Tiene además instalaciones para tratamiento de agua con ciclo sodio y adición de aditivos químicos para la protección de los tubos de las calderas y las tuberías de vapor y condensado. Además se añade un aditivo químico al fuel oil para mejorar su eficiencia.(1)

Energía Eléctrica: Cuenta con un suministro de alta fiabilidad, alimentándose desde la termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes” con una línea de 110 kV y otra desde la subestación 220/110 kV de Cienfuegos, estas son independientes y poseen dos transformadores de 25 MVA 110/6 kV.(1)

Abastecimiento de Agua: Cuenta con capacidad para almacenar 50 000 m³ de agua dulce. El agua llega a la refinería bombeada desde el acueducto de Abreus, por una conductora de polietileno de alta densidad de 800 mm de diámetro y longitud 9 000 m, conectada a otra conductora del mismo material de 355 mm de diámetro y 1 920 m de longitud.(1)

Sistema Contra Incendios: Está dotado con una red de espuma contra incendios, a la que pueden acoplarse los carros cisterna para combatir el fuego en tanques y estaciones de bombeo; además el muelle cuenta con un sistema centralizado de espuma y con una estación de preparación y bombeo. Existe también una red de agua contra incendios que opera a 14 kgf/cm² y llega a todas las áreas con necesidad de protección.(1)

1.1.1.5 Planta de Tratamiento de Residuales.

El diseño de la PTR fue concebido con las instalaciones civiles necesarias, para realizar el tratamiento del volumen de residuales que se genera en la Planta Combinada y plantas auxiliares, como se muestra a continuación.



Figura 1.5 Planta de Tratamiento

1.2 Descripción de los flujos que entran y salen de los Intercambiadores de Calor 1,2 E-01-105 de la sección 100

Primer Banco de Intercambiadores.

El Crudo proveniente del Título 14 (Estación de Bombeo de Crudo), a una temperatura de 30 °C y una presión de 3 a 8 Kgf/cm², es succionado por la bomba de inyección de crudo (P-101/R). (2)

Posteriormente el flujo es descargado hacia el primer banco de intercambiadores, a una temperatura de 33 °C, y a una presión de 29,4 Kgf/cm². Este tren de intercambiadores cuenta con dos ramales en paralelo conformado, cada uno, por cuatro intercambiadores en serie.

El primer ramal, se calienta sucesivamente, en los intercambiadores 1,2-E-104 (Crudo por tubos/2^{do} flujo recirculante de la Torre T-102, por carcaza) y 1,2-E-103. (Crudo por tubos/ 3^{er} flujo recirculante de la Torre T-102, por carcaza). (2)

El segundo ramal, se calienta sucesivamente en los intercambiadores 1,2-E-101 (Crudo por tubos/ 1^{er} flujo recirculante de la Torre T-102, por carcaza) y 1,2-E-104. (Crudo por carcaza/ fuel oil por los tubos).

Finalmente, ambos ramales, se unen en la línea 101/9, para llevar el Crudo precalentado a una temperatura de 111 °C y a una presión de 25,5 Kgf/cm², al sistema de Desalación Eléctrica.

A continuación se encuentra la tabla 1.2.1 donde se muestran las condiciones operacionales del primer banco de intercambiadores:

Tabla 1.2.1 Primer banco de intercambiadores

Intercambiador	Paso	Temperatura de Operación (°C)	Presión de Operación (Kgf/cm ²)
Entrada 1E-101	Por carcaza	136	11,7
Entrada 2E-101	Por tubos	50	28,9
Entrada 2E-101	Por carcaza	170	11,9
Entrada 1E-103	Por tubos	73	27,8
Entrada 1E-104	Por carcaza	70	28,1
Entrada 1E-103	Por carcaza	246	11,3
Entrada 1E-104	Por tubos	214	15,3
Entrada 2E-103	Por tubos	109	26,9
Entrada 2E-104	Por carcaza	88	26,7
Entrada 2E-103	Por carcaza	291	11,4
Entrada 2E-104	Por tubos	232	16,7
Salida 2E-103	Por tubos	134	26,7
Salida 2E-104	Por carcaza	111	25,5

Segundo Banco de Intercambiadores

Una vez que sale del proceso de Desalación Eléctrica es conducido hacia el segundo banco de intercambiadores. Este banco cuenta con dos ramales en paralelo conformado cada uno, por cuatro intercambiadores en serie.

El primer ramal, el crudo con una temperatura de 114 °C y a una presión de 10,5 Kgf/cm², se calienta sucesivamente en los intercambiadores 1,-E-105 (crudo va por tubos/Fracción 270-350°C de la Torre T-102, por carcaza) y 1,2,3-E-106 (crudo por carcaza/ crudo reducido por los tubos). (2)

El segundo ramal, se calienta sucesivamente en los intercambiadores 2-E-105 (Crudo por tubos/ Fracción 270-350°C de la Torre T-102, por carcaza) y 4,5,6 E-106. (crudo por carcaza/ crudo reducido por los tubos).

En ambos ramales, a la salida de los intercambiadores 1,2 E-105 por la parte de la Fracción 270-350 °C, el flujo es controlado a través de los controles de flujo FIC-018 y FIC-019 que actúan sobre las válvulas FV-018 y FV-019, luego el flujo se dirige a los enfriadores A-107 y A-109. (2)

Finalmente luego del segundo banco de intercambiadores, 423,65 m³/h de crudo calentado desalado y deshidratado a una Temperatura de 203 °C y una presión 6,1Kgf/cm² se dirige a la Torre desgasolinadora T-101. Ambos trenes de intercambiadores cuentan con indicaciones de temperatura a su salida (TI-001A y TI-002A) para monitorear de forma remota, estos valores de temperatura, antes de ser dirigidos hacia la torre T-101.(2)

A continuación se encuentra la tabla 1.2 donde se muestran las condiciones operacionales del segundo banco de intercambiadores:

Tabla 1.2.2 Segundo Banco de Intercambiadores

Intercambiador	Paso	Temperatura de Operación (°C)	Presión de Operación (Kgf/cm ²)
Entrada 1,2E-105	Por tubos	114	10,5
Entrada 1E-105	Por carcaza	314	18,8
Entrada 2E-105	Por carcaza	314	18,8
Entrada 1E-106	Por carcaza	132	9,5
Entrada 1E-106	Por tubos	261	19,1
Entrada 4E-106	Por carcaza	132	9,5
Entrada 4E-106	Por tubos	247	18,9
Entrada 3E-106	Por carcaza	160	7,6
Entrada 5E-106	Por carcaza	144	8,3
Entrada 2E-106	Por tubos	281	19,2
Entrada 5E-106	Por tubos	282	19,2
Entrada 6E-106	Por carcaza	165	7,7
Entrada 3E-106	Por carcaza	160	7,6
Entrada 3E-106	Por tubos	346	19,5
Entrada 6E-106	Por tubos	346	19,5
Salida 3E-106	Por carcaza	201	6,7
Salida 6E-106	Por carcaza	206	7,1

1.3 Generalidades sobre los Intercambiadores de Calor.

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. Los calentadores se usan primeramente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin. 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 intercambiadores de calor se pueden clasificar en muchas formas diferentes. Una forma consiste en basar la clasificación en las direcciones relativas del flujo de los fluidos calientes y frío, dando lugar a términos como fluidos paralelos, cuando ambos fluidos se mueven en la misma dirección; flujo encontrado, cuando los fluidos se mueven en paralelo pero en sentido opuesto; y flujo cruzado, cuando las direcciones de flujo son mutuamente perpendiculares. (3)

En general, un cambiador de calor es un aparato recorrido por dos o más medios, uno de los cuales cede a los demás calor o frío. Si un proceso químico debe desarrollarse de una forma prevista de antemano, será preciso realizarlo a una determinada temperatura. Las reacciones ponen en juego, en general, considerables cantidades de calor. Casi siempre resulta conveniente enfriar los productos de la reacción en un enfriador. El calor así recuperado, puede utilizarse para recalentar otros productos o para precalentar los empleados en el propio proceso. Incluso es obligado a veces proceder a este precalentamiento, a fin de obtener temperaturas bastantes elevadas para que el proceso de fabricación se desenvuelva normalmente. Se ha reconocido que el empleo juicioso de los balances térmicos conduce a resultados interesantes, en lo que respecta a la rentabilidad.(3)

Tipos de Intercambiadores de Calor.

- Intercambiadores de tubería doble
- Intercambiadores enfriados por aire.
- Intercambiadores de tipo placa
- Intercambiadores de casco y tubo.

Debido a que el Intercambiador de Calor que se rediseñara es de tubo y coraza, se ara una descripción mas detallada de su estructura y sus partes, con el objetivo de adquirir conocimientos de los mismos, siendo este, un aspecto importante a la hora de rediseñar estos equipos. Los intercambiadores de casco y tubo según las normas TEMA tienen la siguiente descripción de sus componentes principales:

1. Cabezal estacionario.
2. Cabezal estacionario.
3. Pestaña de cabezal estacionario.
4. Cubierta de canal.
5. Tobera de cabezal estacionario.
6. Lamina estacionaria de tubo.
7. Tubos.
8. Casco.
9. Cubierta de casco.
10. Brida del casco, cabezal estacionario.
11. Brida del casco, cabezal posterior.
12. Tobera del casco.
13. Brida de la cubierta del casco.
14. Junta de expansión.
15. Lamina de cierre tubular del flotador.
16. Cubierta del cabezal flotador.
17. Brida del cabezal flotador.
18. Apoyo del cabezal flotador.
19. Anillo de cizalla dividida
20. Brida de apoyo dividida.
21. Cubierta de cabezal flotador, exterior.
22. Faldón de lamina de sierre tubular
23. Brida de prensaestopas.
24. Empaque.
25. Anillo seguidor de empaque.
26. Anillo de cierre hidráulico.
27. Bielas y espaciadores.
28. Desviadores transversales.
29. Desviador de choque.
30. Desviador longitudinal.
31. Separación de paso.
32. Conexión de ventila.
33. Conexión de drenaje.
34. Conexión de instrumentos.
35. Albardilla de soporte.
36. Talón elevador.
37. Mensura de soporte.
38. Vertedero.
39. Conexión del nivel de líquido.

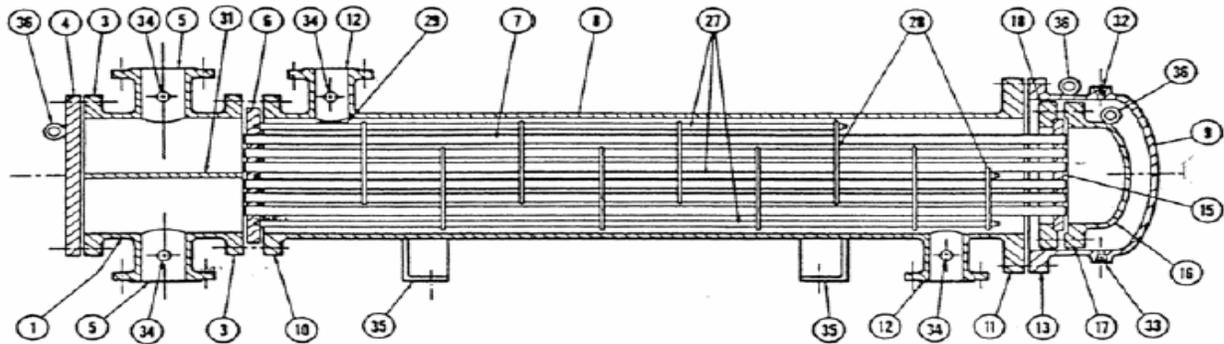


Figura 1.3.1 Intercambiador de Cabezal Flotante

1.3.1 Intercambiadores de casco y tubo.

Los intercambiadores de tipo haz de tubos y coraza se usan para servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mucho mayores de los que puede manejar un intercambiador de doble tubo. En efecto, el intercambiador de doble tubo requiere una gran cantidad de horquillas para manejar servicios como los descritos, pero a expensas de un considerable consumo de espacio, y con aumento de la cantidad de uniones que son puntos débiles porque en ellas la posibilidad de fugas es mayor.(3)

La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeados por un tubo de gran diámetro denominado coraza. De este modo los puntos débiles donde se pueden producir fugas, en las uniones del extremo de los tubos con la placa, están contenidos en la coraza. En cambio en un conjunto de horquillas estos puntos están al aire libre.

Los Intercambiadores de Calor son los más ampliamente utilizados en la industria química y con las consideraciones de diseño mejor definidas. Consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro. Las consideraciones de diseño están estandarizadas por The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA).(3)

Los intercambiadores de tubo y coraza ofrecen una razonable compactación y permiten un económico proceso de transferencia de calor en concordancia con la fortaleza de la estructura mecánica y constructiva.(3)

Permiten una fácil limpieza por el lado de los tubos y generalmente aceptable por el lado de la coraza. Una amplia variedad de las características o parámetros del diseño necesitan requerimientos especiales tales como, presiones extremas y temperaturas, vibraciones, erosiones, corrosión, cambio de fase y reposición de los componentes.

1.3.2 Intercambiador de Cabezal Flotante Interno (tipo AES y AEP).

Es el tipo mas sofisticado (y caro) de intercambiador de haz de tubos y coraza. Está indicado en servicios en los que la limpieza de tubos y/o su reemplazo son frecuentes. Hay dos tipos básicos de intercambiador de cabezal flotante. Uno emplea un cabezal “flotante” (es decir, deslizante) con o sin anillo seccionado (“split ring”). El otro usa empaquetadura para permitir la expansión térmica. Este se llama comúnmente intercambiador de cabezal flotante de unión empaquetada y no se usa en servicio con fluidos peligrosos o cuando las fugas pueden ser tóxicas. Hay numerosos subtipos de intercambiador de cabezal flotante cuyas diferencias están en el diseño del cabezal y la cubierta. Los diseños de cubierta apuntan a evitar o prevenir que se tuerza el cabezal o el haz de tubos, lo que puede producir fugas. Muchas dependen de un maquinado preciso y un armado y abulonado muy exacto. A continuación un croquis que ilustra un intercambiador de cabezal flotante interno de cabezal deslizante sin anillo dividido. Note que tanto el casquete de la coraza como el del cabezal interno tienen una anilla de sujeción (36) para poder manipularlos.(3)

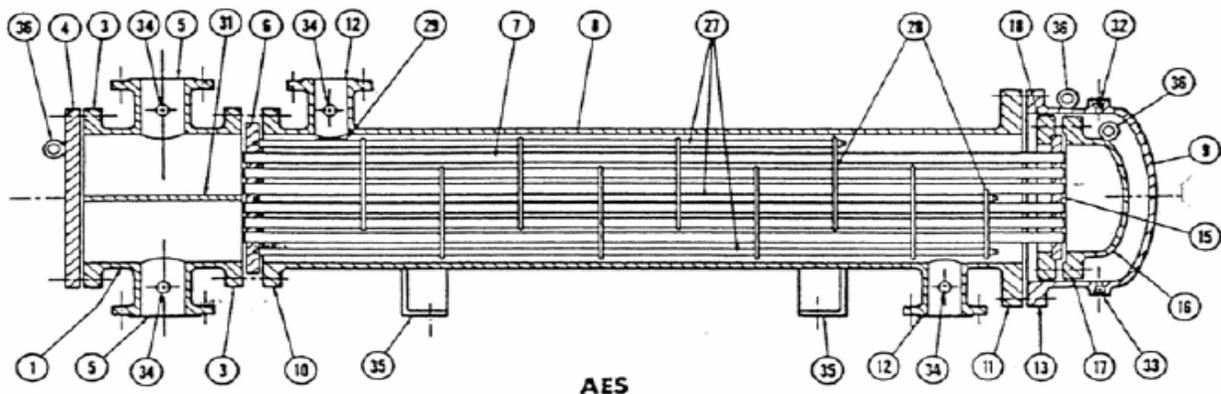


Figura 1.3.2 Intercambiador de Cabezal Flotante

El siguiente croquis ilustra un intercambiador de cabezal flotante de empaquetadura. Note que dado que el cabezal de arrastre roza contra la empaquetadura, hay un desgaste que obliga a que esta se deba inspeccionar periódicamente para evitar las fugas.

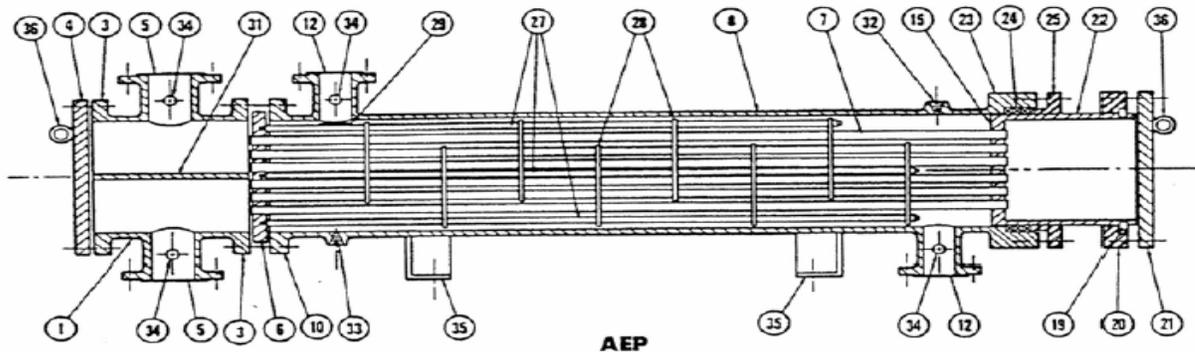


Figura 1.3.3 Intercambiador de Cabezal Flotante

El diámetro del cabezal a menudo es mayor que el de la coraza, de modo que la coraza tiene que tener un cabezal uno o dos tamaños de tubo mayor que el resto. Si los tubos son cortos y el peso del cabezal es demasiado grande, se puede producir un brazo de palanca que tensione el haz, con peligro de rotura de las uniones con las placas, lo que se puede prevenir soldando una o dos barras al extremo del cabezal de la coraza para que el cabezal flotante se desplace sobre las barras que actúan como guías y soportes.

El cabezal flotante de anillo partido emplea una abrazadera dividida en varias partes, con numerosas juntas que se deben maquinar con precisión para obtener una unión estanca. (3)

El diseño de cabezal flotante de arrastre no usa anillo dividido. El bonete del cabezal es del mismo tamaño que la coraza. Debido al hecho de que el cabezal se encuentra próximo al extremo, este tipo de intercambiador no es adecuado para un paso por los tubos. Para resolver este problema, se puede hacer salir el fluido de tubos a través del extremo de coraza, pero esto origina otra unión empaquetada y por lo tanto crea un punto extra de fuga potencial. Otro problema del diseño de cabezal flotante de arrastre es el hecho de que para el mismo diámetro del haz, el diámetro del haz es dos (y a veces mas) veces mayor que en el diseño de anillo partido.

El espacio anular entre el haz y la carcasa es mucho mayor que en el caso del diseño de anillo partido, y el caudal de fuga (que no atraviesa el haz de tubos) que se deriva por este espacio es mayor, lo que resulta en una menor eficiencia del intercambio.

Esta corriente que escapa por el espacio anular se puede minimizar (¡pero no eliminar!) por medio de cintas o tiras de sellado. Por esta razón, la gente que hace o calcula intercambiadores de calor a menudo, generalmente prefiere el diseño de anillo partido, mientras que la gente de mantenimiento ama el diseño de cabezal flotante, que les da menos problemas. Un problema de todos los diseños de cabezal flotante es que los puntos de fuga interna potencial están en el prensaestopas del cabezal. Ahora bien, la fuga interna (es decir, contaminación por mezcla de las dos corrientes) es un problema sólo detectable mediante un cuidadoso monitoreo de las propiedades de ambas corrientes. Si la contaminación es un problema, querrá inspeccionar a menudo los prensaestopas del cabezal y de las uniones del haz para prevenir una fuga, lo que deberá hacer desconectando el equipo y extrayendo el haz para una inspección cuidadosa.(3)

1.3.3 Intercambiador de Lámina y Tubo Fijo (tipo BEM).

Es el tipo mas popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, no hay problemas de esfuerzos de origen térmico y no es preciso sacar el haz (ambos fluidos no son corrosivos y el fluido del lado de coraza es limpio). Este tipo de intercambiador es sumamente proclive a tener fallas cuando hay esfuerzo térmico severo, resultando en que se producen fugas tanto internas como externas. Por ello es necesario realizar un análisis térmico considerando todas las fases de operación: arranque, normal, variaciones y anormal, para detectar y aliviar condiciones de esfuerzo térmico. Para analizar el esfuerzo térmico se debe calcular las temperaturas promedio de los tubos y la coraza, y por medio del módulo de elasticidad y del coeficiente de expansión térmica se calcula la diferencia de expansión entre la coraza y los tubos y la tensión. Si los tubos se expanden mas que la coraza, están bajo esfuerzo de compresión. Si los tubos se expanden menos que la coraza, sufren esfuerzo de tracción. Esto es importante para determinar el tipo de unión entre tubos y placa. Esta puede ser mandrilada o soldada.

Si el esfuerzo es tan grande que se requiere una junta de expansión, se la debe seleccionar para que opere bajo corrosión y fatiga sin fallas, porque si una junta falla, no hay salida: hay que sacarlo de operación y mandarlo a reparar. Debido a que las juntas de expansión son más delgadas que la coraza, es preferible evitar su uso cuando esto sea posible si el fluido del lado de coraza es corrosivo.(3)

Las uniones soldadas de haz y placa son más robustas y confiables que las uniones mandriladas o expandidas, pero algo más caras. Soldar con latón o plomo es una solución de costo intermedio, que muchos prefieren cuando no se espera corrosión y la expansión térmica será baja.

A continuación vemos un croquis que muestra la disposición de un intercambiador de cabezal fijo.

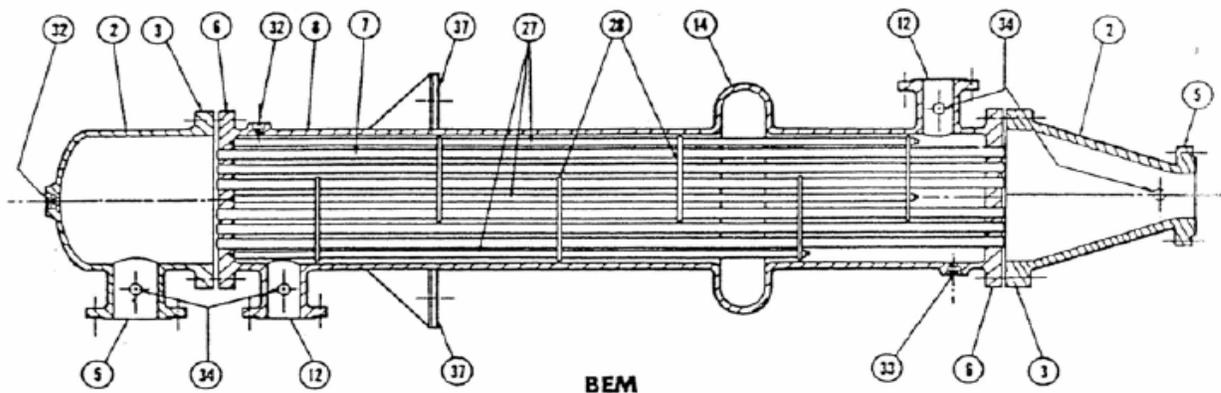


Figura 1.3.4 Intercambiador de Lámina y Tubo Fijo.

Los números en cada círculo identifican las partes principales del equipo. Problemas con este tipo de intercambiador:(3)

- El esfuerzo de origen térmico debe ser bajo o despreciable. Si no, se pueden usar juntas de expansión en la coraza, pero no cuando la presión es alta y/o el fluido es corrosivo.
- En resumen, tomando unas cuantas precauciones razonables, el intercambiador de cabezal fijo es una opción comparativamente atractiva y mas barata que la de cabezal flotante.

1.3.4 Intercambiador de Cabezal y Tubos Integrados (tipo CFU).

Los intercambiadores de tubos en U tienen los tubos del haz doblados formando una U para evitar una de las dos placas de tubos, que al separar el espacio del fluido de la coraza del espacio del fluido de tubos ofrece un punto débil en la unión de los tubos con la placa que puede ser causa de fugas.

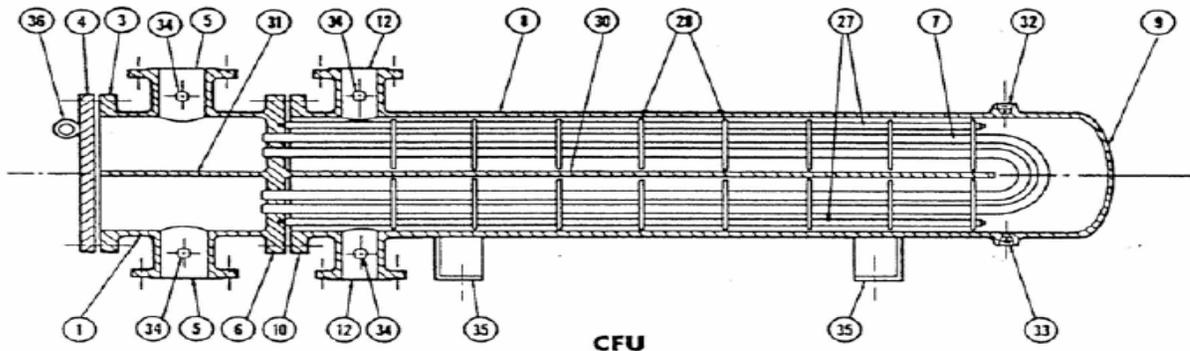


Figura 1.3.5 Intercambiador de Cabezal y Tubos Integrados.

Además, los tubos en U presentan cambios de dirección más graduales, porque la curva que forman en el extremo es muy abierta, lo que ofrece menor resistencia al flujo.

Los números en cada círculo identifican las partes principales del equipo, cuyo significado se aclara anteriormente. Es uno de los tipos de intercambiador mas usados.

Los servicios en los que se pueden usar son los siguientes:

- Condiciones de temperatura que causan severos esfuerzos térmicos, particularmente cambios repetitivos o de inversión cíclica de temperatura que requieren aliviarse por expansión. El haz en U se expande libremente, evitando así elevados esfuerzos de corte en el cabezal.
- A veces para servicios con hidrógeno a presiones extremas (síntesis de amoníaco, por ejemplo) usando una construcción totalmente soldada con haz no removible. Este tipo de servicio prácticamente no ensucia.
- Para permitir localizar la boca de entrada de coraza lejos del haz de tubos. Esto a veces es necesario cuando la velocidad del fluido de casco es demasiado alta, lo que puede causar vibraciones destructivas en el haz de tubos.

•
 Problemas con este tipo de intercambiador:

- La limpieza mecánica del interior del haz es dificultosa si se produce ensuciamiento en el sector recto, y a menudo imposible si se produce en las curvas.
- La limpieza mecánica del exterior del haz es muy difícil en el sector curvo.
- Es imposible tener contracorriente pura (un paso en los tubos, un paso en la coraza) con la disposición en U que por naturaleza debe tener al menos dos pasos en los tubos.(3)
- Los tubos no son fáciles de cambiar, y a veces no se pueden cambiar de ninguna manera. Si un tubo no se puede cambiar, habrá que cerrarlo. Si se espera que haya daño en los tubos, habrá que prever un exceso razonable de cantidad de tubos para cubrir la posible disminución de número de tubos debido a tubos clausurados.(3)

1.3.5 Componentes básicos.

Donald Q. Kern señala que mientras existe una enorme variedad de las características específicas de diseño que se manejan en los intercambiadores de tubo y coraza, el número de componentes básicos es relativamente pequeño; así mismo hace la siguiente descripción de estos y sus características.(3)

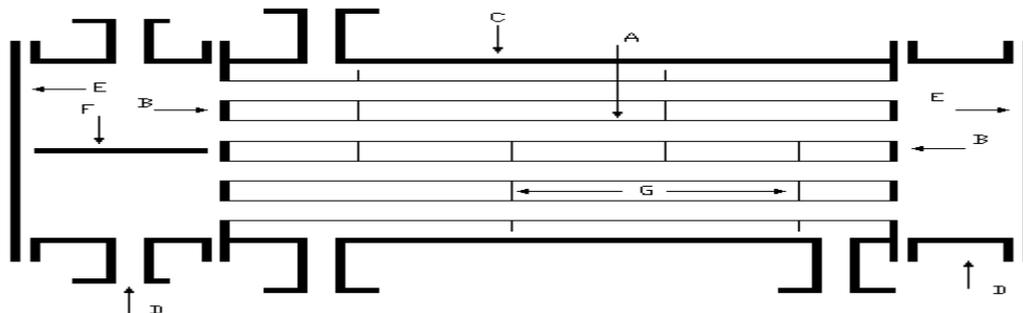


Figura 1.3.5- Esquema de las partes principales de un intercambiador de tubo y coraza.

Tubos. Los tubos, A en la figura 1, son los componentes básicos de los intercambiadores de tubo y coraza, proveen la superficie de transferencia de calor entre el fluido que fluye por dentro del tubo y otro fluido que fluye a través del exterior de los mismos. Los tubos se construyen sin costura o soldados a lo largo de la superficie. Los materiales más empleados son aceros de bajo contenido de carbono, aceros de bajas aleaciones, aceros inoxidable, cobre, admiralty, cobre-níquel, aluminio (en forma de aleaciones), titanio, y otros materiales para aplicaciones específicas.(3)

Los tubos son arreglados en un patrón regular, usualmente uno de los mostrados en la figura 2. Estas configuraciones están caracterizadas por la relación de distancia de centro a centro de tubos adyacentes con respecto al diámetro del tubo. Un pequeño valor de esta relación significaría un gran valor del área de transferencia por unidad de volumen.

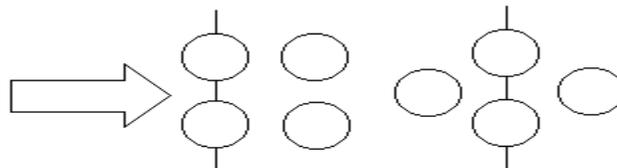


Figura 1.3.6. Configuraciones típicas para los tubos.

Portatubos o placa de tubos. El portatubos, B en la figura 1, es usualmente un plato redondo de metal que ha sido taladrado de manera conveniente para soportar los tubos con el patrón deseado, las juntas y las varillas espaciadoras. Además de los requerimientos mecánicos, el portatubos está sometido al ataque corrosivo por ambos fluidos en el intercambio de calor y debe ser electroquímicamente compatible con el material de los tubos y la coraza. Estos son hechos de aceros de bajo contenido de carbono con un recubrimiento de una capa de aleación resistente a la corrosión metalúrgicamente garantizada por una de sus caras.(3)

Coraza y boquilla para el lado de la coraza. La Coraza, C en la figura 1, es quien contiene gran parte del fluido y las boquillas son las puertas de entrada y salida. La coraza tiene una sección circular y es comúnmente construida a partir de enrollar una lamina de metal, de dimensiones apropiadas, formando un cilindro y posteriormente soldando a lo largo de la superficie (corazas enrolladas).

Corazas de diámetros pequeños (superiores a 0.6 m) pueden ser hechas cortando un tubo del diámetro deseado a la longitud correcta (corazas de tubos). La redondez de la coraza es muy importante para colocar los deflectores, los cuales van insertados dentro, por esto debe tenerse mucho cuidado en el caso de corazas enrolladas pues estas están más lejos de lograr una correcta cilindridad que las corazas de tubos. En intercambiadores largos las corazas son construidas de aceros de bajos contenidos de carbonos por razones económicas, aunque otras aleaciones pueden ser usadas cuando existe peligro de corrosión o temperaturas muy altas. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 304.8 a 609.6 milímetros inclusive, es de 9.525 milímetros, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta 20 Mpa.(3)

Canales y boquillas para el lado de los tubos. Los canales y boquillas, D en la figura 1, controlan el flujo del fluido del lado de los tubos dentro y fuera de estos. Debido a que el fluido por este lado es el más corrosivo, estos elementos se construyen de materiales aleados, compatibles con los tubos y los portatubos, o revestidos en lugar de fabricarlos de aleaciones completamente.(3)

Divisor de pasos. El divisor de pasos, F en la figura 1, es necesario en un canal en intercambiadores que tienen dos pasos en el lado de los tubos, como se muestra en la figura, y en dos canales en intercambiadores con más de dos pasos.

Los divisores de pasos deben rellenar o cubrir internamente la sección del canal de cubierta para minimizar la posibilidad de que se mezclen fluidos que vayan por pasos distintos, esto es fundamental para prevenir un serio deterioramiento de la funcionalidad y eficiencia del equipo.(3)

En la actualidad este sellaje se efectúa con juntas, las cuales son periódicamente chequeadas y reemplazadas. El arreglo de los divisores para intercambiadores de múltiples pasos es generalmente arbitrario, aunque debe haber un intento por distribuir el mismo número de tubos para cada paso; esto para minimizar las diferencias de presiones entre uno y otro paso, disminuir las filtraciones, proporcionar una adecuada distribución de presión en todas los puntos de sellaje y por supuesto para minimizar los costos y complejidad de fabricación.

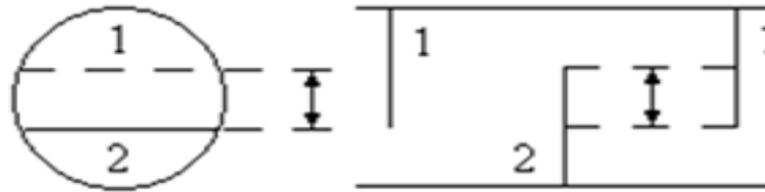


Figura 1.3.7. Solapamiento de los deflectores

Deflectores. Los deflectores, G en la figura 1, prestan dos funciones fundamentales: la primera, y más importante es soportar los tubos en una posición apropiada durante el ensamblaje y operación del equipo previniendo la vibración de los tubos debido al remolino inducido por el fluido, y segunda, ellos guían el flujo del lado de la coraza a través del haz tubular incrementando la velocidad y la transferencia de calor.

La forma más común para los deflectores es una segmentación simple como se muestra en la figura 3. El segmento cortado debe ser menor que la mitad del diámetro para crear un solapamiento de estos a lo largo del flujo en la coraza. Para flujos líquidos en el lado de la coraza los deflectores se cortan de un 20-25% del diámetro, mientras que para bajas presiones de gases de un 40-45%.⁽³⁾

1.3.3 Especificaciones de los parámetros geométricos.

Tamaño de los tubos. Al seleccionar el tamaño de los tubos, señala (McAdams.1970), frecuentemente se seleccionan tubos de longitudes normalizadas de 2.44, 3.66 o 4.88 metros, empleando más de un paso si es necesario. Las longitudes más cortas se utilizan cuando el intercambiador debe situarse a un nivel bastante elevado sobre el suelo, con el fin de reducir al mínimo el precio de las plataformas y equipos para desmontar los haces de tubos en su limpieza, o cuando la longitud queda limitada por el espacio disponible, o se requieren diámetros grandes de envuelta. Las longitudes más largas se emplean cuando el equipo está situado cerca del suelo y, por consiguiente, no son necesarias plataformas. En este caso la longitud de los tubos seguirán siendo la del diseño (6m) original. Cuando los trabajos de mantenimiento deben hacerse frecuentemente, es preferible la situación cercana al suelo.

Los diámetros exteriores de los tubos que ordinariamente se utilizan en los intercambiadores son 15.875, **19.050**, 25.400, 31.750 ó 38.100 milímetros. Se tiene tendencia a utilizar los mayores diámetros con fluidos que ensucian los tubos rápidamente. (3)

En algunos casos las incrustaciones se reducen haciendo circular el fluido a velocidades elevadas, lo que permite el empleo de tubos de diámetro moderado. Cuando en una planta es necesaria la instalación de varios intercambiadores para diferentes funciones, se reducen los gastos de servicio de reposición limitándose al número mínimo posible de longitudes y diámetros normalizados.

Los tubos de diámetro exterior de 3.35 mm en intercambiadores pequeños a 19.0 mm y 25.4 mm en largos son los más frecuentemente empleados, diámetros mayores son muy pocos usados.

Espaciado de los tubos. refiriéndose al paso entre tubos coincide en que la superficie exterior de los tubos se puede limpiar más fácilmente cuando estos están dispuestos en malla cuadrada, en lugar de en malla triangular, figura 2. En cualquier caso para facilitar la limpieza, el espaciado o luz de los tubos deberá ser al menos, igual a un cuarto de diámetro exterior de los mismos, y en ningún caso menor de 6.35 milímetros. Por su parte, ha apreciado en la practica que se debe limitar la relación de la distancia de centro a centro de tubo adyacente respecto al diámetro de estos, a valores de 1.18, 1.25-1.50 como el rango normal.

Cantidad de tubos por pasos. En cuanto a la cantidad de tubos por paso se debe tratar de tener una distribución simétrica de tubos para cada paso, aunque no siempre esto es posible. Aun cuando en intercambiadores de gran tamaño esto no se pueda lograr, esta descompensación no deberá ser mayor de un 5%.

Espaciado de los deflectores. Sugiere, que si la envuelta se ha fabricado por mecanización interior, el huelgo entre pantallas y carcaza varía frecuentemente entre 0.8 y 1.2 milímetros.

También plantea que los agujeros de los tubos en los cabezales y en los baffles deben ser taladrados entre 0.8 y 0.4 mm más grandes que el diámetro exterior de los tubos.

Para evitar la vibración de los baffles y, por lo tanto, la erosión mecánica de los tubos, el espesor de los baffles debe ser de 3.2 mm, y preferiblemente 4.8 ó 6.4 mm, y los bordes de los agujeros de paso de los tubos deben ser achaflanados.

Usualmente el espaciado de los deflectores, según plantea, no debe ser mayor que una distancia equivalente al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto de este diámetro.

Conclusiones Parciales.

- 1 Se describen los principales aspectos del proceso tecnológico de la Empresa PDVCupet.SA.
- 2 Se describen parte del flujo de proceso en la planta de Destilación Atmosférica antes y después del banco de Intercambiadores de Calor (IC), donde se encuentran los IC 1,2E-01-105.
- 3 Los intercambiadores del tipo de coraza y tubo constituyen la parte más importantes de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos. (aun cuando se está haciendo cada vez mayor hincapié en otros diseños).
- 4 El diseño térmico de los intercambiadores es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor.
- 5 El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas. Así por ejemplo, aunque las consideraciones de costos son muy importantes en instalaciones grandes, tales como plantas de fuerza y plantas de proceso químico las consideraciones de peso y de tamaño constituyen el factor predominante en la selección del diseño en el caso de aplicaciones especiales (3)

Capítulo II: Metodología de cálculo.

2.1 Metodología para el cálculo térmico según la norma TEMA.

Los cálculos térmicos en los Intercambiadores de Calor pueden ser constructivos o de comprobación. Los cálculos constructivos tienen como objetivo determinar la superficie de transferencia de calor y de comprobación, la determinación de la producción o parámetros de caída de los fluidos de un equipo construido o proyectado. Para lograr este objetivo, se contó con la ayuda de diversos libros de transferencia de calor, en los que se consultaron metodologías de cálculo necesarias para el diseño de dicho intercambiador de calor.

Como ya se conoce, los Intercambiadores de Calor 1,2E-01-105 que se encuentran en la Planta 100 de Destilación Atmosférica, se les sustituirán los tubos de diámetro exterior 20 mm por los de 19,05 mm por lo que será necesario hacer una nueva distribución de los mismos en las placas fijas y móviles, además de los deflectores. Vale aclarar que los diámetros de estos elementos no se modificaran así como los diámetros de los mazos. Debido a que los diámetros exteriores e interiores así como el espesor de las paredes de los tubos cambiaran, será necesario realizar los cálculos constructivos, con el objetivo de hallar el nuevo valor del Coeficiente de Transferencia de Calor, con el cual se obtendrá el de la Superficie de Transferencia de Calor.

La metodología de cálculo que se utilizara para el mismo será el que propone la norma TEMA así como el que utiliza el libro de texto Procesos de Transferencia de Calor.

La primera ecuación fundamental para el cálculo de los Intercambiadores de Calor es la ecuación del balance térmico.(4)

2.1.1 Balance de calor.

$$- q_c = m_c \cdot C_{p_c} \cdot \Delta T \quad [\text{Btu/h}] \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde: q_c – Carga térmica del fluido caliente (fracción diesel)

m_c – Flujo másico del fluido caliente [lb/h]

C_{p_c} – Calor específico del fluido caliente [Btu/lb·°F], obtenido a la

temperatura calórica del fluido caliente.

ΔT – Diferencia de temperatura del fluido caliente ($^{\circ}\text{F}$)

$$- \quad q_f = m_f \cdot C_{p_f} \cdot \Delta T \quad [\text{Btu/h}] \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde: q_f – Carga térmica del fluido frío (mezcla Mesa-Merey).

m_f – Flujo másico del fluido frío [lb/h]

C_{p_f} – Calor específico del fluido frío [Btu/lb· $^{\circ}\text{F}$], obtenido a la temperatura calórica del fluido frío.

ΔT – Diferencia de temperatura del fluido frío [$^{\circ}\text{F}$]

- Cálculo de pérdidas de calor.

$$- \quad \Delta q = \frac{q_c - q_f}{q_c} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Según las normas TEMA las pérdidas por radiación en un intercambiador de calor, pueden llegar hasta un 5% como máximo.

2.1.2 Cálculo de la diferencia de temperatura media.

Para el movimiento de flujos en contra flujo y paralelo la diferencia media de temperatura es igual a la media logarítmica de los valores extremos.(4)

$$- \quad \Delta t_{\max} = T_1 - t_2 \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$- \quad \Delta t_{\min} = T_2 - t_1 \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$- \quad \Delta T_{\text{In}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde: $\Delta t_{\max-\min}$ – Diferencia media de temperatura máxima y mínima [$^{\circ}\text{F}$].

T_1 y T_2 – Temperatura de entrada y salida del fluido caliente [$^{\circ}\text{F}$].

t_1 y t_2 – Temperatura de entrada y salida del fluido frío [$^{\circ}\text{F}$].

ΔT_{ln} – Diferencia media logarítmica de temperatura [$^{\circ}\text{F}$].

El factor F_T se obtiene de las siguientes gráficas. Un valor de $F < 0,8$ no es admisible por diseño, hay que calcular P y R según las ecuaciones:

$$- P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

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

$$- \Delta T = F_T \times \Delta T_{ln} \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde: F_T – Factor de corrección.

ΔT – Diferencia media de temperatura [$^{\circ}\text{F}$]

2.1.3 Cálculo del Area de Transferencia de Calor con el Valor del Coeficiente de Transferencia de Calor recomendado.

$$- A_s = \frac{q}{U_c \cdot \Delta T} \quad [\text{pie}^2] \quad (\text{Ec. 2.26})$$

– Donde: q – Carga Termica calculada [Btu/h]

U_c – Coeficiente de transferencia de calor limpio recomendado,
[Btu/h·pie²· $^{\circ}\text{F}$].

ΔT – Diferencia media logarítmica de temperatura, [$^{\circ}\text{C}$]

2.1.3 Cálculo de las temperaturas calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$- \Delta t_f = T_1 - T_2 \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$- \Delta t_c = t_2 - t_1 \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$- \Delta t = \frac{\Delta t_{min}}{\Delta t_{max}} \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Con el valor de Δt (diferencia de temperatura terminal) se va a la figura 17 del libro de texto Procesos de Transferencia de Calor y se obtiene K_c (constante calórica) con el que se obtendrá posteriormente el valor de F_c (fracción de temperatura calórica).

$$- T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$- t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde: K_c – Constante de temperatura calórica, [adimensional].

F_c – Fracción de temperatura calórica, [adimensional].

T_1, T_2 – Temperatura de entrada y salida del fluido caliente, [$^{\circ}\text{F}$].

t_1, t_2 – Temperatura de entrada y salida del fluido frío, [$^{\circ}\text{F}$].

2.1.4 Cálculo del área de flujo del fluido frío.

$$- a_t = \frac{N_t \cdot a_i}{144 \cdot n} \quad [\text{pie}^2] \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde: a_i – Área transversal de flujo por los tubos, tabla # [pie^2].

N_t – Cantidad de tubos en el mazo.

n – Numero de pases.

2.1.5 Cálculo de la velocidad másica del fluido frío en los tubos

$$- G_t = \frac{m_t}{a_t} \quad [\text{lb}/\text{pie}^2 \cdot \text{h}] \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde: m_t – Flujo másico del fluido frío [lb/h].

a_t – Área de flujo del fluido frío por los tubos [pie^2].

2.1.6 Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido frío.

$$- Re_t = \frac{D \cdot G_t}{\mu_f} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde: D – Diámetro equivalente del interior de los tubos [pie].

μ_f – Viscosidad cinemática del fluido frío [lb/pie · h], obtenido a la una temperatura calórica del fluido frío.

2.1.7 Cálculo del Factor de Transferencia de Calor (J_H) del fluido frío

El valor de (J_H) se puede calcular por la siguiente ecuación o se puede hallar en la figura 2 de los anexos introduciendo el valor de Re_t .

$$- J_H = \frac{h_i \cdot D}{k} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad [\text{adimensional}] \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Donde: k – Conductividad térmica del fluido frío [Btu/(h)(pie²)(°F/pie)]. obtenido a la temperatura calórica del fluido frío.

C_p – Calor específico del fluido. [Btu/lb · °F]. obtenido a la temperatura calórica del fluido frío.

D – Diámetro equivalente del interior de los tubos [pie].

h_i – Coeficiente de película [Btu/h · pie² · °F].

μ – Viscosidad cinemática del fluido frío [lb/pie · h], obtenido a la temperatura calórica del fluido frío.

2.1.8 Con la viscosidad cinemática del fluido frío (μ), el calor específico (C_p) y la conductividad térmica (k), todos obtenidos a la temperatura calórica del fluido frío, se calcula la expresión:

$$- k \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \quad [\text{Btu/(h)(pie}^2\text{)(°F/pie)}]$$

También se puede hallar el resultado en la figura 1 de los anexos entrando, con los grados API del fluido y la viscosidad en centipois.

2.1.9 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido interior

$$- \quad h_i = j_H \cdot \frac{k}{D} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \phi_t \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde: j_H – Factor para transferencia de calor [adimensional].

k – Conductividad térmica del fluido frío, $[\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})]$,
obtenido a la temperatura calórica del fluido frío.

D – Diámetro equivalente del interior de los tubos [pie].

C_p – Calor específico del fluido frío, $[\text{Btu}/\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}]$, obtenido a la
temperatura calórica del fluido frío.

μ – Viscosidad cinemática del fluido frío $[\text{lb}/\text{pie} \cdot \text{h}]$, obtenido a la
temperatura calórica del fluido frío.

ϕ_t – Relación de viscosidad, [adimensional].

2.1.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo.

$$- \quad h_{io} = \frac{h_i}{\phi_t} \cdot \frac{DI_t}{DE} \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde: DI_t – Diámetro interior de los tubos, [plg].

DE – Diámetro exterior de los tubos, [plg].

h_i – Coeficiente de transferencia de calor del fluido interior,
 $[\text{Btu}/\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}]$.

2.1.11 Cálculo del gradiente de viscosidad para el flujo frío.

$$- \quad \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad [\text{adimensional}] \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Donde: μ – Viscosidad dinámica del fluido frío [lb/pie · h], obtenido a la temperatura calórica del fluido frío.

μ_w – Viscosidad dinámica del fluido frío [lb/pie · h], obtenido a la temperatura de la pared del tubo.

2.1.12 Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío.

$$- \quad h_{io} = \frac{h_{io} \cdot \phi_t}{\phi_t} \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Donde: h_{io} – Coeficiente de transferencia de calor, [Btu/h · pie² · °F].

ϕ_t – Gradiente de viscosidad, [adimensional]

2.1.13 Cálculo del área transversal de flujo para el lado de la coraza.

$$- \quad a_c = \frac{DI_c \cdot C' \cdot B}{P_T} \quad [\text{pie}^2] \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Donde: DI_c – Diámetro interior de la coraza, [plg].

C' – Espaciado entre los tubos, [plg].

B – Espaciado de los deflectores, [plg].

P_T – Paso de los tubos, [plg].

2.1.5' Cálculo de la velocidad másica del fluido caliente por la coraza.

La velocidad lineal y de masa del fluido cambian continuamente a través del has de tubos, ya que el ancho de la coraza y el numerote tubos varia de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza.

$$- \quad G_c = \frac{m_c}{a_c} \quad [\text{lb/pie}^2 \cdot \text{h}] \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Donde: m_c – Flujo másico del fluido caliente por la coraza, [lb/h].

a_c – Área transversal del fluido caliente por el lado de la coraza, [pie²].

2.1.6' Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido caliente.

$$- \text{Re}_c = \frac{D_e \cdot G_t}{\mu_f} \quad [\text{adimensional}] \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo del eje mayor de los tubos.(4)

El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos.

$$- D_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot DE_t^2 / 4)}{\pi \cdot DE_t} \quad [\text{pie}] \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Donde: D_e – Diámetro equivalente del lado de la coraza [pie].

μ_f – Viscosidad dinámica del fluido frío [lb/pie · h], obtenido a la temperatura calórica del fluido caliente.

G_e – Velocidad másica del fluido caliente, [lb/pie² · h]

DE_t – Diámetro exterior de los tubos [plg].

P_T – Espaciado de los tubos [plg].

2.1.7' Cálculo del Factor para Transferencia de Calor (J_H) del fluido caliente por el lado de la coraza con has de tubos con deflectores segmentados.

El valor de (J_H) se halla en la **Figura .5** de los anexos introduciendo el valor de (Re_c).

2.1.8' Con la viscosidad cinemática del fluido caliente (μ), el calor específico (C_p) y la conductividad térmica (k), todos obtenidos a la temperatura calórica del fluido caliente, se calcula la expresión:

$$- k \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \quad [\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})]$$

También se puede hallar el resultado en la figura 1 de los anexos entrando, con los grados API del fluido y la viscosidad en centipois.

2.1.9' Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior

$$- h_o = j_H \cdot \frac{k}{D_e} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \phi_s \quad [\text{Btu}/\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Donde: j_H – Factor para transferencia de calor [adimensional].

k – Conductividad térmica del fluido caliente, $[\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})]$,
obtenido a la temperatura calórica del fluido caliente.

D_e – Diámetro equivalente del lado de la coraza, [pie].

C_p – Calor específico del fluido caliente, $[\text{Btu}/\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}]$, obtenido a la
temperatura calórica del fluido caliente.

μ – Viscosidad cinemática del fluido caliente $[\text{lb}/\text{pie} \cdot \text{h}]$, obtenido a la
temperatura calórica del fluido caliente.

ϕ_s – Relación de viscosidad, [adimensional].

2.1.10' Cálculo de la temperatura de la pared del tubo.

$$- \quad t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad [^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde: T_c – Temperatura calórica del fluido caliente [$^{\circ}\text{F}$].

t_c – Temperatura calórica del fluido frío [$^{\circ}\text{F}$].

h_{io} – Coeficiente parcial de transferencia de calor del fluido frío
[Btu/h·pie²· $^{\circ}\text{F}$].

h_o – Coeficiente parcial de transferencia de calor del fluido caliente
[Btu/h·pie²· $^{\circ}\text{F}$].

2.1.11' Cálculo de la relación de viscosidad para el fluido caliente.

$$- \quad \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad [\text{adimensional}] \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Donde: μ – Viscosidad cinemática del fluido caliente [lb/pie·h], obtenido a la temperatura calórica del fluido caliente.

μ_w – Viscosidad cinemática del fluido caliente [lb/pie·h], obtenido a la temperatura de la pared del tubo.

2.1.12' Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío.

$$- \quad h_o = \frac{h_{io} \cdot \phi_s}{\phi_s} \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Donde: h_{io} – Coeficiente de transferencia de calor, [Btu/h·pie²· $^{\circ}\text{F}$].

ϕ_s – Relación de viscosidad [adimensional].

2.1.13' Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio.

$$- U_c = \frac{h_{i_o} \cdot h_o}{h_{i_o} + h_o} \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Donde: h_{i_o} – Coeficiente parcial de transferencia de calor del fluido frío,
[Btu/h·pie²·°F].

h_o – Coeficiente parcial de transferencia de calor del fluido
caliente, [Btu/h·pie²·°F].

2.1.14' Cálculo del factor de obstrucción.

$$- R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \cdot U_D} \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}] \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Donde: U_c – Coeficiente de transferencia de calor limpio, [Btu/h·pie²·°F].

U_D – Coeficiente de transferencia de calor diseño, [Btu/h·pie²·°F]

Cálculo del Area de Transferencia de Calor con el valor del Coeficiente de Transferencia de Calor calculado.

$$- A_s = \frac{q}{U_c \cdot \Delta T} \quad [\text{pie}^2] \quad (\text{Ec. 2.26})$$

– Donde: q – Carga Termica calculada [Btu/h]

U_c – Coeficiente de transferencia de calor limpio, [Btu/h·pie²·°F].

ΔT – Diferencia media logaritmica de temperatura, [°C]

2.2 Metodología para el cálculo de caída de presión.

2.2.1 Cálculo del factor de fricción y la gravedad específica por el lado de los tubos.

- Con el valor de (Re_r) se extraen los valores de \underline{f} y \underline{s} en la figura 4 y 7 de los anexos.

Donde: f – Factor de fricción por los tubos, $[pie^2/plg^2]$.

s – Gravedad específica del fluido frío, [adimensional].

2.2.2 Cálculo de caída de presión del lado de los tubos.

$$- \Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \times 10^{10} \cdot D \cdot s \cdot \phi_t} \quad [lb/plg^2] \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Donde: f – Factor de fricción por los tubos, $[pie^2/plg^2]$.

s – Gravedad específica del fluido frío, [adimensional].

L – Longitud de los tubos, $[plg]$.

n – Numero de pasos en los tubos.

D – Diámetro equivalente de los tubos, $[plg]$.

ϕ_t – Relación de viscosidad, [adimensional].

2.2.3 Cálculo de caída de presión de regreso.

$$- \Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot V^2}{s \cdot 2 \cdot g} \quad [lb/plg^2] \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Donde: s – Gravedad específica del fluido frío, [adimensional].

n – Numero de pasos en los tubos.

V – Velocidad lineal del fluido, $[plg/s]$.

g – Aceleración de la gravedad, $[pie/s^2]$

2.2.4 Cálculo de caída de presión total en los tubos.

$$- \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad [\text{lb/plg}^2] \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Donde: ΔP_t – Caída de presión del lado de los tubos, $[\text{lb/plg}^2]$.

ΔP_r – Caída de presión de regreso, $[\text{lb/plg}^2]$.

2.3 Metodología para el cálculo mecánico de las Placas Tubulares.

Como se conoce, uno de los elementos principales a rediseñar debido a la nueva redistribución de los tubos en el mazo, son las Placas Tubulares Fijas y Móviles. El cálculo de la Placa Tubular depende de su construcción y del esquema constructivo del aparato. En la figura 3.4.1 están representados los principales parámetros a tomar en cuenta para realizar los cálculos de diseño.(5)

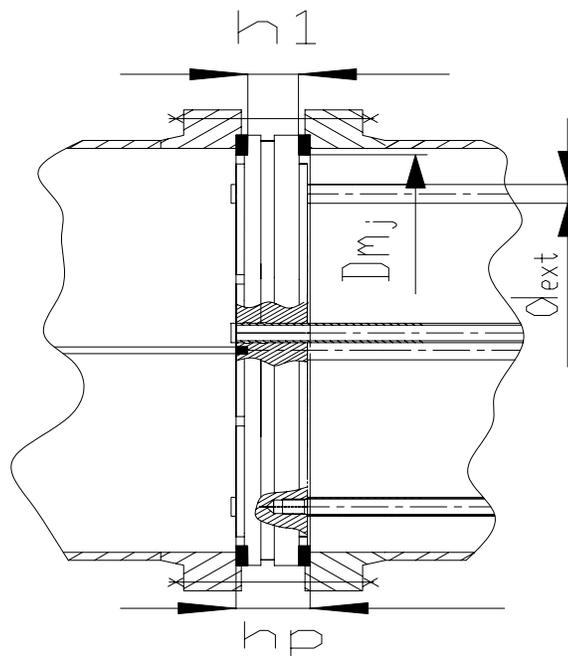


Figura 3.4.1 Placa Tubular Fija.

El espesor de la Placa Tubular se determina en dos lugares: en el centro (h_p) y en el borde (h_1). Este tipo de Placa Tubular trabaja bajo la acción del momento de flexión, que surge bajo la influencia de las presiones en los espacios tubulares e intertubulares.(5)

2.3.1 Cálculo del espesor (h_p) de la placa.

El espesor de la Placa Fija se determina según la ecuación siguiente.

$$- h_p = K \cdot D \sqrt{\frac{P}{\phi_0 [\sigma]}} + C \quad [\text{mm}] \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Donde: K – Coeficiente que tiene en cuenta el tipo de placa,
[adimensional].

D – Sumatoria del diámetro de la coraza mas el espesor de la
junta, [mm].

P – Valor mayor entre las presiones en los tubos y la coraza,
[N/m²].

ϕ_0 – Coeficiente de debilitamiento de la placa tubular,
adimensional].

$[\sigma]$ – Tensión admisible del material, [MPa]

2.3.2 Cálculo del diámetro medio de la junta [D_{mJ}].

$$- D_{mJ} = D_{inT} + B_J \quad [\text{mm}] \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Donde: D_{inT} – Diámetro interior de la coraza, [mm].

B_J – Espesor de la junta, [mm].

2.3.3 Cálculo de la carga [Q] en la placa tubular.

$$- Q = \frac{\pi}{4} \cdot P_{env} (D_{inT}^2 - n \cdot d_{exT}^2) \quad [\text{N}] \quad (\text{Ec. 2.30})$$

Donde: P_{env} – Presión del lado de la coraza [N/m²].

D_{inT} – Diámetro interior de la coraza, [mm].

n – Numero total de tubos.

d_{exT} – Diámetro exterior de los tubos, [mm].

2.3.4 Cálculo de la presión [P] en la placa tubular.

$$- P = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{inT}^2} \quad [N/m^2]. \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde: D_{inT} – Diámetro interior de la coraza, [mm].

Q – Carga de la placa tubular, [N].

2.3.5 Cálculo del coeficiente de debilitamiento de la placa tubular.

$$- \varphi_0 = \frac{D_{mJ} \cdot \sum d_0}{D_{mJ}} \quad [\text{adimensional}]. \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Donde: D_{mJ} – Diámetro medio de la junta, [mm].

$\sum d_0$ – Sumatoria de los diámetros de los orificios a lo largo del diámetro de la placa tubular, [mm].

2.3.6 Cálculo del espesor (h_1) de la placa tubular.

$$- h_1 = K \cdot D_{mJ} \cdot \frac{P}{[\sigma]} + C \quad [\text{mm}]. \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Donde: D_{mJ} – Diámetro medio de la junta, [mm].

K – Coeficiente que tiene en cuenta el tipo de placa, adimensional].

P – Valor mayor entre las presiones en los tubos y la coraza, [N/m²].

$[\sigma]$ – Tensión admisible del material, [MPa]

Conclusiones Parciales.

- 1 En este capítulo se plantearon las metodologías de cálculo de diseño térmico, hidráulico, y mecánico a partir de Intercambiadores de Calor existentes. En el cálculo térmico, se aplicó la ecuación de Fourier para varios intercambiadores existentes con el fin de hallar A (área de transferencia de calor) donde se determinara, por los parámetros como Q (carga térmica); ΔT (temperatura media logarítmica) de $F_T \times \Delta T_{ln}$, y U_D (valor recomendado del coeficiente total de transferencia de calor) Dado las condiciones de flujo de los fluidos se planteó, la metodología para el cálculo de h_o y h_{io} (coeficiente de transferencia de calor de los fluidos frío y caliente), U_c (coeficiente total de transferencia de calor limpio), con el valor del coeficiente total de transferencia de calor limpio calculado se procede a calcular nuevamente el área de transferencia necesaria.
- 2 Para el cálculo de de caída de presión dado la existencia de los Intercambiadores de Calor en serie y conociéndose las condiciones de proceso, los cálculos de diseño se aran de manera ordenada, calculándose para los valores obtenidos en el cálculo térmico hasta obtener un factor de obstrucción y caídas de presión dentro de los rangos establecidos
- 3 Los cálculos mecánicos se realizarán con el objetivo de verificar si debido a los cambios efectuados en las Placas Tubulares, por la nueva redistribución de los tubos, será necesario o no, efectuar un cambio de material de las placas como única solución a las mismas, ya que los espesores no pueden variarse, debido a que un cambio en estos parámetros traería como consecuencia, un mal ajuste entre la caja distribuidora y el cuerpo del Intercambiador de Calor.

Capítulo III: Análisis de los resultados.

3.1 Análisis de los resultados del cálculo térmico.

El diseño de este equipo, consiste en una coraza, por dentro de la cual se insertará un mazo de tubos, con una longitud que se corresponderá con los cálculos de diseño de los intercambiadores. Estos tubos permitirán el paso del fluido frío (crudo Meza-Merey) por su interior, mientras que por el exterior de los mismos se moverá el fluido caliente (fracción diesel). El diesel circulará de arriba hacia abajo, por el exterior de los tubos, limitada por una chapa de acero en cada extremo, el crudo circulara por el interior de los tubos de abajo hacia arriba. De tal forma, se logrará una configuración en contracorriente, que tiene mayores ventajas para el intercambio de calor entre dos agentes. Para que las temperaturas de salida de los dos fluidos salgan con los parámetros deseados se trabaja actualmente con dos intercambiadores de calor conectados en serie 1-2.

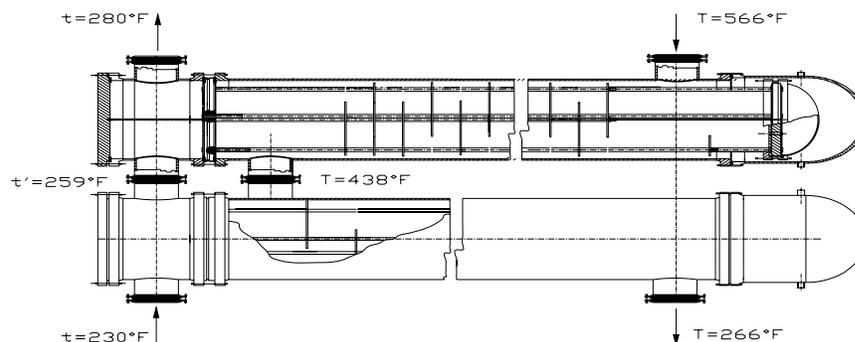


Figura 3.1 Intercambiadores 1E-01-105 en serie.

A continuación se hará el cálculo de diseño para los dos Intercambiadores de Calor de tubos y coraza, buscando encontrar el coeficiente total de transferencia de calor y el área de transferencia de calor adecuada para dicho proceso. Al dar un punto de partida para el diseño, Wilbur (1985), propone partir de la ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

La cual relaciona la cantidad de calor, Q , transferida con la diferencia de temperatura entre el fluido frío (t) y caliente (T) en un punto dado, siendo U el coeficiente total de transferencia de calor y A el área a través de la cual se produce la transferencia.

A continuación se muestran los datos técnicos y las propiedades físicas de los Intercambiadores de Calor 1E-01-105.

Tabla 3.1. Datos Técnicos

Parámetros	Sistema Internacional		Sistema Ingles	
	Unidades	Valores	Unidades	Valores
Área transversal por los tubos (a_t)	[m ²]	0.00017	[plg ²]	0,263
Diámetro equivalente del interior de los tubos (D)	[m]	0.01481	[pie]	0,048
Diámetro interior de los tubos (DI_t)	[m]	0.01481	[plg]	0,583
Diámetro exterior de los tubos (DE_t)	[m]	0.01905	[plg]	0,75
Diámetro interior de la coraza (DI_c)	[m]	0.607	[plg]	23,89
Espaciado de los tubos (P_T)	[m]	0,0254	[plg]	1
Espaciado entre los tubos (C')	[m]	0.00635	[plg]	0,249
Espaciado entre deflectores (B)	[m]	0.25	[plg]	9,842
Diámetro equivalente del lado de la coraza (D_e)	[m]	0.018	[plg]	0,708
Longitud de los tubos (L_T)	[m]	6	[pie]	19,68
Temperatura de entrada del fluido frío (t)	[°C]	110	[°F]	230
Temperatura intermedia del fluido frío (t)	[°C]	126	[°F]	259
Temperatura de salida del fluido frío (t)	[°C]	138	[°F]	280
Temperatura de entrada del fluido caliente (T)	[°C]	297	[°F]	566
Temperatura intermedia del fluido caliente (T)	[°C]	225	[°F]	438
Temperatura de salida del fluido caliente (T)	[°C]	130	[°F]	266
Flujo másico del fluido frío (m_f°)	[kg/h]	194856,7	[lb/h]	428684,7
Flujo másico del fluido caliente (m_c°)	[kg/h]	30208,1	[lb/h]	66457,8
Numero de pases por la coraza (N)	-	1	-	1

Capítulo III: Análisis de los resultados.

Numero de pases por los tubos (n)	-	2	-	2
Cantidad de tubos (N_t)	[unid]	380	[unid]	380

Tabla 3.2. Propiedades físicas del crudo (mezcla Mesa –Merey).

Propiedades a $t_c=266,4$ °F	Sistema Internacional		Sistema Ingles	
	Unidades	Valores	Unidades	Valores
Densidad (ρ)	[kg/m ³]	828	[lb/pe ³]	51,31
Viscosidad dinámica (μ)	[kg/m.h]	$1,287 \times 10^{-3}$	[cp]	1,7
Conductividad térmica (k)	[w/m.°C]	0,090	Btu/(h)(pe ²)(°F/pe)	0,052
Calor específico (Cp)	[kj/kg.°C]	2,14	Btu/lb.°F	0,54
Gravedad específica	-	0,886	-	0,886

Tabla 3.3. Propiedades físicas de la fracción diesel.

Propiedades a $T_c=309$ °F	Sistema Internacional		Sistema Ingles	
	Unidades	Valores	Unidades	Valores
Densidad (ρ)	[kg/m ³]	790	[lb/pe ³]	49,32
Viscosidad dinámica (μ)	[kg/m.h]	$0,518 \times 10^{-3}$	[cp]	0,55
Conductividad térmica (k)	[w/m.°C]	0,089	Btu/(h)(pe ²)(°F/pe)	0,051
Calor específico (Cp)	[kj/kg.°C]	2,49	Btu/lb.°F	0,58
Gravedad específica	-	0,859	-	0,859

Las propiedades físicas de estos fluidos se obtuvieron por el simulador **PROY-2**, en la Empresa Mixta PDVCupet.SA.

3.2 Cálculo Térmico.

La primera ecuación fundamental para el cálculo de los Intercambiadores de Calor es la ecuación del balance térmico.

Para el cálculo del balance de calor, los valores de Calor Específico se hallaron a la temperatura media de entrada y salida de los dos fluidos de los dos Intercambiadores de Calor.

3.2.1 Balance de calor.

Fluido caliente

- $q_c = m_c \cdot C_{p_c} \cdot \Delta T$
- $q_c = 66457,8 \text{ lb/h} \cdot 0,58 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} \cdot (566^\circ\text{F} - 266^\circ\text{F})$
- $q_c = 11563657 \text{ Btu/h}$

Fluido frío.

- $q_f = m_f \cdot C_{p_f} \cdot \Delta T$
- $q_f = 428684,7 \text{ lb/h} \cdot 0,54 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} \cdot (280^\circ\text{F} - 230^\circ\text{F})$
- $q_f = 11553052,6 \text{ Btu/h}$

Perdidas de calor.

- $\Delta q = \frac{q_c - q_f}{q_c} \cdot 100\%$
- $\Delta q = \frac{11563657 - 11553052,6}{11563657} \cdot 100\%$
- $\Delta q = 0,09\%$

Según las normas TEMA las pérdidas por radiación en un intercambiador de calor de tubo y coraza, pueden llegar hasta un 5% como máximo.

3.2.2 Cálculo de la diferencia de temperatura media (ΔT).

Un método para estimar la diferencia de temperatura es a través de una aproximación media logarítmica entre los valores de la temperatura a la entrada y la salida del Intercambiador de Calor (I.C); esta aproximación sólo es válida si el fluido está en una sola fase. Si el equipo está trabajando en contracorriente, esta aproximación se puede calcular mediante la siguiente relación, que depende únicamente de las temperaturas de entrada y salida del condensador.

$$- \Delta t_{\max} = T_1 - t_2$$

$$- \Delta t_{\max} = 566^\circ\text{F} - 280^\circ\text{F}$$

$$- \underline{\Delta t_{\max} = 286^\circ\text{F}}$$

$$- \Delta t_{\min} = T_2 - t_1$$

$$- \Delta t_{\min} = 290^\circ\text{F} - 230^\circ\text{F}$$

$$- \underline{\Delta t_{\min} = 60^\circ\text{F}}$$

$$- \Delta T_{\ln} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

$$- \Delta T_{\ln} = \frac{286^\circ\text{F} - 60^\circ\text{F}}{\ln \frac{286^\circ\text{F}}{60^\circ\text{F}}}$$

$$- \underline{\Delta T_{\ln} = 144^\circ\text{F}}$$

El factor F_T se obtiene por gráfica utilizando los valores de R y P. Un valor de $F_T < 0,8$ no es admisible por diseño, hay que calcular P y R según las ecuaciones:

$$- R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$- R = \frac{566^{\circ}\text{F} - 266^{\circ}\text{F}}{280^{\circ}\text{F} - 230^{\circ}\text{F}}$$

$$- \underline{R = 6}$$

$$- P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$- P = \frac{280^{\circ}\text{F} - 230^{\circ}\text{F}}{566^{\circ}\text{F} - 230^{\circ}\text{F}}$$

$$- \underline{P = 0.14}$$

Según la **Figura .1** de los anexos, después de introducir los valores de R y P se obtiene el valor de $F_T=0,91$.

$$- \Delta T = F_T \cdot \Delta T_{in}$$

$$- \Delta T = 0,91 \cdot 144^{\circ}\text{F}$$

$$- \underline{\Delta T = 130^{\circ}\text{F}}$$

3.2.3 Cálculo del Area de Transferencia de Calor necesaria de los I.C en serie 1E-01-105.

$$- A_s = \frac{q}{U \cdot \Delta T}$$

$$- A_s = \frac{11553052.6\text{Btu/h}}{45\text{Btu/(h)(pie}^2\text{)(}^{\circ}\text{F)} \cdot 114,5^{\circ}\text{F}}$$

$$- \underline{A_s = 2242\text{pie}^2 \approx 208\text{m}^2}$$

3.2.4 Cálculo de las temperaturas calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$- \Delta t_f = T_1 - T_2$$

$$- \Delta t_f = 566^{\circ}\text{F} - 438,7^{\circ}\text{F}$$

$$- \underline{\Delta t_f = 127,3^{\circ}\text{F}}$$

- $\Delta t_c = t_2 - t_1$
- $\Delta t_c = 280^\circ\text{F} - 259,74^\circ\text{F}$
- $\Delta t_c = 20,6^\circ\text{F}$
- $\Delta t = \frac{\Delta t_{\min}}{\Delta t_{\max}}$
- $\Delta t = \frac{20,6^\circ\text{F}}{127,3^\circ\text{F}}$
- $\Delta t = 0,16$

Con el valor de Δt (diferencia de temperatura terminal) se va a la **figura .2** de los anexos y se obtiene K_c (constante calórica) con el que se obtendrá posteriormente el valor de F_c (fracción de temperatura calórica).

- $K_c = 0,30$
- $F_c = 0,34$
- $T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2)$
- $T_c = 266^\circ\text{F} + 0,34(566^\circ\text{F} - 438,7^\circ\text{F})$
- $T_c = 309,2^\circ\text{F}$
- $t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1)$
- $t_c = 259,74^\circ\text{F} + 0,33(280^\circ\text{F} - 259,74^\circ\text{F})$
- $t_c = 266,4^\circ\text{F}$

3.2.5 Cálculo del área de flujo del fluido frío por el interior de los tubos (crudo mezcla Mesa-Merey).

$$- a_t = \frac{N_t \cdot a_i}{144 \cdot n}$$

$$- a_t = \frac{380 \cdot 0,263 \text{plg}^2}{144 \cdot 2}$$

$$- \underline{a_t = 0,347 \text{pie}^2}$$

3.2.6 Cálculo de la velocidad másica del fluido frío en los tubos.

$$- G_t = \frac{m_t}{a_t}$$

$$- G_t = \frac{428684,7 \text{ lb/h}}{0,347 \text{pie}^2}$$

$$- \underline{G_t = 1235402,5 \text{ lb/(h)(pie}^2)}$$

Esta velocidad másica del fluido frío corresponde al crudo (mezcla Meza-Merey) que circula por el interior de los tubos del mazo del intercambiador de calor.

3.2.7 Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido frío.

$$- Re_t = \frac{D \cdot G_t}{\mu_f} \quad \mu_f = 2,1 \text{cp} \cdot 2,42 = 5,1 \text{lb/pie} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$- Re_t = \frac{0,048 \text{pie} \cdot 1235402,5 \text{ lb/(h)(pie}^2)}{5,1 \text{lb/(pie)(h)(}^\circ\text{F)}}$$

$$- \underline{Re_t = 11627}$$

3.2.8 Cálculo del Factor de Transferencia de Calor (J_H) del fluido frío en los tubos.

$$- J_H = 35$$

El valor de (J_H) se halló en la **figura 3.** de los anexos introduciendo el valor de Re_t .

3.2.9 El resultado de la expresión que se muestra a continuación se halló en la Figura .1 de los anexos.

$$- k \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} = 0,185 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$$

Para obtener este valor se utilizaron los valores de la viscosidad dinámica en centipois y los grados API del fluido frío (crudo).

3.2.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido interior

$$- h_i = j_H \cdot \frac{k}{D} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \phi_t$$

$$- \frac{h_i}{\phi_t} = 35 \cdot \frac{0,185 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})}{0,048 \text{ pie}}$$

$$- \frac{h_i}{\phi_t} = 135 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$$

3.2.11 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo.

$$- \frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \cdot \frac{DI_t}{DE_t}$$

$$- \frac{h_{io}}{\phi_t} = 135 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) \cdot \frac{0,583 \text{ plg}}{0,75 \text{ plg}}$$

$$- \frac{h_{io}}{\phi_t} = 105 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$$

Tabla 3.4. Propiedades físicas del crudo a la temperatura de las paredes de los tubos.

Propiedades a 275°F	Sistema Internacional		Sistema Ingles	
	Unidades	Valores	Unidades	Valores
Viscosidad dinámica (μ_w)	[kg/m.h]	$2,554 \times 10^{-3}$	[CP]	1,7

3.2.12 Cálculo del gradiente de viscosidad para el flujo frío.

$$- \quad \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \mu_w = 1,7 \text{cp} \cdot 2,42 = 4,1 \text{lb}/(\text{pie})(\text{h})(^\circ\text{F})$$

$$- \quad \phi_t = \left(\frac{5,1 \text{lb}/(\text{pie})(\text{h})(^\circ\text{F})}{4,1 \text{lb}/(\text{pie})(\text{h})(^\circ\text{F})} \right)^{0.14}$$

$$- \quad \underline{\phi_t = 1}$$

3.2.13 Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío.

$$- \quad h_{io} = \frac{h_{io} \cdot \phi_t}{\phi_t}$$

$$- \quad h_{io} = 105 \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) \cdot 1$$

$$- \quad \underline{h_{io} = 105 \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})}$$

3.2.4' Cálculo del área transversal de flujo para el lado de la coraza.

$$- \quad a_c = \frac{D_i \cdot C \cdot B}{P_T \cdot 144}$$

$$- \quad a_c = \frac{23,89 \text{plg} \cdot 0,249 \text{plg} \cdot 9,842 \text{plg}}{0,93 \text{plg} \cdot 144}$$

$$- \quad \underline{a_c = 0,421 \text{pie}^2}$$

3.2.5' Cálculo de la velocidad másica del fluido caliente por la coraza.

La velocidad lineal y de masa del fluido cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza.

$$- G_c = \frac{m_c}{a_c}$$

$$- G_c = \frac{66457,8 \text{ lb/h}}{0,421 \text{ pie}^2}$$

$$- \underline{G_c = 157857 \text{ lb/(h)(pie}^2)}$$

3.2.6' Cálculo del criterio de Reynolds para el fluido caliente.

$$- Re_c = \frac{D_e \cdot G_c}{\mu_c} \quad \mu_c = 0,5 \text{ cp} \cdot 2,42 = 1,21 \text{ lb/(pie)(h)(}^\circ\text{F)}$$

$$- Re_c = \frac{0,069 \text{ pie} \cdot 157857 \text{ lb/(h)(pie}^2)}{1,21 \text{ lb/(h)(pie}^2)(^\circ\text{F)}}$$

$$- Re_c = 9001$$

El diámetro equivalente para la coraza se toma, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos.

$$- D_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot DE_t^2/4)}{\pi \cdot DE_t}$$

$$- D_e = \frac{4 \cdot (0,93 \text{ plg} - 3,14 \cdot 0,75 \text{ plg}^2/4)}{3,14 \cdot 0,75 \text{ plg}}$$

$$- D_e = \frac{0,829 \text{ plg}}{12}$$

$$- \underline{D_e = 0,069 \text{ pie}}$$

3.2.7' Cálculo del Factor para Transferencia de Calor (J_H) del fluido caliente por el lado de la coraza con has de tubos con deflectores segmentados.

$$- J_H = 50$$

El valor de (J_H) se halla en la **Figura .5** de los anexos introduciendo el valor de (Re_c).

3.2.8' El resultado de la expresión que se muestra a continuación se obtuvo en la figura 1 de los anexos.

$$- k \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} = 0,15 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$$

Para obtener este valor se utilizaron los valores de la viscosidad dinámica en centipois y los grados API del fluido frío (crudo).

3.2.9' Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior

$$- h_o = j_H \cdot \frac{k}{D_e} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \phi_s$$

$$- \frac{h_o}{\phi_s} = 50 \cdot \frac{0,15 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})}{0,069 \text{ pie}}$$

$$- \frac{h_o}{\phi_s} = 110 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$$

3.2.10' Cálculo de la temperatura de la pared del tubo.

$$- t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

$$- t_w = 242^\circ\text{F} + \frac{110 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})}{148 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) + 110 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})} (327^\circ\text{F} - 242^\circ\text{F})$$

$$- \underline{t_w = 275^\circ\text{F}}$$

Tabla 3.3. Propiedades físicas de la fracción diesel a la temperatura de las paredes de los tubos.

Propiedades a 275°F	Sistema Internacional		Sistema Ingles	
	Unidades	Valores	Unidades	Valores
Viscosidad dinámica (μ_w)	[kg/m.h]	$0,864 \times 10^{-3}$	[CP]	0,65

3.2.11' Cálculo de la relación de viscosidad para el fluido caliente.

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \mu_w = 0,65 \text{cp} \cdot 2,42 = 1,57 \text{ lb}/(\text{pie})(\text{h})(^\circ\text{F})$$

$$\phi_s = \left(\frac{1,21 \text{ lb}/(\text{pie})(\text{h})(^\circ\text{F})}{1,57 \text{ lb}/(\text{pie})(\text{h})(^\circ\text{F})} \right)^{0.14}$$

$$\phi_s = 0,80$$

3.2.12' Cálculo del coeficiente de transferencia teniendo en cuenta el gradiente de viscosidad para el fluido frío.

$$h_o = \frac{h_{io} \cdot \phi_s}{\phi_s}$$

$$h_o = 110 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) \cdot 0,80$$

$$h_o = 88 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$$

3.2.13 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio.

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

$$U_c = \frac{105 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) \cdot 88 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})}{105 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) + 88 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})}$$

$$U_c = 47 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$$

3.2.14 Cálculo del factor de obstrucción.

$$- R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \cdot U_D} \quad [\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}]$$

$$- R_d = \frac{47 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) - 45 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})}{47 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) \cdot 45 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})}$$

$$- R_d = 0,0011 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$$

3.2.15 Cálculo del Área de Transferencia de Calor necesaria con el Coeficiente de Transferencia de Calor calculado.

$$- A_s = \frac{q}{U \cdot \Delta T}$$

$$- A_s = \frac{11553052 \text{ Btu/h}}{47 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}) \cdot 114,5^\circ\text{F}}$$

$$- A_s = 2146 \text{ pie}^2 \approx 200 \text{ m}^2$$

3.3 Cálculo para la caída de presión.

3.3.1 Cálculo del factor de fricción y la gravedad específica por el lado de los tubos.

- Con el valor de (Re_t) se extraen los valores de f y s en la figura 4 y 7 de los anexos.

Para: $Re_t = 9001$ $f = 0,00029 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2$

$s = 0,8866$

3.3.2 Cálculo de caída de presión del lado de los tubos.

$$- \Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \times 10^{10} \cdot D \cdot s \cdot \phi_t}$$

$$- \Delta P_t = \frac{0,00029 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2 \cdot (1235402,5 \text{ lb}/(\text{h})(\text{pie}^2))^2 \cdot 19,68 \text{ pie} \cdot 2}{5.22 \times 10^{10} \cdot 0,583 \text{ plg} \cdot 0,8866 \cdot 1}$$

– Para: $Re_t = 9001$ $f = 0,0023 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2$ $s = 0,8590$

3.3.2' Cálculo del número de cruces.

– $N + 1 = \frac{12 \cdot L}{B}$

– $N + 1 = \frac{12 \cdot 19,68 \text{ pie}}{9,84 \text{ plg}}$

– $N + 1 = 23$

Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma, y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. Con un espaciado de los deflectores estrecho, a intervalos convenientes como de 6 plg o menores, se puede omitir un deflector si el número de cruces no es un número entero.(4)

3.3.3' Cálculo de caída de presión a través de la coraza.

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador 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. (4)

– $\Delta P_t = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot Di_c (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi_s}$ $Di_c = 23,89/12 = 2 \text{ pie}$

– $\Delta P_t = \frac{0,0027 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2 \cdot 2 \text{ pie} \cdot (157857 \text{ lb}/(\text{h})(\text{pie}^2))^2 \cdot 23}{5.22 \times 10^{10} \cdot 0,079 \text{ plg} \cdot 0,8866 \cdot 0,80}$

– $\Delta P_t = 1,11 \text{ lb}/\text{plg}^2$ $\Delta P_t = 7,59 \text{ N}/\text{m}^2$

3.4 Cálculo mecánico de las Placas Tubulares.

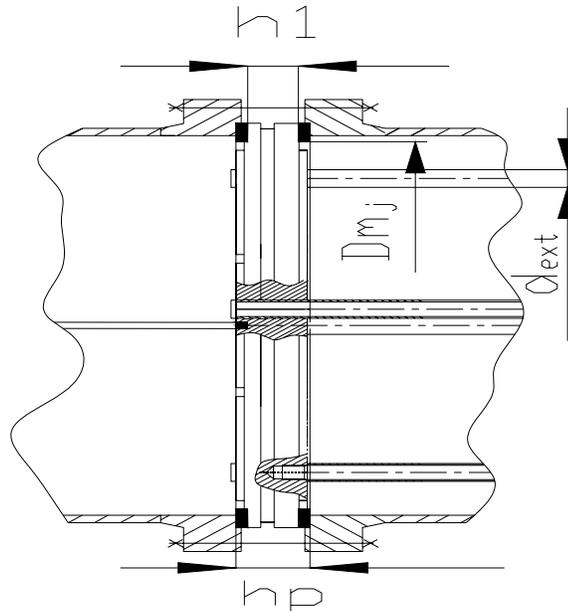


Figura 3.4.1 Placa Tubular Fija.

El espesor de la Placa Tubular se determina en dos lugares: en el centro (h_p) y en el borde (h_1). Este tipo de Placa Tubular trabaja bajo la acción del momento de flexión, que surge bajo la influencia de las presiones en los espacios tubulares e intertubulares.(5)

3.4.1 Cálculo del espesor (h_p) de la placa.

El espesor de la Placa Fija se determina según la ecuación siguiente.

$$- h_p = K \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P}{\phi_0 [\sigma]}} + C$$

3.4.2 Cálculo del diámetro medio de la junta [D_{mj}].

- $D_{mj} = D_{inT} + B_J$
- $D_{mj} = 607\text{mm} + 9\text{mm}$
- $D_{mj} = 616\text{mm}$

3.4.3 Cálculo de la carga [Q] en la placa tubular.

$$- Q = \frac{\pi}{4} \cdot P_{\text{env}} (D_{\text{inT}}^2 - n \cdot d_{\text{exT}}^2)$$

$$- Q = \frac{\pi}{4} \cdot 0,13 \cdot 10^6 \text{ kg/m}^2 ((0,607\text{m})^2 - 380 \cdot (0,01905\text{m})^2)$$

$$- \underline{Q = 0,376 \cdot 10^6 \text{ N}}$$

3.4.4 Cálculo de la presión [P] en la placa tubular.

$$- P = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{\text{inT}}^2}$$

$$- P = \frac{4 \cdot 0,376 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,607\text{m}}$$

$$- \underline{P = 0,78 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

3.4.5 Cálculo del coeficiente de debilitamiento de la placa tubular.

$$- \varphi_0 = \frac{D_{\text{mJ}} - \sum d_0}{D_{\text{mJ}}}$$

$$- \varphi_0 = \frac{0,616\text{m} - 0,304\text{m}}{0,616\text{m}}$$

$$- \underline{\varphi_0 = 0,506}$$

3.4.6 Cálculo del espesor (h_p) de la placa tubular.

$$- h_p = K \cdot D \sqrt{\frac{P}{\varphi_0 [\sigma]}} + C$$

$$- h_p = 0,70 \cdot 0,616\text{m} \sqrt{\frac{0,78 \text{ N/m}^2}{0,50 \cdot 150}} + C$$

$$- \underline{h_p = 0,0507 + C}$$

3.4.7 Cálculo del espesor (h_1) de la placa tubular.

$$\begin{aligned} - h_1 &= K \cdot D_{mJ} \cdot \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} + C \\ - h_1 &= 0,70 \cdot 0,616\text{m} \cdot \sqrt{\frac{1,27\text{MPa}}{150}} + C \\ - h_1 &= 0,0398 + C \end{aligned}$$

3.5 Análisis de los aceros a emplear en los tubos, placas y bafles.

Para rediseñar los Intercambiadores de Calor 1,2E-01-105, fue necesario seleccionar el material de los tubos así como el que se utilizara para fabricar las placas y los bafles. En los procesos industriales, es de vital importancia la selección del material, su resistencia a la corrosión causada por la naturaleza de los fluidos en contacto con el tubo tanto en su interior como exterior.

El material de fabricación del tubo como sus normas de fabricación, son determinantes en el diseño del intercambiador de calor. La composición y tratamiento térmico de los tubos, en su fabricación, determinan su resistencia a la corrosión, propiedades mecánicas (límite elástico, dureza, % de elongación) y físicas (densidad, conductividad térmica) propiedades necesarias tanto durante su operación como en las etapas de construcción del intercambiador.

Los tubos para intercambiadores de calor deben soportar los cambios y gradientes de temperatura a los que serán expuestos durante su operación, sin fracturarse, deformarse ni corroerse.

Los materiales seleccionados para los tubos, placas y bafles pueden ir desde aceros al carbono, aceros inoxidable, aceros especiales y hasta titanios y sus aleaciones, según lo requiera la aplicación.

Capítulo III: Análisis de los resultados.

Por las razones antes expuestas, los aceros que se seleccionaron para los tubos fue el **ASTM A 213 Gr. 18Cr - 2Mo** (figura 3.5) y para las placas y bafles el **A-240 Gr-410** especificado por la norma ASTM para tubos de acero inoxidable ferríticos y austeníticos para Intercambiadores de Calor. A continuación se muestran las composiciones químicas de estos aceros.



Figura 3.5 Tubos de acero inoxidable A 213.

Piezas	Aceros	Composición química de los aceros							
		C	Mg	P	Si	Z	Cr	Mo	Ni
Tubos	A 213	0,025	1,00	0,040	1,00	0,030	18,5	2,25	-
Placas	A240	0,15	1,00	0,040	1,00	0,030	12,50	-	0,75
Bafles	A240	0,15	1,00	0,040	1,00	0,030	12,50	-	0,75

3.6 Análisis económico.

3.6.1 Determinación del costo de producción

Para que se pueda llevar a cabo, en los demás equipos, la alternativa que se propone, es necesario estimar la factibilidad económica de la misma, lo cual unido a los resultados que se obtuvo en el capítulo anterior hacen que la alternativa propuesta sea sustentable desde el punto de vista económico.

Tomando en cuenta que el análisis económico se determinó para un Intercambiador de Calor E-01-105, el costo de producción esta compuesto de los costos directos o gastos en los que se incurre en el proceso de producción y los costos indirectos o gastos en los que se incurre en la dirección, organización y servicios colaterales.

Los gastos directos están a su vez compuestos por:

Materiales: Incluye todos aquellos materiales que se utilizan en el proceso productivo exceptuando los combustibles.

Amortización: Amortización de las maquinas y equipos que intervienen en el proceso productivo. Esta amortización se calcula habitualmente multiplicando la depreciación horaria por el tiempo que interviene la maquina en el proceso productivo y la depreciación horaria se calcula como el cociente de precio de la maquina entre su vida útil en horas. Este procedimiento se conoce como método de los rendimientos.

Energía: Gastos en energía ya sea eléctrica o de otro tipo. En los cálculos realizados los cálculos en energía se calcularon multiplicando la mitad de la potencia de cada maquina en Kw. por el tiempo en horas en que se utilizo la misma y este producto a su vez por la tarifa eléctrica correspondiente.

Los gastos indirectos se estimaron como el 5% de los gastos directos.

Tabla 3.6.1. Costo de Materiales.

Material	Cantidad	Precio Unitario		Gastos en materiales
		€/Tn,u	CUC/Kg	CUC
Plancha A-240 espesor 5mm	21m ²	2500	3125	65625
Plancha A-240 espesor 55mm	2m ²	2500	3125	6250
Gas - Acetileno	8.3Kg	0.22	0,30	2,5
Tubos para Intercambiadores A-213 diametro exterior 19,05mm, espesor 2mm, longitud	380u	73,99	92,48	35142
Gastos totales en materiales				10719

Tabla 3.6.2. Costo de Amortización.

Máquina de Herramienta	Precio (CUC)	Vida útil (horas)	Depreciación Horaria (pesos/hr)	Tiempo Utilizado (horas)	Costos de Amortización (CUC)
Torno	117235	20000	1,92	40	2324
Cepilladora	115021	20000	1,90	35	201
Taladradora	115467	20000	1,88	55	317
Gasto total de Amortización					2842

CA: costo de amortización.

$$CA = \frac{\text{Precio.Maq.herramienta}}{\text{Vida.útil.máquina}} \cdot \text{tiempo .utilizada}$$

Se debe tener en cuenta que, dentro de los costos de producción se encuentra el salario de los trabajadores, sin embargo, en esta ocasión no se incluye en el análisis de factibilidad de la alternativa tecnológica que se proponen, porque los mismos son en moneda nacional (CUP).

Tabla 3.6.3. Costo de Energía.

Máquina de Herramienta	Potencia (Nm)(Kw)	Tiempo utilizado (horas)	Energía (CUC)(Kw.-hr)	Costos de energía (CUC)
Torno	10	40	0,0096	3,84
Cepilladora	10	35	0,0096	3,36
Taladradora	7.5	55	0,0096	2,52
Gasto total en energía eléctrica.				22,1
Sub. Total Gastos Directos.				13583
Sub. Total Gastos Indirectos.				679,15
Costo total de Fabricación.				14262

Gastos Directos_ = Materiales + Salario + Energía + Amortización

Gastos Indirectos = 0,05 x Gastos Directos.

Costo de fabricación de los elementos (baffles, placas) de un Intercambiador de Calor por la empresa IMPUD “Primero de Mayo” sin proporcionarle los materiales y el diseño.

Tabla 5. Costo de Fabricación

Piezas del I.C	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
		CUC	CUC
Paca Móvil	1	25480.09	25480.09
Placa Fija	1	25480.09	25480.09
Bafle A	1	5772.7	5772.7
Bafle B	1	5772.5	5772.5
Bafle C	1	4913.6	4913.6
Costos totales			67418.8

En este capítulo, después haber realizado los cálculos económicos, para la fabricación de los elementos de los Intercambiadores de Calor (baffles, placas y tubos) que, con solo el 15% del dinero que cobraba la empresa IMPUD “Primero de Mayo” de Santa Clara se podían fabricar los elementos de los Intercambiadores de Calor en los talleres de mantenimiento de la empresa, ahorrándole a la misma una gran suma de dinero.

Conclusiones Parciales

- 1 Después de recalcular el Área de Transferencia de Calor necesaria usando el Coeficiente de Transferencia de Calor calculado, se llegó a la conclusión de que los Intercambiadores de Calor 1,2E-01-105 conectados en serie, cuentan con un Área de Transferencia de Calor de 108m^2 , suficiente para cumplir con los parámetros necesarios para lo que fueron rediseñados, incluso hasta con una reserva de más de un 10%. Además se comprobó el por ciento de error entre los Coeficientes de Transferencia de Calor calculado y el recomendado obteniéndose un valor de un 4%. Según la norma TEMA estos valores pueden llegar hasta un 5%.
- 2 Según los cálculos de caída de presión los Intercambiadores de Calor conectadas en serie de dos pasos por los tubos y uno por la coraza cumplirán los requisitos de transferencia de calor, con una caída de presión en los tubos de $8,26\text{N/m}^2$ y un factor de obstrucción de $0,001\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$ dentro de los rangos según la norma TEMA.
- 3 Después de calcular los espesores de la placa (h_p) y (h_1) y compararlos con los de diseño, se muestra una diferencia de menos de un milímetro, por lo que se llegó a la conclusión de que no es necesario rediseñar los espesores de las placas tubulares, en todo caso se podría considerar un material con mejores propiedades anticorrosivos.
- 4 Es importante considerar en el análisis económico, que de llevarse a cabo esta inversión por terceros, el costo hubiese sido de 67418,8CUC considerándose que con un 15% de esta suma, se pueden construir estos mismos elementos en los talleres de la empresa (PDVCupet.SA), lo cual implicaría mejoras desde el punto de vista técnico – económico,

Conclusiones generales.

1. La búsqueda bibliográfica, ya sea de las principales áreas de la empresa, específicamente del Título 100 donde se encuentran los bancos de Intercambiadores de Calor (IC), y de estos mismos, todo lo relacionado con los distintos tipos de IC de tubo y coraza que existen, sus principales partes y el principio de funcionamiento de los mismos, constituyo una herramienta fundamental para el desarrollo de este trabajo.
2. Otro aspecto fundamental y puede decirse que el principal, lo constituyó la metodología de cálculo (térmico, hidráulico, mecánico y económico), dado la importancia de la misma, sin la cual este trabajo no hubiese tenido un basamento científico a la altura de lo requerido. Vale señalar que la metodología se baso en normas abaladas internacionalmente, por la cual se obtuvieron resultados positivos para el diseño de estos Intercambiadores de Calor.
3. Como ya se viene señalando en el punto anterior, los resultados obtenidos en los cálculos (térmico, mecánico e hidráulico) fueron positivos, ya que se logro rediseñar un IC modificando solamente el número, diámetro exterior y redistribución de tubos además de un nuevo diseño de las placas y bafles, todo esto cumpliendo con todos los parámetros de temperatura y flujo que exige el proceso de la Planta
4. Después de realizar una búsqueda y estudio de los posibles materiales (aceros) a utilizar para los elementos a modificar, se decidió escoger por sus excelentes propiedades anticorrosivas los aceros A 213 y el A240. En el análisis económico se llego a la conclusión que es más factible fabricar los elementos de los IC en los talleres de la empresa (PDVCupet.SA) que contratar a terceros.

Conclusiones.

- 5 Por ultimo quedó diseñado un Intercambiador de Calor tubo y coraza, con una longitud total de 6900 mm, un diámetro interior de la coraza de 607 mm y un espesor de 6 mm, constituido por 380 tubos de 6000 mm de largo, diámetro exterior de 19,05mm y material ASTM A 213 Gr. 18Cr - 2Mo por el cual circulará 194856,7[Kg/h] de crudo, con una temperatura de 133°C y por los espacios intertubulares 30208,1[kg/h] de fracción a 297°C de la torre.

Recomendaciones

A partir de los resultados de este trabajo se recomienda lo siguiente:

1. Realizar un estudio detallado en los demás Intercambiadores de Calor en la planta, con el objetivo de hacer un diagnóstico de sus principales partes y de acuerdo a su estado de deterioro, realizar una reparación capital como la realizada en este trabajo.
2. Aplicar el resultado de esta investigación de manera inmediata como una herramienta de operación, con el objetivo de hacer un análisis rápido y minucioso de los Intercambiadores de Calor

Referencia Bibliográfica.

1. Ing. Jaime Díaz Soriano. Instrucción Inicial General de Seguridad, Higiene y Ambiente. 2008 Apr 5;
2. Francisco Piñón Fuentes. Filosofía de Operación y Control Destilación Atmosférica Sección 100 y Sección 600 (Hornos F-101/T-01, F-101/T-102, F-101/T-104). 2007 Aug 15;
3. R.H.Perry. Intercambiadores de Calor [Internet]. thermoequipos.com. [cited 1009 May 5] Available from: http://thermoequipos.com.ve/mostrar_tips.php?IdT=5
4. Donald Q. Kern. Procesos de transferencia de calor. 1999th ed. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México; 1965.
5. Ing. Víctor Mironov, Ing. César Cisneros Ramírez. Guía Metodológica para el Proyecto de Curso de Equipos de Transferencia de Calor. Pablo Roberto Fonte Martín. Ciudad de la Habana: ISPJAE; 1986.

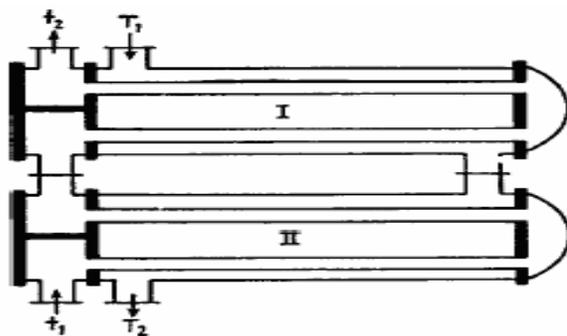
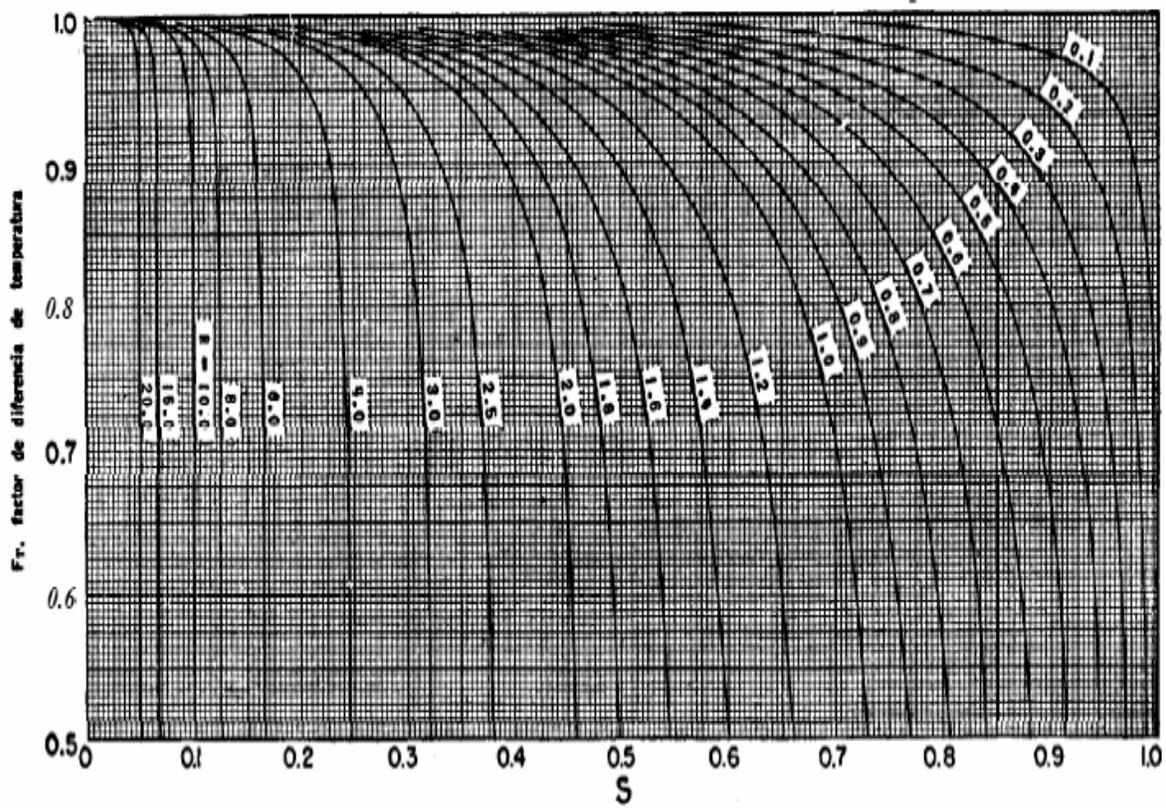
Bibliografía

1. Association ASTM. Annual Book of ASTM Standards. 1991.
2. Diseño de Equipos e Instalaciones. [cited 2009 Mar 17]
3. Ing. Omar Herrera, Ing. Alejandro Blanco. Equipos de Transferencia de Calor. Ediciones. 1985.
4. Ing. Víctor Mironov, Ing. César Cisneros Ramírez. Guía Metodológica para el Proyecto de Curso de Equipos de Transferencia de Calor. Pablo Roberto Fonte Martín. Ciudad de la Habana: ISPJAE; 1986.
5. Ing. Jaime Díaz Soriano. Instrucción Inicial General de Seguridad, Higiene y Ambiente. 2008 Apr 5;
6. Intercambiadores de Calor [Internet]. thermoequipos.com. [cited 1009 May 5] Available from: http://thermoequipos.com.ve/mostrar_tips.php?IdT=5
7. Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Introduction to Heat Transfer. Tercera. 1996.
8. Donald Q. Kern. Procesos de transferencia de calor. 1999th ed. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México; 1965.
9. J. P. Holman. Transferencia de Calor. 8th ed. España: Concepción Fernández Madrid Compuesto e impreso en Fernández Ciudad, S. L.; 1998.

Anexos

Tabla 1: Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		



Factor de corrección F_r para MDT.
2 pasos en la coraza, 4 o más pasos en los tubos

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Figura A1: Representación grafica del factor de corrección de un Intercambiador de dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos.

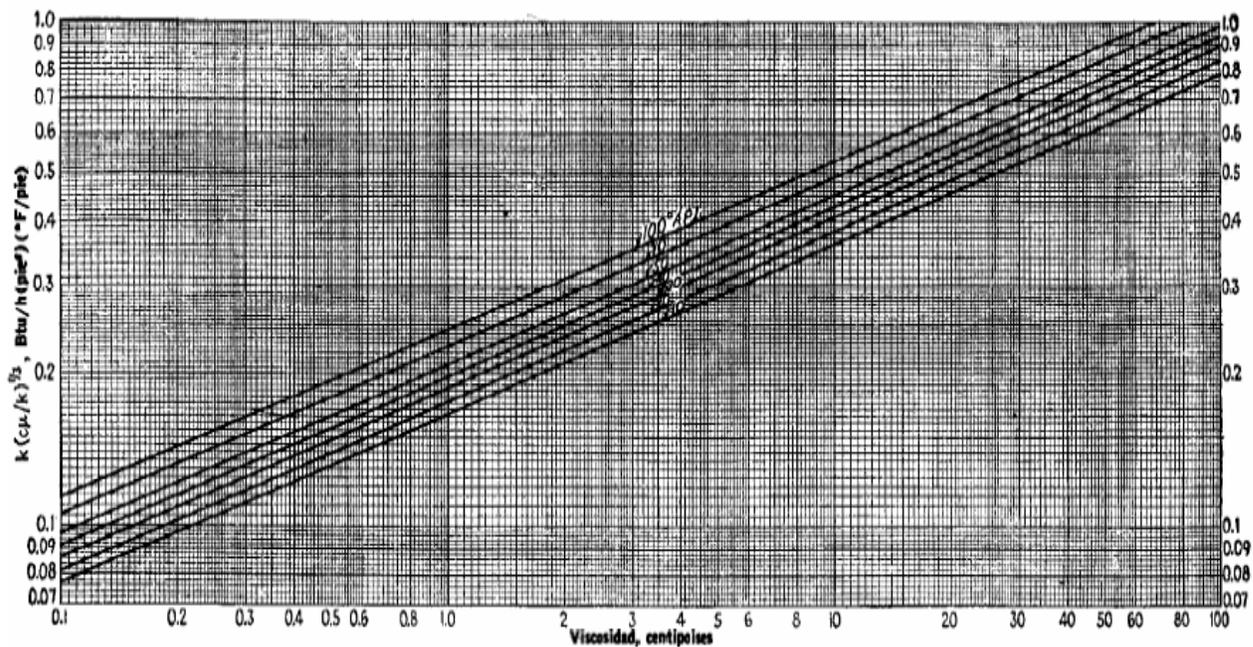


Figura A2: Valores de $k(c/\mu)^{1/3}$ para hidrocarburos.

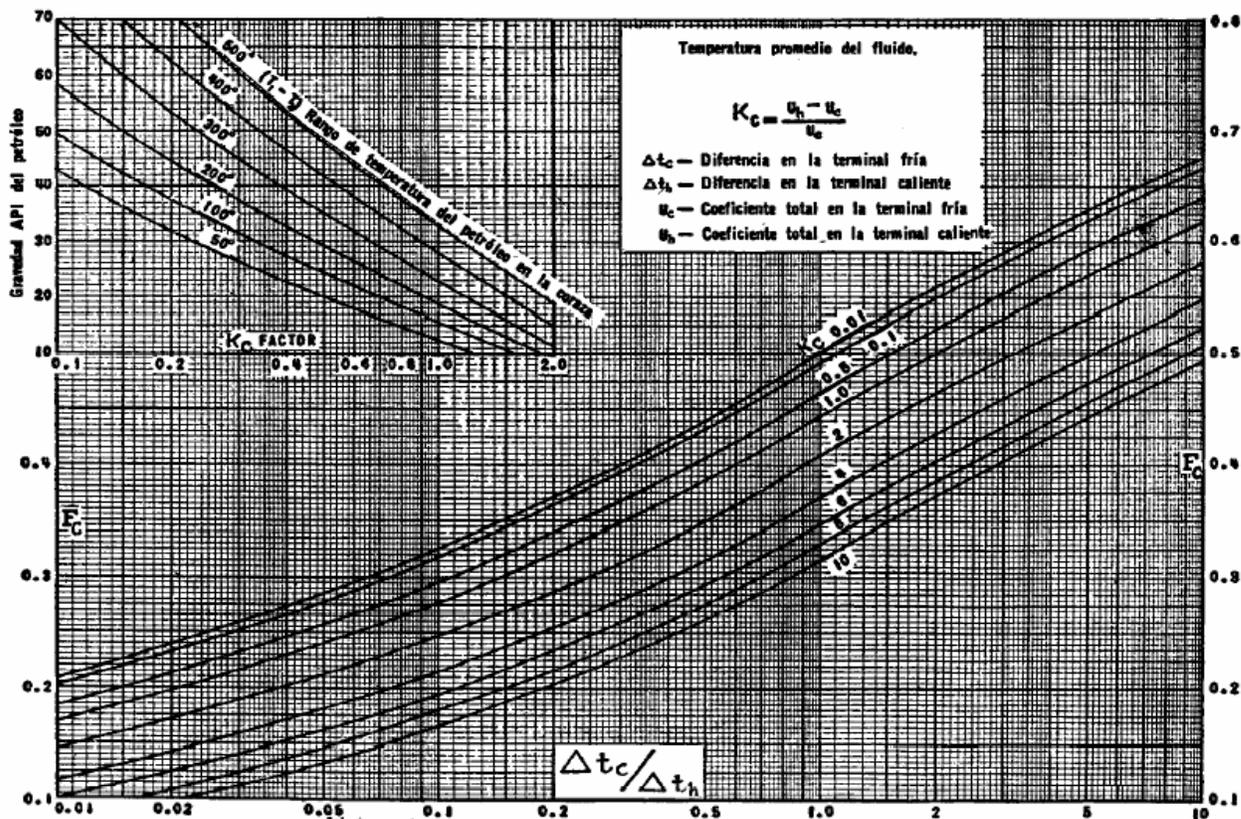


Figura A3: Factor F de temperatura calórica.

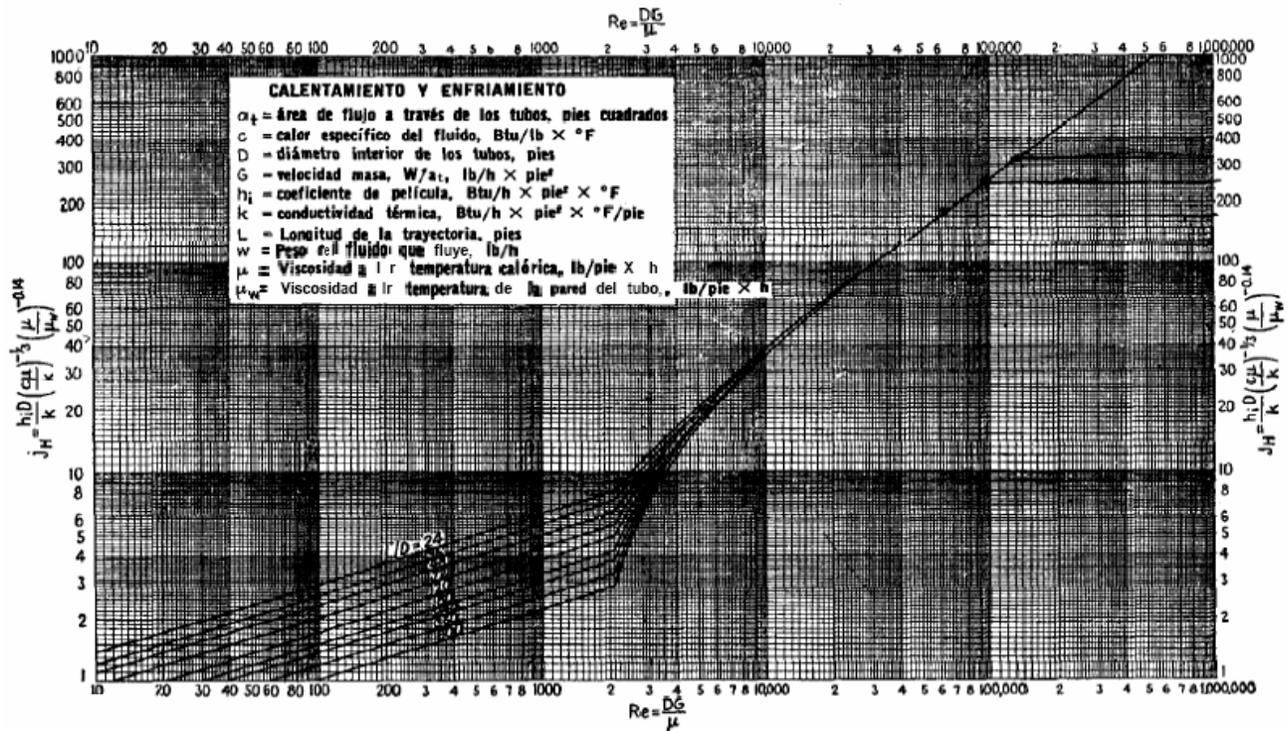


Figura A4: Curva de transferencia de calor lado de tubos.

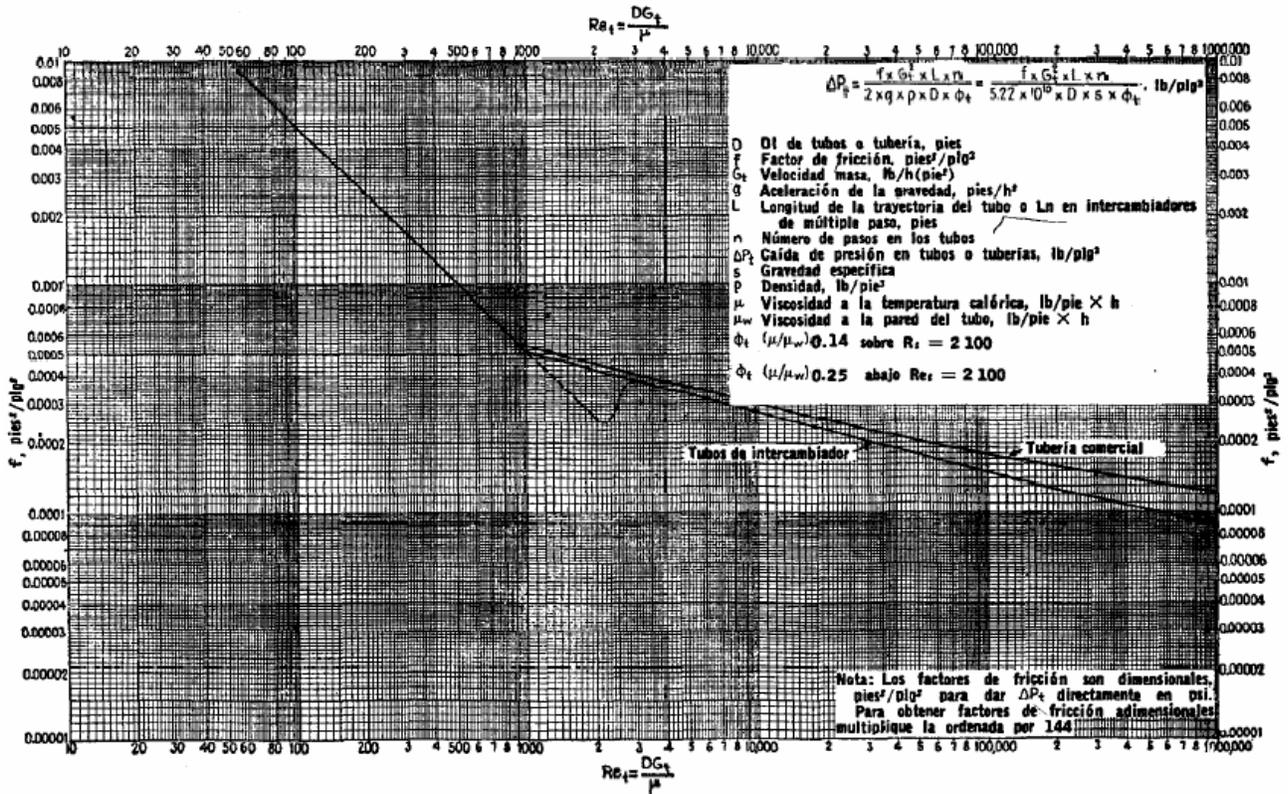


Figura A5: Factores de fricción, por el lado de los tubos.

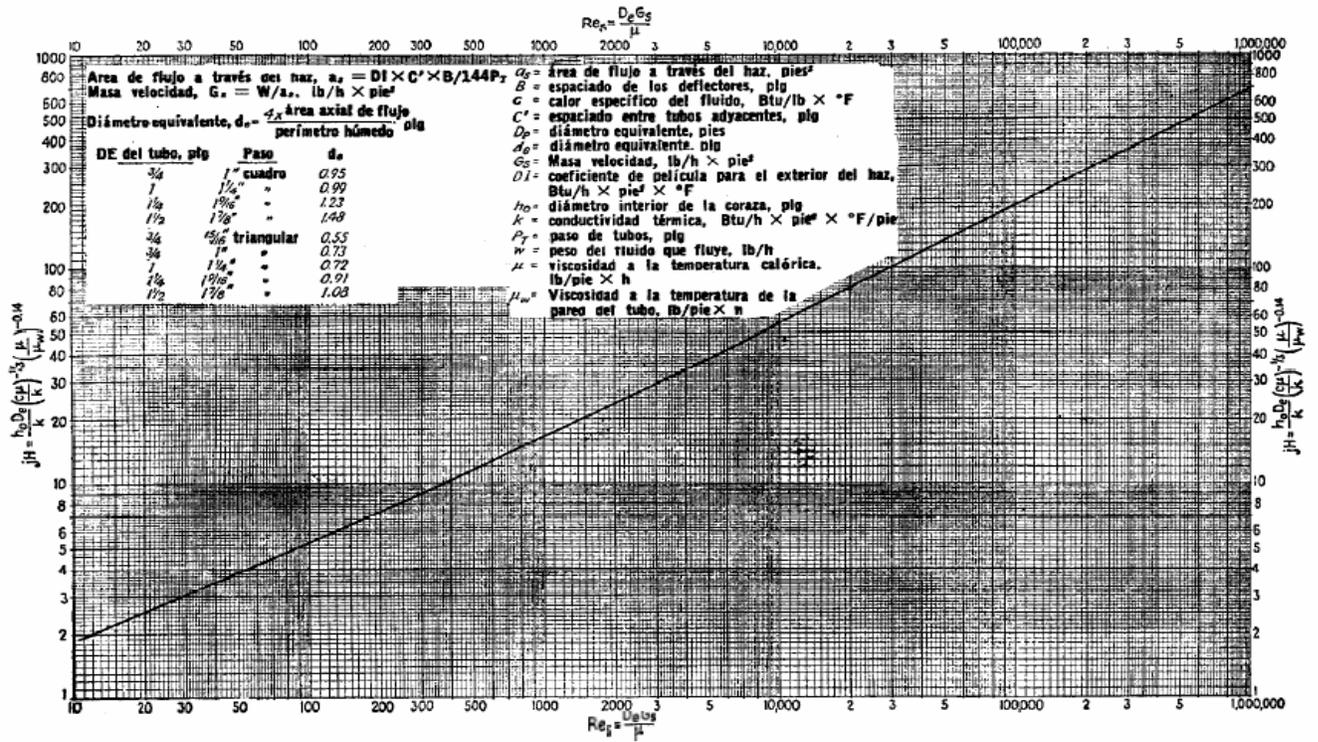


Figura A6: Curva de transferencia de calor por el lado de la coraza con has de tubos con deflectores segmentados a 25%.

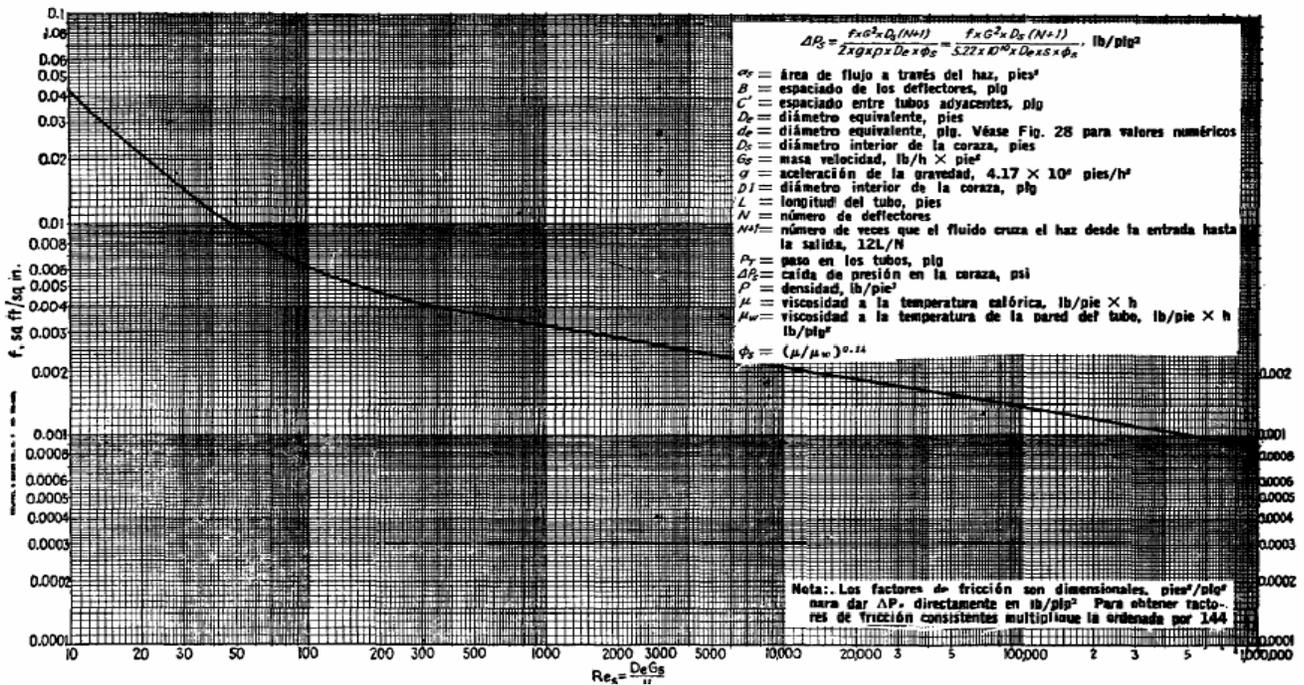


Figura A7: Factores de fricción por el lado de la coraza para haces de tubos con deflectores segmentados a 25%.

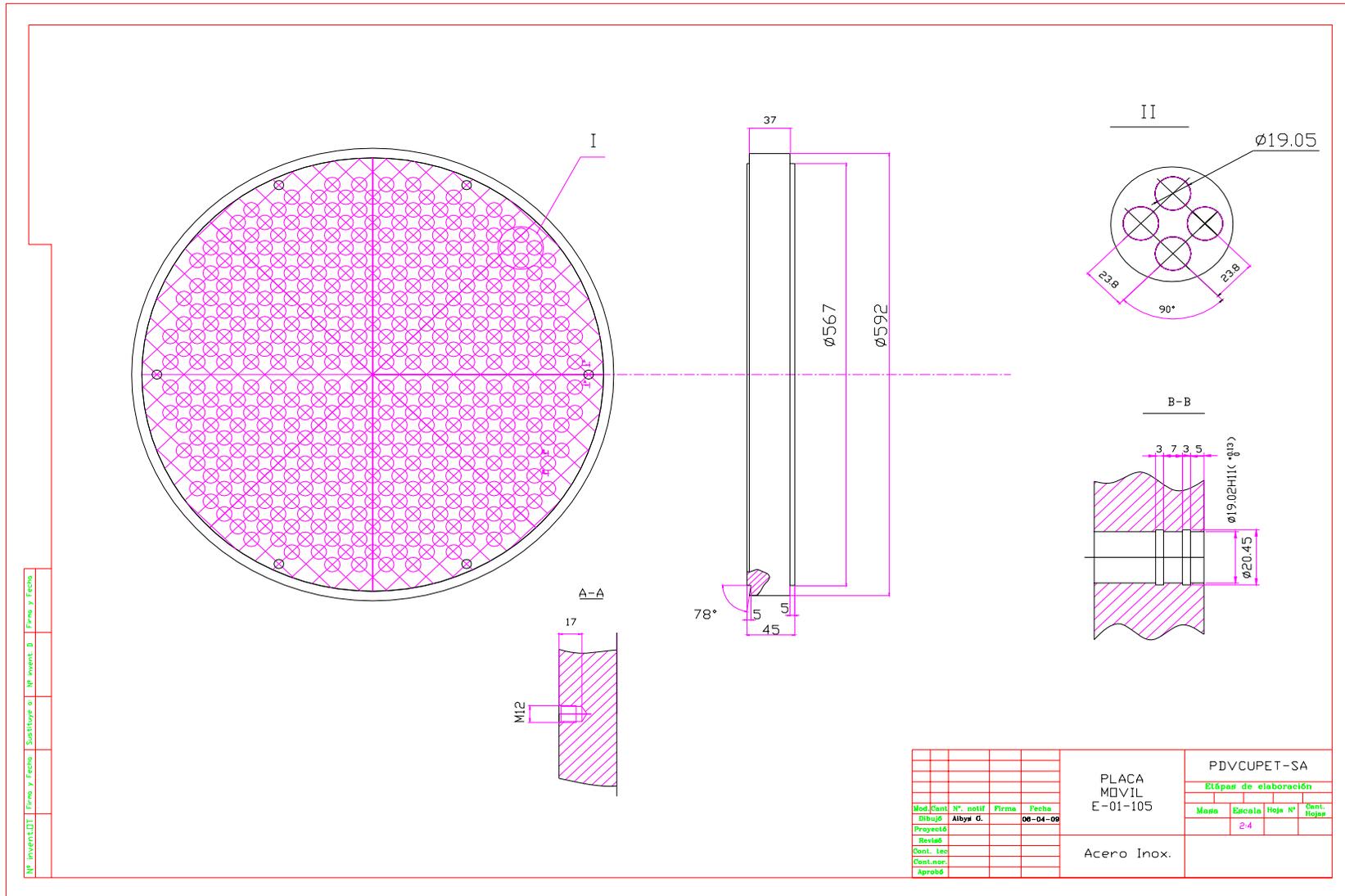


Figura B8: Placa móvil.

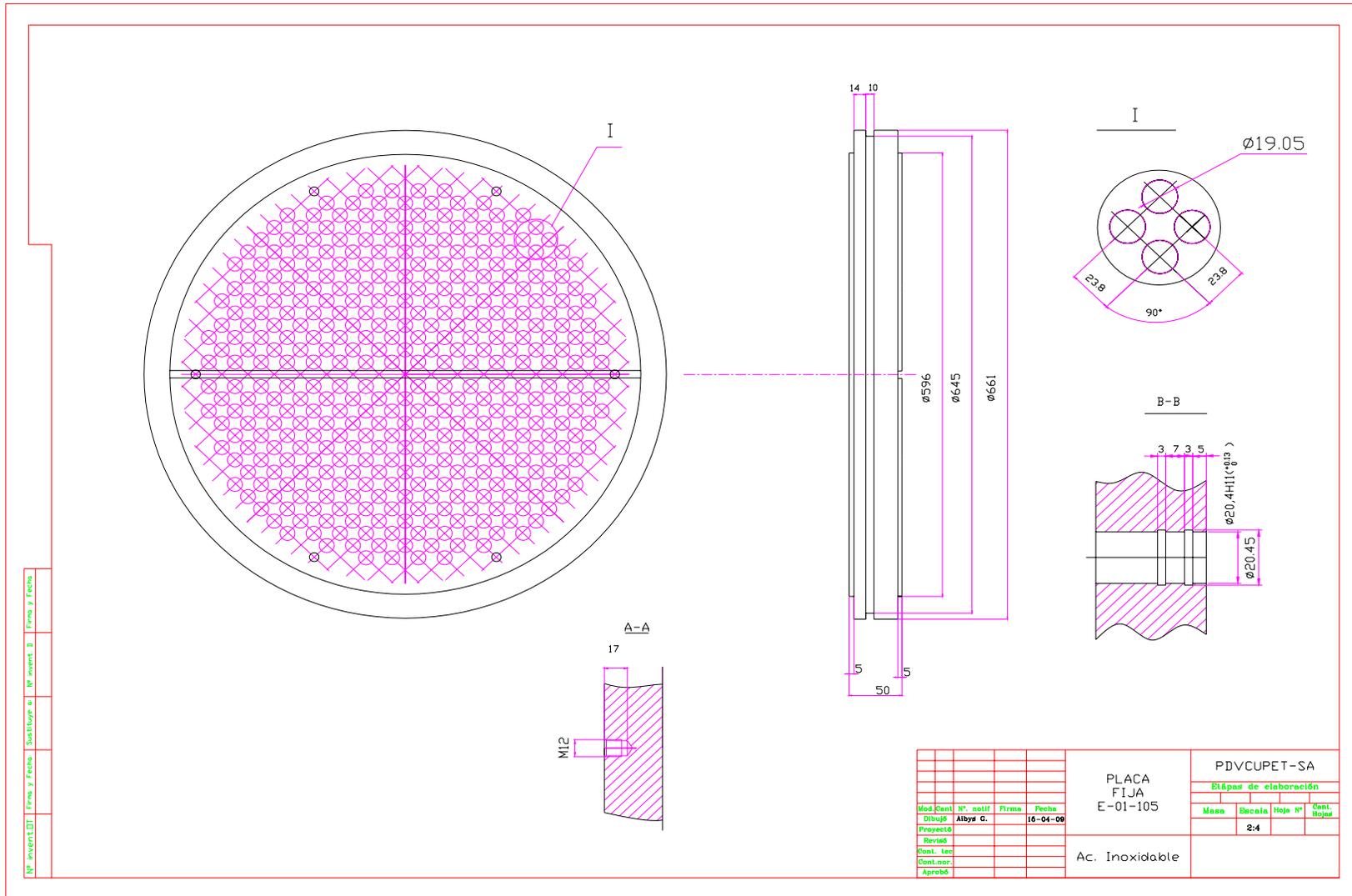
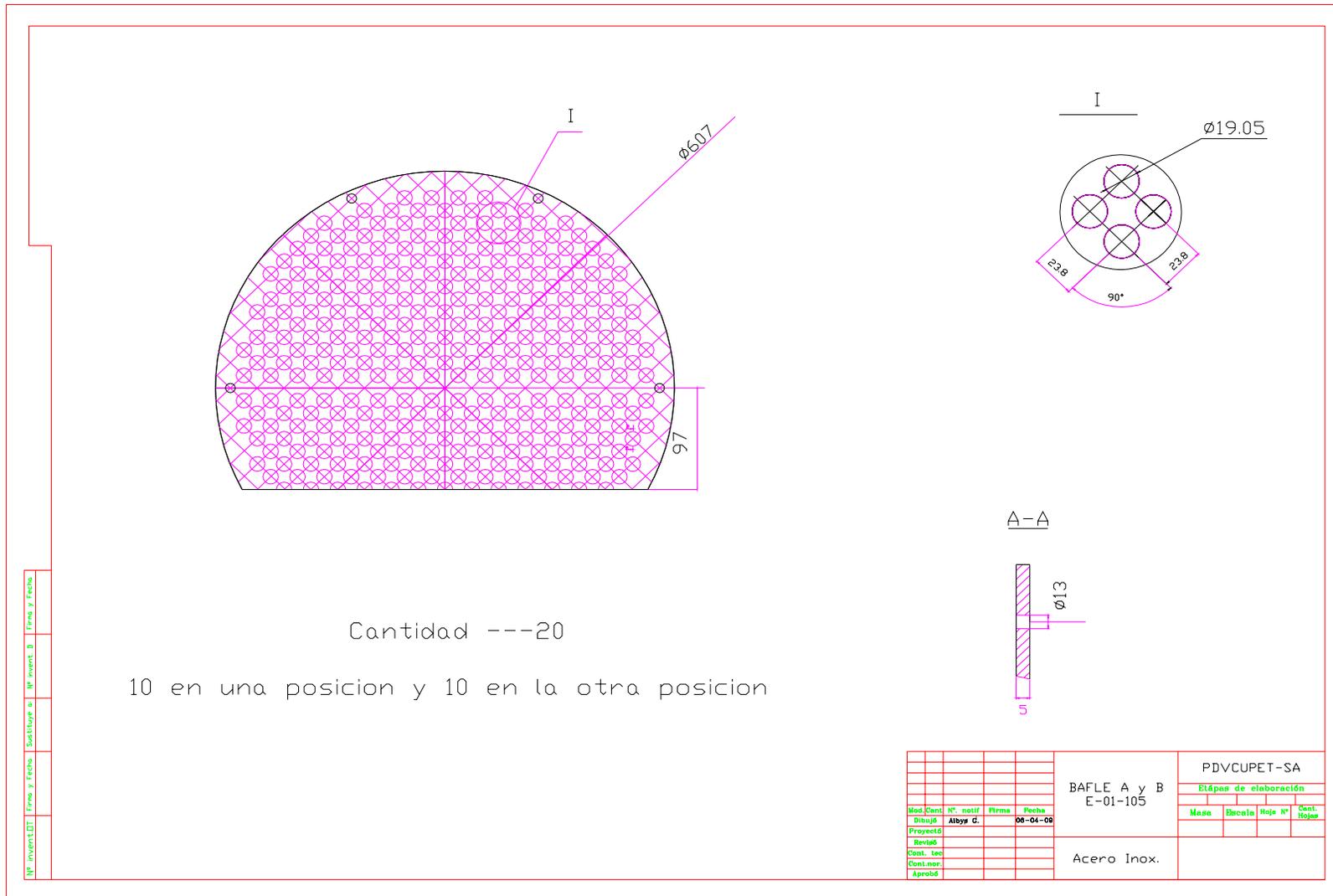


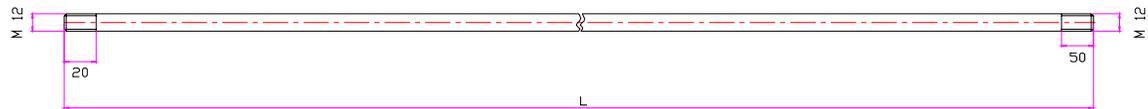
Figura B9: Placa fija.



Nº inventari | Firma y Fecha | Solicitud | Nº invent. B | Firma y Fecha

					PDVCUPET-SA			
					Etapas de elaboración			
					Masa	Escala	Hoja N°	Cant. Hojas
Mod.	Cant.	N°.	notif.	Firma	Fecha			
Dibujo				Albiza G.	06-04-06			
Proyecto								
Revisos								
Cont. tec.								
Cont. nor.								
Approb.								
					BAFLE A y B E-01-105			
					Acero Inox.			

Figura B10: Baffles A Y B.



TIRANTE CORTO Ø12 ACERO 2 L=5020
 TIRANTE MEDIO Ø12 ACERO 2 L=5270
 TIRANTE LARGO Ø12 ACERO 2 L=5670

N° inventario | Fecha y Fecha | Sustituye a | Momento | Fecha y Fecha

				PDVCUPET-SA			
				Etapas de elaboración			
				Materia			
				Escala			
				Hoja N°			
				Cant. Hojas			
Mod. Cont.	N° notif	Firma	Fecha	TIRANTES			
Dibujó	Albys G.		00-04-06	E-01-105			
Proyectó				Acero Inox.			
Revisó							
Cont. Tec.							
Cont. Oper.							
Aprobó							

Figura B12: Tirantes.

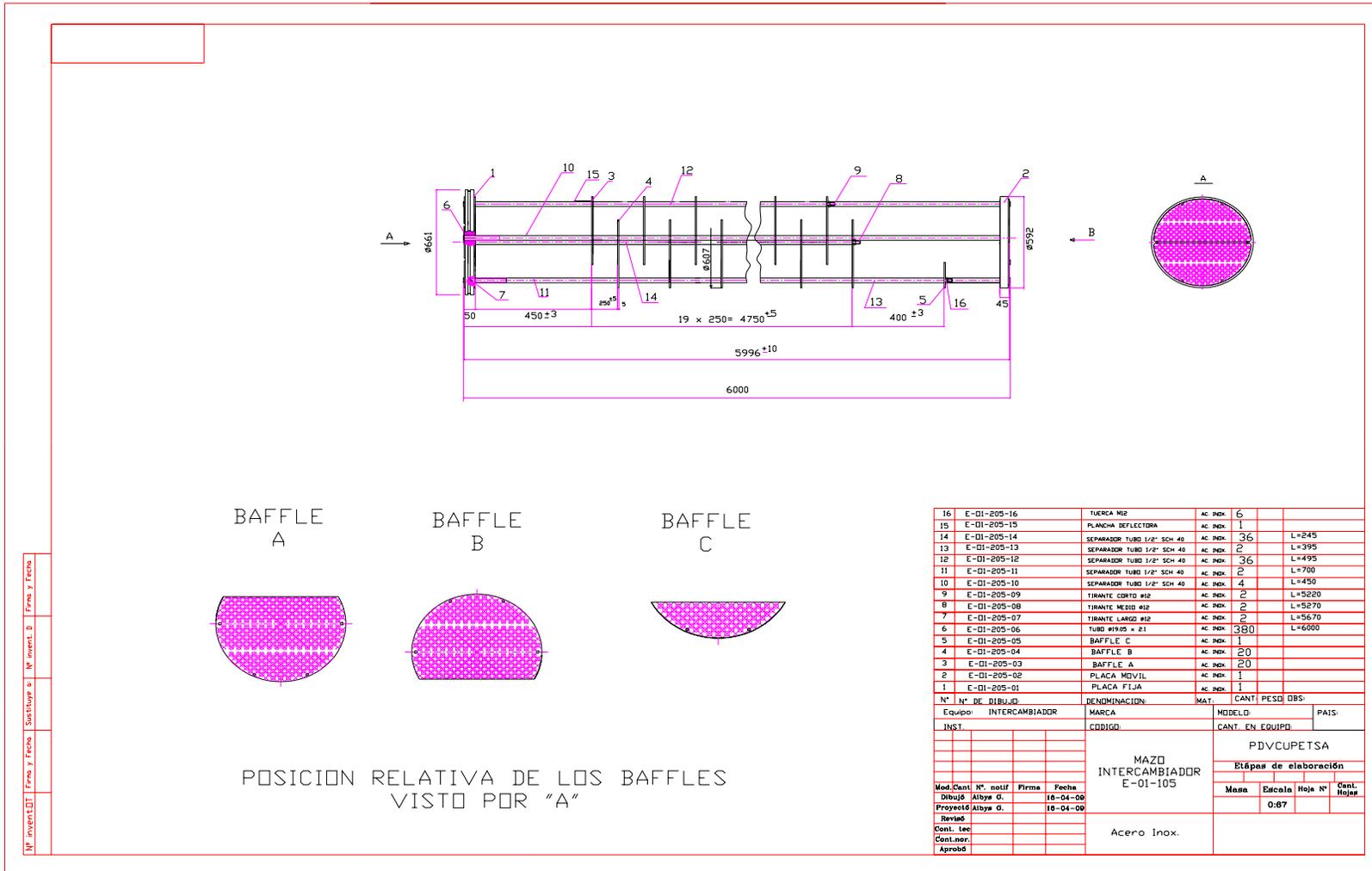


Figura B13: Mazo del Intercambiador 1.

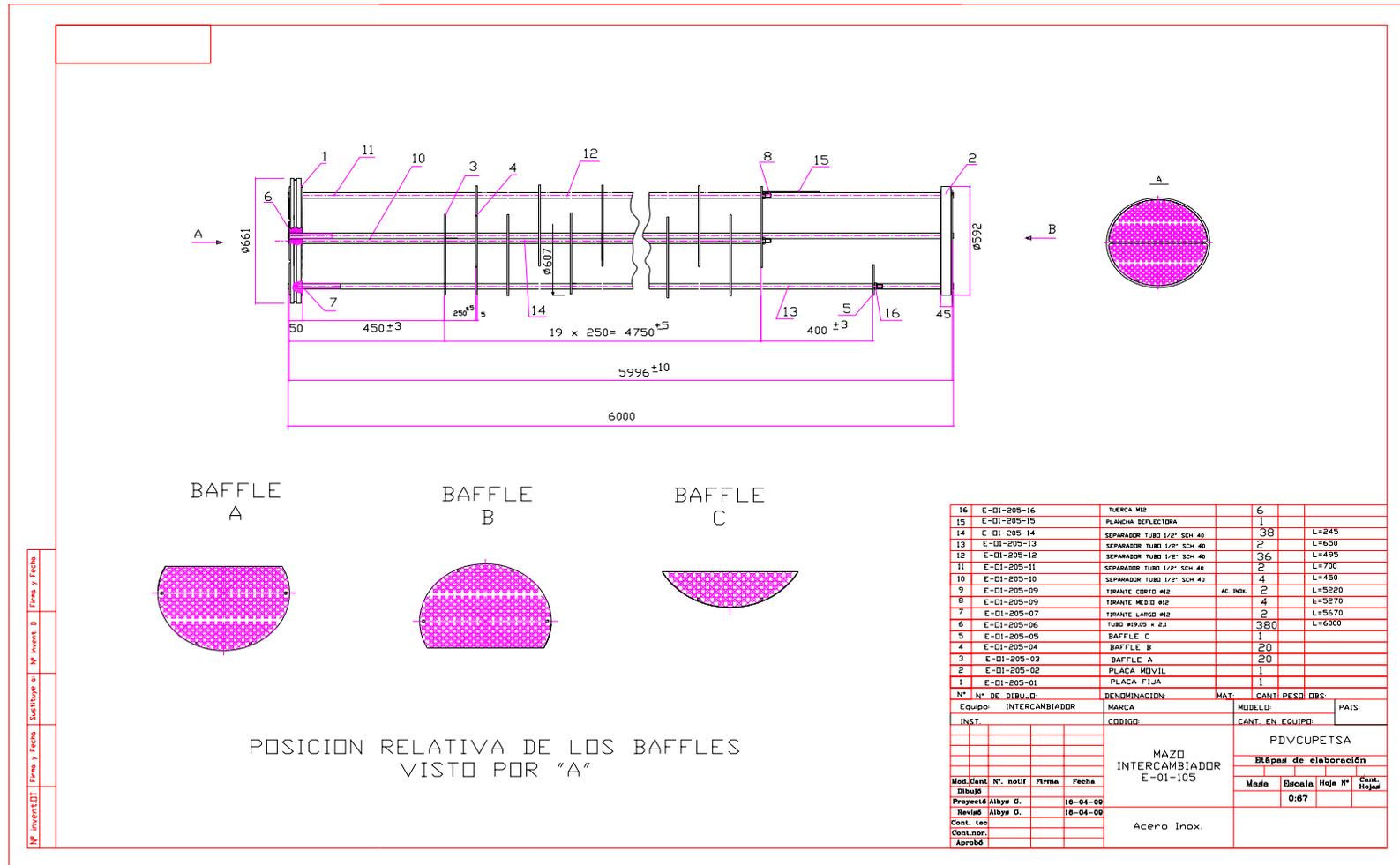


Figura B14: Mazo del Intercambiador 2.

