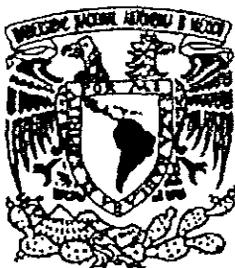


2ej



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUÍMICA

DISEÑO INTEGRAL Y ANÁLISIS COMPARATIVO
DE RESULTADOS DEL REHERVADOR DE TEG, DE
LA PLANTA DESHIDRATORA DE GAS EN
UNA PLATAFORMA MARINA DE COMPRESIÓN

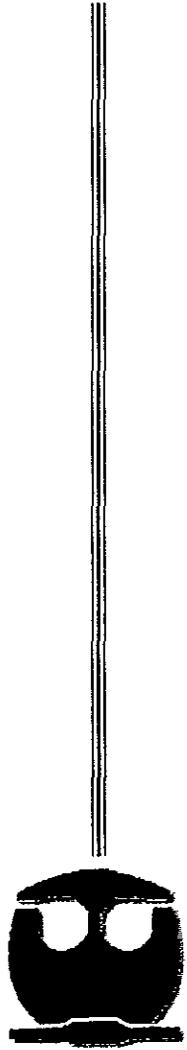
T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO

P R E S E N T A

EDUARDO MARTÍNEZ GARCÍA



MÉXICO, D.F.

1999

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

219649



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

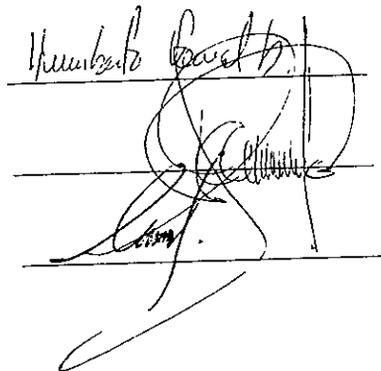
Presidente Prof. JORGE TRINIDAD MARTINEZ MONTIEL.
Vocal Prof. ANTONIO VALIENTE BARDERAS.
Secretario Prof. HUMBERTO RANGEL DÁVALOS.
1er. Suplente Prof. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMÍREZ.
2do. Suplente Prof. SERGIO ARTURO PEREZ HUERTA.

Sitio donde se desarrolló el tema: Instituto Mexicano del Petróleo y Facultad de Química,
U.N.A.M.

Asesor: Ing. Humberto Rangel Dávalos.

Supervisor técnico: Ing. Federico López García.

Sustentante: Eduardo Martínez García.



Humberto Rangel Dávalos

**A mi Madre, por el apoyo e interés
demostrado en estos últimos años.**

**A Liliana por el lapso de camino en que coincidimos
y por todos esos momentos que reconstruyo
con el espejo roto de la memoria.**

**A Gabriela, Amparo, Yosajandi, Lorena,
Ricardo, Pedro, Joel, Víctor y Prospero,
por su amistad incondicional.**

**A mis amigos de la Facultad de Química,
por todo lo que pasamos juntos.**

**A mis profesores, por sus enseñanzas y
consejos durante mi formación académica.**

**A la Universidad Nacional Autónoma de México,
en especial a la Facultad de Química.**

**Al Instituto Mexicano del Petróleo, en especial
al Departamento de Diseño de Equipo de
Proceso, por el apoyo brindado para
la realización de éste trabajo.**

**A los ingenieros: Humberto Rangel Dávalos,
Federico López García y Ricardo Díaz Rangel,
por todas sus enseñanzas, además del apoyo
brindado en la realización del presente trabajo.**

**A todos mis amigos, con los que alguna vez,
compartí un aula.**

ÍNDICE.

| | |
|--|----|
| CAPITULO I | |
| INTRODUCCION | 1 |
| CAPITULO II | 4 |
| OBJETIVOS | |
| CAPITULO III | 5 |
| DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DESHIDRATADORA DE GAS | 5 |
| 3.1 Aspectos generales del gas natural | 5 |
| 3.1.1 Antecedentes | 7 |
| 3.1.2 Procesos y usos. | 11 |
| 3.2 Generalidades del agente de deshidratación (TEG) y el medio de calentamiento. | 11 |
| 3.2.1 Agente de deshidratación (TEG). | 12 |
| 3.2.2 Medio de calentamiento. | 14 |
| 3.3 Criterios generales de diseño del proceso de deshidratación. | 14 |
| 3.3.1 Alimentación | 14 |
| 3.3.2 Capacidad. | 14 |
| 3.3.3 Criterios y generalidades de diseño. | 15 |
| 3.3.4 Criterios y generalidades de diseño del rehervidor de (TEG). | 16 |
| 3.4 Descripción de la planta deshidratadora de gas amargo. | 17 |
| 3.3.1 Paquete de deshidratación de gas amargo | 17 |
| 3.3.1.1 Sección de Deshidratación. | 18 |
| 3.3.1.2 Sección de Regeneración. | 21 |
| 3.5 Diagrama de Flujo de Proceso | 22 |
| 3.6 Condiciones de operación del Rehervidor de la Torre Regeneradora de TEG EA-5451. | |
| CAPITULO IV | 23 |
| GENERALIDADES | 23 |
| 4.1 Ebullición. | 24 |
| 4.1.1 Regímenes de ebullición | 27 |
| 4.1.2 Variables independientes que influyen en la velocidad de transferencia de calor en la ebullición nucleada. | 29 |
| 4.2 Equipos vaporizadores. | 29 |
| 4.2.1 Clasificación y características. | 39 |
| 4.2.2 Sistemas de alimentación para rehervidores. | 43 |
| 4.2.3 Criterios para la selección del tipo de rehervidor. | |
| CAPITULO V | |
| DEFINICIÓN DE DISTINTOS MÉTODOS DE CÁLCULO TERMODINÁMICO E HIDRÁULICO DE REHERVIDORES TIPO KETTLE. | 45 |
| 5.1 Método de Kern. | 54 |
| 5.2 Método de Palen y Small | 59 |
| 5.3 Método de Fair y Khip | 63 |
| 5.4 Caída de presión. | 64 |
| 5.5 Diámetro del Kettle. | 65 |
| 5.6 Diseño con simuladores. | 65 |
| 5.6.1 Simulador B-JAC. | 66 |
| 5.6.2 Simulador HEXTRAN. | 68 |
| Nomenclatura. | |

| | |
|---|-----|
| CAPITULO VI | |
| DISEÑO TERMODINÁMICO E HIDRÁULICO DEL REHERVIDOR DE TEG CON LOS MÉTODOS SELECCIONADOS. | 71 |
| 6.1 Ebullición no isotérmica | 71 |
| 6.1.1 Método de Kern. | 76 |
| 6.1.2 Caída de presión. | 77 |
| 6.1.3 Diámetro del Kettle | 78 |
| 6.1.4 Diseño con simuladores. | 81 |
| 6.2 Ebullición isotérmica | 81 |
| 6.2.1 Método de Kern | 84 |
| 6.2.2 Método de Palen y Small | 86 |
| 6.2.3 Método de Fair y Klip. | 87 |
| 6.3 Hojas de datos. | |
| CAPITULO VII | |
| ANÁLISIS DE RESULTADOS. | 91 |
| 7.1 Análisis de resultados del EA-5451. | 91 |
| 7.2 Análisis de resultados de rehervidores con ebullición isotérmica. | 94 |
| CAPITULO VIII | |
| DISEÑO MECÁNICO ESTRUCTURAL | 99 |
| 8.1 Descripción de las partes mecánicas | 99 |
| 8.2 Glosario de términos mecánicos. | 100 |
| 8.3 Condiciones de diseño y operación. | 101 |
| 8.4 Materiales de construcción | 102 |
| 8.5 Diseño mecánico-estructural del rehervidor EA-5451. | 104 |
| 8.5.1 Presión de diseño. | 104 |
| 8.5.2 Temperatura de diseño. | 104 |
| 8.5.3 Envolvente | 104 |
| 8.5.4 Tapa de la envolvente. | 104 |
| 8.5.5 Sección cónica. | 105 |
| 8.5.6 Tubos de transferencia. | 105 |
| 8.5.7 Espejo. | 106 |
| 8.5.8 Brida de la envolvente a espejo. | 108 |
| 8.5.9 Boquillas | 115 |
| 8.5.10 Dimensionamiento general del equipo | 117 |
| 8.6 Estimación de peso | 120 |
| 8.7 Plano de arreglo general rehervidor EA-5451 | 121 |
| CAPITULO IX | |
| CONCLUSIONES | 122 |
| BIBLIOGRAFIA | 124 |
| ANEXOS | 127 |

I. INTRODUCCIÓN.

La importancia de la energía en el crecimiento nacional es innegable. El aprovechamiento de las fuentes energéticas ha dado lugar a obras de infraestructura, cuya operación ha propiciado el desarrollo en diversas regiones del país y en todos los sectores de la actividad nacional. Durante los próximos años, el abasto de energía será indispensable, por ello resulta de importancia fundamental asegurar la generación y alentar todo lo posible el ahorro de energía.

En este contexto, el gas natural se vislumbra como uno de los combustibles con mayor demanda en México, principalmente por su bajo o nulo contenido de azufre y su facilidad de combustión. Por otra parte, la mayoría de las tecnologías modernas, que involucran procesos de combustión, se inclinan cada vez más hacia el empleo de gas natural, como es en el caso de los sistemas de generación de energía eléctrica y la utilización de la tecnología de turbinas de gas, lo que implica una forma más económica que otros combustibles, aprovechamiento directo de la energía calorífica contenida en los gases de combustión de escape de la turbina, reducción del consumo de los energéticos útiles al proceso y reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera que representa reducción de costos inherentes a equipos anticontaminantes así como menores costos de operación y mantenimiento.

PEMEX Gas y Petroquímica Básica (PGPB) estima que el crecimiento de la demanda de gas natural será de alrededor de 4.2 MMPCD, partiendo de la base de que en el año 1996 la demanda fue de 2.5 MMPCD y para el 2007 ascenderá a 6.8 MMPCD, es decir, se tendrá un incremento anual del 11.33%^[1].

Para satisfacer el consumo de gas natural del país, la filial PEMEX Explotación y Producción (PEP), requerirá aumentar su capacidad de producción y procesamiento por medio de la construcción de nuevas Plataformas Marinas de Compresión. El procesamiento del gas natural se realiza en dichas Plataformas, a través de varios procesos, tales como: endulzamiento y deshidratación de gas amargo, acondicionamiento de gas combustible (plantas de secado) y sistemas de calentamiento.

Una Planta Deshidratadora, lugar donde se ubican los rehervidores de Trietilenglicol (TEG), está constituida por dos secciones: Deshidratación y Regeneración. En la sección de Deshidratación al gas amargo húmedo (mezcla de gas natural, ácido sulfhídrico y agua), se le remueve el agua que lo acompaña hasta niveles que se consideran adecuados para evitar problemas de corrosión en su transporte y manejo. Para ello se utiliza una columna de absorción en donde la purificación del gas se logra mediante su contacto con una corriente de TEG seco proveniente de la sección de Regeneración, con lo cual se obtiene en el domo de la columna gas seco (mezcla de gas natural y ácido sulfhídrico) y en el fondo una corriente de TEG húmedo (mezcla de TEG y agua), el cual es enviado a la sección de

Regeneración, donde se elimina el agua por medio de una columna de destilación. El equipo de transferencia de calor que suministra la energía necesaria para la separación deseada es un rehervidor del tipo Kettle (Marmita: no es usual en el argot técnico).

Este equipo de transferencia de calor, es determinado como un equipo crítico en la operación de la Planta Deshidratadora, ya que un mal diseño del mismo redundaría en la degradación del TEG, lo cual implicaría a su vez, un aumento en los costos de operación, pues se tendría que reponer el TEG degradado, lo que en una instalación costa fuera es particularmente difícil además de acarrear problemas de corrosión e incrustamiento excesivos.

El proceso de diseño de estos equipos se realiza mediante el empleo de simuladores comerciales, los cuales arrojan resultados en algunos casos significativamente diferentes, provocando un conflicto al seleccionar el diseño óptimo del equipo de proceso, y aún más ya que en este tipo de rehervidores el diseño es crítico por la estabilidad del fluido vaporizado (TEG), pues no permite temperaturas locales en la pared de calentamiento arriba de 206°C, por razones de estabilidad.

Por tales motivos, el empleo de un simulador debe ser respaldado con un amplio conocimiento de los fundamentos teóricos y prácticos que influyen en las variables de diseño, así como la integración de estos, representados como metodologías de cálculo, con el fin de facilitar la selección del diseño más adecuado.

Dentro de este marco, se desarrollaron en el presente proyecto los siguientes aspectos:

En el capítulo II se plantean los objetivos y por tanto el alcance del presente proyecto a fin de proporcionar al lector una idea de la extensión del mismo.

En el capítulo III, se mencionan las variables y procedimientos involucrados en el proceso que son determinantes para el funcionamiento de la Planta Deshidratadora de gas amargo húmedo, para esto en un principio se describe la Planta Deshidratadora de gas, con lo cual se sitúa al rehervidor de TEG dentro del funcionamiento global de la misma, con el fin de ver la influencia e importancia del mismo. A continuación se especifican las condiciones de operación del rehervidor de TEG, es decir la temperatura, presión, composición, flujo y propiedades físicas de las diferentes corrientes de proceso a condiciones normales, máximas y mínimas.

En el capítulo IV, se muestran los fundamentos teóricos sobre los cuales se basa el trabajo como es, el análisis del fenómeno de ebullición, desde sus diversos regímenes hasta las principales variables que influyen en él, posteriormente se sitúa a los rehervidores tipo Kettle dentro de los equipos de transferencia de calor por vaporización, analizando sus ventajas y desventajas así como los criterios de selección.

En el capítulo V, se presentan los métodos de cálculo térmico-hidráulico desarrollados por Kern, Pallen-Small y Fair-Klip, para el diseño de rehervidores tipo Kettle, así como la recopilación de correlaciones adicionales para sustituir o complementar casos específicos de alguna variable que intervenga en el diseño, especificando para cada método los fundamentos teóricos en que se basan, correlaciones, criterios y limitaciones que presentan los mismos.

Asimismo, en el capítulo VI se procede a efectuar diseño térmico-hidráulico del caso estudiado (rehervidor de TEG), mediante las metodologías presentadas en el capítulo V, así como con los simuladores comerciales B-JAC y HEXTRAN, además se presentan los resultados obtenidos.

En el capítulo VII se procede a realizar la comparación y el análisis de resultados de los diseños efectuados con los métodos encontrados en la literatura abierta y los obtenidos por los simuladores, con ello se estimará el método con que trabaja cada simulador, lo cual llevará a conocer los criterios de diseño y como resultado las limitaciones del mismo, además se determinaran los porcentajes de desviación que existen entre los diseños realizados con todos los métodos expuestos contra las dimensiones de los equipos en planta, a fin de seleccionar el diseño más adecuado.

En el capítulo VIII, se realiza el diseño mecánico-estructural del rehervidor de TEG, incluyendo la selección de materiales de construcción para obtener un diseño integral, presentando toda la información en el plano de arreglo general del equipo.

Finalmente en el capítulo XI se muestran las conclusiones del trabajo, así como recomendaciones de diseño para otros rehervidores.

II. OBJETIVOS.

Los objetivos del presente trabajo son: el conjuntar la información del diseño térmico-hidráulico existente para rehervidores tipo Kettle, a fin de proporcionar una metodología de cálculo eficaz y segura, dentro de las restricciones que involucren dichas ecuaciones, correlaciones, nomogramas y reglas heurísticas.

Determinar el porcentaje de desviación existente entre los diseños realizados con las metodologías de cálculo encontradas en la literatura abierta y los obtenidos mediante los simuladores B-JAC* y HEXTRAN*, con respecto a las dimensiones de los equipos existentes en planta.

Sobre la base de los porcentajes de desviación determinados, establecer que método se debe seguir en un caso particular, es decir si este corresponde a un diseño preliminar, diseño para construcción, para la procura, etc., con lo cual a su vez quedarán establecidas las herramientas necesarias para el diseño térmico-hidráulico de rehervidores tipo Kettle.

Proporcionar herramientas para la toma de decisiones en cuanto a la adquisición de recursos informáticos en función de la complejidad de los cálculos para el diseño térmico-hidráulico de un Kettle.

Por último, constituir una guía para los estudiantes de diseño de equipo de proceso, pues mediante la información recopilada, el análisis de resultados del simulador se verá facilitado, ya que se tendrá una mejor comprensión de todas las variables de diseño involucradas así como las restricciones y aplicaciones en cada caso particular.

*B-JAC es una marca registrada de Aspen Technology Inc.

*HEXTRAN es una marca registrada de Simulation Sciences Inc

III. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DESHIDRATADORA DE GAS AMARGO.

Como se ha mencionado, una de las formas como se satisfará el incremento en la demanda de gas natural en el país es mediante la construcción de nuevas Plataformas Marinas de Compresión. Por tal motivo en la presente sección se describe la Planta Deshidratadora de gas amargo de la Plataforma Marina de Compresión CA-LT-A, localizada en la Sonda de Campeche, a fin de comprender el proceso y determinar la importancia del rehervidor de TEG. Además se mencionan algunas generalidades de los fluidos a tratar en el proceso de deshidratación, como lo son, el gas natural, agente de deshidratación del gas natural (TEG), y medio de calentamiento del rehervidor de TEG (aceite térmico Dowtherm G40). Por último se establecen algunos criterios de diseño a considerar en la Planta Deshidratadora de gas amargo, haciendo énfasis en el rehervidor de TEG.

3.1 Aspectos generales del gas natural.

Desde hace algunos años la crisis energética y la demanda creciente de bienes y servicios que el hombre se ve obligado a satisfacer, ha inducido a buscar y extraer recursos naturales más allá de la tierra firme, adquiriendo enorme importancia económica la explotación de yacimientos submarinos de petróleo y gas natural.

En México, la explotación petrolera en el mar, ha tenido un gran desarrollo en los últimos 20 años, debido a los yacimientos encontrados en la Sonda de Campeche, que constituyen la principal fuente productora de petróleo crudo y gas natural de nuestro país, constituyendo más del 70% de la producción total nacional^[2].

3.1.1 Antecedentes.

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos de bajo peso molecular e impurezas, su composición depende de los yacimientos petrolíferos de donde se extrae. Su principal componente es el metano, el cual se encuentra hasta en un 90% en algunos tipos de gas, mientras que en otros puede ser de 80% o menos.

Otros componentes del gas natural, se encuentran presentes en concentraciones decrecientes como el etano, propano y butano. Pueden encontrarse también otros gases como el bióxido de carbono, ácido sulfhídrico, helio, argón y nitrógeno.

Los gases ácidos (ácido sulfhídrico y bióxido de carbono) deben ser tratados para eliminarlos y proceder a la comercialización del gas natural. El ácido sulfhídrico es considerado como una de las impurezas más dañinas, este ácido es un gas altamente tóxico y corrosivo. al quemarse resultan productos de combustión que contienen óxidos de azufre que son a su vez corrosivos para la mayor parte de los materiales, así como perjudiciales para la vida animal y vegetal.

Los constituyentes inertes, como el nitrógeno, suelen ser ignorados; su único inconveniente es que disminuyen el poder calorífico. Otro componente inerte es el helio, cuando se encuentra presente en cantidades superiores al 0.2% en volumen, puede ser interesante recuperarlo, aunque esta cifra puede variar en función de la localización de los yacimientos petrolíferos. El helio es el gas más ligero entre los inertes (y por ello no inflamable); sus propiedades le confieren en la actualidad, numerosas aplicaciones como lo son en: el espacio, la medicina, la industria, la energía nuclear, etc., siendo el gas natural la única fuente de la que comercialmente puede obtenerse.

Por otro lado, la extracción de gas de los yacimientos petrolíferos se realiza con procesos similares a los que se usan en la explotación del aceite crudo.

En primer lugar, se realizan las actividades de exploración, que son el conjunto de tareas de campo y oficina cuyo objetivo consiste en descubrir mayores reservas y evaluar las posibilidades petrolíferas de nuevas regiones.

Con base a los descubrimientos logrados por los trabajos de exploración, empiezan las actividades de explotación que desarrollan los campos petroleros, tomando en cuenta factores como la dimensión de la estructura, posibilidades de producción, y análisis económico de la cantidad de equipos de perforación necesarios, entre otros.

Finalmente, el pozo ya en producción se conecta a la tubería de descarga para conducir el hidrocarburo a la tubería de separación que segrega el aceite del gas, y éstos continúan su curso por ductos diferentes.

En la mayoría de los yacimientos petrolíferos existen cantidades variables de gas, ya sea en solución con el petróleo o en una "capa" gaseosa encima del mismo. A este tipo de gas se le denomina *gas asociado*. En algunos yacimientos sólo existe gas natural, el gas que se extrae de estas estructuras geológicas es el llamado *gas no asociado*.

Cuando el gas está disuelto en el petróleo, necesariamente se le extrae junto con él, pero cuando el gas se encuentra separado del crudo, no se le extrae sino hasta después de

recuperar el petróleo del yacimiento; si por el contrario, se extrajese primero el gas, se reduciría la presión natural del pozo, factor fundamental para la recuperación del crudo.

El crudo a las condiciones de temperatura y presión existentes en los yacimientos se encuentra saturado de gases (gas asociado), que se desprenden durante el proceso de extracción. En este tipo de gas, el contenido de etano es generalmente más alto que en los gases no asociados, y contiene también cantidades importantes de propano y de hidrocarburos más pesados, por lo que suele ser una fuente importante de gas licuado y gasolinas.

3.1.2 Procesos y usos.

Una vez que el gas ha sido extraído de los pozos, antes de iniciar su transporte hacia los puntos de consumo, suele ser necesario llevar a cabo una serie de operaciones de tratamiento. Bajo condiciones normales de producción, el gas natural está saturado de agua. El agua como vapor no es el problema principal. Sin embargo, cuando el agua se combina con las moléculas de gas, por ejemplo metano, etano y propano forma hidratos sólidos tales como $\text{CH}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$, $\text{C}_2\text{H}_6 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ y $\text{C}_3\text{H}_8 \cdot 18\text{H}_2\text{O}$, entonces se convierte en un problema. Por debajo de 200 psía, los hidratos se forman a 32°F ; a presiones mayores la temperatura se incrementa. Estos hidratos se depositan y se acumulan sobre las superficies sólidas. Eventualmente, obstruyen las válvulas, los medidores y los instrumentos resultando en mantenimiento innecesario y pérdida de producción.

El agua, incrementa también la corrosividad natural de los gases; especialmente cuando están presentes gases ácidos, por ejemplo H_2S y CO_2 . En enfriamiento, el agua condensada puede acelerar la corrosión y la erosión e incrementar las pérdidas de presión en la tubería. Estas condiciones son indeseables y pueden ser evitadas mediante el secado del gas.

El gas obtenido de los campos productores (figura 3.a), ya sea del tipo asociado o del no asociado, se puede clasificar principalmente en tres categorías: gas húmedo amargo, gas húmedo dulce y gas seco^[3].

Cabe aclarar que se considera como *gas húmedo* a aquel que tiene una concentración de productos menos volátiles (propano, butano, etc.) recuperables en cantidades equivalentes de más de 300 galones por millón de pies cúbicos, ya que las definiciones de gas húmedo y seco no se refieren al contenido de agua, sino a la proporción de hidrocarburos líquidos que contiene el gas natural.

El *gas húmedo amargo* contiene porcentajes importantes de ácido sulfhídrico y agua, por lo que es altamente corrosivo; motivo por el cual se le conduce a complejos petroquímicos, donde en las plantas de endulzamiento, se le separan las impurezas, con la finalidad de obtener gas endulzado y como subproducto azufre, del que se producen básicamente fertilizantes.

El *gas húmedo dulce* (libre de ácido sulfhídrico) proveniente de campos y plantas endulzadoras, pasa a las plantas de extracción de licuables denominadas criogénicas, en las cuales, a través de un proceso de separación a bajas temperaturas, se obtiene de la corriente de gas dulce cuatro fracciones: metano, etano, propano y butano (gas licuado) e hidrocarburos más pesados (gasolinas), las que finalmente son utilizadas en los centros de consumo.

El *gas seco* (libre de humedad y ácido sulfhídrico), puede utilizarse como combustibles o en forma de materia prima para la industria petroquímica. Como combustible, se emplea en las diferentes instalaciones con que cuenta la industria petrolera nacional (refinerías, complejos petroquímicos, gasoductos, etc.) y para la generación de electricidad, así como en una gran variedad de industrias productivas para el país, dentro de las que destacan la cementera, vidriera, cervecera, azucarera, papelera, etc. y en el sector doméstico.

En comparación con los combustibles sólidos y líquidos, el empleo de gas como combustible suministra mejores productos y menores pérdidas en industrias de precisión y artesanías, en industrias de mecanización de metales férreos y no férreos, en las industrias de alimentación, cemento, papel y textiles.

En la industria petroquímica como materia prima, el gas natural tiene su uso más rentable, debido a la diversidad de subproductos petroquímicos como: amoniaco, metanol y anhídrido carbónico, de los que se producen un sinnúmero de productos de uso cotidiano, de estos se pueden destacar: tuberías, bebidas embotelladas, juguetes, lacas, tintas, resinas, plásticos, hules, entre otros.

Otro uso que tiene el gas natural es en la reinyección a yacimientos de petróleo para restaurar sus presiones y por lo mismo, su energía impulsora, con lo que se incrementa el factor de recuperación de aceite, de los yacimientos.

Además, posee ciertas cualidades específicas, que en mayor o en menor grado, pueden conferir una ventaja sobre el resto de los combustibles alternativos. Tales ventajas son las siguientes.

- La combustión del gas natural es completamente limpia y produce muy escasa contaminación, ya que al estar prácticamente libre de azufre, su combustión no da lugar a lluvias ácidas; además, por su alto contenido de hidrógeno, al quemarse, contribuye menos que el petróleo y el carbón al efecto invernadero provocado por la acumulación de bióxido de carbono en la atmósfera.
- Se consigue una mejor regulación del calor, siendo posible conseguir temperaturas y atmósferas controladas.
- Su comodidad de utilización es comparable con la electricidad, lo que le hace particularmente apreciado en los sectores comerciales y domésticos.

Por otra parte su utilización presenta ciertas desventajas como lo son: el alto costo del transporte, que es considerado como un serio problema que afecta el desarrollo del gas natural, ya que las redes de gasoductos requieren de grandes inversiones, sobre todo a grandes distancias, pues es necesario tomar en cuenta factores tales como las diferencias climáticas, las dificultades topográficas, el rendimiento por pozo, etc.; esto debido principalmente, a su baja densidad, por lo que la utilización del mismo, se realiza casi exclusivamente en mercados que cuentan con una red de gasoductos, que este conectada directamente a los centros productores de gas.

Los gasoductos resultan ser más caros que los oleoductos, y en el caso del transporte marítimo su costo es mayor, ya que en primer término se necesita convertir el gas en líquido, enfriándolo a -160°C a presión atmosférica, con lo cual se contrae seiscientos veces respecto a su volumen original. Una vez que el gas se encuentra en estado líquido, es necesario transportarlo hasta los centros consumidores para su posterior regasificación y distribución, y para ello se construyen buques-tanque, los cuales cuestan más del doble que los buques para transportar petróleo de idénticas dimensiones. Además de que se requieren instalaciones portuarias y sofisticados medios para su licuefacción y regasificación.

Otro problema considerable que presenta el gas natural, es el hecho de que en gran parte de su explotación se encuentra asociado, por lo que se obtiene como un subproducto o derivado de la producción de crudo. Esta situación ha provocado que en algunos países, en su afán por extraer crudo y no contar con la infraestructura necesaria para aprovechar el gas, lo hayan quemado.

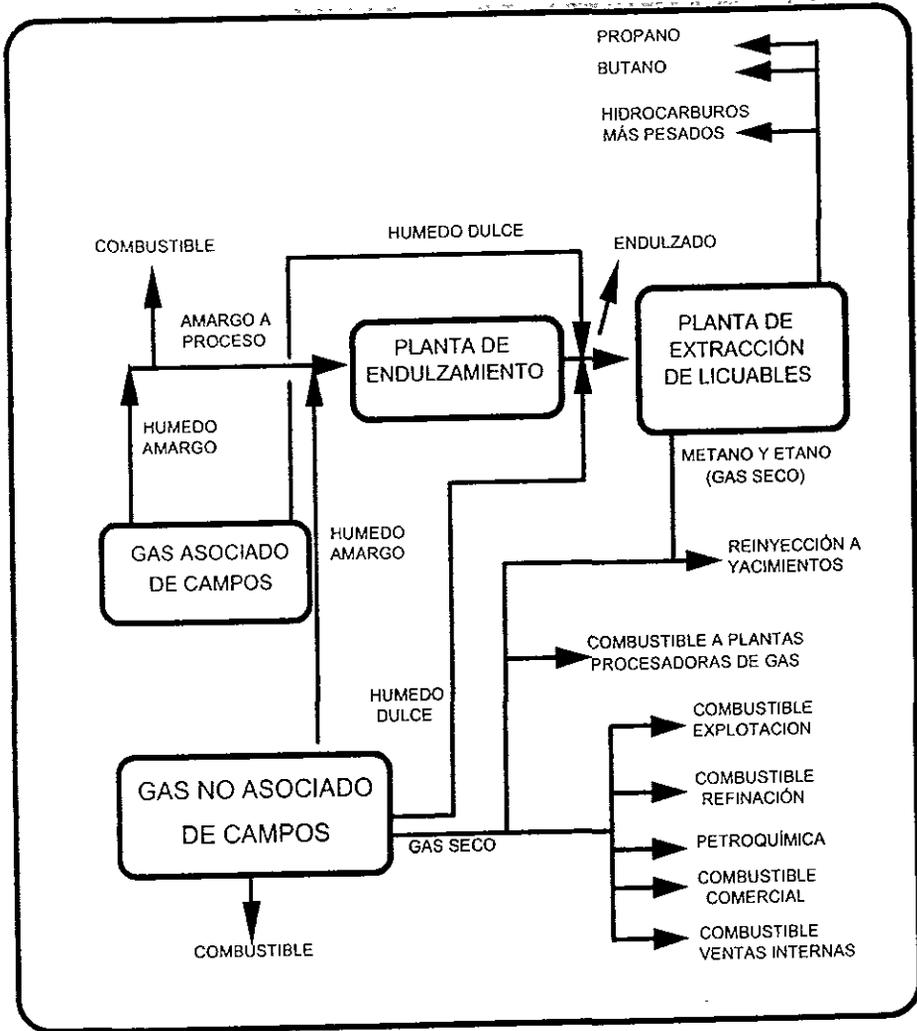


Figura 3.a. Procesos del gas natural.

3.2 Generalidades del agente de deshidratación (TEG) y el medio de calentamiento.

3.2.1 Agente de deshidratación (TEG).

Los etilenglicoles tienen la fórmula general $\text{HO}(\text{CH}_2\text{H}_4\text{O})_n\text{H}$. El Etilén, Dietilén, Trietilén y Tetraetilén-glicol corresponden a los valores de $n= 1,2,3$ y 4 respectivamente. El TEG (2,2-(Etileno-dioxi)diatanol; éter glicol-bis-(2-hidroxietilico); triglicol 1,6-Hexanodiol) es reconocido como la opción más económica para deshidratar gas natural^[4] debido a los siguientes aspectos:

- El proceso consta de pocos equipos y bajos costos de operación
- Alta estabilidad térmica, la temperatura teórica de descomposición es de 404°F (206.67°C).
- Regeneración eficiente a altas temperaturas de recalentamiento. Se obtienen concentraciones superiores al 99.9% de TEG.
- Bajas pérdidas por vaporización.

La Planta Deshidratadora de Gas involucra: absorción del agua del gas natural por el glicol a alta presión y baja temperatura y la reconcentración del glicol a baja presión y alta temperatura.

La deshidratación del TEG es un proceso de difusión. Las moléculas de agua deben pasar a través de la fase gas por difusión, cruzar la interfase líquido-gas y entonces entrar a la fase líquida. La fuerza impulsora es la diferencia entre la presión parcial de la humedad en la fase gas o la concentración de agua en la fase líquida. La resistencia en la fase gas es inevitable puesto que las moléculas de agua siempre tiene que difundirse a través de una gran cantidad de gas insoluble para alcanzar la interfase. Para incrementar la razón de absorción, a presión constante es necesario reducir la resistencia en la fase gas incrementando la turbulencia..

Algunas propiedades físicas del TEG se presentan en la *tabla 3.a*:

| PROPIEDAD | TRITILENGLICOL |
|---|----------------|
| Peso molecular kg/kg mol | 150.17 |
| Gravedad específica 20/20°C | 1.1255 |
| Punto de ebullición @ 101.3 kPa, °C | 288 |
| Punto de fusión °C | -4.3 |
| Viscosidad @ 20°C, mPa s | 49 |
| Índice de refracción, n_D^{20} | 1.4561 |
| Calor latente de vaporización @ 101.3 kPa, kJ/mol | 61.04 |
| Punto flash de material comercial, °C | 172 |

Tabla 3.a. Propiedades del TEG^[5].

En el *Apéndice I (Figuras 1-4)*, se presentan gráficas de las propiedades: densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad del sistema TEG-Agua en función de la temperatura.

3.2.2 Medio de calentamiento.

Los fluidos térmicos utilizados para el calentamiento y enfriamiento de procesos pueden tener la forma de líquido, vapor o una combinación de ambas fases. En el caso particular de estudio, para proporcionar la carga térmica necesaria y acondicionar las corrientes de la regeneradora de TEG, se cuenta con un sistema de calentamiento que consiste en un circuito cerrado de intercambio de calor, en el que se utiliza aceite térmico del tipo Dowtherm G-40 (peso molecular promedio 215) como medio de calentamiento para los diferentes servicios que se requiere. A continuación se mencionan algunas propiedades físicas del mismo (*tabla 3.b*).

| TEMPERATURA, °C | 20 | 140 | 160 | 195 | 210 | 243 |
|--------------------------------|--|-------|-------|-------|-------|--------|
| Viscosidad (cP) | 36.000 | 1.256 | 0.757 | 0.669 | 0.579 | 0.4162 |
| Densidad (g/cm ³) | 1.108 | 1.011 | 0.997 | 0.969 | 0.958 | 0.932 |
| Calor específico (cal/gmol °C) | 49.22 | 74.66 | 76.61 | 85.39 | 88.56 | 94.90 |
| Temperatura de estabilización: | hasta 371 °C con solamente 2.1 kg/cm ² man. | | | | | |
| Temperatura de cristalización: | 4 °C | | | | | |
| Peso Molecular promedio: | 215 | | | | | |

Tabla 3.b. Propiedades del Dowtherm G-40^[6].

De acuerdo a la literatura abierta^[7] una de las más comunes causas del malfuncionamiento de los sistemas que emplean este tipo de aceites, es la degradación térmica. Este proceso favorece la producción de "compuestos ligeros", "compuestos pesados" y depósitos carbonosos, que eventualmente ensucian el sistema de intercambio térmico, reduciendo la velocidad de transferencia de calor, creando pérdidas, daños al sistema de componentes y condiciones de operación peligrosas.

La degradación térmica puede ser minimizada, si la temperatura de operación del fluido está dentro del rango recomendado por el proveedor. La operación del fluido a elevadas temperaturas, por un periodo de tiempo largo, resulta en un craqueo térmico de las moléculas de hidrocarburos, ocasionando un decremento en el peso molecular, debido a la

formación de los llamados "componentes ligeros", los cuales reducen el punto "flash" y la viscosidad del fluido, además de incrementar la presión de vapor.

Durante la degradación térmica, también se producen compuestos que se pueden polimerizar, formando componentes de alto peso molecular, conocidos como "compuestos pesados", dichos componentes ocasionan la depositación de resinas, coque y sedimentos, que ensucian la superficie de transferencia de calor y reducen la capacidad del fluido para transferir calor al proceso.

La degradación térmica del aceite puede ser detectada y monitoreada a través del análisis de los fluidos, con ello se asegura que la degradación del fluido no progrese a un punto donde la eficiencia de la transferencia de calor se vea afectada.

Se muestra un análisis resumido de un fluido térmico (tabla 3c), en donde se comparan las propiedades de un fluido analizado en la fecha indicada, con respecto a las propiedades del fluido "nuevo".

| | Punto Flash °C | Viscosidad a 40°C, cSt | * TAN mg KOH/g | GCD 10% Pt °C | GCD 90% Pt °C | GCD % Arriba de 335 °C |
|----------------|-------------------|---------------------------|-------------------|------------------|------------------|------------------------------|
| 4-30-96 | 136 | 23.3 | 0.18 | 357 | 483 | 6.0 |
| Fluido "nuevo" | 204 | 33.0 | 0.05 | 377 | 477 | 1.0 |

*TAN -Numero Total de Acido

Tabla 3.c. Pruebas en aceite térmico [7].

En este análisis el fluido se calentó por arriba del rango recomendado por el proveedor. Las pruebas realizadas fueron la destilación cromatográfica de gas (GCD), la cual es una medida de la distribución del punto de ebullición de un fluido, a partir de este análisis se detectó la formación de compuestos ligeros por la caída en un 10 % en el punto de GCD, con respecto al fluido nuevo, mientras que la presencia en un 6% de "componentes ligeros" disminuye la viscosidad de 33.0 a 23.3 cSt en relación con el fluido "nuevo", el punto flash también se ve afectado en una disminución. Estos son indicadores claros de que la degradación térmica está ocurriendo. El incremento en Pt (483°C) es un indicador de la formación de "compuestos pesados".

3.3 Criterios generales de diseño de la Planta Deshidratadora de Gas.

3.3.1. Alimentación.

A la Planta Deshidratadora, se alimenta gas amargo proveniente del Sistema de Compresión, con el fin de reducir su contenido de agua a un mínimo adecuado para su transporte a tierra. Se empleará TEG como medio de absorción del agua.

3.3.2. Capacidad.

| | | |
|---------|-----|--|
| MÁXIMO: | 240 | MMPCSD @ 1 atm. y 60 °F de alimentación. |
| NORMAL: | 145 | MMPCSD @ 1 atm. y 60 °F de alimentación. |
| MÍNIMO: | 105 | MMPCSD @ 1 atm. y 60 °F de alimentación. |

3.3.3 Criterios generales de diseño^[8,9].

La planta de deshidratación de gas amargo húmedo está diseñada para reducir el contenido de agua en la corriente de gas hasta 7 lb H₂O/MMPCS, valor que se considera como el máximo adecuado para evitar problemas de corrosión en su transporte y manejo.

Para lograr las especificaciones de agua en la corriente de gas de salida (7 lb H₂O/MMPCS), se requiere que la concentración de TEG seco sea como mínimo de 99.2% peso, para lo cual se recomienda que los galones de TEG recirculado por libra de agua removida sean de 3 como mínimo

La torre DA-5450 contará con empaque estructurado en el que el TEG seco absorberá la mayor parte del agua, de tal forma que el gas que sale por el domo no rebasará la especificación requerida. Además contará con una malla separadora que evitará que el gas arrastre cantidades significativas de TEG.

En la sección de regeneración del TEG, la temperatura de la corriente de TEG húmedo que sale del segundo intercambiador de calor de TEG húmedo/TEG seco (EA-5453), no deberá exceder una temperatura de 149 °F para facilitar la separación líquido-líquido.

Con el fin de aumentar la eficiencia de regeneración, el diseño del Rehervidor de la Torre EA-3451, deberá considerar la inyección de gas combustible para agotamiento y los internos necesarios para el contacto adecuado entre esta corriente y el glicol seco que sale del regenerador. Se considera también una Columna Stahl (DA-5452), para disminuir los

consumos de gas de agotamiento. Como criterio de diseño se recomienda que la relación máxima de agotamiento sea de 3.5 PCS por galón de TEG circulado.

En virtud de que la regeneración debe llevarse a cabo a una temperatura de aproximadamente 403 °F, para evitar la degradación del glicol; la presión de operación en el rehervidor debe ser la mínima posible.

3.3.4 Criterios generales de diseño del rehervidor de TEG.

Los rehervidores son típicamente horizontales, cilíndricos, tienen una fuente de calentamiento (tubos de calentamiento, vapor o un haz de aceite caliente) y un vertedero que controla el nivel del glicol. El rehervidor⁴¹ tiene la función de suministrar calor para reconcentrar al glicol. Esto incluye calentar el glicol a la temperatura del rehervidor, vaporizar agua en el efluente estancado, corregir el rendimiento del reflujo y superar las pérdidas de calor.

Para muchas aplicaciones, el control de temperatura del rehervidor obtiene un grado específico de reconcentración. En el *Apéndice I (Figura 5)*, las concentraciones por arriba del 99.1 % de TEG son alcanzables a 400°F (206°C). Nótese que la reconcentración es de alrededor de 0.4% más alta que la que podría ser predicha de la curva de punto de ebullición atmosférica. Esto se debe al efecto de desorción de los hidrocarburos disueltos y en mayor grado la operación a altitudes por encima del nivel del mar. Hay aplicaciones donde las condiciones de proceso, por ejemplo, alta temperatura del gas o baja presión del gas, requieren una reconcentración más alta de TEG y el uso de gas introducido a presión.

La temperatura del rehervidor no debe exceder de 400°F y a alta temperatura se obliga el paro. El diseño del rehervidor debe mantener la temperatura máxima de película por debajo de 430°F (221.11°C). Esto requiere controlar el flujo de calor a 6,000 BTU/h ft² cuando la temperatura del rehervidor es de 400°F y 8,000 BTU/h ft² cuando el rehervidor está a 360°F (182.22°C).

Los rehervidores más grandes tienen haces de tubos calentados por vapor o un fluido térmico: El flujo de calor es controlado por la temperatura del medio de calentamiento (la temperatura de 450°F es preferida pero algunas veces puede usarse temperatura de 500°F).

Cualquiera que sea la fuente de calentamiento, el nivel del glicol debe ser 6 pulgadas sobre la parte más alta del haz de tubos.

Usualmente, un gas combustible introducido a presión es suministrado en los fondos del rehervidor, por ejemplo, un tubo perforado. Una alta reconcentración es obtenida por el contacto a contracorriente del glicol con el gas precalentado.

En el *Apéndice I (Figura 6)*, se cuantifica la ventaja de la utilización de gas combustible del rehervidor. Su presencia en el rehervidor incrementa la concentración del glicol de 99.1% a 99.5% a 400°F. La implementación de una columna Stahl hace mucho mejor el uso del gas combustible pues se logran concentraciones tan altas como 99.9%.

3.4 Descripción de la Planta Deshidratadora de gas amargo.

El desarrollo de la ingeniería del complejo de producción de Litoral de Tabasco, que comprende una Plataforma de Producción, una Plataforma de Compresión y una Plataforma Habitacional surge dados los excelentes resultados que se han tenido en los pozos perforados en dicha área, en la cual se tienen actualmente descubiertos nueve campos en el área marina: Sinán, Bolontiku, May, Yum, Kab, Misón, Kix, Yaxché, y Hayabil, y uno en el área terrestre, el campo Costero. Adicionalmente se contempla procesar en dicho complejo la producción de los campos productores Och-Uech-Kax^[8].

Con el propósito de manejar el gas proveniente de la Plataforma de Producción de Litoral de Tabasco se requiere la adquisición de una Plataforma de Compresión (CA-LT-A) donde se instalarán cuatro Módulos de Compresión.

Los Módulos de Compresión recibirán el gas proveniente de la Plataforma de Producción para elevar su presión hasta un nivel adecuado, previa deshidratación en mar y procesamiento adicional en la Terminal Marítima de Dos Bocas, dicho gas llega a 70 kg/cm² man. al Centro de Procesamiento Químico (C.P.Q.) Cactus.

Con el propósito de manejar el gas asociado, producido por los campos de Litoral de Tabasco y Och-Uech-Kax, y proporcionar una mayor flexibilidad al sistema integral de manejo de gas existente en la Región Marina Suroeste, se requiere adquirir e instalar dos Plantas de Deshidratación de Gas Amargo en la Plataforma de Compresión de Litoral de Tabasco, ubicada en la Sonda de Campeche, México.

Las Plantas Deshidratadoras de Gas Amargo recibirán el gas proveniente del Sistema de Compresión con el fin de reducir su contenido de agua a un mínimo adecuado para su transporte a tierra a través de un gasoducto nuevo a Dos Bocas.

Cada una de las Plantas Deshidratadoras se ubicará en la Plataforma de Compresión del Litoral de Tabasco, la cual proporcionará los servicios auxiliares indispensables tales como: gas combustible, tratamiento y eliminación de desechos, agua de servicios, generación y distribución de energía eléctrica, aire de planta e instrumentos, gas de arranque, gas de agotamiento, TEG de reposición, químicos, etc.

3.4.1 Paquete de Deshidratación de gas amargo

Cada Paquete de Deshidratación de Gas Amargo, tiene como finalidad reducir el contenido de agua de la corriente de gas que se envía a tierra, hasta 7 lb/MMPCS, valor que se considera como máximo adecuado para evitar problemas de corrosión en su transporte y manejo.

Cada Paquete, estará constituido, por dos secciones que son la de Deshidratación y la de Regeneración.

3.4.1.1 Sección de Deshidratación.

Los equipos que la constituyen son:

| CLAVE | SERVICIO |
|---------|------------------------------------|
| DA-5450 | Torre Deshidratadora de Gas Amargo |
| EC-5450 | Enfriador de TEG Seco |
| FA-5450 | Separador de Gas de Alimentación |

En esta sección se alimentan dos corrientes: una de gas amargo húmedo, proveniente del Sistema de Compresión de Gas Amargo, y otra de TEG seco, proveniente de la Sección de Regeneración de TEG del mismo paquete.

El gas amargo húmedo proveniente del Sistema de Compresión entra al Separador de Gas de Alimentación FA-5450, provisto con internos de alta eficiencia, a fin de eliminar los hidrocarburos líquidos que pudieran arrastrarse o generarse en el trayecto hacia la Planta Paquete y evitar con ello la formación de espuma en la Torre Deshidratadora.

Una vez que el gas amargo húmedo sale del FA-5450 (@ 1137.8 lb/plg² man. y 126 °C) se alimenta a la parte inferior de la Torre Deshidratadora de Gas Amargo, DA-5450, para ponerse en contacto a contra corriente, con TEG seco a una temperatura de 5 a 10 mayor que la temperatura del gas amargo húmedo que se alimenta a la Torre Deshidratadora, esto

es con el propósito de evitar la condensación de hidrocarburos, y por consiguiente la formación de espuma en la alimentación de la torre. Para lograr lo anterior el Enfriador de TEG Seco EC-5450 cuenta con un controlador de temperatura que permite mantener dentro de rango el TEG seco, que es alimentado por la parte superior de la Torre Deshidratadora.

La torre DA-5450 cuenta con empaque estructurado en el que el TEG seco absorbe la mayor parte del agua, de modo que cuando el gas sale del domo de la misma torre (@ 1130.73 lb/plg² man.), su contenido de agua no excede la especificación requerida. Esta torre cuenta también con una malla separadora que evita que el gas arrastre cantidades significativas de TEG.

El gas ya deshidratado, pasa por la válvula de control que regula la presión de esta sección y se manda a tierra vía gasoducto.

El TEG que contiene el agua removida del gas, sale del fondo de la Torre Deshidratadora y pasa por la válvula de control de nivel. En esta se reduce la presión de la corriente hasta la mínima requerida considerando la hidráulica del sistema y la mayor desorción de los hidrocarburos (en el separador FA-5451), el TEG húmedo se envía a la sección de regeneración.

3.4.1.2 Sección de regeneración.

Esta sección está constituida por los siguientes equipos:

| CLAVE | SERVICIO |
|-----------|---|
| DA - 5451 | Torre Regeneradora de TEG |
| DA - 5452 | Columna Stahl |
| EA - 5450 | Primer intercambiador de TEG Húmedo / TEG Seco |
| EA - 5451 | Rehervidor de la Torre Regeneradora de TEG |
| EA - 5452 | Calentador de TEG |
| EA - 5453 | Segundo intercambiador de TEG Húmedo / TEG Seco |
| EC - 5451 | Condensador de Agua Amarga |
| FA - 5451 | Separador de Hidrocarburos |
| FA - 5452 | Tanque de Balance de TEG |
| FA - 5453 | Tanque Acumulador de Agua Amarga |
| FB - 5450 | Tanque de Almacenamiento de TEG |

| | |
|-------------|----------------------------|
| FB - 5451 | Tanque de Antiespumante |
| FG - 5450 | Filtro de TEG Húmedo |
| FG - 5451AB | Filtro de Carbón Activado |
| GA - 5450/R | Bomba de TEG Seco |
| GA - 5451/R | Bomba de Reposición de TEG |
| GA - 5452/R | Bomba de Agua Amarga |
| GA - 5453/R | Bomba de Antiespumante |

A esta sección se alimenta la corriente de TEG húmedo proveniente de la Sección de Deshidratación.

Una parte de la corriente de TEG húmedo proveniente de la Sección de Deshidratación, se precalienta en el serpentín EA-5452 localizado en la parte superior de la Torre Regeneradora, lo que provoca que una fracción de vapor de agua que asciende por esta columna condense y refluje hacia el fondo del rehervidor, sirviendo como medio de rectificación del glicol arrastrado en el vapor de agua que asciende por la torre regeneradora. El reflujó es controlado indirectamente por un control de temperatura que varía el flujo de TEG y mantener constante la temperatura de salida de vapores de la torre.

Posteriormente se integran las dos corrientes de TEG húmedo para alimentarse al Segundo intercambiador de TEG Húmedo / TEG Seco EA-5453, con la finalidad de elevar la temperatura de la corriente hasta un valor no mayor de 149 °F, para facilitar la separación líquido-líquido.

En el tanque FA-5451 se lleva a cabo la separación de los hidrocarburos presentes en la corriente del TEG húmedo, dicho equipo cuenta con internos tipo baffle y mampara para una adecuada separación de las fases líquidas. La presión de operación de este separador será la mínima requerida considerando la hidráulica del sistema y la máxima desorción de hidrocarburos. La fase gaseosa pasa a través de una malla para evitar el arrastre de líquidos y sale controlando su presión, por la parte superior del tanque para enviarse a un quemador. Los hidrocarburos condensados salen a control de nivel a drenaje.

La corriente del TEG húmedo sale del tanque FA-5451 y se envía al Filtro de TEG Húmedo FG-5450 para remover y eliminar las partículas sólidas de un tamaño de 5 micrones y mayores que pudieran estar presentes, productos de corrosión y/o erosión de los equipos que integran el sistema, o hidrocarburos remanentes.

Posteriormente se envía aproximadamente del 30 al 40 % de TEG por los Filtros de Carbón Activado FG-5451AB, para eliminar los productos de la degradación del TEG e impurezas. Posteriormente las dos corrientes se unen y envían a control de nivel al Primer intercambiador de TEG Húmedo / TEG Seco EA-5450.

El TEG húmedo libre de contaminantes se precalienta en el 1er. Intercambiador de TEG Húmedo TEG Seco EA-5450, recibiendo calor de la corriente de TEG seco proveniente del Rehervidor de la Torre Regeneradora de TEG EA-5451.

Por último, el TEG húmedo se alimenta entre las dos secciones empacadas de la Torre Regeneradora de TEG DA-5451, en la que se elimina el agua absorbida en la Sección de Deshidratación, dicho equipo se ubica después del Rehervidor EA-5451, donde se evapora la mezcla TEG-Agua, empleando como medio de calentamiento aceite térmico.

Para lograr una concentración adecuada del TEG seco (99.2% en peso, mínimo), se utiliza una corriente de gas combustible de agotamiento que se alimenta a la Columna Stahl DA-5452, a control de presión, previo calentamiento en el Rehervidor EA-5451. El gas de agotamiento pasa a través de la sección empacada a contra-corriente con el TEG proveniente del rehervidor EA-5451.

El vapor de agua que se desprende y el gas de agotamiento, ascienden por la columna DA-5451 y precalientan la corriente de TEG húmedo proveniente de la Sección de Deshidratación a través del serpentín EA-5452. Parte del vapor de agua se condensa como reflujo y el resto sale con el gas de agotamiento por la parte superior de la columna, al Condensador de Agua Amarga EC-5451. El gas y el agua condensada se reciben en el Acumulador de Agua Amarga FA-5453, donde se envía el gas a la atmósfera, a una altura adecuada y el agua se envía por medio de la Bomba GA-5452/R a la Planta de Tratamiento de Agua instalada en la Plataforma de Producción de Litoral de Tabasco.

El TEG seco proveniente de la Columna Stahl pasa al Primer Intercambiador TEG Húmedo TEG Seco EA-5450, para enfriarse con el TEG húmedo procedente del Separador de Hidrocarburos FA-5451, posteriormente se envía al Tanque de Balance de TEG FA-5452, y a través de la Bomba de TEG Seco GA-5450/R pasa al Segundo Intercambiador TEG Húmedo / TEG Seco EA-5453. La última etapa de enfriamiento se realiza en el intercambiador EC-5450, después de este equipo el TEG seco se alimenta a la torre DA-5450.

La reposición del TEG, que se pierde por arrastre y degradación, se efectúa antes del Segundo Intercambiador TEG Húmedo / TEG Seco (EA-5453), con la Bomba de Reposición de TEG GA-5451/R.

3.5 Diagrama de Flujo de Proceso de la Planta Deshidratadora de gas amargo.

3.6 Condiciones de operación del Rehervidor de la Torre Regeneradora de TEG EA-5451.

En función de los puntos anteriores se concluye la importancia del Rehervidor de la Torre Regeneradora EA-5451 en el proceso de deshidratación, por lo cual es necesario establecer las condiciones de operación de dicho equipo, para así proseguir con el diseño integral.

| NUMERO DE CORRIENTE | 19 | 20 | | | 60 | 61 |
|-----------------------------------|------------|------------|------------|------------|--------|--------|
| | TOTAL | TOTAL | VAPOR | LIQUIDO | TOTAL | TOTAL |
| | % MOL | % MOL | % MOL | % MOL | % MOL | % MOL |
| AGUA | 26.50 | 26.50 | 88.17 | 7.680 | 0.00 | 0.00 |
| BIOXIDO DE CARBONO | 2.6210E-04 | 2.6210E-04 | 1.1137E-03 | 2.2395E-06 | 0.00 | 0.00 |
| NITROGENO | 6.0899E-05 | 6.0899E-05 | 2.6009E-04 | 1.1685E-07 | 0.00 | 0.00 |
| METANO | 1.1555E-02 | 1.1555E-02 | 4.9301E-02 | 3.7048E-05 | 0.00 | 0.00 |
| ETANO | 7.1545E-03 | 7.1547E-03 | 3.0464E-02 | 4.1717E-05 | 0.00 | 0.00 |
| PROPANO | 5.8241E-03 | 5.8241E-03 | 2.4745E-02 | 5.0484E-05 | 0.00 | 0.00 |
| i- BUTANO | 5.5333E-04 | 5.5333E-04 | 2.3473E-03 | 5.9088E-06 | 0.00 | 0.00 |
| n- BUTANO | 2.3079E-03 | 2.3079E-03 | 9.7723E-03 | 3.0169E-05 | 0.00 | 0.00 |
| i- PENTANO | 4.2818E-04 | 4.2818E-04 | 1.8080E-03 | 7.1492E-06 | 0.00 | 0.00 |
| n- PENTANO | 5.7943E-04 | 5.7943E-04 | 2.4429E-03 | 1.0797E-05 | 0.00 | 0.00 |
| n- HEXANO | 2.6896E-04 | 2.6896E-04 | 1.1266E-03 | 7.2496E-06 | 0.00 | 0.00 |
| ACIDO SULFHDRIICO | 4.5468E-04 | 4.5468E-04 | 1.9065E-03 | 1.1663E-05 | 0.00 | 0.00 |
| TRILENGLICOL | 73.47 | 73.47 | 11.70 | 92.32 | 0.00 | 0.00 |
| FLUIDO TERMICO | 00.00 | 00.00 | 00.00 | 00.00 | 100 | 100 |
| TEMPERATURA °F | 278 | 400 | 400 | 400 | 469 | 417.3 |
| PRESION psia | 14.9 | 14.9 | 14.9 | 14.9 | 52 | 42 |
| PM (lb-lb mol) | 115.1 | 115.1 | 33.5 | 140.0 | 215 | 215 |
| ENTALPIA (Btu/h) | 9.631E+05 | 3.653E+06 | 5.639E+05 | 3.090E+06 | 78205 | 78205 |
| FLUJO (lb/h) | 21110 | 21110 | 1640 | 19470 | 105518 | 105518 |
| FLUJO (lb mol/h) | 83.0 | 83.0 | 19.4 | 63.6 | | |
| DENSIDAD (lb/ft ³) | 61.688 | 0.244 | 0.244 | 61.688 | 58.161 | 59.582 |
| VISCOSIDAD (cP) | 0.704 | 0.01 | 0.01 | 0.704 | 0.573 | 0.691 |
| TENSION SUP (lb _f /ft) | 0.00203 | | | 0.00203 | | |
| COND. TERMICA (Btu/ft h°F) | 0.093 | 0.011 | 0.011 | 0.093 | 0.071 | 0.072 |
| CALOR ESP (Btu/lb °F) | 0.668 | 0.4599 | 0.4599 | 0.668 | 0.499 | 0.4852 |
| ENTALPIA (Btu/lb) | 100.8 | 382.2 | 867.0 | 346.8 | | |

Tabla 3.c. Condiciones de operación del EA-5451.

IV. GENERALIDADES.

En la presente sección se hace una revisión del fenómeno de ebullición, que abarca los diferentes regímenes que hay en el mismo, enfatizando el régimen de ebullición nucleada, ya que es el que tiene mayor importancia en la ingeniería, pues con un moderado exceso de temperatura (ΔT_w), se obtienen elevados fluxes de calor. Asimismo se examinan las variables independientes más importantes, que influyen en la velocidad de transferencia de calor en dicho régimen. A continuación se revisan los equipos de transferencia de calor que utilizan el fenómeno de ebullición para transferir calor, así como las características, ventajas y desventajas de cada uno de ellos, finalmente se muestran dos guías de selección del tipo de equipo adecuado a un proceso determinado, en función de algunas condiciones de proceso

4.1 Ebullición.

La ebullición se define como una forma de transferencia de calor que involucra un cambio de fase de líquido a vapor. Debido a este cambio de fase, la ebullición se conoce como un proceso de evaporación asociado directamente con la formación de burbujas.

La vaporización del líquido se puede deber a diversos mecanismos de transferencia de calor individualmente o en combinación. Por ejemplo, la vaporización puede tener lugar debido al calor absorbido, por radiación y convección, en la superficie de un estanque de líquido, o bien, como el resultado del calor absorbido por convección natural a partir de una pared caliente sumergida en el estanque de líquido, en cuyo caso la vaporización tiene lugar cuando el líquido sobrecalentado alcanza la superficie del estanque. También se produce vaporización a partir de películas descendentes (a la inversa de la condensación) o mediante la descomposición violenta de líquidos sobrecalentados por convección forzada, a presión.

Existen básicamente dos tipos de ebullición^[10]: **ebullición sin flujo o de superficie sumergida y ebullición con flujo**. Como su nombre lo indica en cada caso, la *ebullición sin flujo* es aquella que ocurre cuando la superficie de calentamiento está rodeada por un cuerpo de fluido relativamente grande que no fluye a ninguna velocidad apreciable y se ve agitada solamente por el movimiento de las burbujas y las corrientes de convección natural. Son posibles dos tipos de ebullición sin flujo: la subenfriada en donde el fluido masivo tiene una temperatura que se encuentra por debajo de la de saturación, lo que da como resultado la ruptura de las burbujas antes de que lleguen a la superficie, y la saturada con una temperatura masiva global igual a la de saturación, lo que da como resultado la generación neta de vapor. La *ebullición con flujo* es la que se presenta en un líquido cuando va fluyendo sobre una superficie de calentamiento.

4.1.1 Regímenes de ebullición.

Para ubicar los distintos regímenes de ebullición se han generado gráficas, como la presentada en la *figura 4.1*, que muestra las características promedio de la curva de ebullición, o la relación entre el flux de calor (flujo de calor por unidad de área, q), y la diferencia de temperaturas entre la superficie calefactora y la temperatura de saturación del líquido (exceso de temperatura, ΔT_w). Esta curva corresponde a la ebullición sin flujo de agua a presión atmosférica; sin embargo, su forma es similar para otros tipos de fluidos y para otras presiones de operación.

La conocida curva de ebullición la mostró originalmente, en forma experimental, Nukiyama en 1934. Esta curva señala uno de los grandes dilemas para los diseñadores de equipo de ebullición, pues se enfrentan por lo menos a seis regímenes de transferencia de calor en la ebullición sin flujo, en las cuales la ebullición presenta ciertas características particulares^[10,11], que se tratarán en las siguientes líneas.

El inicio de la ebullición está representado en la curva de ebullición por la *zona I*, denominada régimen de **convección natural**, en donde mientras la temperatura de la superficie no exceda al punto de ebullición del líquido en más de algunos grados, se transfiere calor hacia el líquido cercano a la superficie calefactora por convección natural. La corriente de convección hace circular el líquido sobrecalentado y la evaporación tiene lugar en la superficie libre del líquido (superficie de contacto líquido - vapor). En este proceso, aunque ocurre una pequeña evaporación, no hay formación de burbujas en el seno del líquido.

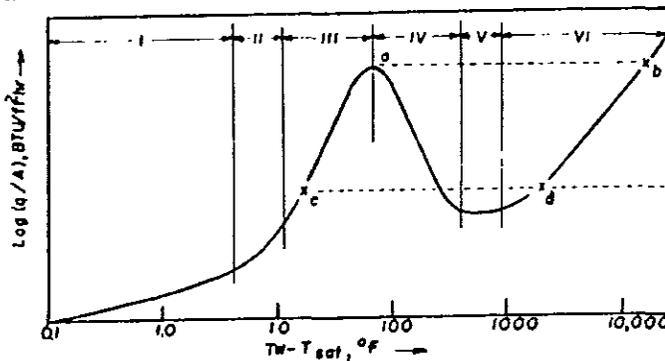


Figura 4.1 Curva de ebullición^[11].

En las zonas II y III, se ha incrementado la temperatura de la superficie calefactora, permitiendo que en determinados lugares el nivel de energía del líquido adyacente a la superficie, sea tan alto que algunas moléculas se desprenden de sus moléculas vecinas, transformándose el líquido en núcleos de vapor, los cuales finalmente dan origen a la formación de la burbuja. Este proceso ocurre simultáneamente en un número de puntos favorecidos, denominados sitios de nucleación, ubicados en las pequeñas cavidades y canales que tiene la superficie calefactora.

El mecanismo en este proceso se conoce como régimen de **ebullición nucleada**, y se caracteriza por elevados fluxes de calor en relación con las pequeñas diferencias de temperatura que los producen. Existen dos subregímenes en la ebullición nucleada, que son: la **ebullición local** (zona II), que establece el inicio del régimen de núcleos de ebullición; y la **ebullición global** (zona III), que es el rango de ebullición de mayor importancia práctica en la ingeniería.

En la *ebullición local* la mayor parte del calor se transfiere desde la superficie calefactora hacia el líquido que la rodea, por la acción de un intercambio vapor-líquido. Dicho fenómeno se debe a que la masa principal del líquido está a una temperatura inferior, en relación con la temperatura de saturación del líquido cercano a la superficie. Conforme las burbujas de vapor se forman y separan de la superficie, empujan al líquido caliente en la vecindad de la superficie hacia la masa principal del líquido más frío, estableciendo corrientes intensas de microconvección y permitiendo a la vez que el líquido más frío de la masa principal se aproxime a la superficie de calentamiento. Algunas burbujas se destruyen en ella, y otras se desplazan al seno del líquido cediendo su calor latente, lo que ocasiona la destrucción de la burbuja.

La *ebullición global* es la que se presenta en el líquido saturado. En este régimen se incrementa el número de lugares donde se producen las burbujas. Simultáneamente se incrementa la rapidez de crecimiento de las burbujas y la frecuencia de su formación. Conforme la rapidez de la emisión de burbujas en un mismo punto se incrementa, las burbujas chocan y se unen con las precedentes, emergiendo eventualmente burbujas sucesivas de vapor en forma de columnas y de hongos. A medida que el flujo de calor se aproxima a su máximo, el número de columnas de vapor se incrementa, pero puesto que cada nueva columna toma un espacio ocupado inicialmente por el líquido, existe un límite en el número de columnas que pueden emitirse desde el estanque de líquido, dicho límite se alcanza cuando el espacio entre estas columnas no es lo suficientemente grande para acomodar a las corrientes de líquido que se desplazan hacia la superficie caliente para remplazar al líquido que se está evaporando. A este punto se le conoce como **flux máximo de calor**, al cual le corresponde la diferencia de temperaturas denominada ΔT crítica.

Si la temperatura de la superficie aumenta aún más, de modo que la diferencia de temperatura crítica sea excedida ligeramente, se formará una película de vapor sobre la superficie de calentamiento, la cual opondrá mayor resistencia a la transferencia de calor.

La zona de transición o régimen de **ebullición parcial de película (zona IV)**, es un régimen intermedio caracterizado por la presencia alterna de regímenes inestable, tanto de núcleos de ebullición como de ebullición de película. La presencia de ambos regímenes de ebullición en este rango se debe a que en distintos puntos de la superficie calefactora se incrementa en una forma acelerada la formación de burbujas, las cuales impiden el paso del líquido hacia dicha superficie, formándose una película de vapor alrededor del tubo, que desaparece durante pequeños intervalos de tiempo, dando lugar a que el líquido enfríe la superficie calefactora y se reinicie temporalmente el régimen de núcleos de ebullición.

El régimen de película estable o **ebullición de película**, se presenta con grandes diferencias de temperatura y generalmente muy bajos fluxes, debido a que el calor se transfiere por *conducción (zona V)* y posteriormente también por *radiación (zona VI)* a través de una capa de vapor que envuelve totalmente la superficie de transferencia. La película de vapor en este régimen es muy estable y no se destruye aún cuando su forma varía continuamente por la formación y desprendimiento de burbujas en su superficie exterior, lo cual hace suponer que los sitios de nucleación de la superficie calefactora quedan sin efecto, y que la frecuencia de nucleación, así como el desprendimiento ordenado de las burbujas, característico de este régimen, se debe a factores que operan en la superficie exterior de la película

4.1.2 Variables independientes que influyen en la velocidad de transferencia de calor en la ebullición nucleada.

Debido a que el número de variables que afectan a la ebullición es muy grande, únicamente se presentarán las que son de particular interés, referidos al trabajo de Collier, J.G.^[10] Los valores que se muestran en esta sección se refieren a líquidos (no subenfriados) que vaporizan sobre una superficie sólida, y la agitación se debe únicamente a la convección natural.

a) Influencia del tamaño y orientación de la superficie de calentamiento.

En la ebullición nucleada completamente desarrollada, el exceso de temperatura (ΔT_w), es independiente de las dimensiones lineales y la orientación de la superficie de calentamiento. Puesto que el movimiento del líquido es inducido por el mismo proceso de ebullición, similares velocidades de transferencia de calor pueden ser logradas en placas horizontales o verticales, tubos o en un alambre. A bajos fluxes de calor cerca del punto de inicio de la ebullición nucleada, donde los efectos por convección (natural o forzada), suministran una fracción significativa del calor removido, el proceso se orienta hacia una dependencia de la geometría.

b) Influencia del tipo de superficie.

La condición de la superficie tiene una considerable influencia en la velocidad de transferencia de calor en la ebullición nucleada. La rugosidad de la superficie lograda mecánicamente, ya sea por ranuración, esmerilado o por algún otro método, inicialmente provoca un desplazamiento en la curva de ebullición a bajos excesos de temperatura (ΔT_w). La rugosidad implementada, suministra un incremento en el número de sitios de nucleación, así como un incremento en su tamaño. Sin embargo en una prolongada ebullición mucha de la ganancia en el coeficiente de transferencia de calor debida a la rugosidad desaparece, lo que implica que muchos de estos sitios no son estables.

Mientras que en la transferencia de calor (una fase), el ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor siempre reduce el coeficiente de transferencia de calor efectivo, esto no siempre ocurre en la ebullición nucleada. Si la capa de ensuciamiento es naturalmente porosa, puede actuar proveyendo muchos sitios de nucleación estables, favoreciendo la ebullición, con una consecuente reducción del exceso de temperatura. Sin embargo, el efecto algunas veces es llevado a cabo por poco tiempo, y en muchos otros casos, principalmente en fluidos orgánicos, no hay una gran influencia en el fenómeno.

c) Influencia de la presión en el sistema.

En todos los casos un incremento de presión en el sistema desplaza hacia la izquierda la curva de flux de calor contra el exceso de temperatura. A muy bajos valores de presión

reducida ($p_r < 0.001$)^[10], la extensión de la región de la ebullición nucleada puede hacerse restringida. La ebullición nuclear no puede iniciar hasta que relativamente se alcance un gran exceso de temperatura en la pared, correspondiente a niveles moderados en el flux de calor. Al mismo tiempo, el flux crítico de calor se reduce con un decremento de presión en el sistema, por lo que a muy bajas presiones la primera generación de vapor es suficiente para inducir el flux crítico de calor y por tanto la región de ebullición nucleada desaparece completamente.

d) Influencia de las impurezas.

La nucleación es sensible a la presencia de partículas sólidas en el seno del líquido o depositadas sobre la superficie, debido a que éstas pueden actuar como catalizadores de burbujas. Uno de los puntos importantes en la influencia de las impurezas corresponde al envejecimiento de la superficie calefactora, lo cual puede alterar la ebullición nucleada, en función de que si la superficie corroída o incrustada sea un buen catalizador y de que el incrustamiento sea pequeño o abultado. En el primer caso se puede mencionar el óxido de cobre que es mejor superficie de ebullición para el agua que el cobre. Por lo que respecta al segundo caso, si el incrustamiento es pequeño, la transferencia de calor puede aumentar.

e) Influencia de los gases incondensables.

La presencia de gases incondensables disueltos en el líquido ejercen una influencia en la curva de ebullición, particularmente en la proximidad de la región de la ebullición nucleada. Las burbujas de gas pueden aparecer en la superficie de calentamiento por debajo de la temperatura normal de saturación. A bajos fluxes de calor justo antes de iniciarse la degasificación, la convección adicional inducida por las burbujas de gas incrementa la transferencia de calor a diferencia de cuando las burbujas no están presentes. Este efecto, de cualquier modo, disminuye cuando hay altos fluxes de calor, es decir una vez que la ebullición nucleada está completamente desarrollada.

f) Influencia de la tensión superficial.

Desde un punto de vista teórico, la tensión superficial (σ) es una variable importante, ya que la formación de núcleos es proporcional a $\exp(-\sigma^3)^{[12]}$, así una pequeña disminución en σ produciría un considerable aumento en el número de núcleos. Si la tensión superficial de un líquido es baja, tiende a mojar las superficies, de manera que la burbuja es fácilmente ocluida por el líquido y asciende. Para líquidos de tensión superficial mayor, existe un balance momentáneo entre la burbuja y la pared de la superficie, de manera que es necesario formar una burbuja más grande antes de que las fuerzas ascensoriales la liberen de la superficie.

4.2 Equipos vaporizadores.

El equipo de transferencia de calor por vaporización es frecuentemente utilizado en los procesos industriales para suministrar vapor a las columnas de destilación a fin de lograr la separación de componentes. En esta aplicación los cambiadores de calor son llamados rehervidores. Muchos de los rehervidores de proceso son de haz de tubos y coraza, en los que la ebullición puede tener lugar en ambos lados. El medio de calentamiento es usualmente vapor, pero muchas veces el servicio se presta con corrientes de gas, vapor, aceite térmico o líquido de proceso. La velocidad de vaporización es sensible a la ΔT disponible, ya que el coeficiente de transferencia de calor por ebullición es por sí mismo una función de la diferencia de temperaturas.

4.2.1 Clasificación y características.

Los intercambiadores con vaporización se dividen en dos categorías^[10]: de **circulación forzada**, cuando cuentan con un sistema de circulación externa, tal como una bomba; y en **circulación natural**, cuando no tienen dicho sistema. Estos dos sistemas de circulación a su vez se subdividen en dos categorías, en función del lado en que se realiza la vaporización, pudiendo ser en el lado de la coraza o por dentro de los tubos.

Dentro de los intercambiadores vaporizadores de circulación natural que tienen la ebullición por el lado de la coraza se tienen cuatro equipos que tienen una aplicación muy típica como rehervidores, estos son: el tipo Kettle, el termosifón horizontal; el termosifón vertical y el interno. A continuación se dará una descripción general de los rehervidores haciendo énfasis en el del tipo Kettle, por ser el caso de estudio.

4.2.1.1 Rehervidores de circulación natural.

a) Rehervidor tipo Kettle.

La unidad tipo Kettle o de banco inundado es un intercambiador de calor de tubo y coraza, en el cual se alimenta una corriente caliente por el interior de los tubos para vaporizar otro fluido en la parte exterior de los mismos. Está compuesta por cuatro partes: un haz de tubos (rectos o en forma de "U"); una coraza del tipo K de acuerdo a la nomenclatura del TEMA (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association), que cubre el haz de tubos; un cabezal de admisión, y un cabezal de retorno.

Cuando se utilizan tubos rectos, como se puede observar en la *figura 4.2a*, el retorno de los tubos está formado por un cabezal de tipo T (TEMA) compuesto por un espejo flotante y una tapa bridada. Este arreglo permite que el haz de tubos se pueda sacar fácilmente para su mantenimiento, con sólo destornillar el cabezal de admisión.

El arreglo con tubos en "U", (*figura 4.2b*), presenta las siguientes ventajas sobre el sistema de tubos rectos^[12]:

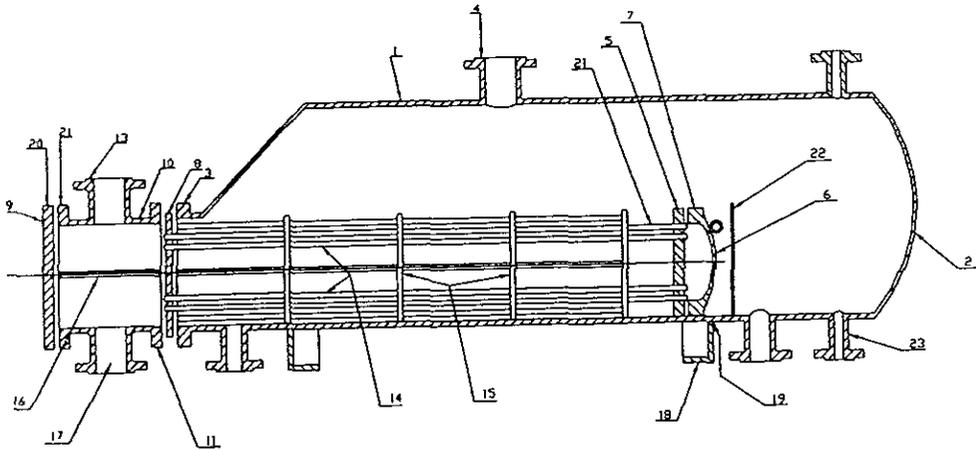
- Menor costo, ya que no se requiere cabezal flotante, pues la expansión diferencial de los tubos se compensa individualmente por el doblaje que presentan en el retorno.
- Se requiere sólo un espejo.

Por otra parte, tiene las siguientes desventajas:

- Debido a su forma, la parte interna de los tubos no se puede limpiar mecánicamente.
- Los tubos no pueden remplazarse, excepto los exteriores del haz
- No se puede dar un número impar de pasos en los tubos.
- El número de tubos en el espejo para una coraza dada, es menor que para un cambiador de espejos fijos, debido a las limitaciones del doblaje de los tubos de radio muy corto.

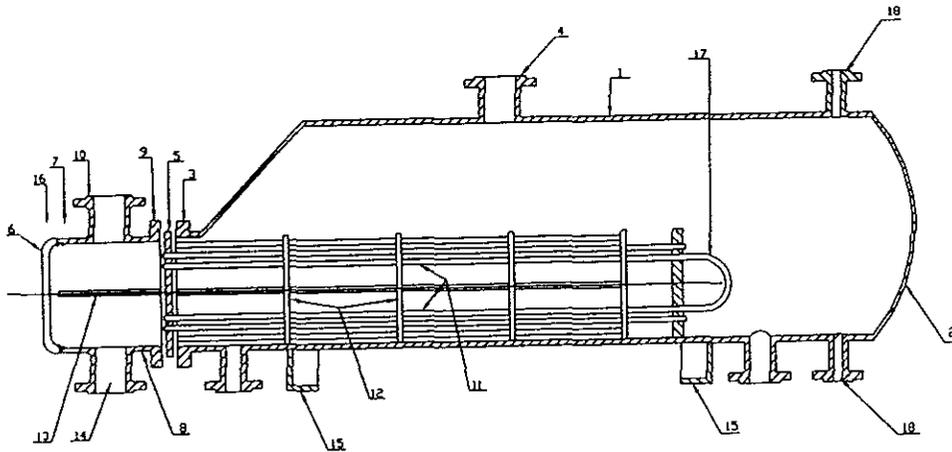
Por lo tanto, este tipo de tubos se usa únicamente para fluidos muy "limpios" como el vapor de agua. Se recomienda particularmente para altas presiones y temperaturas donde el ahorro de un espejo flotante resulta en un precio considerablemente menor.

La coraza tipo K se caracteriza por tener dos dimensiones en su diámetro; una menor que es propiamente la envolvente del haz de tubos y la mayor (conocida como diámetro del Kettle) que corresponde al diámetro del haz más un espacio abierto o domo, situado arriba del haz de tubos. cuyo propósito es que el vapor producido se desplace con una velocidad relativamente baja, y lograr así que se desprendan las gotas del líquido arrastrado por el vapor. Dicha separación es función de la velocidad de escape vertical desde la superficie del líquido y de la velocidad horizontal paralela a la misma superficie. La velocidad vertical y la horizontal son inversamente proporcionales al diámetro de la coraza; sin embargo, la variable que abarca en forma indirecta o directa a todas las anteriores es la localización de la boquilla para la salida del vapor, la cual tiene su posición óptima en el centro de la longitud del haz de tubos, debido a que en este punto se requiere el área mínima del domo. Con objeto de tener una distribución adecuada de líquido a lo largo del equipo, y minimizar el diámetro del Kettle, se sugiere colocar una boquilla de entrada y otra de salida por cada diez pies de longitud de los tubos. Si se tiene una alimentación en dos fases (líquido – vapor) se deberá colocar la boquilla de entrada a 45° de la parte superior del Kettle; si es solamente líquido se colocará en la parte inferior de la envolvente. El espacio de vapor (distancia entre los tubos superiores y el domo), deberá tener una distancia mínima de 12 pulgadas



- | | | |
|-------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|
| 1 - CUBIERTA | 9 - TAPA DE CABEZAL | 17 - CONEXION PARA MEDICION |
| 2 - TAPA DE CUBIERTA | 10 - CABEZAL FIJO | 18 - SOPORTE |
| 3 - BRIDA DE CUBIERTA | 11 - BRIDA DE CABEZAL F. A CUB. | 19 - SILLETA DE SOPORTE |
| 4 - BODUILLA DE CUBIERTA | 12 - BRIDA DE CABEZAL F. A TAPA | 20 - PERNOS DE OJO |
| 5 - ESPEJO FLOTANTE | 13 - BODUILLAS DE CABEZAL | 21 - TUBOS |
| 6 - TAPA DE CABEZAL FLOTANTE | 14 - TIRANTES ESPACIADORES | 22 - VERTECEDRO |
| 7 - BRIDA DE CABEZAL FLOTANTE | 15 - MAMPARAS | 23 - CONEXION DE NIVEL |
| 8 - ESPEJO FIJO | 16 - MAMPARA DIVISORIA | |

Figura 4.2a. Rehervidor tipo Kettle (AKT).



- | | | |
|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|
| 1 - CUBIERTA | 7 - BRIDA DE CABEZAL A SU TAPA | 13 - MAMPARA DIVISORIA |
| 2 - TAPA DE CUBIERTA | 8 - CABEZAL | 14 - CONEXION PARA MEDICION |
| 3 - BRIDA DE CUBIERTA | 9 - BRIDA DE CABEZAL A CUBIERTA | 15 - SOPORTES |
| 4 - BODUILLA DE CUBIERTA | 10 - BODUILLA DE CABEZAL | 16 - PERNOS DE OJO |
| 5 - ESPEJO FLOTANTE | 11 - TIRANTES Y ESPACIADORES | 17 - TUBOS |
| 6 - TAPA DE CABEZAL FLOTANTE | 12 - MAMPARAS | 18 - CONEXION DE NIVEL |

Figura 4.2b. Rehervidor tipo Kettle (AKU).

El rehervidor de haz inundado, generalmente está provisto de una placa vertical (*figura 4.2a*) situada cerca del cabezal de retorno, a la cual se le denomina vertedero y que se utiliza para mantener el haz inundado. Asimismo, da origen a una sección del rehervidor que sirve para retener durante un pequeño intervalo de tiempo el líquido que no se vaporiza en el rehervidor. El nivel mínimo de líquido sobre el haz de tubos es de dos pulgadas para líquidos limpios y no corrosivos; y de seis pulgadas en el caso contrario^[10].

Por último, el cabezal de admisión puede estar formado por el tipo A o B, de acuerdo a la nomenclatura del TEMA, siendo el segundo recomendable para altas presiones y diámetros mayores de veintitrés pulgadas.

El empleo de estos rehervidores es el indicado cuando se desean obtener altos porcentajes de vaporización. Sin embargo, se considera un valor de 80% como máximo razonable, con el objeto de evitar depósitos de sustancias que pueden precipitarse y producir incrustaciones.

Debido a que su haz de tubos permanece siempre inundado, por lo regular no se ensucia tan rápidamente como los termosifones, y por ello puede manejar mayor porcentaje de vaporización. Sin embargo, a causa del tamaño de su coraza, este tipo de rehervidor es más caro, especialmente en servicios donde las condiciones de presión y corrosión requieren un mayor espesor o aleaciones especiales. A continuación se mencionan las principales ventajas y desventajas de los rehervidores Kettle^[13,14].

Ventajas.

- i. Puede manejar vaporizaciones elevadas.
- ii. Permiten un nivel bajo en el fondo de la torre.
- iii. Permiten un mantenimiento relativamente fácil.
- iv. Equivalen a un plato teórico de vaporización.
- v. Operación confiable a baja ΔT .
- vi. Presentan un volumen de separación de vapores, lo que simplifica el diseño interno del fondo de la torre (mamparas).

Desventajas.

- i. Equipo relativamente costoso y voluminoso.
- ii. Se dispone de poco volumen de residencia en el espacio separado por el vertedero.
- iii. Requiere estructuras y cimentación relativamente costosas.
- iv. Tiende a permitir acumulación de sólidos en el rehervidor.
- v. Se tiene transferencia de calor relativamente baja, debido al mecanismo de convección natural.

- vi. Tiempo de residencia elevado en la zona de vaporización (tendencia a la degradación de algunos fluidos).

Por otra parte, la selección del medio de calentamiento depende de los siguientes aspectos generales^[12]:

- Nivel de temperatura de vaporización: si éste es muy elevado, puede resultar impráctico o costoso utilizar vapor de calentamiento, debido a las elevadas presiones de operación requeridas.
- Costos de operación (costo del vapor, costo del combustible, costo de recirculación de los fluidos térmicos o de condensados, etc.).
- Área de transferencia requerida: dependiendo del medio de calentamiento se presentarán coeficientes individuales de transferencia de calor de diversas magnitudes, que influirán en el área del rehervidor y su costo.
- Disponibilidad de medios de calentamiento específicos en la planta: en algunos procesos, se puede presentar generación de vapor a determinados niveles de presión y temperatura, que pueden utilizarse en rehervidores
- Estabilidad de los fluidos vaporizados: ciertos fluidos no permiten temperaturas locales (en la pared de calentamiento) arriba de cierto valor máximo por razones de estabilidad. En estos casos es necesario utilizar medios de calentamiento de baja temperatura, por lo que el empleo de gases de combustión sería inadecuado.
- Carga térmica involucrada: si ésta resulta muy elevada, el empleo de calentadores de fuego directo puede representar equipos relativamente más compactos que los correspondientes a sistemas de calentamiento con vapor. Por otra parte, si la carga térmica es muy pequeña podría resultar más barato utilizar un rehervidor interno (rehervidor con el haz de tubos insertado en el interior de la torre de destilación).
- Aspectos de seguridad: el empleo de gases de combustión o de calentamiento por fuego directo puede ser inconveniente en la vaporización de algunos fluidos muy inflamables o que pudieran reaccionar con los gases de combustión.
- Mantenimiento.
- Simplicidad del equipo o instalación.

Un estudio técnico económico será la pauta a seguir en la definición del medio de calentamiento más adecuado

b) Rehervidor de termosifón de tubos horizontales.

Los rehervidores de termosifón de tubos horizontales (*figura 4.2c*) usualmente tienen coraza del tipo TEMA, X, G, o H, aunque algunas veces las corazas tipo E son usadas. La ebullición del fluido se lleva a cabo en el lado de la coraza y se descarga como una mezcla a dos fases en el fondo de la columna. La fuerza impulsora para la circulación es provista por la diferencia de densidades entre el líquido del fondo de la columna y la mezcla a dos fases del rehervidor. El medio de calentamiento fluye dentro de los tubos.

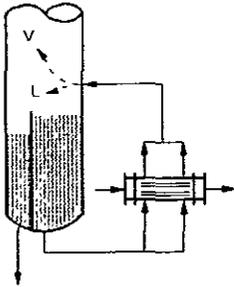


Figura 4.2c
Rehervidor de termosifón horizontal.

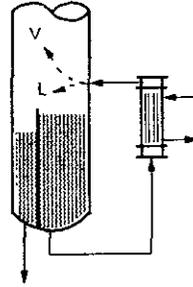


Figura 4.2d
Rehervidor de termosifón vertical

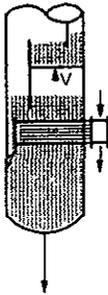


Figura 4.2e
Rehervidor interno.

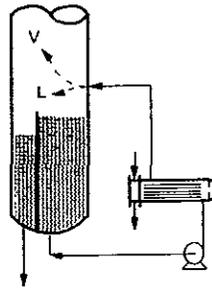


Figura 4.2f
Rehervidor de circulación forzada.

TIPOS DE REHERVIDORES

Ya que normalmente la vaporización se lleva a cabo por el lado externo de los tubos; en el lado de la envolvente, se emplea una mampara longitudinal que obliga al fluido a recorrer la superficie de transferencia en ambos sentidos, lo que proporciona una operación eficiente que es indispensable cuando se manejan fluidos con anchos rangos de ebullición a fin de prevenir el "flasheo" de los componentes ligeros sobre la entrada de las boquillas, y la concentración de componentes pesados en las salidas.

Debido a que generalmente estos equipos se colocan a nivel del suelo, son particularmente recomendables para torres que tienen poca elevación. El inconveniente que presentan estriba en el hecho de que requieren una cimentación individual, por lo que ocupan un espacio relativamente grande.

Los costos por el concepto de estructuras y cimentaciones son consecuentemente mayores. La tubería de interconexión del rehervidor y la torre de destilación pueden llegar a ser relativamente costosas y con una trayectoria complicada; sin embargo, puesto que la boquilla de retorno de vapor de la torre se encuentra más arriba de los tubos del rehervidor, con relación a un rehervidor vertical, se tiene una columna de líquido a la entrada del vaporizador mayor, lo que permite un diseño hidráulico más flexible y menos riguroso que en el caso del rehervidor vertical. De esta forma se pueden lograr mayores recirculaciones, inclusive con arreglos de tubería complejos. Se pueden señalar las siguientes ventajas y desventajas^[13,14].

Ventajas

- i. Coeficientes de transferencia razonablemente altos.
- ii. Poco tiempo de residencia para el fluido, en la zona de calentamiento (disminuyen problemas de degradación de algunos fluidos por altas temperaturas).
- iii. No se incrusta con facilidad.
- iv. Control relativamente fácil (si se mantiene constante el nivel del líquido a la entrada).
- v. Fácil acceso para mantenimiento.
- vi. Área de transferencia ilimitada.
- vii. Pude manejar medios de calentamiento con características incrustantes.
- viii. El diseño hidráulico es menos rígido que en el rehervidor vertical.

Desventajas.

- i. Se requiere mayor espacio para su instalación.
- ii. Se requiere mayor tubería de interconexión.
- iii. Impropio para fluidos viscosos.
- iv. Limitado a vaporizaciones no mayores al 30%.
- v. El mantenimiento del vaporizador por el lado de la envolvente es relativamente complicado

c) Rehervidor de termosifón de tubos verticales.

Este tipo corresponde al sistema más económico, compacto, fácil de soportar y limpiar de todos los tipos de rehervidores. Aún con todas estas ventajas existe una tendencia a preferir otro tipo de rehervidores. Algunos investigadores^[13] justifican este hecho debido a una selección inapropiada, de algunos casos específicos, y un diseño inadecuado. Dentro de los errores típicos de diseño se pueden incluir los siguientes: altas vaporizaciones, fluctuaciones en el nivel del líquido debido a un control inadecuado, diseño basado en los coeficientes de transferencia de calor, sin observar limitaciones en los fluxes de calor correspondientes, empleo de gradientes de temperatura muy elevados que originan ebullición por película. El uso de recirculaciones demasiado elevadas ocasiona también fluctuaciones y producción intermitente de vapor de salida del rehervidor. En algunos casos se puede mejorar la operación mediante la instalación de un orificio de restricción a la entrada del rehervidor, con el fin de incrementar la caída de presión y reducir la recirculación a niveles aceptables.

En estos equipos se recomiendan recirculaciones del orden de 4 a 1 (cuatro partes de líquido y una de vapor, a la salida.). El máximo porcentaje de vaporización recomendable en este tipo de equipos es de 30% en peso^[14].

Los termosifones verticales normalmente se acoplan directamente a las torres de destilación como se muestra en la *figura 4.2d*, minimizando con ello los requerimientos por concepto de cimentaciones, estructuras y espacio requerido. No más de cuatro rehervidores de este tipo pueden instalarse sobre dichas torres, lo cual limita la capacidad del área de transferencia de estas unidades. Sobre la base de lo anterior se puede considerar un máximo de 10,000 a 17,000 ft² de área de transferencia por torre, como límite razonable para aspectos de instalación^[13]. Las tuberías de interconexión en estas unidades son mínimas y reducen los costos correspondientes.

Los termosifones verticales deben llevar el fluido que se vaporiza por el lado interno de los tubos, lo que facilita su limpieza y mantenimiento. En resumen, se pueden señalar las siguientes ventajas y desventajas del rehervidor tipo termosifón de tubos verticales^[13,14]:

Ventajas:

- i. Altos coeficientes de transferencia (menor espacio).
- ii. Compacto (requerimientos mínimos de tubería).
- iii. Poco tiempo de residencia para el fluido en la zona de calentamiento (alta velocidad del fluido).
- iv. No se incrusta fácilmente.
- v. Control relativamente fácil (si se mantiene constante el nivel de líquido a la entrada).
- vi. Fácil de soportar en la torre (minimiza problemas de estructuras y espacios requeridos).
- vii. Fácil de limpiar.

Desventajas:

- i. Requiere alturas de faldón elevadas.
- ii. Impropio para fluidos viscosos.
- iii. Limitación en la superficie de transferencia de calor por el número de envolventes que se pueden soportar.
- iv. La circulación está limitada por aspectos de hidráulica del sistema, de acuerdo al nivel de líquido disponible y las diferencia de densidad en las fases líquido-vapor.
- v. Limitado a vaporizaciones no mayores a 30%.
- vi. El vapor que sale del rehervidor no está en equilibrio con el líquido que sale de la torre por los fondos, esto impide que el vaporizador pueda ser considerado como un plato teórico, excepto a recirculaciones muy elevadas.

Ambos tipos de rehervidor del tipo termosifón ya sea con tubos verticales u horizontales, presentan ciertas características y limitaciones que conviene señalar^[12].

- Los termosifones no deben emplearse para el caso de vaporización de mezclas que presenten un rango de temperatura muy grande. Lo anterior puede representar los siguientes inconvenientes: facilidad de incrustación en el equipo y disminución en el gradiente disponible con respecto al medio de calentamiento.
- Al salir los vapores del termosifón a una temperatura mayor que el líquido, producto de la torre de destilación, no se tiene un equilibrio entre estas corrientes, por lo que no se obtiene una vaporización equivalente al 100% de un plato o etapa teórica en el proceso de separación de los componentes en la torre de destilación.
- Una característica y limitación importante consiste en la necesidad de contar con una altura hidrostática de líquido a la entrada del termosifón que permanezca más o menos constante, con el objeto de evitar fluctuaciones en la operación. Lo anterior es especialmente crítico en el caso de los termosifones verticales, en los que existe poco margen en la *variación del nivel en el líquido*. Si éste baja, se reduce apreciablemente la recirculación, y si sube demasiado puede llegar a inundar la línea de retorno de vapores.
- Cuando se instalan mamparas verticales o vertederos en el interior de los fondos de la torre, con el fin de asegurar un nivel constante de líquido al termosifón, se puede alterar el tiempo de residencia del producto de fondos de la torre, con la consecuente fluctuación en el control de nivel, *figura 4.2g*.
- Los rehervidores verticales se deben evitar cuando el servicio se realiza al vacío, ya que generalmente es necesario aumentar el espesor de la torre, para que ésta pueda soportar el equipo.

d) Rehervidor interno.

Puede suceder mientras se examina el rehervidor tipo Kettle, que si el haz debe sumergirse en el líquido, aquel puede instalarse directamente en el fondo de la columna como en la figura 4.2e. Para esto no hay objeciones desde el punto de vista de transferencia de calor. Si el haz debe insertarse en el fondo de la columna, se necesitarán muchos tubos pequeños y la altura del fondo de la columna debe aumentarse para mantener el mismo espacio de almacenamiento. Otro problema que se presenta es la brida que debe soldarse a un lado de la columna para soldar el haz de tubos. También se requieren soportes internos para evitar que el haz se comporte como un cantilever con la brida de la columna. Estas dificultades generalmente se pueden superar cuando el diámetro de la columna es mayor de seis pies^[14].

Ventajas:

- i. No hay costo de la coraza.
- ii. No se requiere tubería para el fluido de proceso.
- iii. No hay requerimientos de un baffle en la columna.
- iv. Minimiza las fugas del fluido de proceso.

Desventajas:

- i. Limitado a cargas térmicas relativamente pequeñas.
- ii. Requiere un soporte interno.
- iii. Empleo de un costoso haz de tubos.
- iv. La brida que debe soldarse a un lado de la columna para acomodar el haz de tubos.

4.2.1.2 Rehervidor de circulación forzada.

Los rehervidores de circulación forzada, (figura 4.2f) pueden ser verticales u horizontales, en los cuales el flujo es proporcionado por una bomba. El líquido puede recircularse a través del rehervidor tantas veces como sea económicamente deseable, de manera que el porcentaje de vaporizado por circulación se mantiene bajo mientras que los productos finales inferiores se purgan por conexión separada. De una manera general, estos rehervidores se usan solamente en instalaciones reducidas, o en aquellas donde los productos inferiores de la columna son líquidos muy viscoso y la caída de presión a través de la tubería y el rehervidor son tan grandes que se impide la circulación natural.

Ventajas.

- i. Apto para operar con fluidos viscosos.
- ii. Algunas veces es el mejor para servicios muy sucios.

- iii. Control total de la velocidad de circulación.
- iv. Operable a muy bajas velocidades de vaporización.
- v. Algunas veces es el mejor para columnas pequeñas y flujos pequeños.

Desventajas:

- i. Incremento de los costos con la adición de la bomba y la tubería.
- ii. Incremento de los costos de operación.

4.2.2 Sistema de alimentación para rehervidores.

Otro criterio importante relacionado con el diseño de rehervidores es el sistema hidráulico de éstos, por lo tanto se presentarán las variables que intervienen en dicho sistema.

Antes de elegir el tipo de rehervidor, es necesario seleccionar la forma de alimentación con que va a contar, ya que este parámetro determinará el tipo de rehervidor más adecuado. Existen tres tipos de circuito o sistema de alimentación para los rehervidores^[11,14], que son: de termosifón, tipo Kettle y de circulación forzada.

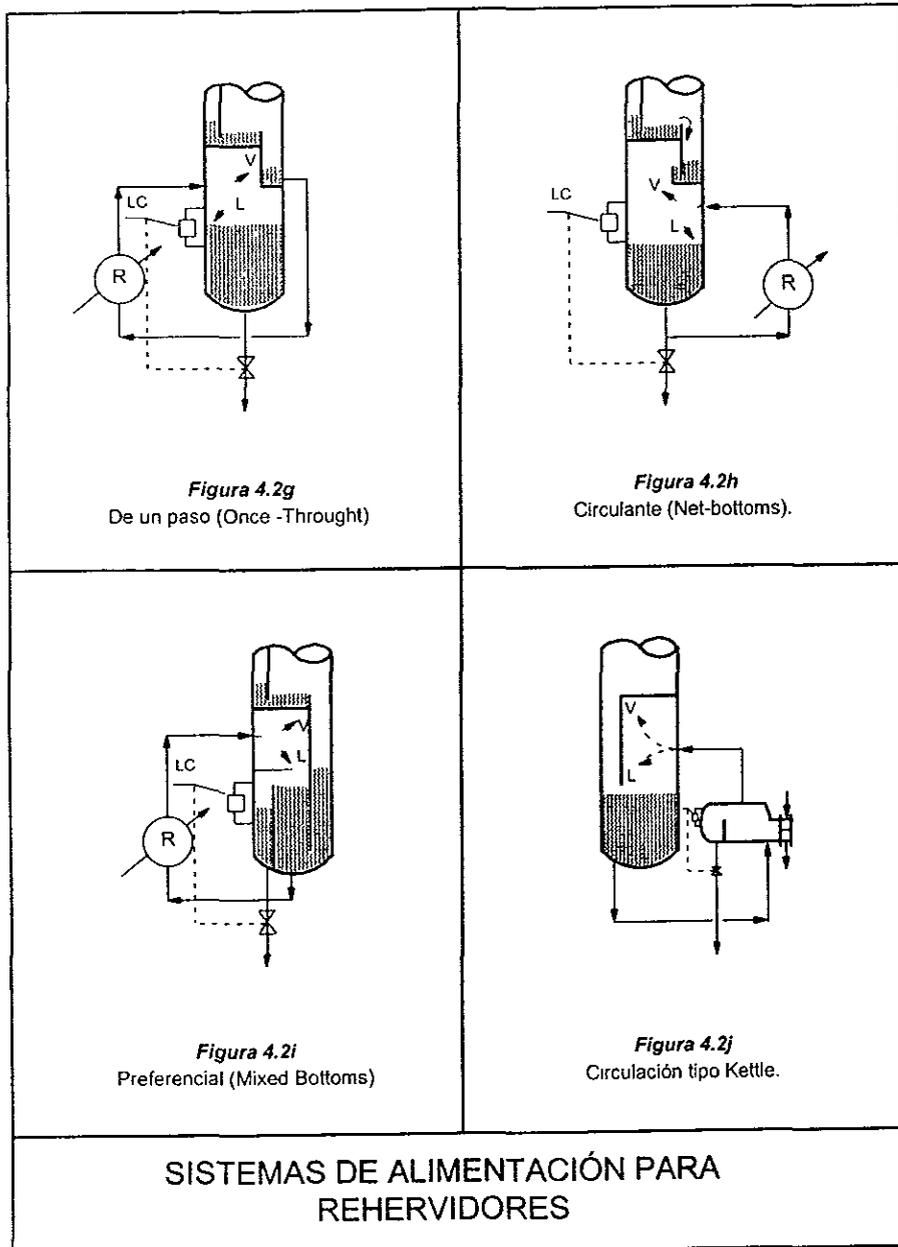
a) Circuitos de termosifón.

El flujo a través de un sistema de termosifón se mantiene por la diferencia en densidad del líquido que fluye hacia el rehervidor y la mezcla a dos fases que regresa a la torre. Existen tres tipos específicos de circuito de termosifón.

ai) De un paso (Once-Through)

Este tipo de circuito (*figura 4.2g*), es un arreglo en el cual el líquido que sale del plato de fondos de la columna fluye directamente al rehervidor. La fase mixta que sale del rehervidor, consiste de una fase líquida que es el producto de fondos, y una fase vapor que pasa a través del plato de fondos. El flujo de alimentación al rehervidor es fijado por el balance térmico de la torre y por el gasto producido de fondo. El circuito de un paso tiene principalmente tres ventajas sobre los otros^[14]:

- i. Se aproxima a una etapa teórica de la torre de destilación.
- ii. Permite operar con la más baja temperatura en el líquido alimentado al rehervidor, con la ventaja de que se obtiene una mayor diferencia media de temperaturas y por lo tanto se requiere menor superficie en el intercambiador (en fluxes inferiores al máximo).
- iii. El tiempo de residencia es relativamente bajo para el producto de fondos.



La desventaja de este circuito radica en el sistema hidráulico, ya que es muy sensible a las variaciones en el porcentaje de vaporización. Por lo tanto, no es recomendable usarlo cuando se espera que el producto de fondos tenga un amplio rango de ebullición y cuando el porcentaje de vaporización sea mayor del 70%. Es preferible utilizar este sistema con un rango de 30 a 50% de vaporización.

aii) Circulante (Net-bottoms).

Este arreglo (*figura 4.2h*), en el cual el líquido del plato de fondos fluye a una sección de acumulación situada en el fondo de la torre. Parte de este líquido se toma como producto de fondos, y el flujo restante se alimenta al rehervidor.

Este circuito tiene como ventaja sobre el anterior que requiere una estructura más simple en el interior del fondo de la columna. Además el flujo a través del rehervidor puede seleccionarse en forma independiente del gasto del producto de fondos y del balance de calor de la columna. La principal desventaja es que el fluido entra al rehervidor a la temperatura de burbuja del producto de fondos y la temperatura de salida del rehervidor es aún mayor, ya que es una función de la vaporización. Por lo tanto, se requerirá mayor superficie en el rehervidor en comparación con el sistema anterior. Esta desventaja se reduce si la temperatura en el plato de fondos es cercana a la de producto de fondos.

aiii) Preferencial (Mixed Bottoms).

Este sistema (*figura 4.2i*) es similar al circulante. Por medio de una mampara colocado en el fondo de la columna se alcanza una cierta separación entre el producto de fondos y la alimentación del rehervidor. Es prácticamente común diseñar esta alimentación con un flujo igual o mayor que la suma de gastos de vapor y de producto de fondos. Con el circuito Preferencial se logra una aproximación al sistema de un paso, obteniéndose por lo tanto sus ventajas y eliminando sus desventajas. Este se deberá usar en lugar del Circulante cuando la diferencia en las temperaturas del producto de fondos y el líquido saliente del plato de fondos sea grande.

b) Circuito tipo Kettle.

El circuito tipo Kettle es un caso especial del sistema de un paso^[12]. La separación entre el producto de fondos y la fase vapor se efectúa dentro del rehervidor. El fluido que regresa a la torre consiste de vapor más el líquido arrastrado.

El inconveniente de este sistema, desde el punto de vista tiempo de residencia del producto que se envía fuera del sistema, es que éste puede ser pequeño en la sección limitada por el vertedero, ocasionando posibles fluctuaciones en el gasto de líquido. El anterior inconveniente se puede compensar aprovechando el volumen de fondo de la torre.

c) Circuito de circulación forzada.

El sistema se mantiene por la cabeza de la bomba que suministra la alimentación al rehervidor. El equipo puede ser un intercambiador o un calentador a fuego directo. Asimismo, en este circuito también se tienen los tres tipos de termosifón, con las mismas condiciones mencionadas con anterioridad. Es importante asentar que el circuito de un solo paso tiene pocas posibilidades de funcionar con este arreglo, debido a los problemas que se presentan para su control. El sistema de circulación forzada se aplica únicamente bajo las siguientes condiciones^[12]:

- Cuando los costos son menores que para un sistema de termosifón.
- Cuando se utiliza un calentador a fuego directo.
- Para un fluido muy viscoso.
- Cuando se utiliza un Circuito Preferencial o Circulante, con el fin de limitar el aumento de temperatura en materiales que se puedan descomponer o polimerizar.
- Para alcanzar altas velocidades en el rehervidor y limitar la depositación de sólidos suspendidos sobre los tubos.
- Para prevenir altos porcentajes de vaporización que ocasionen severos problemas de incrustamiento.
- Cuando se puede alcanzar un alto flux de calor sin problemas con el flux máximo.

4.2.3. Criterios para la selección del tipo de rehervidor.

La selección del diseño de un rehervidor depende de varios factores tales como⁽¹³⁾:

1. Patrón de flujo de la alimentación y el porcentaje de vapor de la alimentación,
2. Viscosidad de la alimentación y
3. Nivel del líquido en la columna que alimenta al rehervidor.

El tipo Kettle ha sido el más común y confiable rehervidor diseñado. Sin embargo, los rehervidores de termosifón están comenzando a popularizarse, ya que estos reducen los costos de inversión y ocupan menos espacio. Algunas aplicaciones no son favorables para el diseño de los rehervidores de termosifón. La decisión de cuando seleccionar un rehervidor de termosifón horizontal o vertical se facilita mediante el uso de la guía de selección de rehervidores, (figura 4.21).

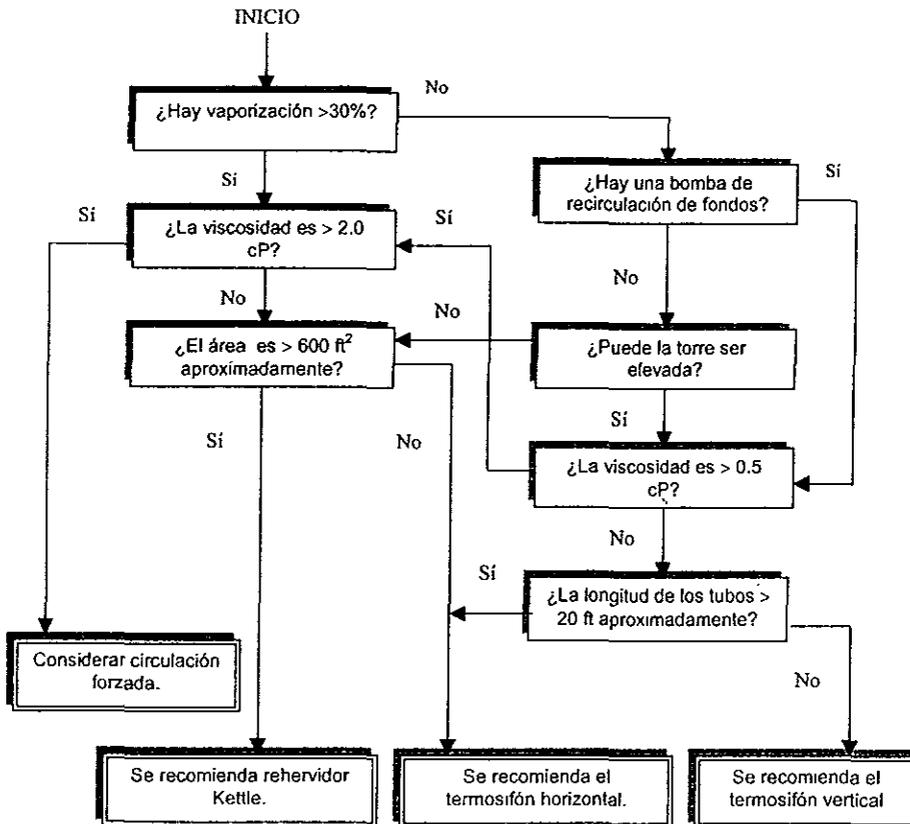


Figura 4.21. Guía de selección de rehervidores⁽¹³⁾.

Otra guía de selección de rehervidores esta representada en la *tabla 4.2a*, la cual es útil para una primera selección. No obstante su aplicación coincide con la buena práctica presente. Cabe aclarar que la designación Rd (nomenclatura utilizada para designar el grado de aceptabilidad que tiene el uso de un tipo de rehervidor a condiciones de proceso especificadas), no significa necesariamente que el rehervidor es inconveniente, pero la examinación de éste requiere un análisis detallado para garantizar que algunas restricciones hidrodinámicas o térmicas no sean violadas.

| CONDICIONES DE PROCESO | TIPO DE REHERVIDOR | | | |
|---|--------------------|-----------------------|---------------------|----------------------|
| | Kettle | Termosifón horizontal | Termosifón vertical | Circulación forzada. |
| Presión de operación | | | | |
| Moderada | E | G | B | E |
| Cercana a la crítica | B-E | R | Rd | E |
| Vacio | B | R | Rd | E |
| ΔT de diseño | | | | |
| Moderada | E | G | B | E |
| Grande | B | R | G-Rd | E |
| Pequeña (mezclas) | F | F | Rd | P |
| Muy pequeña (componente puro) | B | F | P | P |
| Ensuciamiento | | | | |
| Limpio | G | G | G | E |
| Moderado | Rd | G | B | E |
| Grande | P | Rd | B | G |
| Muy grande | P | P | Rd | B |
| Rango de ebullición de mezclas. | | | | |
| Componente puro | G | G | G | E |
| Estrecho | G | G | B | E |
| Amplio | F | G | B | E |
| Muy amplio, con líquidos muy viscosos | F-P | G-Rd | P | B |
| Abreviaciones de las categorías: B , el mejor; G , buena operación; F , razonable operación, pero una mejor selección es posible; Rd , Arriesgada operación; P , mala operación; E , operable pero innecesariamente caro. | | | | |

Tabla 4.2a. Guía de selección de rehervidores^[10].

V. DEFINICIÓN DE DISTINTOS MÉTODOS DE CÁLCULO TERMODINÁMICO E HIDRÁULICO DE REHERVIDORES TIPO KETTLE.

Tradicionalmente los rehervidores tipo Kettle han sido diseñados empíricamente. En 1950, Kern^[15] publicó recomendaciones típicas para que las unidades Kettle fueran diseñadas sobre la base de un flux máximo de calor, 12,000 BTU/hft²°F (68 kW/m²°C) para fluidos orgánicos y 22,000 BTU/hft²°F (125 kW/m²°C) para soluciones acuosas, a pesar de la gran cantidad de información publicada que había para ebullición en un sólo tubo. Más racionales aproximaciones para el diseño, iniciaron con la publicación pionera de Palen y Taborek^[16]. En esta publicación los autores relacionan los datos examinados de planta con los resultados de laboratorio para un sólo tubo, con lo que fundamentan las diferencias atribuibles a la geometría del haz.

En 1963 Fair^[17] propone que las unidades Kettle deben ser esencialmente tomadas como las unidades de termosifón, con la recirculación confinada dentro de la coraza del Kettle. Sin embargo, este concepto no fue seguido por varios años. En 1964 Pallen y Small^[18] publicaron un artículo útil en el análisis y diseño de las unidades Kettle, ellos desarrollaron el factor de corrección para el haz de tubos (*BCF*) de los datos de un sólo tubo, el factor se determinó en función del diámetro y pitch del tubo, masa velocidad a través del espacio entre tubos y número de tubos en la hilera central vertical del haz. El siguiente documento de interés para el diseño de estos equipos fue publicado por Palen y Taborek^[19] en 1972, el cual provee de información del haz del Kettle. La correlación de Monstinski fue aceptada para la predicción de la ebullición nuclear en un sólo tubo, y esto condujo al método predictivo para el máximo flux de calor. Recientemente la atención ha sido dirigida hacia el uso de un modelo de recirculación^[20] para correlacionar de una mejor forma el haz de tubos del Kettle como se sugirió en 1963.

En los siguientes párrafos se describen con mayor detalle las principales metodologías de cálculo para diseñar Kettles, la nomenclatura a emplearse se encuentra al final del capítulo.

5.1 Método de Kern.

Donald Q. Kern^[15], con el fin de considerar el posible bloqueo del vapor sobre el haz de tubos, dado que la separación continua del vapor-líquido ocurre en el rehervidor y por tanto la interferencia del vapor aumenta considerablemente, por esto es necesario restringir el flux de calor a un valor permitido de seguridad fuera del rango en el cual pueda ocurrir. El flux está definido por Q_R/A_R o $U_D\Delta T$ pero no por $h_i(\Delta T_w)$ donde h_i es el coeficiente de ebullición. $h_i(\Delta T_w)$ es el flux basado en la superficie limpia, mientras que Q_R/A_R es el flux basado en la superficie real. Sin embargo, es costumbre restringir tanto Q_R/A_R como h_i a un máximo seguro, las dos sirven también para prevenir la presencia de un exceso de

temperaturas (ΔT_m) muy grande. Para ello recomienda restringir el coeficiente de ebullición a $300 \text{ BTU}/^\circ\text{F h ft}^2$, y el flux máximo a $12,000 \text{ BTU}/^\circ\text{F h ft}^2$ para fluidos orgánicos y $22,000 \text{ BTU}/^\circ\text{F h ft}^2$ para soluciones acuosas.

Este método no considera los efectos de la geometría y el tamaño del haz, ya que el uso de un coeficiente de ebullición máximo cubre estos efectos, dado que a mayores coeficientes se incrementa el bloqueo de vapor. Las recomendaciones de Kern han sido usadas satisfactoriamente en rehervidores con grandes rangos de ebullición en mezclas.

El procedimiento de cálculo térmico es el siguiente:

1 Carga térmica requerida:

i) *Fluido sin cambio de fase.*

$$Q_R = W C_p (T_1 - T_2) = w c_p (t_2 - t_1) \quad (1)$$

ii) *Fluido con cambio de fase.* Cuando hay un rango de ebullición, es imperativo que la carga térmica esté calculada, con la suma de las cargas térmicas sensibles y latentes.

$$Q_R = Q_{prec} + Q_{vap} + Q_{sob} \quad (2)$$

$$Q_{prec} = w_s c_p (t_s - t_1) \quad (3)$$

$$Q_{vap} = w_v \lambda \quad (4)$$

$$Q_{sob} = w_v c_p (t_2 - t_s) \quad (5)$$

2 Flujo del fluido caliente:

i) *Fluido sin cambio de fase.*

$$W = \frac{Q_R}{C_p(T_2 - T_1)} \quad (6)$$

ii) *Fluido con cambio de fase.*

$$W = \frac{Q_R}{\lambda} \quad (7)$$

3 Diferencia de temperaturas:

i) *Fluido sin cambio de fase.*

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (8)$$

ii) *Fluido con cambio de fase.* El hecho de que la curva de liberación de calor no sea una línea recta cuando se tiene cambio de fase, afecta el valor calculado de ΔT . Este efecto es el de un sobreestimamiento o una deficiencia en el valor de la diferencia de temperaturas, lo cual se muestra en las figuras (5.a-c). En la figura (5.b) se tiene el caso de una curva convexa. Se observa que la ΔT balanceada (ΔT_{Bal}) es mayor que la

ΔT lineal ($\Delta T_{L,STD}$). La figura (5.c) es una curva cóncava siendo la ΔT_{Bal} en este caso menor que la ΔT lineal, lo cual corresponde al fenómeno de ebullición.

El cálculo de la ΔT_{Bal} implica la división en zonas de la curva de liberación de calor, ponderando en términos del calor transferido y de las ΔT obtenidas en cada zona.

El procedimiento es como sigue:

- a. Dividir la curva de liberación de calor en intervalos iguales de carga térmica de tal manera que cada uno se aproxime a una línea recta.
- b. De la curva de liberación de calor obtener la carga térmica en cada zona.
- c. Calcular la temperatura del medio de calentamiento en función del incremento de carga térmica Q_i :

El cálculo de éstas temperaturas es como sigue:

$$T_{i+1} = T_i - \frac{Q_i}{Q_R \times (T_2 - T_1)} \quad (9)$$

- d. Con las temperaturas terminales en cada zona, obtener la ΔT_i correspondiente.
- e. Dividir la carga térmica (Q_i), de cada intervalo entre ΔT_i .
- f. Dividir la carga térmica total, entre la suma del resultado del inciso e.

$$\Delta T_{Bal} = \frac{Q_R}{\sum \frac{Q_i}{\Delta T_i}} \quad (10)$$

@ $(Q_i, \Delta T_i) = (Q_{prec}, \Delta T_{prec}), (Q_{vap}, \Delta T_{vap}), (Q_{sob}, \Delta T_{sob})$

El cálculo de la ΔT_{Bal} se realizó mediante una hoja de cálculo (Excel), dicha hoja se muestra en el Apéndice II.

iii) Para vapor saturado se presentan 3 casos:

- a) Si el rango de ebullición ($t_2 - t_1$) es menor de 20°

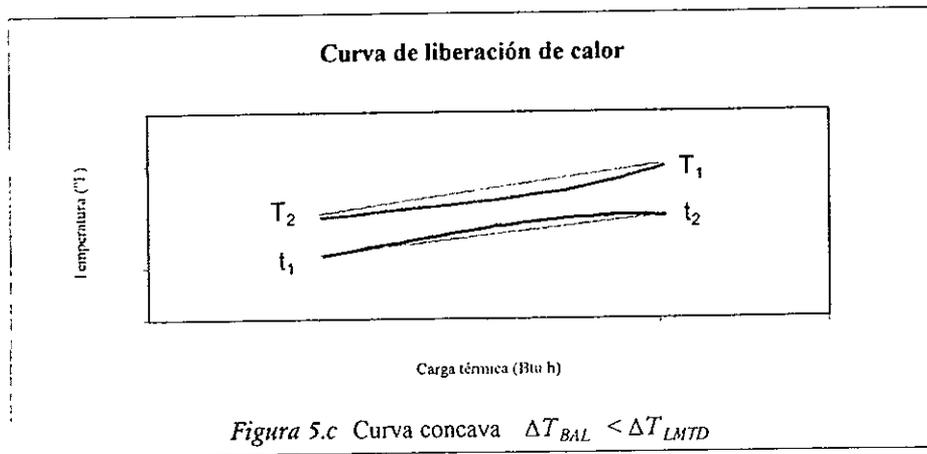
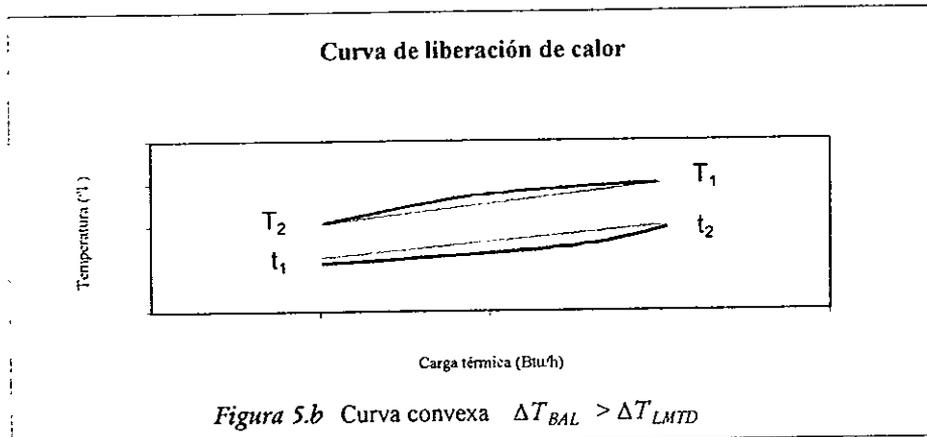
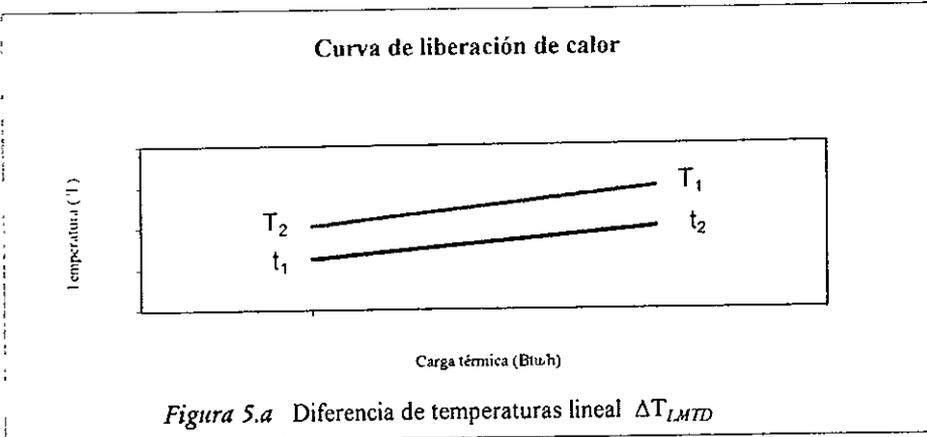
$$\Delta T = t_s - \left(\frac{t_2 - t_1}{2} \right) \quad (11)$$

- b) Si ($t_2 - t_1$) es mayor de 20°

$$\Delta T = \frac{(t_s - t_2) - (t_s - t_1)}{\ln \left(\frac{t_s - t_2}{t_s - t_1} \right)} \quad (12)$$

- c) Si $t_2 - t_1 = 0^\circ$

$$\Delta T = t_s - t_1 \quad (13)$$



4 Temperaturas calóricas:

i) Determinar la relación: $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h}$ (14)

$$\Delta t_c = T_2 - t_2 \quad (15)$$

$$\Delta t_h = T_1 - t_1 \quad (16)$$

ii) Determinar los factores K_c y F_c

Colburn ha relacionado en un nomograma (Figura 17)⁽¹⁵⁾ los valores de K_c y F_c

Para el fluido caliente $T_c = T_2 + F_c(T_1 - t_2)$ (17)

Y para el fluido frío $t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1)$ (18)

Las temperaturas calóricas se calculan cuando:

- i. Alguno de los líquidos es muy viscoso en la terminal fría (más de 1.0 cP).
- ii El rango de temperatura excede 100°F.
- iii. La diferencia de temperaturas (ΔT) es mayor a 50 °F.

➤ Si no se tienen las condiciones anteriores se puede utilizar la temperatura media aritmética para evaluar las propiedades físicas y de transporte de los fluidos.

5 Geometría preliminar del equipo:

Suponer:

- Diámetro externo de tubos D_E
- Calibre de tubos BWG
- Arreglo de tubos P_T
- Longitud de tubos L_t



Figura 5.d. Arreglo en cuadrado de los tubos.

6 Área requerida por el equipo:

$$A_R = \frac{Q_R}{U_D \times \Delta T} \quad (19)$$

$$A_R = \frac{Q_R}{q_{max}} \quad (20)$$

Suponer una U_D (Tabla 8)⁽¹⁵⁾ o un q_{max} (12,000 BTU/hft²°F para fluidos orgánicos y 22,000 BTU/hft²°F para soluciones acuosas.)

Nota: Los términos ΔT y Q_R corresponden a los seleccionados según el tipo de ebullición a ocurrir isotérmica o no isotérmica

⊗ Se encuentra en el Anexo I

7 Número de tubos:

$$N_t = \frac{A_R}{a' \times L_t} \quad (21)$$

a' (Tabla 10)^{[15]⊗}

8 Diámetros de coraza y del haz de tubos:

D_S (Tabla 9)^{[15]⊗}

| | | |
|--------------------------|---------------------|----------------|
| D_B Para cabezal fijo: | $D_B = D_S - 3/8''$ | @ $D_S < 25''$ |
| | $D_B = D_S - 1/2''$ | @ $D_S > 25''$ |
| Para cabezal flotante: | $D_B = D_S - 3/2''$ | @ $D_S < 25''$ |
| | $D_B = D_S - 2''$ | @ $D_S > 25''$ |

9 Coeficiente de película para lado tubos:

a) Fluido sin cambio de fase:

i. Área de flujo por tubos:

$$a_t = \frac{N_t \times a_i'}{144 \times n} \quad (22)$$

a_i' (Tabla 10)^{[15]⊗}

ii. Masa velocidad por tubos:

$$G_t = \frac{W}{a_t} \quad (23)$$

iii. Número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{D_t \times G_t}{\mu \times 2.42} \quad (24)$$

D_t (Tabla 10)^{[15]⊗}

μ evaluada a: T_c o T_p

iv. Coeficiente de película por tubos:

a) Flujo laminar $Re < 2100$

$$h_t = 1.86 \frac{k}{D_t} \left(Re_t Pr \frac{D_t}{L_t} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (25)$$

b) Flujo turbulento $Re > 10,000$

$$h_t = 0.23 \frac{k}{D_t} Re_t^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (26)$$

c) Utilizando nomograma.

$$h_t = J_H \frac{k}{D_t} \left(\frac{cp \times \mu \times 2.42}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (27)$$

J_H (Figura. 24)^{[15]⊗}

cp, μ y k evaluadas a: T_c o T_p

Ya que el tubo tiene diferentes áreas por pie lineal tanto en su interior como en su exterior, debe referirse a la misma área de flujo de calor, en nuestro caso el coeficiente esta referido al diámetro exterior del tubo.

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{D_e} \right) \tag{28}$$

10 Coeficiente de ebullición para lado de coraza:

a) **Ebullición isotérmica.** Cuando un líquido se evapora de un recipiente, la velocidad del líquido sobre la superficie de transferencia es muy pequeña. A estas bajas velocidades el coeficiente de película para ebullición es independiente de la velocidad y sólo depende del exceso de temperaturas: Una curva que representa estas interrelaciones se representa en la línea superior de la *Figura 5.e*^[15].

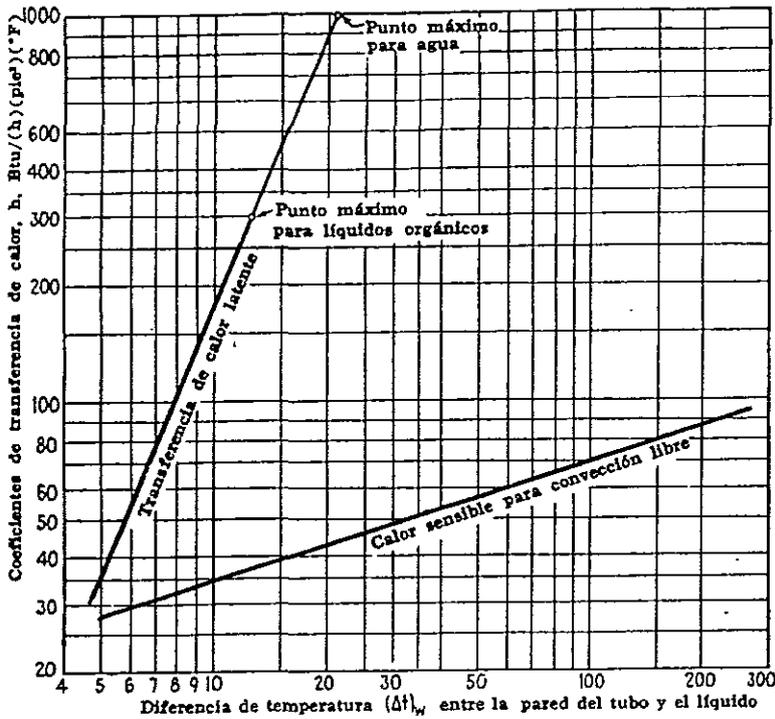


Figura 5.e. Coeficientes de película para calor sensible y ebullición con circulación natural^[15].

El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- i. Suponer un coeficiente de ebullición individual, h_1 .
- ii. Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_1} (T_c - t_c) \quad (29)$$

- iii. Exceso de temperatura:

$$\Delta T_w = t_w - t_c \quad (30)$$

Con el valor de ΔT_w , leer en la *Figura 5.e* el nuevo valor de h_1 .

- iv. Cuando $h_1 > 300$, se debe usar **300** como valor máximo y proseguir con los cálculos

a) **Ebullición no isotérmica.** Los rehervidores tipo Kettle operan bajo condiciones casi isotérmicas, particularmente cuando se emplean en el fondo de una columna de destilación para soluciones acuosas. Sin embargo, cuando se usa con sustancias orgánicas, usualmente hay un rango de ebullición y es necesario tomar en cuenta la distribución de calor sensible. El calor sensible se considera como suministrado por una modificación de la convección libre, y la curva está dada por la línea en la parte inferior de la *Figura 5.e*. La carga total de calor se divide en calor sensible y calor latente, y la superficie requerida para cada fracción se calcula separadamente a sus respectivas ebulliciones o coeficientes sensibles. Mientras que hay varias formas de justificar este procedimiento, es, sin embargo, un método empírico para calcular coeficientes comparables a aquellos obtenidos en la práctica.

Ebullición:

- i. Suponer un coeficiente de ebullición balanceado h_{1o} .
- ii. Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_{1o}} (T_c - t_c) \quad (31)$$

- iii. Exceso de temperatura:

$$\Delta T_w = t_w - t_c \quad (32)$$

Con el valor de ΔT_w , leer en la *Figura 5.e* el valor de h_1 .

- iv. Cuando $h_1 > 300$, se debe usar **300** como valor máximo y proseguir con los cálculos

Calor sensible:

- i. Suponer un coeficiente de ebullición balanceado h_{1o} .
- ii. Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_{1o}} (T_c - t_c) \quad (33)$$

iii. Exceso de temperatura.

$$\Delta T_w = t_w - t_c \quad (34)$$

Con el valor de ΔT_w , leer en la *Figura 5.e* el valor de h_s .

Coefficiente de ebullición balanceado:

$$h_{10} = \frac{Q_R}{\frac{Q_{vap}}{h_v} + \frac{Q_{pre}}{h_s}} \quad (35)$$

Comparar el h_{10} calculado contra el supuesto, en caso de que sean diferentes iterar hasta convergir.

11 Coeficiente total limpio:

$$U_c = \frac{h_{10} \times h_x}{h_{10} + h_x} \quad (36)$$

Para ebullición isotérmica $h_x = h_1$
 ebullición no isotérmica $h_x = h_{10}$

12 Área de transferencia de calor corregida:

$$A' = N_1 \times a' \times L_1 \quad (37)$$

13 Coeficiente global de diseño:

$$U'_D = \frac{Q_R}{A' \times \Delta T} \quad (38)$$

14 Comprobación del flujo máximo de calor:

$$q_{max} = \frac{Q_{vap}}{A'} \quad (39)$$

15 Factor de ensuciamiento global requerido:

$$R_{dreq} = r_{fo} + r_{fi} \frac{D_E}{D_I} \quad (40)$$

r_{fo} y r_{fi} de (Tabla 12) ⁽¹⁵⁾

16 Factor de obstrucción global:

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} \quad (41)$$

Si $R_d > R_{dreq}$ el equipo cumple térmicamente.

5.2 Método de Palen y Small^[21].

Palen y Taborek^[16] publicaron un artículo pionero sobre los rehervidores de hidrocarburos, en el que se comparan las correlaciones de ebullición de la literatura con los datos de rehervidores en planta, la correlación que proponen predice el efecto de la geometría del haz en el coeficiente de ebullición. En un artículo posterior Palen y Small^[18] aplican esas correlaciones para obtener un diseño térmico práctico de las unidades industriales. Su método consiste en calcular un flux de calor máximo.

La relación exacta entre la geometría del haz, la diferencia de temperatura, las propiedades físicas del fluido, coeficiente de ebullición promedio y flux máximo de calor no son completamente entendidas. Por ello, el procedimiento recomendado por este método se basa más en la experiencia y las correlaciones empíricas de los datos de planta que en la teoría.

El procedimiento de calculo térmico es el siguiente:

1 **Aplicar los nueve pasos iniciales del método de Kern.**

2 **Resistencia de la pared:** La resistencia de pared no puede ser ignorada para rehervidores, ya que esta puede ser, en algunos casos, de aproximadamente la misma cantidad que las otras resistencias. Para el cálculo de esta resistencia se necesita la conductividad térmica de pared, k_w , esta es dada para varias aleaciones como una función de la temperatura en el Kern^[15] y el TEMA^[23].

$$r_w = \frac{X_w}{k_w} \left[\begin{matrix} a^n \cdot \ln \left(\frac{D_E}{D_I} \right) \\ D_E - D_I \end{matrix} \right] = \frac{a^n \cdot \ln \left(\frac{D_E}{D_I} \right)}{2\pi \cdot k} \tag{42}$$

3 **Resistencia parcial:** Los rehervidores Kettle son fácilmente ensuciados en algunos servicios debido a la baja circulación del líquido y a la alta vaporización. Frecuentemente en la práctica tiene que ser incluido un alto factor de ensuciamiento por el lado de la ebullición lo que es justificable, como un intento para permitir una capa de vapor sobre el haz. Los rangos sugeridos para factores de ensuciamiento se dan en la *tabla 5.a*.

El factor de ensuciamiento global requerido R_{dreq} es:

$$R_{dreq} = r_{fo} + r_{\beta} \frac{D_E}{D_I} \tag{43}$$

r_{fo} y r_{β} de (Tabla 12)^[15]

mientras que la resistencia parcial es expresada como:

$$r_p = r_w + R_{dreq} \tag{44}$$

© *Ibid*

| Lado de la ebullición, r_f | [Btu / h ft ² °F] ⁻¹ |
|---|--|
| C ₁ - C ₃ | 0 - 0.001 |
| C ₉ - C _n | 0.001 - 0.003 |
| Dioleofinas e hidrocarburos polimerizados | 0.003 - 0.005 |
| Lado de tubos, r_{fi} | |
| Vapor condensado | 0 - 0.0005 |
| Orgánicos condensados | 0.0005 - 0.001 |
| Líquidos orgánicos calentamiento sensible | 0-0005 - 0.002 |

Tabla 5.a. Rangos sugeridos de factores de ensuciamiento^[18].

4 **Coefficiente de ebullición para un sólo tubo (ecuación de McNelly):** el coeficiente de ebullición nuclear incrementa exponencialmente como una función del exceso de temperaturas. Arriba de la diferencia de temperatura crítica, una capa de vapor puede empezar a producirse reduciendo así el área efectiva de transferencia de calor. La rugosidad de la superficie de calentamiento afecta el número de sitios de núcleos de activación y por tanto es un efecto fuerte en el coeficiente de ebullición. Razonables resultados son obtenidos para hidrocarburos con la ecuación de McNelly. El factor de superficie, C_s es tomado como 1.0 para cobre y acero y 0.7 para superficies de calentamiento de cromo, ambos en condiciones limpias.

1) **Rangos estrechos de ebullición:** Para $\Delta T_b > 8^\circ\text{F}$, puede ser aplicada la siguiente ecuación:

$$h_1 = 0.225C_s \left(\frac{U_1 \times \Delta T}{\lambda} cp_l \right)^{0.69} \left(\frac{144 \times P \times k_l}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33} \quad (45)$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \left(\frac{a''}{a'} \right) \left(\frac{1}{h_o} \right) + r_p} \quad (46)$$

$$\Delta T_b = \left(\frac{U_1}{h_1} \right) \Delta T \quad (47)$$

$cp_l, \rho_l, \rho_v, \sigma$ y k_l evaluadas a: t_c o t_p

El siguiente procedimiento es usado para calcular el coeficiente de ebullición para un sólo tubo:

- a) Suponer un valor de h_1 .
- b) Calcular U_1 de la ecuación (46).
- c) Calcular h_1 de la ecuación (45).
- d) Comparar el valor calculado de h_1 con el valor supuesto, si la diferencia es grande use el valor calculado y regrese a b) hasta que la convergencia sea aceptable.

e) Calcular ΔT_b de la ecuación (47). Si ΔT_b es menor que 8°F , la convección libre debe ser tomada en cuenta para una corrección $h_1 = h_1'$:

$$h_1 = h_1' + 0.53 \left(\frac{k_f}{D_E} \right) \left[\frac{D_E^3 \rho_f^2 g' \beta_f \Delta T_b c P_f}{\mu_f \times 2.42 \times k_f} \right]^{0.25} \quad (48)$$

donde las propiedades físicas se evalúan a $T_f = t_b + \frac{\Delta T_b}{2}$

ii) Para amplios rangos de ebullición:

$$f_c = \exp[-0.015(t_{bo} - t_{bi})] \quad (49)$$

$$h_1 = h_{1(op)} f_c \quad (50)$$

donde $h_{1(op)}$ es calculado de la correlación de Mcnelly ecuación (45), usando un promedio en las propiedades físicas.

5 Flux máximo de calor para un sólo tubo (ecuación de Zuber):

$$q_{imax} = 25.8 \times 142.9 \times (\rho_v)(\lambda) \left[\frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)}{(\rho_v)^2} \right]^{0.25} \quad (51)$$

$$q_1 = U_1 \Delta T \quad (52)$$

Si $q_1 > q_{imax}$, recalcar h_1 como $h_1 = \frac{q_{imax}}{\Delta T_b}$

6 Coeficiente de ebullición promedio del haz de tubos: de acuerdo con el método de diseño se aplica un castigo (BCF) al coeficiente de ebullición del haz de tubos para considerar el efecto del bloqueo del vapor en los tubos, sin embargo existen datos de pequeños bancos con pocas hileras de tubos que indican que la circulación adicional y turbulencia causada por las burbujas producidas en los tubos inferiores pueden aumentar considerablemente el coeficiente, aun por encima del coeficiente de un sólo tubo, de tal forma que en lugar de disminuir el coeficiente, se debería aplicar un factor para incrementarlo. El procedimiento de cálculo es el siguiente:

i) Número de tubos en la hilera central vertical:

a) Para pitch triangular ($\alpha^\circ = 60^\circ$) y cuadrado rotado ($\alpha^\circ = 90^\circ$):

$$N_n = \frac{D_s}{2P_T \cos\left(\frac{\alpha^\circ}{2}\right)} \quad (53)$$

b) Para pitch cuadrado:

$$N_n = \frac{D_s}{P_T} \quad (54)$$

ii) Masa velocidad del vapor entre tubos:

$$G' = \frac{(a'')(U_1)(\Delta T)}{\lambda((P_T/12) - D_E)} \quad (55)$$

iii) Factor de corrección por bloqueo de vapor en el haz de tubos.

$$(BCF) = 0.714(P_T - D_E)^{4.2(10^{-6})G'} \left(\frac{1}{N_n} \right)^{-0.24 \left[1.75 + \ln \left(\frac{1}{N_n} \right) \right]} \quad (56)$$

iv) Coeficiente promedio de ebullición del haz de tubos:

$$h_b = h_t(BCF) \quad (57)$$

vi) Coeficiente global de ebullición (limpio):

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{h_b} + \left(\frac{a''}{a'} \right) \left(\frac{1}{h_o} \right) + r_p} \quad (58)$$

7 Flux de calor del haz de tubos:

$$q_b = (U_b)(\Delta T) \quad (59)$$

8 Flux máximo de calor del haz de tubos: La ecuación (57) no puede ser utilizada arriba de la ΔT crítica, por lo tanto esta limitada a un flux máximo. Modificando la ecuación de Zuber^[5] del flux máximo para un sólo tubo, el flux máximo de calor del haz fue determinado como una función de un factor de densidad del tubo ϕ , y un factor de propiedades físicas, ψ . La determinación empírica de la constante $K=176$ fue usada en el rango de ϕ aplicable al haz. La ecuación (57) es usada con un factor de seguridad de 0.7, pues da resultados conservadores.

Aún cuando los métodos actuales de diseño aplican un castigo, tanto al coeficiente de ebullición como al flux máximo para considerar el efecto del bloqueo de vapor en los tubos, existen datos de pequeños bancos con pocas hileras de tubos que indican que la circulación adicional y turbulencia causada por las burbujas producidas en los tubos inferiores pueden aumentar considerablemente el coeficiente, aún por encima del coeficiente de un sólo tubo, de tal forma que en lugar de disminuir el coeficiente, se debería aplicar un factor para incrementarlo. Pese a la incertidumbre que plantea toda esta información, se reconoce que los valores del flux de calor típicamente usados en la industria para el diseño de rehervidores son de un orden de magnitud debajo de los flux de calor máximo reportados consistentemente para un sólo tubo, y que posteriores intentos para disminuir las actuales imprecisiones con análisis más sofisticados de los procesos de ebullición no serían justificables.

| Cantidad | Rangos de aplicación Examinados | Rangos de operación Sugeridos | Limitaciones en extrapolación | | |
|--------------------------|---|---|--|-------|-------|
| Diámetro del tubo. | ¾" y 1" | | Deben hacerse predicciones para otros diámetros de tubos. | | |
| Relación: Pitch/Dia tubo | 1.25 - 2.0 | °F | Los coeficientes de ebullición tienden a cero cuando p/D_E tiende a uno y debe ser conservadores a bajos valores de p/D_E . Para $p/D_E > 2$, la ecuación resulta insegura | | |
| | | p/D_E | | ¾" | 1" |
| | | | | D_E | D_E |
| | | 15 | | 1.33 | 1.25 |
| | | 35 | 1.67 | 1.50 | |
| | | 65 o > | 2.0 | 1.75 | |
| Pitch | Triangular, cuadrado y cuadrado rotado. | 60° triangular o cuadrado rotado si se requiere limpieza por el lado de coraza. | Razonables resultados deben ser obtenidos para todos los pitch convencionales. | | |
| Diámetro del haz. | 20" - 51" | 12" - 51" | Para diámetros mayores a 12" la ecuación da altos sobrediseños. La correlación puede dar resultados inseguros para diámetros mayores a 51". | | |
| ΔT_b | 14°F - 55°F | 8°F límite del flux máximo. | La máxima ΔT es fijada por la limitación del máximo flux, ecuación (62), la cual es conservadora. Cuando $\Delta T_b < 8^\circ F$ las correlaciones no están suficientemente examinadas para ser consideradas con seguridad. | | |
| Fluidos | Hidrocarburos con pequeño rango de ebullición | | Los resultados son probablemente buenos para todos los hidrocarburos con pequeños rangos de ebullición. Los resultados para amplios rangos de ebullición son cuestionables. Las correlaciones no deben utilizarse para componentes con alta polaridad. | | |
| Presión. | 36psia - 400psia | 14.7psia - 0.7 de la P_c | El efecto de la presión en las propiedades físicas hace los resultados cuestionables arriba de la presión crítica de aproximadamente 0.7. | | |
| Superficie del tubo. | Acero al carbón Servicio limpio. | Acero al carbón | Para superficies limpias contaminadas el factor de superficie C_s es aproximadamente 0.7. | | |

Tabla 5.b. Rangos de aplicación, rangos sugeridos de operación y limitaciones para la ecuación (57).

$$\phi = \frac{(D_B)L_i}{A_B} \tag{60}$$

$$\psi = (\rho_i)(\lambda) \left[\frac{(g')(\sigma)(\rho_i - \rho_v)}{(\rho_v)^2} \right]^{0.25} \tag{61}$$

$$q_{bmax} = (0.7)(176)(\phi)(\psi) \tag{62}$$

9 Flux de calor disponible:

- Si $q_b < q_{bmax}$, $q_{ob} = q_b$
- Si $q_b > q_{bmax}$, $q_{ob} = q_{max}$

10 Carga térmica disponible:

Si existe un amplio rango de ebullición:

$$Q_{dis} = (w)(cp)(t_{bo} - t_{bi}) + q_{ab} \left[A - \frac{(w)(cp)(t_{bo} - t_{bi})}{U_s \Delta T} \right] \quad (63)$$

11 Coeficiente global de transferencia de calor sensible:

Asumir $h_s = 40 \text{ Btu/(h)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \left(\frac{\alpha^n}{\alpha'} \right) \left(\frac{1}{h_o} \right)} + r_p \quad (64)$$

$$h_s = 935(U_s \times \Delta T)^{0.25} \quad (65)$$

Compare el valor calculado con el asumido y repita hasta que se tenga un error tolerable.

12 Aplicar los pasos (12-16) del método de Kern.

5.3 Método de Fair y Klip.

Si el Kettle es tratado como una unidad de termosifón, la circulación queda confinada dentro de la unidad (figura 5.f). Se puede escribir un balance de presión, sólo para el Kettle o para el sistema completo incluyendo las conexiones con la columna. Entonces se puede estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección por fuera de tubos, el coeficiente de ebullición nuclear, factores de caída de presión para el flujo a dos fases a través del banco de tubos y las fracciones vacías dentro del haz.

Balance de presión: Basado en la nomenclatura mostrada en las figuras 5.f. y 5.g. la ecuación del balance es:

$$\rho_L \cdot \frac{g}{g_c} \cdot (\Delta Z - Z_B - Z_C) - \frac{4f_{L,i} \cdot V_{L,i} \cdot \rho_L L_i}{2 \cdot g_c D_i} = \frac{g}{g_c} \int_B^D \rho_p dZ + \frac{g}{g_c} \rho_g Z_{DE} + \frac{G_{Tot}^2 \gamma}{g_c \rho_l} + \frac{4\rho_L}{2 \cdot g_c} \int_l^N f_{ib} V_{ip}^2 \phi_{ib}^2 dN_i + \frac{4f_{L,e} V_L \rho_g \phi_e^2 L_e}{2 \cdot g_c D_e}$$

donde G_{Tc} es la masa velocidad total basada en el espacio entre tubos, N_n es el número total de tubos en la hilera normal a la dirección del flujo (N_n varía a través del haz), V_{ib} es la velocidad entre los tubos. El área libre entre los tubos, a_e para la hilera i es $N_n(P_\gamma - D_o)L_B$.

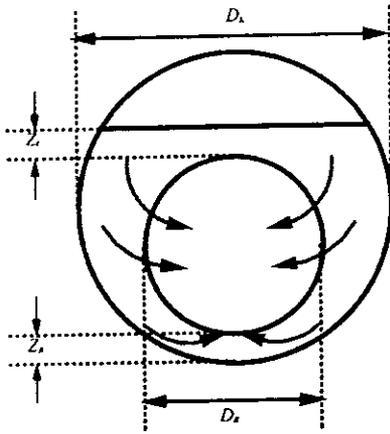


Figura 5.f
Modelo simplificado para Kettle

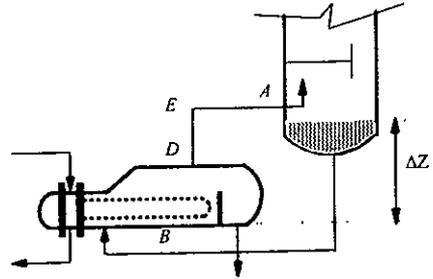


Figura 5.g
Rehervidor tipo Kettle

El procedimiento de calculo térmico es el siguiente:

1 Considerar los nueve pasos iniciales del método de Kern.

2 Coeficiente de ebullición: Puede considerarse que las contribuciones de la convección y la nucleación en el proceso de ebullición pueden ser representados por la misma relación encontrada para la ebullición en un tubo vertical.

$$h'_1 = \alpha h_1 + h_p \tag{66}$$

Los valores de α pueden ser tomados de la *Figura 5.h*^[20], desarrollada para la ebullición en un tubo vertical, pero presumiblemente aplicable a la ebullición por el lado de la coraza por analogía directa. El parámetro de la abscisa es independiente de la geometría del flujo, y el valor de la ordenada está basado en la masa velocidad total en el área expuesta entre tubos. A continuación se da el procedimiento de cálculo :

i) Función de supresión de burbuja: El estudio más comprensible de este término (α) fue hecho por Chen^[22], la expresión obtenida es:

$$\alpha = \frac{\Delta t_e D_i G_{Tot}}{\Delta t_s \mu_l} \tag{67}$$

donde Δt_e es un sobrecalentamiento efectivo de pared, y Δt_s es el sobrecalentamiento convencional de pared ($t_w - t_s$).

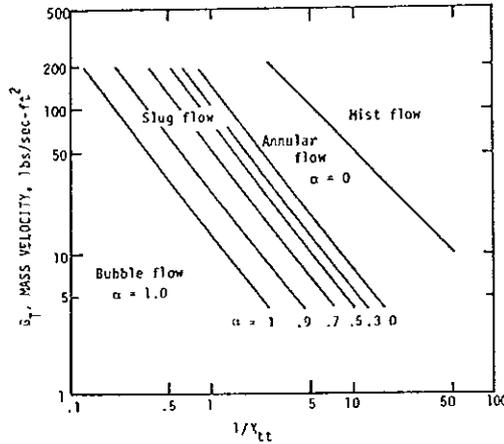


Figura 5.h Función de supresión de burbuja^[20].

Una alternativa aproximada para la determinación de α es el método empírico de Fair:

$$X_{II} = \left(\frac{w_j}{w_i} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_j}{\rho_i} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_j}{\mu_i} \right)^{0.1} \quad (68)$$

$$G_{Tot} = \frac{(w_j / 3600)}{N_n (P_T - D_E)} L_i \quad (69)$$

$$\alpha = 1.10 - 0.00735 \cdot G_{Tot} \left(\frac{1}{X_{II}} \right) \quad (70)$$

ii) *Coficiente de ebullición nuclear*: es obtenido de la correlación de McNelly (ec. 45) o como una alternativa puede utilizarse la ecuación de Mostinski:

$$h_1 = 0.00658 \cdot (P_c) \cdot 0.69 \cdot \left(\frac{q}{A_R} \right)^{0.7} \left[1.8 \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0.17} + 4 \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{1.2} + 10 \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{10} \right] \quad (71)$$

ésta relación fue desarrollada para la ebullición en un solo tubo con orientación horizontal.

iii. *Coficiente de transferencia de calor (para la fase líquida)*: ecuación de Leong y Cornweli.

$$h_1 = 0.27 \frac{k_l}{D_e} \left(\frac{D_e \cdot G_{Tot} (1-x)}{\mu_l} \right)^{0.63} (Pr_l)^{0.36} \quad (72)$$

$$D_e = \frac{\left((P_T / 12)^2 - \frac{\pi \cdot D_E^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_E} \quad \text{Arreglo cuadrado} \quad (73)$$

$$D_e = \frac{\left(\frac{1}{2} (P_T / 12) \times (0.86 P_T / 12) - \frac{1}{2} \pi \frac{D_E^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi \cdot D_E} \quad \text{Arreglo triangular} \quad (74)$$

D_e (Figura 28)^[15]

La correlación para la transferencia de calor por convección a dos fases es basada en el trabajo de Boyco y Kruzhillin:

$$h_{tp} = C_1 \cdot h_L \quad (75)$$

donde el factor de corrección C_1 es:

$$C_1 = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\rho}{\rho_m} \right)_1^{0.5} + \left(\frac{\rho}{\rho_m} \right)_2^{0.5} \right\} \quad (76)$$

y

$$\left(\frac{\rho}{\rho_m} \right)_1 = 1 + \left\{ \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v} \right\} X_1 \quad (77)$$

$$\left(\frac{\rho}{\rho_m} \right)_2 = 1 + \left\{ \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v} \right\} X_2 \quad (78)$$

3 Aplicar los pasos (12-16) del método de Kern.

5.4 Caída de presión^[22].

a) Lado tubos.

Usualmente la caída de presión en la tubería del rehervidor Kettle es muy baja. La cabeza estática requerida puede ser también muy baja, sin embargo, la caída de presión para la tubería y el rehervidor debe ser chequeada para asegurar la suficiente fuerza impulsora requerida para mantener el nivel del líquido arriba de los tubos superiores en el rehervidor.

Caída de presión por tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L_t n}{5.22 \times 10^{10} D_E \cdot s \cdot \Phi_t} \quad (79)$$

$f @ Re, (Figura 26)^{[15]a}$

Caída de presión de retorno:

$$\Delta P_r = \left(\frac{4n}{s} \right) \left(\frac{V^2}{2g'} \right) \quad (80)$$

$\left(\frac{V^2}{2g'} \right) \text{ de } (Figura 27)^{[15]b}$

Caída de presión total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (81)$$

b) Lado coraza:

Durante la vaporización sobre un haz de tubos, el cambio en la caída de presión está afectado por tres componentes:

$$\Delta P_T = \Delta P_{fricción} + \Delta P_{momento} + \Delta P_{Televisión} \quad (85)$$

Las pérdidas por fricción en este caso se consideran lo suficientemente pequeñas con respecto a la presión de operación, para que se tome como despreciable la variación en la relación entre caídas de presión en ambas fases.

El segundo término, en algunos casos puede ser una parte considerable de la caída de presión total, cuando una mezcla se está vaporizando. Este componente puede ser calculado a partir de la teoría de flujo homogéneo; sin embargo, la mayoría de los métodos de cálculo no la consideran.

El tercer componente provocado por los cambios de elevación es muy importante cuando el flujo en la envolvente es del tipo up-and-down.

⊗ *Ibid*

Las caídas de presión en un rehervidor son generalmente muy pequeñas y se consideran dentro de un rango de 0.25 a 0.5 psi. Esta no incluye las pérdidas correspondientes en las boquillas de entrada y salida.

5.5 Diámetro del Kettle.

Las corazas de los rehervidores son sobrediseñadas para permitir la separación del líquido de los vapores que retornan a la columna.

Una práctica común es hacer que la distancia entre el tubo más alto del haz y la parte superior del domo no sea menor de 40% del diámetro total del envolvente.

Cálculo del espacio de separación^[24]:

a) *Carga de vapor disponible:*

$$VL = 2290\rho_v \left[\frac{\sigma}{6.68(10^{-5}) \sqrt{\rho_l - \rho_v}} \right]^{0.5} \quad (83)$$

b) *Espacio del vapor:*

$$S = \frac{V}{VL} \quad (84)$$

donde V= vapor producido.

c) *Área del domo:*

$$AD = \frac{S}{L_i} \quad (85)$$

d) *Área de la coraza del haz de tubos:*

$$AH = D_s^2 \times (0.3927) \quad (86)$$

e) *Área total*

$$AT = AD + AH \quad (87)$$

f) Diámetro del Kettle:

$$D_K = 12 \left(\frac{AT}{0.3927} \right)^{0.5} \quad (88)$$

Si: $D_K < (D_S) (1.6) \quad D_K = 1.6 D_S$

Si: $D_K > (D_S) (1.6) \quad$ se toma D_K calculado.

5.6 Diseño con simuladores.

5.6.1 Simulador B-JAC

El simulador B-JAC es un software disponible en el mercado que auxilia a los ingenieros de proceso en el análisis y diseño de todos los tipos de equipo de intercambio de calor, dispuestos según la nomenclatura del TEMA. El diseño abarca la hidráulica del equipo, la selección de materiales de las partes que lo constituyen, así como el costo del mismo.

El procedimiento es el siguiente:

- 1 *Determinar el tipo de fenómeno de transferencia de calor que ocurrirá por ambos lados (tubos, coraza)*
- 2 *Alimentar los datos de proceso al simulador para ambas corrientes.*
- 3 *Determinar los parámetros de convergencia que utilizará el simulador.*
- 4 *Seleccionar el modelo termodinámico (ecuación cúbica de estado), con el que el simulador calculara las propiedades físicas y de transporte de los fluidos a tratar^[25]*
- 5 *Alimentar los componentes y su composición en ambas corrientes.*
- 6 *Proporcionar la geometría del equipo (dimensiones).*
- 7 *Determinar el tipo del cambiador de calor según TEMA.*
- 8 *Correr el programa*
- 9 *Analizar los resultados y ver la conveniencia de acotar las dimensiones del equipo propuesto a los estándares*

10 En caso de que sea necesario tomar los datos necesarios de la simulación y correr nuevamente el programa pero ahora con la opción de "rating", con el fin de optimizar el diseño.

5.6.2 Simulador HEXTRAN

Es el mas avanzado y amplio software disponible en la actualidad para auxiliar a los ingenieros de proceso en el análisis y diseño de todos los tipos de sistemas de intercambio de calor. Dichos sistemas abarcan: soloaires, intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de haz de tubos y coraza, intercambiadores de placas, entre otros. El diseño comprende la hidráulica del equipo, así como la opción de seleccionar los materiales de las partes que constituyen al equipo.

El procedimiento es el siguiente:

- 1 *Determinar el sistema de unidades en que se trabajará.*
- 2 *Seleccionar del banco de datos del simulador los componentes de cada una de las corrientes*
- 3 *Seleccionar el modelo termodinámico (ecuación cúbica de estado), con el que el simulador calculara las propiedades físicas y de transporte de los fluidos a tratar.*
- 4 *Dibujar el sistema: corrientes de entrada y salida, así como el cuerpo del intercambiador (figura 5.i).*
- 5 *Seleccionar el tipo de corriente por tubos (composicional, propiedades de bulto, etc.)*
 - 5.1 *Determinar la composición de los componentes en la corriente.*
 - 5.2 *Alimentar los datos de proceso.*
- 6 *Seleccionar el tipo de corriente por coraza (composicional, propiedades de bulto, etc.)*
 - 6.1 *Determinar la composición de los componentes en la corriente.*
 - 6.2 *Alimentar los datos de proceso.*
- 6.3 *Fijar datos de proceso para direccionar la simulación (pto. de ebullición, pto. de rocío, fracción líquida, etc).*
- 7 *Alimentar datos geométricos del cambiador de calor (tubos, coraza).*
- 8 *Determinar el parámetro de convergencia que utilizara el simulador (rango de temperatura, carga térmica, temperatura de salida de alguna de las corrientes, etc.).*
- 9 *Determinar el tipo del cambiador de calor según TEMA.*

- 10 Correr el programa.
- 11 Analizar los resultados y ver la conveniencia de acotar las dimensiones del simulador a los estándares.
- 12 En caso de que sea necesario tomar los datos necesarios de la simulación y correr nuevamente el programa pero ahora con la opción de "old", con el fin de optimizar el diseño.

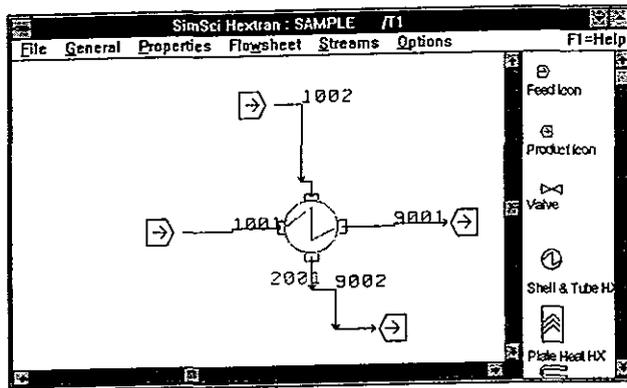


Figura 5.1. Pantalla de simulador HEXTRAN

Nomenclatura:

| | | |
|----------|---|----------------------------|
| a | Área de flujo. | [ft ²] |
| a' | Área de flujo por tubo. | [ft ²] |
| a'' | Superficie exterior por pie lineal de tubería. | [ft ² /ft] |
| A | Área de transferencia de calor. | [ft ²] |
| A' | Área de transferencia de calor corregida. | [ft ²] |
| A_B | Área del haz de tubos. | [ft ²] |
| AD | Área del domo. | [ft ²] |
| AH | Área de la coraza del haz de tubos. | [ft ²] |
| AT | Área total. | [ft ²] |
| BCF | Factor de corrección de bloqueo en el haz de tubos. | |
| BWG | Calibre de tubos. | |
| cp | Capacidad calorífica de w . | [BTU/lb °F] |
| Cp | Capacidad calorífica de W . | [BTU/lb °F] |
| C_s | Factor de superficie. | |
| C_f | Factor de corrección. | |
| D_B | Diámetro del haz de tubos. | [in] |
| D_e | Diámetro equivalente. | [ft] |
| D_e | Diámetro externo de tubo. | [ft] |
| D_i | Diámetro interno de tubo. | [ft] |
| D_s | Diámetro de la coraza. | [in] |
| D_K | Diámetro del Kettle. | [in] |
| f | Factor de fricción. | |
| f_c | Factor de corrección del rango de ebullición | |
| F_c | Fración calórica. | |
| g' | Aceleración de la gravedad. | [ft/h ²] |
| G | Masa velocidad. | [lb/h ft ²] |
| G_{Tm} | Masa velocidad entre tubos | [lb/s ft ²] |
| G' | Masa velocidad entre tubos. | [lb/h ft ²] |
| h_b | Coefficiente promedio de ebullición para el haz de tubos. | [BTU/h ft ² °F] |
| h_i | Coefficiente de película por tubos. | [BTU/h ft ² °F] |
| h_{io} | Coefficiente de película portubos referido al diámetro externo. | [BTU/h ft ² °F] |
| h_L | Coef. de transf. calor para la fase líquida. | [BTU/h ft ² °F] |
| h_s | Coefficiente de película lado coraza (calor sensible). | [BTU/h ft ² °F] |
| h_{sp} | Coef. de transf. calor por convección a dos fases | [BTU/h ft ² °F] |
| h_r | Coefficiente de película lado coraza (ebullición). | [BTU/h ft ² °F] |
| h_i | Coefficiente de ebullición individual. | [BTU/h ft ² °F] |
| h_{io} | Coefficiente de ebullición balanceado. | [BTU/h ft ² °F] |
| h_i' | Coefficiente de ebullición individual corregido. | [BTU/h ft ² °F] |
| J_H | Factor de transferencia de calor por tubos. | |
| k | Conductividad térmica | [BTU/h ft ² °F] |
| K_C | Constante calórica | |
| L_t | Longitud de tubos | [ft] |
| n | Número de pasos por tubos | |
| N_t | Número de tubos | |
| N_{rv} | Número de tubos en la hilera central vertical. | |
| Nu | Número de Nusselt. | |
| P | Presión | [lb/ft ²] |
| P_c | Presión crítica | |

| | | |
|-------------|--|-----------------------------|
| P_r | Número de Prandal. | |
| P_T | Espaciamiento entre tubos. | [in] |
| q | Flux de calor. | [BTU/lb] |
| q_{sb} | Flux de calor disponible. | [BTU/lb] |
| q_{max} | Flux de calor máximo | [BTU/lb] |
| q_b | Flux de calor del haz de tubos. | [BTU/lb] |
| $q_{b,max}$ | Flux de calor máximo del haz de tubos | [BTU/lb] |
| Q | Carga térmica. | [BTU/h] |
| Q_{dis} | Carga térmica disponible. | [BTU/h] |
| r_{fi} | Resistencia parcial lado tubos. | [h ft ² °F /BTU] |
| r_{fo} | Resistencia parcial lado ebullición. | [h ft ² °F /BTU] |
| r_p | Resistencia parcial | [h ft ² °F /BTU] |
| R_d | Factor de obstrucción global. | [h ft ² °F /BTU] |
| R_{dreq} | Factor de obstrucción global requerido. | [h ft ² °F /BTU] |
| Re | Número de Reynols. | [h ft ² °F /BTU] |
| r_w | Resistencia de pared. | [h ft ² °F /BTU] |
| s | Gravedad específica. | |
| t | Temperatura del fluido frío. | [°F] |
| T | Temperatura del fluido caliente. | [°F] |
| t_c | Temperatura calórica del fluido frío. | [°F] |
| T_c | Temperatura calórica del fluido caliente. | [°F] |
| U_C | Coefficiente global limpio. | [BTU/h ft ² °F] |
| U_D | Coefficiente global de diseño supuesto. | [BTU/h ft ² °F] |
| U'_D | Coefficiente global de diseño. | [BTU/h ft ² °F] |
| U_t | Coefficiente total de transferencia de calor sensible. | [BTU/h ft ² °F] |
| v | Velocidad. | [ft ² /h] |
| w | Flujo másico del fluido frío. | [lb/h] |
| W | Flujo másico del fluido caliente. | [lb/h] |
| x | Fracción peso de vapor producido | |
| X_w | Relación de diámetros | |

Subíndices

| | |
|--------|----------------------------|
| 1 | Entrada. |
| 2 | Salida. |
| D | Disponible. |
| l | Líquido |
| p | Promedio |
| $prec$ | Zona de precalentamiento. |
| R | Requerido. |
| s | Saturación. |
| sob | Zona de sobrecalentamiento |
| t | Tubos |
| v | Vapor |

| | |
|----------|----------------------|
| v_{ap} | Zona de vaporización |
| t | Tubos |
| c | Coraza |
| w | Pared. |

Letras griegas.

| | | |
|-------------------|---|-----------------------|
| ΔP_r | Caida de presión de retorno. | [lb/in ²] |
| ΔP_T | Caida de presión total. | [lb/in ²] |
| ΔT | Diferencia de temperaturas. | [°F] |
| $\Delta T_{Bal.}$ | Diferencia de temperaturas balanceada (zonas de calentamiento). | [°F] |
| ΔT_{LMTD} | Diferencia de temperaturas media logarítmica | [°F] |
| Δt_c | Relación de temperaturas calóricas. | [°F] |
| Δt_h | Relación de temperaturas calóricas. | [°F] |
| ΔT_o | Exceso de temperatura. | [°F] |
| α | Factor de corrección para la ebullición nucleada | |
| β | Coefficiente de expansión térmica. | |
| λ | Calor latente de vaporización | [BTU/lb] |
| μ | Viscosidad | [cP] |
| ρ | Densidad | [lb/ft ³] |
| σ | Tensión superficial | [lb _r /ft] |
| ψ | Factor de propiedades físicas. | |
| Φ | Factor de densidad del tubo. | |

VI. DISEÑO TERMODINÁMICO E HIDRÁULICO DEL REHERVIDOR DE TEG CON LOS MÉTODOS SELECCIONADOS.

En el presente capítulo se muestran los resultados del diseño termodinámico e hidráulico del caso de estudio (Rehervidor de la Torre Regeneradora de TEG, EA – 5451), para ello se tomaron las condiciones de proceso reportadas en la *Tabla 3.c*. Cabe aclarar que la geometría propuesta es tomada de la hoja de datos emitida por la División de Ingeniería Térmica del IMP, dichos datos permanecerán constantes en todos los métodos empleados con el fin de hacer una comparación de resultados en capítulos posteriores.

En cada método se detallan paso a paso los cálculos, para remitirse a limitaciones, rangos de operación de las ecuaciones o el empleo de otras ecuaciones para casos específicos de aplicación, consultar el capítulo anterior.

Se presenta el diseño para dos equipos el EA-5451 que corresponde a ebullición no isotérmica y del EA-5475 para ebullición isotérmica, del cual se realizará únicamente el cálculo del coeficiente de ebullición por diferentes métodos.

La presentación de resultados tanto de los métodos manuales como el de los arrojados por los simuladores, es mediante una hoja de datos

6.1 Ebullición no isotérmica.

6.1.1 Método de Kern.

El procedimiento de cálculo térmico es el siguiente:

1 Carga térmica requerida:

Fluido con cambio de fase.

$$Q_{prec} = 21,110 \times 0.6775(395 - 278) = 1,673,337 \text{ BTU / h} \quad (\text{Ec. 3})$$

$$Q_{vap} = 1,640 \times 601 = 985,640 \text{ BTU / h} \quad (4)$$

$$Q_R = 1,673,337 + 985,640 = 2,658,977 \text{ BTU / h} \quad (2)$$

2 Flujo del fluido caliente (Dow Therm G):

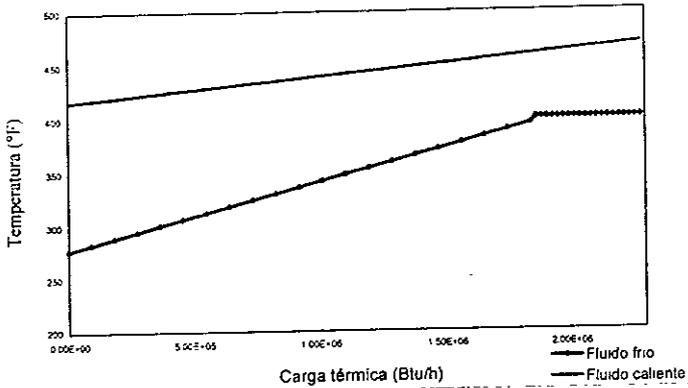
$$W' = \frac{2,658,977}{0.4926(469 - 419.3)} = 108,605.5 \text{ lb / h} \quad (6)$$

3 Diferencia de temperaturas:

ii) *Fluido con cambio de fase.*

Por condiciones de operación el fluido frío (TEG+Agua) entra a una temperatura de 278 °F por lo cual es necesario precalentarlo hasta la temperatura de ebullición de la mezcla 395°F, a dicha temperatura la mezcla vaporizara en un rango de temperatura de 400 °F. El perfil de temperatura es mostrado en la *gráfica 6.a*.

Curva de liberación de calor



Gráfica 6.a. Curva de liberación de calor.

El cálculo de la ΔT_{Bal} se muestra en la tabla 6.a.

4 Temperaturas calóricas:

Las condiciones de operación existentes, así como las características de los fluidos justifican el uso de temperatura media aritmética para evaluar las propiedades físicas y de transporte de ambos fluidos.

5 Geometría preliminar del equipo:

La geometría propuesta es:

$$\begin{aligned}
 D_E &= 0.75 \text{ plg} = 0.0625 \text{ ft} \\
 BWG &= 14 = 0.083 \text{ plg} \\
 P_T &= 1.0 \text{ plg} = 0.0833 \text{ ft} \\
 L_t &= 18 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

6 Área requerida por el equipo:

$$A_R = \frac{2,658,977}{50 \times 57.6} = 923.25 \text{ ft}^2 \tag{19}$$

$U = 50 \text{ (Btu/h ft}^2 \text{ °F)} \text{ (Tabla 8)}^{[15]}$

7 Número de tubos:

$$N_t = \frac{923.25}{0.1963 \times 18} = 262 \text{ tubos} = 131 \text{ tubos en "U"} \tag{21}$$

$a'' = 0.1963 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (Tabla 10)}^{[15]}$

8 Diámetros de coraza y del haz de tubos:

$$D_s = 21.25 \text{ plg} \Rightarrow 278 \text{ tubos (Tabla 9)}^{(15)}$$

$$\text{Para cabezal flotante: } D_b = 21.25 - 1.5 = 19.75 \text{ plg}$$

9 Coeficiente de película para lado de tubos:

i. Área de flujo por tubos:

$$a_t = \frac{278 \cdot 0.268}{144 \times 2} = 0.2589 \text{ ft}^2 \quad (22)$$

$$a_t' = 0.268 \text{ plg}^2 \text{ (Tabla 10)}^{(15)}$$

ii. Masa velocidad por tubos:

$$G_t = \frac{108,608.5}{0.2589} = 419,833.14 \text{ lb/h ft}^2 \quad (23)$$

iii. Número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{0.0487 \times 419,833.14}{0.628 \times 2.42} = 13,453.36 \quad (24)$$

$$D_t = 0.584 \text{ plg} = 0.0487 \text{ ft (Tabla 10)}^{(15)}$$

$$\mu \text{ evaluada a } T_p = 0.628 \text{ cP}$$

iv. Coeficiente de película por tubos (Fluido sin cambio de fase).

b) Flujo turbulento

$$h_t = 0.23 \frac{0.072}{0.0487} \times 13,453.36^{0.8} \left(\frac{0.4912 \times 0.628 \times 2.42}{0.072} \right)^{0.33} = 173.54 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (26)$$

$$c_p = 0.4912 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k = 0.072 \text{ Btu/ft h } ^\circ\text{F} \text{ evaluadas a } T_p$$

10 Coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo:

$$h_{to} = 173.54 \left(\frac{0.584}{0.75} \right) = 135.13 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (28)$$

11 Coeficiente de película para lado de coraza:

a) Ebullición:

i. Suponer un coeficiente de ebullición balanceado:

$$h_{to} = 200 \text{ Btu/ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

ii. Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = 397.5 + \frac{135.13}{135.13 + 200} (464 - 397.5) = 424.31 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (31)$$

iii. Exceso de temperatura:

$$\Delta T_w = 424.31 - 397.5 = 26.81 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (32)$$

Con el valor de ΔT_w , leer en la (Figura 5.e)⁽¹⁵⁾ el valor de h_c .

$$h_c = 1000 \text{ Btu/ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

iv. Cuando $h_c > 300$, se debe usar 300 como valor máximo y proseguir con los cálculos

$$h_{10} = 200 \text{ Btu/ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

ii. Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = 336.5 + \frac{135.13}{135.13 + 200} (438.16 - 336.5) = 377.5^\circ\text{F} \quad (33)$$

iii. Exceso de temperatura:

$$\Delta T_w = 377.5 - 336.5 = 41^\circ\text{F} \quad (34)$$

Con el valor de ΔT_w , leer en la (Figura 5.e)^[15] el valor de h_s .

$$h_s = 54 \text{ Btu/ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

c) Coeficiente de ebullición balanceado:

$$\frac{985,640}{300} = 2585.47 \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{1,673,337}{54} = 30,987.72 \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_{10} = \frac{2,658,977}{34,237.19} = 77.6 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \neq 200 \quad (35)$$

como es diferente al supuesto hay que iterar hasta convergir:

| h_{10} | h_w | h_s | $h_{10} \text{ calculada}$ |
|----------|-------|-------|----------------------------|
| 200 | 300 | 54 | 77.6 |
| 77.6 | 300 | 63 | 89 |
| 89 | 300 | 60 | 85.3 |
| 85.3 | 300 | 61 | 86.5 |
| 86.5 | 300 | 62 | 86.5 |

12 Coeficiente total limpio:

$$U_c = \frac{135.13 \times 86.5}{135.13 + 86.5} = 52.7 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (36)$$

13 Área de transferencia de calor corregida:

$$A' = 278 \times 0.1963 \times 18 = 982.28 \text{ ft}^2 \quad (37)$$

14 Coeficiente total de diseño:

$$U_D = \frac{2,658,977}{982.28 \times 57.6} = 47 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (38)$$

15 Comprobación del flujo máximo de calor:

$$q_{max} = \frac{2,658,977}{982.28} = 2,707 \text{ Btu/lb ft}^2 \quad (39)$$

16 Factor de ensuciamiento global requerido:

$$R_{dreq} = 0.002 + 0.001 \frac{0.75}{0.584} = 0.0033 \text{ h}^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu} \quad (40)$$

$$r_{jo} = 0.002 \text{ h}^\circ\text{Fft}^2/\text{Btu} \text{ Tabla 5.a.}$$

$$r_{fi} = 0.001 \text{ h}^\circ\text{Fft}^2/\text{Btu} \text{ Tabla 5.a.}$$

17 Factor de obstrucción global:

$$R_d = \frac{52.7 - 47}{52.7 \times 47} = 0.0023 \text{ h}^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu} \quad (41)$$

$R_d < R_{dreq}$ el equipo no cumple térmicamente.

El equipo no cumple con los requerimientos del factor de obstrucción, por lo tanto se concluye que el rehervidor esta escaso de área, por lo cual se deduce que el valor supuesto del coeficiente de diseño debe reducirse:

Suponiendo $U = 40 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, se procede a realizar el cálculo:

$$N_t = 352$$

$$D_s = 23.25 \text{ plg}$$

$$A'_R = 1208.42 \text{ ft}^2$$

$$U_D = 38.2 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_{io} = 114.5 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \quad h_{ia} = 84 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \quad h_s = 59 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_v = 300 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$U_C = 48.45 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.0055 \text{ h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

$R_d > R_{dreq}$ el equipo cumple térmicamente.

6.1.2 Caída de presión.

Caída de presión por tubos:

$$\Delta P_t = \frac{0.00028 \times 419,833.14^2 \times 18 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0487 \times 0.959 \times 1} = 0.73 \text{ lb / plg}^2 \quad (79)$$

$$f = 0.00028 \text{ (Figura 26)}^{(15)}$$

Caída de presión de retorno:

$$\Delta P_r = \left(\frac{4 \times 2}{0.959} \right) 0.022 = 0.18 \text{ lb / plg}^2 \quad (80)$$

$$\left(\frac{V^2}{2g'} \right) = 0.022 \text{ (Figura 27)}^{(15)}$$

Caida de presión total:

$$\Delta P_T = 0.73 + 0.18 = 0.91 \text{ lb/ plg}^2 \quad (81)$$

Caida de presión por coraza:

Se considera despreciable.

6.1.3 Diámetro del Kettle.

a) Carga de vapor disponible:

$$VL = 2290 \times 0.188 \left[\frac{0.00249}{6.68(10^{-5})(62.652 - 0.188)} \right]^{0.5} = 361.38 \text{ lb/h ft}^3 \quad (83)$$

b) Espacio del vapor:

$$S = \frac{1,640}{361.38} = 4.54 \text{ ft}^3 \quad (84)$$

c) Área del domo:

$$AD = \frac{4.54}{18} = 0.25 \text{ ft}^2 \quad (85)$$

d) Área de la coraza del haz de tubos:

$$AH = (21.25/12)^2 \times (0.3927) = 1.23 \text{ ft}^2 \quad (86)$$

e) Área total:

$$AT = 0.25 + 1.23 = 1.48 \text{ ft}^2 \quad (87)$$

f) Diámetro del Kettle:

$$D_K = 12 \left(\frac{1.48}{0.3927} \right)^{0.5} = 23.3 \text{ plg} \quad (88)$$

$$D_K = (1.6)(21.25) = 34 \text{ plg}$$

$D_K > (D_S) (1.6)$ se toma D_K calculado.

6.1.4 Diseño con simuladores.

6.1.4.1 Simulador B-JAC.

El procedimiento es el siguiente:

- 1 *Determinar el tipo de fenómeno de transferencia de calor que ocurrirá por ambos lados (tubos, coraza).*
 - a) Por el lado de tubos se selecciona un fluido sin cambio de fase
 - b) Por el lado de coraza se selecciona un fluido con ebullición con pequeño rango de ebullición, el parámetro para elegir esta opción y no otra, es que el rango de ebullición es menor a 10° .
 - i. De la selección anterior se deriva la selección del tipo de ebullición, la cual es nucleada (pool boiling).
 - ii. Finalmente se determina el fluido caliente por tubos.
- 1 *Alimentar los datos de proceso al simulador para ambas corrientes.*
Tomados de la tabla 3.c
- 2 *Determinar los parámetros de convergencia que utilizará el simulador.*
Para el caso de estudio, como ya se mencionó la temperatura de salida del fluido frío debe ser de 400°F para evitar degradación, por lo tanto se toma este parámetro de convergencia para el lado de coraza, mientras que por el lado de tubos se selecciona el flujo, por ser un servicio.
- 3 *Seleccionar el modelo termodinámico (ecuación cúbica de estado), con el que el simulador calculará las propiedades físicas y de transporte de los fluidos a tratar.*
Para el caso de estudio se encontró que al seleccionar el tipo de ebullición nucleada, el programa toma por "default" un modelo termodinámico ideal para calcular las propiedades de los fluidos, cabe aclarar, que para otros tipos de ebullición esto no ocurre así, y el programa permite seleccionar el modelo termodinámico
- 4 *Alimentar los componentes y su composición en ambas corrientes.*
Tomados de la tabla 3.c.
- 5 *Proporcionar la geometría del equipo.*
Ver punto número 5 del método de Kern. Cabe aclarar que para el caso de estudio que se está tratando, la geometría del equipo está ya determinada, en otro caso se pueden dejar en blanco éstos datos, a fin de que el programa proponga un diseño.
- 6 *Determinar el tipo del cambiador de calor según TEMA.*
Tipo BKU

- 7 *Correr el programa*
- 8 *Analizar los resultados y ver la conveniencia de acotar las dimensiones del simulador a los estándares comerciales.*
En este caso la longitud de los tubos se acotó a 18 ft.
- 9 *En caso de que sea necesario tomar los datos necesarios de la simulación y correr nuevamente el programa pero ahora con la opción de "rating", con el fin de optimizar el diseño.*
Para nuestro caso no fue necesario.

6.1.4.2 Simulador HEXTRAN.

El procedimiento es el siguiente:

- 1 *Determinar el sistema de unidades en que se trabajará.*
Se eligió el sistema inglés de ingeniería.
- 2 *Seleccionar del banco de datos del simulador los componentes de cada una de las corrientes.*
Tomados de la *tabla 3.c*. Cabe aclarar que el banco de datos del simulador registra al aceite térmico *Dow Therm G*, sin embargo las propiedades físicas y de transporte no pueden ser exportadas de dicho banco de datos, por lo que tienen que ser suministradas por el usuario.
- 3 *Seleccionar el modelo termodinámico (ecuación cúbica de estado), con el que el simulador calculará las propiedades físicas y de transporte de los fluidos a tratar.*
Para las propiedades físicas se tomó el modelo de *Peng-Robinson*^[25], mientras que para las de transporte se tomó "*Petroquímicas*". También se tiene registrado un modelo *Glycol*, con el cual se procedió a realizar una simulación, la cual se desechó, pues registró valores muy discordantes con los reportados por el *Departamento de Proceso del IMP* y con los valores obtenidos con el simulador *B-JAC*.
- 4 *Dibujar el sistema corrientes de entrada y salida, así como el cuerpo del intercambiador.*
- 5 *Seleccionar el tipo de corriente por tubos (composicional, propiedades de bulbo, etc.)*
Como ya se menciona, no se pueden exportar las propiedades del *Dow Therm G*, por lo que el tipo de corriente que se eligió fue propiedades de bulbo, con lo cual se alimentaron los valores de las propiedades físicas y de transporte a una presión y dos distintas temperaturas.

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

- 5.1 *Suministrar la composición de los componentes en la corriente.*
Tomados de la tabla 3.c.
- 5.2 *Alimentar los datos de proceso.*
Tomados de la tabla 3.c.
- 6 *Seleccionar el tipo de corriente por coraza (composicional, propiedades de bulbo, etc.)*
Composicional.
- 6.1 *Suministrar la composición de los componentes en la corriente.*
Tomados de la tabla 3.c.
- 6.2 *Alimentar los datos de proceso.*
Tomados de la tabla 3.c.
- 6.3 *Fijar datos de proceso para direccionar la simulación (pto. de ebullición, pto. de rocío, fracción líquida, etc.).*
Para nuestro caso no fue necesario.
- 7 *Alimentar datos geométricos del cambiador de calor (tubos, coraza)*
- 8 *Determinar el parámetro de convergencia que utilizará el simulador (rango de temperatura, carga térmica, temperatura de salida de alguna de las corrientes, etc.).*
Para el caso de estudio, como ya se mencionó la temperatura de salida del fluido frío debe ser de 400°F para evitar degradación, por lo tanto se toma este parámetro de convergencia para el lado de la coraza.
- 9 *Determinar el tipo del cambiador de calor según TEMA*
Tipo BKU.
- 10 *Correr el programa*
- 11 *Analizar los resultados y ver la conveniencia de acotar las dimensiones del simulador a los estándares comerciales.*
En este caso la longitud de los tubos se acotó a 18 ft.
- 12 *En caso de que sea necesario tomar los datos necesarios de la simulación y correr nuevamente el programa pero ahora con la opción de "old", con el fin de optimizar el diseño.*
En nuestro caso no fue necesario

6.2. Ebullición isotérmica

Para ejemplificar este tipo de ebullición, se selecciono el equipo EA-5475, las condiciones de operación que se utilizarán para su diseño mediante los diferentes métodos, se muestran en la siguiente tabla:

| NUMERO DE CORRIENTE | 74 | | 75 | | 99 | 100 |
|--|------------|------------|------------|------------|--------|--------|
| | TOTAL | TOTAL | VAPOR | LIQUIDO | TOTAL | TOTAL |
| | % MOL | % MOL | % MOL | % MOL | % MOL | % MOL |
| AGUA | 26.50 | 26.50 | 88.17 | 7.680 | 0.00 | 0.00 |
| BIÓXIDO DE CARBONO | 2.6210E-04 | 2.6210E-04 | 1.1137E-03 | 2.2395E-06 | 0.00 | 0.00 |
| NITROGENO | 6.0899E-05 | 6.0899E-05 | 2.6009E-04 | 1.1685E-07 | 0.00 | 0.00 |
| METANO | 1.1555E-02 | 1.1555E-02 | 4.9301E-02 | 3.7048E-05 | 0.00 | 0.00 |
| ETANO | 7.1545E-03 | 7.1547E-03 | 3.0464E-02 | 4.1717E-05 | 0.00 | 0.00 |
| PROPANO | 5.8241E-03 | 5.8241E-03 | 2.4745E-02 | 5.0484E-05 | 0.00 | 0.00 |
| i- BUTANO | 5.5333E-04 | 5.5333E-04 | 2.3473E-03 | 5.9088E-06 | 0.00 | 0.00 |
| n- BUTANO | 2.3079E-03 | 2.3079E-03 | 9.7723E-03 | 3.0169E-05 | 0.00 | 0.00 |
| i- PENTANO | 4.2818E-04 | 4.2818E-04 | 1.8080E-03 | 7.1492E-06 | 0.00 | 0.00 |
| n- PENTANO | 5.7943E-04 | 5.7943E-04 | 2.4429E-03 | 1.0797E-05 | 0.00 | 0.00 |
| n- HEXANO | 2.6896E-04 | 2.6896E-04 | 1.1266E-03 | 7.2496E-06 | 0.00 | 0.00 |
| ACIDO SULFHIDRICO | 4.5468E-04 | 4.5468E-04 | 1.9065E-03 | 1.1663E-05 | 0.00 | 0.00 |
| TRIEILENGLICOL | 73.47 | 73.47 | 11.70 | 92.32 | 0.00 | 0.00 |
| FLUIDO TERMICO | 00.00 | 00.00 | 00.00 | 00.00 | 100 | 100 |
| TEMPERATURA °F | 395 | 400 | 400 | 400 | 469 | 417.3 |
| PRESION psia | 14.9 | 14.9 | 14.9 | 14.9 | 52 | 42 |
| PM (lb/lb mol) | 115.1 | 115.1 | 33.5 | 140.0 | 215 | 215 |
| ENTALPIA (BTU/h) | 9.631E+05 | 3.653E+06 | 5.639E+05 | 3.090E+06 | 78205 | 78205 |
| FLUJO (lb/h) | 21110 | 21110 | 9499 | 11611 | 84200 | 84200 |
| FLUJO (lb mol/h) | 183.4 | 183.4 | 283.55 | 11.5 | | |
| DENSIDAD (lb/ft ³) | 61.431 | 0.242 | 0.243 | 61.42 | 58.161 | 59.582 |
| VISCOSIDAD (cP) | 0.6915 | 0.01 | 0.01 | 0.692 | 0.573 | 0.691 |
| TENSION SUP (lb/plg) | | 0.00 | 0.00 | | | |
| COND. TÉRMICA (Btu/h ft ² °F) | 0.093 | 0.011 | 0.011 | 0.093 | 0.071 | 0.072 |
| CALOR ESP (Btu/lb °F) | 0.668 | 0.4567 | 0.4566 | 0.669 | 0.499 | 0.4852 |
| ENTALPIA (Btu/lb) | 149 | 372. | 372.81 | 149.12 | | |

Tabla 6.a. Condiciones de operación del EA-5475.

6.2.1. Método de Kern.

El procedimiento de cálculo térmico es el siguiente:

1 Carga térmica requerida:

Fluido con cambio de fase.

$$Q_R = 9,499 \times 217 = 2,061,391 \text{ BTU/h}$$

(4)

2 *Flujo del fluido caliente (Dow Therm G):*

$$W = \frac{2,061,391.5}{0.4926(469 - 419.3)} = 84,199.5 \text{ lb/h} \quad (6)$$

3 *Diferencia de temperaturas:*

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(469 - 400) - (417.3 - 395)}{\text{Ln} \left(\frac{469 - 400}{417.3 - 395} \right)} = 41.35^\circ F \quad (8)$$

4 *Temperaturas calóricas:*

Las condiciones de operación existentes, así como las características de los fluidos justifican el uso de temperatura media aritmética para evaluar las propiedades físicas y de transporte de ambos fluidos.

5 *Geometría preliminar del equipo:*

La geometría propuesta es:

$$\begin{aligned} D_f &= 0.75 \text{ plg} & 0.0625 \text{ ft} \\ BWG &= 14 & 0.083 \text{ plg} \\ P_T &= 1.0 \text{ plg} & 0.0833 \text{ ft} \\ L_i &= 14 \text{ ft} \end{aligned}$$

6 *Área requerida por el equipo:*

$$A_s = \frac{2,016,391.5}{60 \times 41.35} = 812.73 \text{ ft}^2 \quad (19)$$

$U = 60 \text{ (Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F)} \text{ (Tabla 8)}^{(15)}$

7 *Número de tubos:*

$$N_i = \frac{812.73}{0.1963 \times 16} = 260 \text{ tubos} = 131 \text{ tubos en "U"} \quad (21)$$

$a'' = 0.1963 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (Tabla 10)}^{(15)}$

8 *Diámetros de coraza y del haz de tubos:*

$$D_s = 21.25 \text{ plg} \Rightarrow 278 \text{ tubos (Tabla 9)}^{(15)}$$

Para cabezal flotante: $D_b = 21.25 - 1.5 = 19.75 \text{ plg}$

9 *Coefficiente de película para lado de tubos:*

i. *Área de flujo por tubos:*

$$a_i = \frac{278 \cdot 0.268}{144 \cdot 2} = 0.2578 \text{ ft}^2 \quad (22)$$

$a_i' = 0.268 \text{ plg}^2 \text{ (Tabla 10)}^{(15)}$

ii. *Masa velocidad por tubos:*

$$G_i = \frac{84,199.5}{0.2578} = 326,607.83 \text{ lb/hft}^2 \quad (23)$$

iii. Número de Reynolds:

$$Re_c = \frac{0.0487 \times 326,607.83}{0.619 \times 2.42} = 10,618.17 \quad (24)$$

$$D_i = 0.584 \text{ plg} = 0.0487 \text{ ft} \quad (\text{Tabla 10})^{(15)}$$

μ evaluada a $T_p = 0.619 \text{ cP}$

iv. Coeficiente de película por tubos (Fluido sin cambio de fase).

b) Flujo turbulento

$$h_i = 0.23 \frac{0.072}{0.0487} \times 10,618.17^{0.8} \left(\frac{0.4926 \times 0.619 \times 2.42}{0.072} \right)^{0.33} = 143.06 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (26)$$

$$c_p = 0.4926 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k = 0.072 \text{ Btu/ft h } ^\circ\text{F} \quad \text{evaluadas a } T_p$$

10 Coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo:

$$h_o = 143.06 \left(\frac{0.584}{0.75} \right) = 111.4 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (28)$$

11 Coeficiente de película para lado de coraza:

a) Ebullición:

i. Suponer un coeficiente de ebullición individual:

$$h_c = 300 \text{ Btu/ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

ii. Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = 397.5 + \frac{111.4}{1111.4 + 300} (443.15 - 397.5) = 409.86 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (29)$$

iii. Exceso de temperatura:

$$\Delta T_w = 409.86 - 397.5 = 12.36 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (30)$$

Con el valor de ΔT_w , leer en la (Figura 5.e)⁽¹⁵⁾ el nuevo valor de h_i .

$$h_i = 300 \text{ Btu/ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

iv. Cuando $h_i > 300$, se debe usar 300 como valor máximo y proseguir con los cálculos

12 Coeficiente total limpio:

$$U_c = \frac{111.4 \times 300}{111.4 + 300} = 81.23 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (36)$$

13 Área de transferencia de calor corregida:

$$A' = 278 \times 0.1963 \times 16 = 873.14 \text{ ft}^2 \quad (37)$$

14 Coeficiente total de diseño:

$$U_D = \frac{2,061,391.5}{873.14 \times 41.35} = 57.1 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (38)$$

15 Comprobación del flujo máximo de calor:

$$q_{\text{crar}} = \frac{2,061,391.5}{873.14} = 2,361 \text{ Btu/lb ft}^2 \quad (39)$$

16 Factor de obstrucción global:

$$R_d = \frac{81.23 - 57.1}{81.23 \times 57.1} = 0.0052 \text{ h}^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu} \quad (41)$$

$R_d > R_{d\text{req}}$ el equipo cumple térmicamente.

El equipo cumple con los requerimientos del factor de obstrucción pero con un exceso considerable, por lo tanto se concluye que el rehervidor está excedido en área, por lo cual se deduce que el valor supuesto del coeficiente de diseño debe aumentarse:

Suponiendo $U = 70 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, se procede a realizar el cálculo:

$$N_i = 224$$

$$D_s = 19.25 \text{ plg}$$

$$A'_R = 703.54 \text{ ft}^2$$

$$U_D = 69.31 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_{\text{vs}} = 132 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$H_1 = 300 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$U_C = 91.7 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.0035 \text{ h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

$R_d > R_{d\text{req}}$ el equipo cumple térmicamente.

6.2.2 Método de Palen y Small.

El procedimiento de cálculo térmico es el siguiente:

1 Considerar los nueve pasos iniciales del método de Kern.

2 Resistencia de la pared:

$$r_w = \frac{0.1963 \cdot \ln\left(\frac{0.75}{0.584}\right)}{2\pi \cdot 26} = 3.006e-4 \cdot \text{h}^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu} \quad (47)$$

$$k = 26 \text{ Btu/h}^\circ\text{F ft}^2$$

3 Coeficiente de ebullición para un solo tubo (ecuación de McNelly):

i) Rangos estrechos de ebullición

El siguiente procedimiento es usado para calcular el coeficiente de ebullición para un sólo tubo:

a) Suponer un valor de $h_1 = 300 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$

b) Calcular U_1 de la ecuación (51).

c) Calcular h_1 de la ecuación (50).

- d) Comparar el valor calculado de h_i con el valor supuesto, si la diferencia es grande use el valor calculado y regrese a b) hasta que la convergencia sea aceptable.
 e) Calcular ΔT_b de la ecuación (52). Si ΔT_b es menor que $8^\circ F$, la convección libre debe ser tomada en cuenta para una corrección.

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{300} + \left(\frac{1}{111.4}\right) + 3.006e-4} = 79.3 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ F \quad (46)$$

$$h_i = 0.225 \times 1 \times \left(\frac{(79.3 \cdot 41.35) \cdot 0.669}{217}\right)^{0.69} \left(\frac{144 \times 14.9 \times 0.0093}{0.00202}\right)^{0.31} \left(\frac{61.42}{0.243} - 1\right)^{0.33}$$

$$= 230.83 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ F \quad (45)$$

| h_i | U_1 | h_i calculada |
|-------------|-------------|-----------------|
| 300 | 79.30391862 | 243.2907894 |
| 243.2907894 | 74.70105544 | 233.4574889 |
| 233.4574889 | 73.74729639 | 231.3967059 |
| 231.3967059 | 73.54040643 | 230.9485918 |
| 230.9485918 | 73.49508533 | 230.8503762 |
| 230.8503762 | 73.48513604 | 230.8288126 |
| 230.8288126 | 73.48295085 | 230.8240764 |
| 230.8240764 | 73.48247087 | 230.823036 |
| 230.823036 | 73.48236543 | 230.8228075 |

$$\Delta T_b = \left(\frac{73.48}{230.82}\right) 41.35 = 13.16^\circ F \quad (47)$$

4 Flux máximo de calor para un solo tubo (ecuación de Zuber):

$$q_{i,max} = 25.8 \times 142.9(0.243)(217) \left[\frac{0.0202(61.42 - 0.243)}{(0.243)^2}\right]^{0.25}$$

$$= 233,829.71 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$q_i = 73.48 \times 41.35 = 3,038.5 \cdot \text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \quad (52)$$

Si $q_i \leq q_{i,max}$, proseguir con el calculo.

El cálculo se detiene pues las ecuaciones de corrección por bloqueo de vapor en el haz de tubos (ec. 59 - 63, mostradas en el capítulo anterior), no aplican para componentes polares como es en nuestro caso

5 Factor de obstrucción global:

$$R_d = \frac{73.48 - 57.1}{73.48 \times 57.1} = 0.0038 \cdot h^\circ F \cdot ft^2 / Btu \quad (41)$$

$R_d > R_{dreq}$ el equipo cumple térmicamente.

6.2.3 Método de Fair y Klip.

El procedimiento de calculo térmico es el siguiente:

1 Aplicar los nueve pasos iniciales del método de Kern.

2 Coeficiente de ebullición:

i) Función de supresión de burbuja:

$$X_u = \left(\frac{21,110}{9,499} \right)^{0.9} \left(\frac{0.243}{61.42} \right)^{0.5} \left(\frac{0.692}{0.01} \right)^{0.1} = 0.197 \quad (68)$$

$$G_{Tot} = \frac{(21,110/3600)}{1.64(0.083 - 0.0625)} \cdot 16 = 10.9 \text{ lb/s } ft^2 \quad (69)$$

$$\alpha = 1.10 - 0.00735 \cdot 10.9 \left(\frac{1}{0.197} \right) = 0.69 \quad (70)$$

ii) Coeficiente de ebullición nuclear:

$$h_i = 230.83 \text{ Btu/h } ft^2 \text{ } ^\circ F \quad (45)$$

iii) Coeficiente de transferencia de calor (para la fase líquida):

$$D_e = \frac{4 \left(0.083^2 - \pi \cdot 0.0625^2 \right)}{\pi \cdot 0.0625} = 0.079 \cdot ft \quad \text{Arreglo cuadrado} \quad (73)$$

$$h_t = 0.27 \frac{0.093 \left(0.079 \times 10.9 (1 - 0.45) \right)^{0.63} \left(0.668 \times 0.692 \times 2.42 \right)^{0.36}}{0.079 \left(0.692 \times 2.42 \right)} = 0.35 \text{ Btu/h } ft^2 \text{ } ^\circ F \quad (72)$$

$$\left(\frac{\rho}{\rho_m} \right)_1 = 1 + \left\{ \frac{(61.42 - 0.243)}{0.243} \right\} \times 0.0 = 1 \quad (76)$$

$$\left(\frac{\rho}{\rho_w}\right)_2 = 1 + \left\{ \frac{(61.42 - 0.243)}{0.243} \right\} \times 0.45 = 114.3 \quad (77)$$

donde el factor de corrección C_1 es:

$$C_1 = \frac{1}{2} \{1^{0.5} + 114.3^{0.5}\} = 5.84 \quad (76)$$

$$h_{ip} = 5.84 \times 0.35 = 2.04 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (75)$$

$$h'_1 = 0.69 \times 230.83 + 2.04 = 161.31 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (66)$$

3 Coeficiente total limpio:

$$U_c = \frac{111.4 \times 161.3}{111.4 + 161.3} = 65.89 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (41)$$

4 Factor de obstrucción global:

$$R_d = \frac{65.89 - 57.1}{65.89 \times 57.1} = 0.0023 \text{ h}^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu} \quad (46)$$

$R_d < R_{dreq}$ el equipo no cumple térmicamente.

El equipo no cumple con los requerimientos del factor de obstrucción, por lo tanto se concluye que el rehervidor esta excedido en área, por lo cual se deduce que el valor supuesto del coeficiente de diseño debe reducirse:

Suponiendo $U = 50 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$, se procede a realizar el cálculo:

$$N_s = 342$$

$$D_s = 23.25 \text{ plg}$$

$$A'_R = 1074.15 \text{ ft}^2$$

$$U_D = 46.4 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_{io} = 94.12 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h'_1 = 155 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U_c = 58.59 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.0045 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

$R_d > R_{dreq}$ el equipo cumple térmicamente.

6.3 Hojas de datos.

El resultado del diseño térmico-hidráulico es mostrados mediante una hoja de datos, la cual posteriormente servirá de base para el diseño mecánico-estructural del equipo.

A continuación se presentan las hojas de datos elaboradas según TEMA para el equipo EA-3451, tanto del cálculo efectuado a mano (método del Kern), así como las presentadas por ambos simuladores



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 FACULTAD DE QUÍMICA
 TESIS PROFESIONAL DE LICENCIATURA

| | | |
|--|---|--|
| PLANTA: DESHIDRATADORA DE GAS AMARGO LOCALIZACIÓN: CLAVE: EA-5451 No. UNIDADES: | CONTRATO No.: REQUISICIÓN No.: FECHA POR: EDICIÓN: | HOJA 1 DE 1 FECHA: APROBADA POR: |
|--|---|--|

CAMBIADOR DE CALOR

| | |
|--|---|
| SERVIDOR POR UNIDAD: REFRIGERADOR DE LA TORRE REGENERADORA DE GAS TAMAÑO: 2.92 X 20.20 pies SUPERFICIE POR UNIDAD: 1208.42 pies SUPERFICIE POR ENVOLVENTE: 1208.42 pies | TIPO: BKU POSICIÓN: HORIZONTAL ENVOLVENTES POR UNIDAD: ARREGLO DE ENVOLVENTES: 1 PARALELO, 1 SERIE |
|--|---|

CONDICIONES DE OPERACIÓN POR UNIDAD

| | UNIDADES | | LADO ENVOLVENTE TRENLENGUOCOL | | LADO TUBOS DOWNHEM G | |
|------------------------------|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------|-------------------------|----------------|
| | LB/HR | KG/HR | ENTRADA | SalIDA | ENTRADA | SalIDA |
| FLUIDO CIRCULADO | | | 2110 | | 10658 | |
| FLUIDO TOTAL ENTRADO | | | | | | |
| LIQUIDO | LB/HR | KG/HR | 2110 | 1970 | 10658 | 10658 |
| DENSIDAD | LB/PIE ³ | KG/M ³ | 61.688 | 61.688 | 59.161 | 59.382 |
| CONDUCTIVIDAD TERMICA | BTU/HR-PIE-F | KCAL/HR-M-C | 0.033 | 0.033 | 0.011 | 0.012 |
| CALOR ESPECIFICO | BTU/LB-F | KCAL/KG-C | 0.688 | 0.688 | 0.493 | 0.492 |
| VISCOSIDAD | CP | CP | 0.704 | 0.704 | 0.573 | 0.281 |
| PESO MOLECULAR | LB/LBMOL | KG/KGMOL | 115.1 | 140 | 215 | 215 |
| VAPOR | LB/HR | KG/HR | | 160 | | |
| CALOR LATENTE | BTU/LB | KCAL/KG | | 801 | | |
| PESO MOLECULAR | LB/LBMOL | KG/KGMOL | | 33.5 | | |
| CONDUCTIVIDAD TERMICA | BTU/HR-PIE-F | KCAL/HR-M-C | | 0.011 | | |
| CALOR ESPECIFICO | BTU/LB-F | KCAL/KG-C | | 0.459 | | |
| VISCOSIDAD | CP | CP | | 0.01 | | |
| DENSIDAD | LB/PIE ³ | KG/M ³ | | 0.244 | | |
| TEMPERATURA | F | C | 278 | 400 | 489 | 417.3 |
| PRESION (ATM 14.7 psia) | LB/PULG ² ABS | KG/CM ² ABS | 14.9 | 14.9 | 52 | 42 |
| No. PASOS | | | | 1 | | 2 |
| VELOCIDAD | PIE/SEG | M/SEG | | 0.000 | | 0.93 |
| CAIDA DE PRESION | LB/PULG ² | KG/CM ² | | | | 0.001 |
| FACTOR DE ENSUCIAMIENTO | HR-PIE-F/ BTU | HR-M-C/ KCAL | | 0.022 | | LIMITO 59.56 F |
| CALOR TRANSFERIDO | 2.659 | MMETURR | | | | |
| COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA | BTU/HR-PIE-F | | LIMPIO 48.46 | | DISENO 36.2 | |

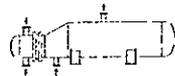
CONSTRUCCIÓN POR ENVOLVENTE

| | | |
|--|---|---|
| PRESION DE DISEÑO: LB/PULG ² MAN PRESION DE PRUEBA: LB/PULG ² MAN TEMPERATURA DE DISEÑO: F TUBOS No. 302 ENVOLVENTE: DL 23.25 pulg TAPA DE ENVOLVENTE: CANAL ESPEJOS: MM PARA FLACA DE AMARRE MM PARA LONGITUDINAL TIPO DE LONCH: ENVOLVENTE EMPAQUES ENVOLVENTE A TAPA: CANAL A TAPA CORRUSION PERMISIBLE: LADO ENVOLVENTE 0.125 (pulg) | KG/CM² MAN: 75 KG/CM² MAN: 112.5 C: 450 ESPACIAMIENTO: 1/8 pulg ENVL: 14 TAPA DE CABEZAL FLOTANTE TAPA DEL CANAL FLOTANTE ESPACIAMIENTO IN/NO: AISLANTE TUBOS ENVOLVENTE CANAL A TAPA | LONG. 8 pies ARREGLO CUADRADO PASO 1 pulg SERIAS: TIPO MM PARA PASOS: SEGMENTADAS %CORTE 45 FLUIDO: NO REQUIERE FLACA DE CHOCUE: NO REQUIERE TUBO A ESPEJO ESPEJO A CANAL FAJAS DE SELLO LADO TUBOS LLENO DE AGUA 54001.55 lb |
|--|---|---|

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|------------------------------------|---|------------|------------------------------------|---|---|------------|---------------------------------|---|---|------------|---------------------------------|---|---|------------|--------------------------------|---|---|------------|------------------------|---|---|------------|----------------------|---|---|------------|-----------------|---|---|------------|--------------------|
| CODIGOS REQUERIDOS: TBW T ASVE I V1 DV 1 ULTIMA EDICION NACE PESO VACIO: 7028.02 lb HAZ DE TUBOS: 3747.86 lb | HAZ DE TUBOS: 3747.86 lb LLENO DE AGUA: 54001.55 lb | NOTAS GENERALES: <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;">4</td> <td style="width: 10%;">4</td> <td style="width: 40%;">3" 87150 #</td> <td style="width: 30%;">CONEXIONES PARA MEDIDOR DE PRESION</td> </tr> <tr> <td>7</td> <td>4</td> <td>1" 87150 #</td> <td>CONEXIONES PARA MEDIDOR DE TEMP</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>1</td> <td>1" 87150 #</td> <td>CONEXIONES PARA LAMPIRA QUIMICA</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>2</td> <td>1" 87150 #</td> <td>CONEXIONES PARA VENTIL Y DRENE</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>1</td> <td>2" 87150 #</td> <td>SALIDA DE AGENTE TERMO</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1</td> <td>2" 87150 #</td> <td>ENTRADA AGENTE TERMO</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> <td>4" 87150 #</td> <td>SALIDA DE VAPOR</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>2" 87150 #</td> <td>ENTRADA DE LIQUIDO</td> </tr> </table> | 4 | 4 | 3" 87150 # | CONEXIONES PARA MEDIDOR DE PRESION | 7 | 4 | 1" 87150 # | CONEXIONES PARA MEDIDOR DE TEMP | 6 | 1 | 1" 87150 # | CONEXIONES PARA LAMPIRA QUIMICA | 5 | 2 | 1" 87150 # | CONEXIONES PARA VENTIL Y DRENE | 4 | 1 | 2" 87150 # | SALIDA DE AGENTE TERMO | 3 | 1 | 2" 87150 # | ENTRADA AGENTE TERMO | 2 | 1 | 4" 87150 # | SALIDA DE VAPOR | 1 | 1 | 2" 87150 # | ENTRADA DE LIQUIDO |
| 4 | 4 | 3" 87150 # | CONEXIONES PARA MEDIDOR DE PRESION | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 4 | 1" 87150 # | CONEXIONES PARA MEDIDOR DE TEMP | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 1 | 1" 87150 # | CONEXIONES PARA LAMPIRA QUIMICA | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 2 | 1" 87150 # | CONEXIONES PARA VENTIL Y DRENE | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 1 | 2" 87150 # | SALIDA DE AGENTE TERMO | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 1 | 2" 87150 # | ENTRADA AGENTE TERMO | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 1 | 4" 87150 # | SALIDA DE VAPOR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 1 | 2" 87150 # | ENTRADA DE LIQUIDO | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| NUM TAMAÑO mm | CANT | TAMAÑO Y RANGO | TIPO Y CARA | SERVICIO RANGO Kg/hr |
|-----------------------------|------|----------------|-------------|----------------------|
| DATOS DE BÓMULAS POR EQUIPO | | | | |

| | | | | | | | | | | |
|----|----------------------------------|---------|----------|-------------|--------------------------|-------------------|--------------|-----------------------------|------------|----------|
| 1 | Company. | | | | | | | | | |
| 2 | Location | | | | | | | | | |
| 3 | Service of Unit | | | | | Our Reference: | | | | |
| 4 | Item No | | | | | Your Reference. | | | | |
| 5 | Date: | | Rev No.: | | | Job No.: | | | | |
| 6 | Size | 23 / 30 | -216 | in | Type | BKU | hor | Connected in | 1 parallel | 1 series |
| 7 | Surf/Unit (eff.) | 1282.2 | ft2 | Shells/unit | 1 | Surf/shell (eff.) | 1282.2 | ft2 | | |
| 8 | PERFORMANCE OF ONE UNIT | | | | | | | | | |
| 9 | Fluid allocation | | | | Shell Side | | | Tube Side | | |
| 10 | Fluid name | | | | TEG/Agua | | | Dowtherm G | | |
| 11 | Fluid quantity, Total | | | | 21110 | | | 105518 | | |
| 12 | Vapor (In/Out) | | | | 1640 | | | | | |
| 13 | Liquid | | | | 21110 | | | 19470 | | |
| 14 | Noncondensable | | | | | | | 105518 | | |
| 15 | | | | | | | | | | |
| 16 | Temperature (In/Out) | | | | F | | | 278 | | |
| 17 | Dew point/Bubble point | | | | F | | | 395 | | |
| 18 | Density | | | | lb/ft3 | | | 61.688 | | |
| 19 | Viscosity | | | | cp | | | 0.704 | | |
| 20 | Molecular Wt. Vap | | | | | | | | | |
| 21 | Molecular Wt. NC | | | | | | | | | |
| 22 | Specific heat | | | | BTU/(lb*F) | | | 0.668 | | |
| 23 | Thermal conductivity | | | | BTU/(ft*h*F) | | | 0.093 | | |
| 24 | Latent Heat | | | | BTU/lb | | | 601 | | |
| 25 | Inlet pressure (absolute) | | | | psi | | | 14.9 | | |
| 26 | Velocity | | | | ft/s | | | 52 | | |
| 27 | Pressure drop, allow/calc. | | | | psi | | | 1.52 | | |
| 28 | Fouling resist. (min) | | | | ft2*h*F/BTU | | | 0.002 | | |
| 29 | Heat Exchanged | | | | BTU/h | | | 57.63 | | |
| 30 | Transfer rate, Service | | | | Dirty | | | Clean | | |
| 31 | CONSTRUCTION OF ONE SHELL | | | | | | | | | |
| 32 | | | | | Shell Side | | | Tube Side | | |
| 33 | Design/Test pressure | | | | psi | | | 75 / code | | |
| 34 | Design temperature | | | | F | | | 460 | | |
| 35 | Number passes per shell | | | | | | | 1 | | |
| 36 | Corrosion allowance | | | | in | | | 0.0625 | | |
| 37 | Connections | | | | In | | | 2 / 150 ANSI | | |
| 38 | size/rating | | | | Out | | | 3 / 150 ANSI | | |
| 39 | | | | | Intermediate | | | 3 / 150 ANSI | | |
| 40 | Tube No. 176 | | OD 0.75 | | Tks-avg. 0.083 | | In Length 18 | | ft Pitch 1 | |
| 41 | Tube type plain | | | | #/in | | | Material CS | | |
| 42 | Shell CS | | | | ID | | | OD 24 | | |
| 43 | Channel or bonnet | | | | CS | | | Shell cover CS | | |
| 44 | Tubesheet-stationary | | | | CS | | | Channel cover | | |
| 45 | Floating head cover | | | | | | | Tubesheet-floating | | |
| 46 | Baffle-crossing | | | | CS | | | Impingement protection none | | |
| 47 | Baffle-long | | | | Type | | | single seg | | |
| 48 | Supports-tube | | | | U-bend | | | Type | | |
| 49 | Bypass seal | | | | | | | Tube-tubesheet joint | | |
| 50 | Expansion joint | | | | | | | Type | | |
| 51 | RhoV2-Inlet nozzle | | | | 1172 | | | Bundle entrance | | |
| 52 | Gaskets - Shell side | | | | | | | Bundle exit | | |
| 53 | Floating head | | | | | | | lb/(ft*s2) | | |
| 54 | Code requirements | | | | ASME Code Sec VIII Div 1 | | | TEMA class B | | |
| 55 | Weight/Shell | | | | 7635.3 | | | Filled with water 14054 | | |
| 56 | Remarks | | | | | | | Bundle 4321.7 | | |
| 57 | | | | | | | | | | |
| 58 | | | | | | | | | | |



SHELL AND TUBE EXCHANGER DATA SHEET

| | | | |
|-----------------------------|---|------------------|-----------------|
| EXCHANGER NAME | F3454 | UNIT ID | 2001 |
| SIZE | 25- 216 | TYPE | BKU. HORIZONTAL |
| AREA/UNIT | 1399 FT2 (1399. FT2 REQUIRED) | AREA/SHELL | 1399. FT2 |
| PERFORMANCE OF ONE UNIT | SHELL-SIDE | TUBE-SIDE | |
| FEED STREAM NUMBER | 1001 | 1002 | |
| FEED STREAM NAME | FRIA | CALIENTE | |
| TOTAL FLUID | LB /HR 21110. | 108609. | |
| VAPOR (IN/OUT) | LB /HR 39. / 860. | 0. / 0. | |
| LIQUID | LB /HR 19913. / 19092. | 108609 / 108609. | |
| STEAM | LB /HR 1141. / 1145. | 0. / 0. | |
| WATER | LB /HR 18. / 14. | 0. / 0. | |
| NON CONDENSIBLE | LB /HR 0. | 0. | |
| TEMPERATURE (IN/OUT) DEG F | 278.0 / 400.0 | 469.0 / 433.2 | |
| PRESSURE (IN/OUT) PSIA | 14 90 / 14.89 | 52.00 / 51.27 | |
| SP GR., LIQ (60F / 60F H2O) | 1 129 / 1 129 | .954 / .954 | |
| VAP (60F / 60F AIR) | .640 / .999 | .000 / .000 | |
| DENSITY, LIQUID | LB/FT3 64.427 / 60 780 | 58.068 / 59.071 | |
| VAPOR | LB/FT3 .035 / .047 | .000 / .000 | |
| VISCOSITY, LIQUID | CP .755 / .425 | .449 / .519 | |
| VAPOR | CP .014 / .015 | .000 / .000 | |
| THRL COND, LIQ | BTU/HR-FT-F .0668 / .0598 | .0710 / .0717 | |
| VAP | BTU/HR-FT-F .0159 / .0184 | .0000 / .0000 | |
| SPEC.HEAT, LIQUID | BTU /LB F .6728 / 7049 | .5010 / 4899 | |
| VAPOR | BTU /LB F .4760 / .5091 | .0000 / .0000 | |
| LATENT HEAT | BTU /LB 901.00 | 00 | |
| VELOCITY | FT/SEC 1.08 | 1.40 | |
| DP/SHELL (DES/CALC) | PSI 10.00 / .01 | 10.00 / .73 | |
| FOULING RESIST | FT2-HR-F/BTU .00200 (.00138 REQD) | .00100 | |
| TRANSFER RATE | BTU/HR-FT2-F SERVICE 14.23 (14.23 REQD), CLEAN 14.79 | | |
| HEAT EXCHANGED | MMBTU /HR 1.929. MTD(CORRECTED) 96.9. | FT .929 | |
| CONSTRUCTION OF ONE SHELL | SHELL-SIDE | TUBE-SIDE | |
| DESIGN PRESSURE/TEMP | PSIA /F 75 / 500. | 125. / 500. | |
| NUMBER OF PASSES | 1 | 2 | |
| MATERIAL | CARB STL | CARB STL | |
| INLET NOZZLE ID/NO | IN 12.0 / 1 | 4.0 / 1 | |
| OUTLET NOZZLE ID/NO | IN 8.0 / 1 | 4.0 / 1 | |
| TUBE: NUMBER | 396. OD .750 IN. THICK .083 IN. LENGTH 18.0 FT | | |
| TYPE | BARE. PITCH 1.0 IN. PATTERN 90 DEGREES | | |
| SHELL: ID | 41.67 IN. BUNDLE DIAMETER(DO TL) 24.48 IN | | |
| RHO-V2: INLET NOZZLE | 89 2 LB/FT-SEC2 | | |
| TOTAL WEIGHT/SHELL | LB 3957.0 FULL OF WATER 32456 3 BUNDLE 7483.7 | | |

VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Se realizó el diseño de cuatro rehervidores tipo Kettle, en la misma forma y con los métodos mostrados en los capítulos anteriores (métodos de Kern, Palen-Small, Fair-Klip y los simuladores B-JAC y HEXTRAN), para lo cual se mantuvieron constantes las condiciones de operación, hasta donde fue posible, ya que ambos simuladores, tienen diferentes métodos de convergencia, es decir lo hacen ya sea ajustando el flujo del medio de calentamiento sobre el valor de la carga térmica, o mediante el rango o acercamiento de las temperaturas de proceso. Por otra parte se decidió que las propiedades físicas de los fluidos a tratar, fueran tomadas de las bases de datos de cada simulador, las cuales cabe aclarar, casi no difieren con respecto a las tomadas de las hojas de datos de los equipos seleccionados.

En primera instancia se analizarán los resultados obtenidos para el caso de estudio (EA-5451). el cual corresponde al caso de ebullición no isotérmica, dicho análisis se efectuará tomando como base la hoja de datos emitida por la División de Ingeniería Térmica del IMP. A continuación se analizarán los resultados de otros cuatro equipos, haciendo énfasis en el coeficiente de ebullición, pues en estos equipos la ebullición es isotérmica, dicho análisis va encaminado a determinar el método aproximado con que trabajan ambos simuladores con respecto a este coeficiente.

7.1 Análisis de resultados del EA-5451.

A continuación se muestra una tabla con los resultados obtenidos mediante los métodos seleccionados para el diseño del EA-5451, el diseño fue direccionado en cada uno de dichos métodos a fin de satisfacer la carga térmica requerida por el servicio, las variables a analizar son:

1. Diferencia de temperaturas ΔT ($^{\circ}F$)
2. Coeficiente de película (lado tubos) h_{fo} ($Btu/h\ ft^2\ ^{\circ}F$)
3. Coeficiente de ebullición h_i ($Btu/h\ ft^2\ ^{\circ}F$)
4. Coeficiente global de transferencia de calor U ($Btu/h\ ft^2\ ^{\circ}F$)
5. Área de transferencia de calor A (ft^2)

| EA-5451 | ΔT | h_{fo} | h_i | U | A |
|------------|------------|----------|-------|-------|---------|
| Kern | 57.6 | 114.5 | 300 | 38.2 | 1208.42 |
| Hextran | 96.9 | 126.2 | 17.5 | 19.61 | 1399 |
| B-JAC | 57.63 | 136.82 | 294.4 | 36.38 | 1228.2 |
| Hoja de D. | 57.4 | 137.8 | 295 | 38 | 1234 |

1 Diferencia de temperaturas (ΔT)

Como se menciona con anterioridad las condiciones de proceso son tales que en el EA-5451 además de llevarse a cabo la vaporización de la mezcla TEG-Agua, también hay un precalentamiento de dicha mezcla hasta llevarla a temperatura de saturación, por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperaturas, tiene que ser cuidado ya que si éste se efectúa como una diferencia de temperaturas media logarítmica, la cual corresponde a un modelo lineal, traerá un sobreestimamiento en su valor, el cual repercute directamente en una disminución del valor del área de transferencia de calor según la ecuación de diseño:

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

de donde
$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T}$$

Por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperaturas debe ser considerando las zonas de calentamiento, a fin de calcular una diferencia de temperaturas balanceada que represente con mayor proximidad el valor promedio de temperatura en el sistema.

Con respecto a los simuladores empleados se encontró que, HEXTRAN no maneja una diferencia de temperaturas balanceada, sino una diferencia de temperaturas lineal por lo cual hay un sobreestimamiento en dicho valor. Con respecto al simulador B-JAC y el programa elaborado mediante la hoja de cálculo (*Anexo II*), la variación en el valor calculado es mínima, de ahí que se concluya que el método de cálculo es adecuado.

2 Coeficiente de película lado tubos (h_{io})

Con respecto al cálculo de este valor no se registró variación significativa entre los diferentes métodos, el cual corresponde al de un líquido sin cambio de fase, el cálculo manual es realizado mediante las correlación de Sieder y Tate para un fluido sin cambio de fase a régimen turbulento.

3 Coeficiente de ebullición (h_f)

El coeficiente de ebullición fue evaluado por el método del Kern, el cual considera un valor máximo de $300 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ a fin de eliminar el posible bloqueo de vapor en el haz de tubos, aunque parece conservador este criterio, para el caso de ebullición no isotérmica resulta una muy buena estimación, con lo cual se ratifica la información encontrada en la literatura abierta^[16,18], con respecto a los simuladores: B-JAC evalúa este término de acuerdo al método del Kern, con respecto a HEXTRAN, reporta un coeficiente de ebullición muy diferente, teniendo una variación de 94% con respecto a Kern, esta diferencia es atribuible a una compensación sobre el valor de la diferencia de temperaturas, a fin de obtener un diseño conservador (ver punto número cinco).

4 Coeficiente global de transferencia de calor (U)

El coeficiente global de transferencia de calor fue calculado de acuerdo al método empírico de Kern, el cual consiste en determinar en primera instancia un coeficiente de ebullición balanceado en función de que la carga térmica total se divide en calor sensible y calor latente, y la superficie requerida para cada fracción se calcula separadamente o sus respectivos coeficientes de ebullición o coeficientes sensibles. El método es aplicable sobre todo a sustancias orgánicas, las cuales tiene un rango de ebullición, que a veces llega a ser tan amplio que se considera como una zona de calentamiento (precalentamiento, sobrecalentamiento), independiente a la de ebullición, en donde el calor sensible se considera como suministrado por una modificación de la convección libre. Al igual que el coeficiente de ebullición (h_f), B-JAC utiliza este método para calcular el coeficiente global, mientras que HEXTRAN reporta un coeficiente bajo, atribuible a una compensación sobre el valor de la diferencia de temperatura.

5 Área de transferencia de calor (A)

El valor más importante que nos compete como diseñadores de equipo de intercambio térmico sobre los demás es el área de transferencia de calor, la cual es el resultado de la adecuada evaluación de las resistencias al intercambio de calor a fin de satisfacer los requerimientos energéticos de un servicio dado, para nuestro caso de estudio en particular se encontró que el diseño del equipo es satisfactorio por cualquier método que se realice, ya que tomando como base la hoja de datos del EA-5451 el valor del área de transferencia no tiene una desviación significativa en ningún método, cabe aclarar que a pesar de que el simulador HEXTRAN, claramente no sigue el método de Kern a comparación de B-JAC, el resultado es bueno, ya que se registro un 13.4% de sobrediseño con respecto a la base, el método usado por dicho simulador no pudo ser determinado, sólo se aprecia que el valor del coeficiente de ebullición es calculado de tal manera que hay una compensación en el área de transferencia de calor a través del valor de la diferencia de temperaturas, el cual al calcularse linealmente trae un sobreestimamiento en este valor.

7.2 Análisis de resultados de rehervidores con ebullición isotérmica.

Las siguientes tablas son los resultados de diseño de cuatro rehervidores tipo Kettle, que prestan servicio en las plantas deshidratadora y endulzadora, el tipo de ebullición que ocurre es isotérmica, ya que el rango de ebullición es pequeño, es decir menor a 10 °F, por lo que el calor sensible desprendido se considera insignificante con respecto al calor latente, en la carga térmica total.

Los métodos fueron aplicados, hasta donde los rangos de aplicación de las correlaciones lo permiten. es decir en el método de Palen, no se corrigió el valor del coeficiente de ebullición. mediante el factor de corrección del haz de tubos, puesto que dichas correlaciones no aplican para componentes polares, como lo es en los sistemas TEG-Agua y MDEA-Agua.

Como en el caso anterior, las condiciones de operación, las propiedades físicas y de transporte de los fluidos a tratar así como la geometría de los equipos, se mantuvieron constantes. a fin de realizar una comparación en el coeficiente de ebullición y en el área de transferencia de calor

Rehervidores con sistema TEG-Agua

| EA-5475 | ΔT | h_{i0} | h_i | U | A |
|---------|------------|----------|--------|-------|---------|
| Kern | 41.35 | 132.04 | 300 | 48.45 | 703.54 |
| Palen | 41.35 | 111.41 | 230.82 | 57.3 | 870 |
| Fair | 41.35 | 94.12 | 155 | 46.4 | 1074.15 |
| Hextran | 41.3 | 132.15 | 351.3 | 61.8 | 840 |
| B-JAC | 41.47 | 161.66 | 377.57 | 68.99 | 750 |

| EA-5310 | ΔT | h_{i0} | h_i | U | A |
|---------|------------|----------|--------|-------|------|
| Kern | 43.7 | 123.16 | 300 | 61.64 | 1074 |
| Palen | 43.7 | 123.17 | 255.6 | 61.64 | 1074 |
| Fair | 43.7 | 93.6 | 128.54 | 43.74 | 1514 |
| Hextran | 42.9 | 457.63 | 352.65 | 44.3 | 1039 |
| B-JAC | 43.82 | 175.77 | 398.5 | 69.96 | 944 |

Rebervidores con sistema MDEA-Agua

| EA-4404 | ΔT | h_{i0} | h_i | U | A |
|---------|------------|----------|---------|--------|---------|
| Kern | 37.1 | 172.28 | 300 | 76.37 | 2061.15 |
| Palen | 37.1 | 144.54 | 178.3 | 61.33 | 2566.81 |
| Fair | 37.1 | 131.62 | 136.5 | 54.55 | 2885.61 |
| Hextran | 37.9 | 147.38 | 175.6 | 106.97 | 1441 |
| B-JAC | 37.16 | 274.63 | 1003.53 | 93.53 | 1685 |

| EA-5401 | ΔT | h_{i0} | h_i | U | A |
|---------|------------|----------|---------|--------|--------|
| Kern | 44.5 | 157.81 | 300 | 76.13 | 1703 |
| Palen | 44.5 | 157.81 | 330 | 76.13 | 1703 |
| Fair | 44.5 | 141.18 | 222.66 | 66.23 | 1957.5 |
| Hextran | 41.8 | 242.3 | 1127.8 | 99.23 | 1398 |
| B-JAC | 44.61 | 262.35 | 1223.65 | 101.38 | 1282.2 |

El análisis de los resultados va encaminado al diseño global, ya que finalmente la comparación se realizará en función del área de transferencia de calor calculada mediante los cinco métodos, la base de comparación son los resultados obtenidos mediante el simulador B-JAC, cabe aclarar que esta base también podría ser los resultados del simulador HEXTRAN, pero como se ve en las tablas los resultados finales son muy próximos.

1 Diferencia de temperaturas (ΔT)

El cálculo de la diferencia de temperaturas, para el caso de ebullición isotérmica no representa ningún problema, ya que al menos una de las corrientes de proceso (fría), es casi isotérmica, por lo cual el empleo de la diferencia de temperaturas media logarítmica representa correctamente el perfil de temperaturas en el equipo.

2 Coeficiente de película lado tubos (h_{i0})

Con respecto al cálculo de este valor nuevamente no se registró variación significativa mediante cualquier método, el cual corresponde al de un líquido sin cambio de fase, el cálculo manual es realizado mediante las correlación de Sieder y Tate para un fluido sin cambio de fase a régimen turbulento.

3 Coeficiente de ebullición (h_f)

Para el caso de ebullición isotérmica el cálculo del coeficiente de ebullición, resultó distar mucho del empleado por los simuladores con respecto a los otros métodos, las correlaciones encontradas en la literatura resultaron ser conservadoras en diferente grado, ya que reportan valores muy bajos, lo que trae como consecuencia que el sobre diseño en el área de transferencia este presente en diferentes magnitudes, la tendencia se aprecia mejor dependiendo de la mezcla a vaporizar así:

| Método | % desviación promedio con respecto a B-JAC |
|---------------|--|
| Kern | 22 |
| Palen y Small | 36.5 |
| Fair y Klip | 62.5 |

Sistema TEG-Agua

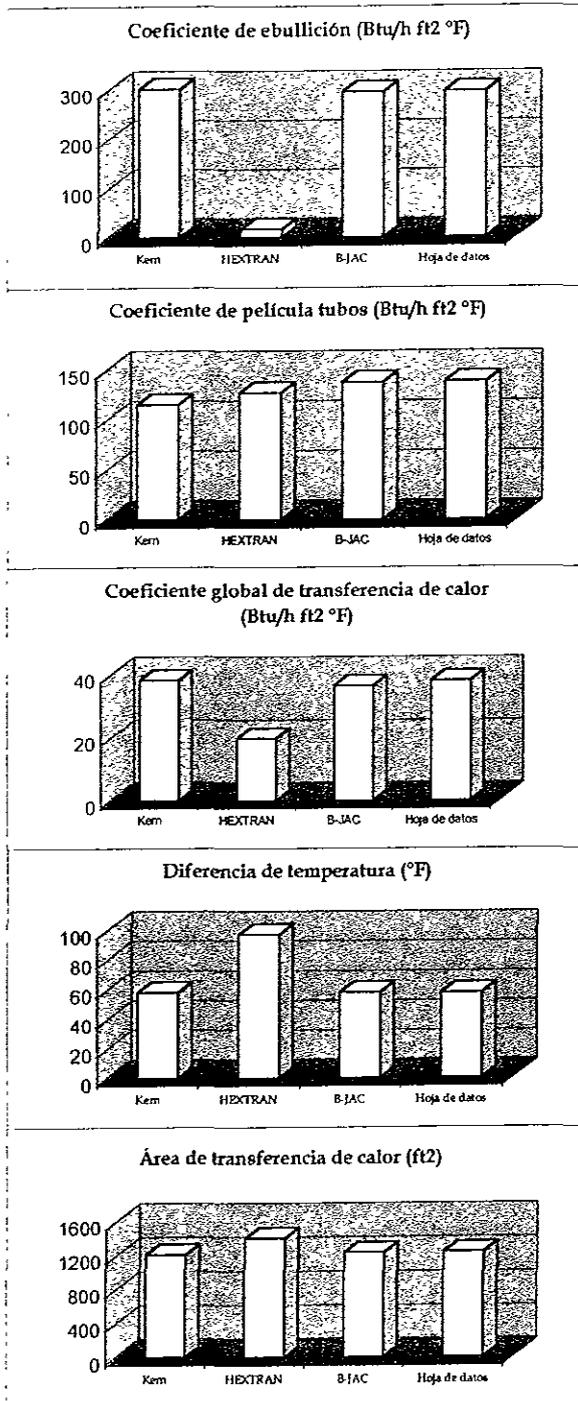
| Método | % desviación promedio con respecto a B-JAC |
|---------------|--|
| Kern | 72.5 |
| Palen y Small | 77.5 |
| Fair y Klip | 83.5 |

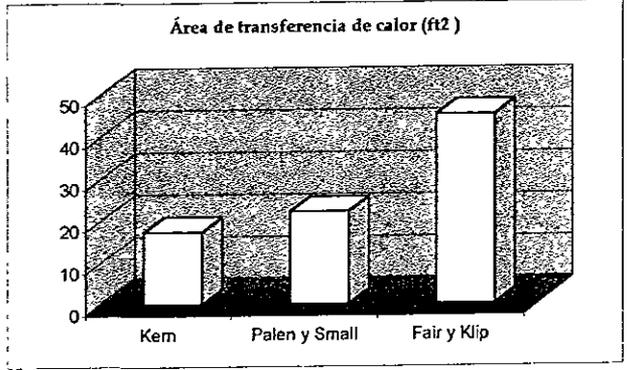
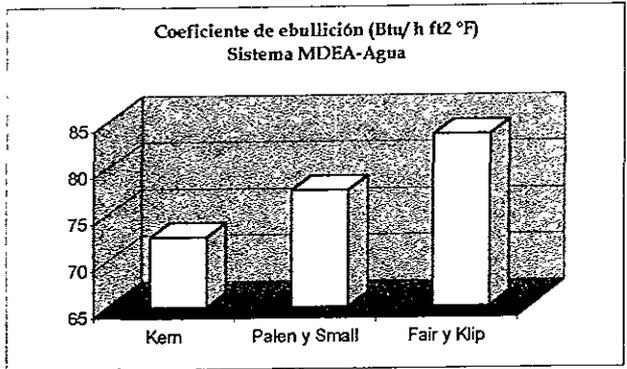
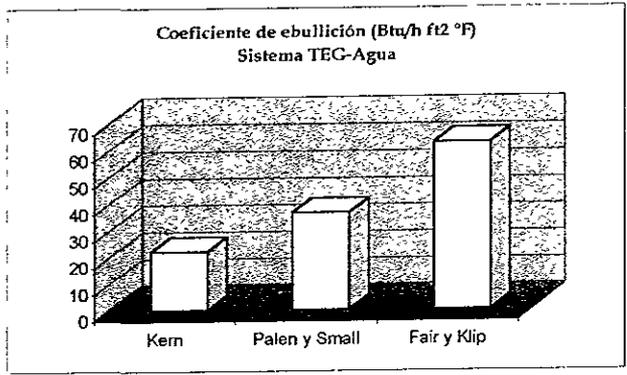
Sistema MDEA-Agua

4 Área de transferencia de calor A (ft^2)

Como ya se mencionó hay un sobre diseño de los equipos calculados con los métodos encontrados en la literatura abierta, determinado éste por el cálculo conservador del coeficiente de ebullición.

| Método | % desviación promedio con respecto a B-JAC |
|---------------|--|
| Kern | 17.2 |
| Palen y Small | 22 |
| Fair y Klip | 45 |





VIII. DISEÑO MECÁNICO ESTRUCTURAL.

El diseño de un cambiador de calor desde el punto de vista mecánico deberá basarse en las hojas de datos, en dónde se tiene toda la información que reportó el diseño termodinámico, con lo que se definirá la forma del cambiador a utilizar y que bajo condiciones normales de operación se adaptará en sus distintas partes a los tipos propuestos por el código TEMA.

En México no existen códigos específicos por los que se utilizan los más usuales en Estados Unidos de Norteamérica los cuales son:

ASME (American Society of Mechanical Engineers):

Para calderas y recipientes a presión (sección VIII). En éste código se da los requerimientos mínimos, para construcción, diseño, fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión no expuestos al fuego. Los espesores de las partes de los cambiadores, tales como envolventes, cabezales, bridas y soportes, pueden ser determinados por éste código.

TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association):

En éste se dan los procedimientos y valores mínimos recomendados para el diseño mecánico, para la construcción de cambiadores de calor de tubos y envolvente, los espesores mínimos recomendados en éste código son mayores que los requeridos por el código ASME.

8.1 Descripción de las partes mecánicas:

- *Envolvente, carcasa o cubierta.* Elemento generalmente recto y cilíndrico que constituye la parte central externa de un cambiador de calor, la que aloja en su interior el "haz de tubos". Su función principal es resistir presión, pudiendo ser ésta, interna y/o externa y todas aquellas acciones o interacciones que los demás elementos ejercen sobre ella. (Figura 4.2b)
- *Tapa del cabezal o bonete.* Es un elemento un poco más complicado en cuanto su análisis y se le puede clasificar en dos tipos principales en cuanto a su configuración geométrica: tapas curvas y tapas planas. La función principal de este elemento es tapar los extremos de un recipiente, por medio de uniones soldadas o apernadas.
- *Bridas* Es un componente estructural por medio del cual se une el cabezal al espejo o a la brida principal del cuerpo.
- *Boquillas.* Son elementos que sirven para la entrada o salida de los fluidos que circulan por la envolvente o por el interior de los tubos de transferencia.

- *Espejo*. La función principal de los espejos es la de realizar un confinamiento, separando los fluidos de proceso para evitar el contacto directo entre ellos. Su forma geométrica más común es una placa circular.
- *Baffles*. Son placas cuya función principal es la de obligar al fluido del lado de la carcasa a circular en un sentido previamente seleccionado (térmicamente), y por otro servir de soporte al haz de tubos.
- *Tubos de transferencia*. Son elementos mediante los cuales se efectúa la transferencia de calor, son conocidos comercialmente como “tubings” o “tubos de calibre” es decir, sus espesores de pared se miden como “calibres B.W.G.”.
- *Venteos*. Son elementos de conexión cuya función es la de extraer los gases o aire que se forma al estar operando el cambiador de calor. Se colocan tanto en el lado de los tubos como en el lado de la envolvente.
- *Drenes*. Son elementos de conexión cuya función es la de extraer los líquidos residuales, normalmente se colocan en la parte inferior del cambiador de calor, tanto del lado de tubos como en el lado envolvente.
- *Placas de refuerzo en boquillas*. Son elementos importantes en un cambiador y su función primordial es reforzar el área adyacente al orificio hecho para la boquilla, sus dimensiones dependen de las condiciones de presión a que trabaja el equipo.
- *Juntas de expansión*. Es un elemento que tiene por función absorber o disminuir los esfuerzos que se generan en los espejos debido a las dilataciones térmicas.
- *Silletas o soportes*. Son los elementos en los cuales va a descansar el cambiador de calor.
- *Vertedero*. Consiste en una placa a la cual se le practica una ranura en forma de “V” con la finalidad de mantener un nivel constante del fluido.

8.2 Glosario de términos mecánicos:

- *Esfuerzo*: fuerza interna ejercida por cualquiera de las dos partes adyacentes de un cuerpo sobre la otra a través de un plano de separación imaginario. Cuando las fuerzas son paralelas al plano el esfuerzo se llama *cortante*; cuando las fuerzas son normales al plano el esfuerzo se llama *normal*; cuando el esfuerzo normal está dirigido hacia la parte sobre la cual actúa se llama esfuerzo de *compresión* y cuando está dirigido alejándose de la parte sobre la que actúa se llama esfuerzo de *tensión*.

- **Momento:** se define como un vector cuya magnitud es igual al producto de la distancia perpendicular desde el punto de origen hasta la línea de acción y la magnitud de la fuerza y su dirección es perpendicular al plano.

8.3 Condiciones de diseño y operación:

8.3.1 *Presión de operación.* Es la presión a la que trabaja un cambiador de calor en condiciones normales de operación, la cual es una presión manométrica. Esta presión de operación existe tanto en el haz de tubos como en la envolvente del cambiador de calor, normalmente tendrán diferente valor.

8.3.2 *Presión de diseño.* Es la presión que tendrá que emplear para diseñar todas las partes constitutivas de un cambiador de calor, la cual esta regida por las siguientes ecuaciones:

$$P_D = P_O + 30 \tag{89}$$

$$P_D = P_O (1.1) \tag{90}$$

$$P_D = 75 \text{ (como mínimo)} \tag{91}$$

Se utilizará la que resulte mayor.

8.3.3 *Presión de prueba hidrostática.* Es la presión hidrostática a la cual se probará un cambiador de calor.

$$P_H = P_D (1.5) \tag{92}$$

8.3.4 *Presión de trabajo máxima permisible.* Es la máxima presión a la que se puede someter un cambiador de calor en condiciones de operación, bajo las siguientes condiciones:

- En condiciones corroídas.
- Sometido a la temperatura de diseño.
- En condiciones de operación normal.
- Cuando las condiciones en alguno de los lados (tubos, coraza) sea crítica.

Generalmente se limita a la presión de trabajo máxima permisible sobre la base de la resistencia del cuerpo, tapas o espejos, y no por elementos secundarios como bridas, cuellos de boquillas, etc.

8.3.5 *Temperatura de operación.* La temperatura que deberá mantenerse en la parte del depósito que se éste considerando para la operación especificada del cambiador de calor.

8.3.6. *Temperatura de diseño.* La temperatura media del metal (a través del espesor) que se espera bajo las condiciones de trabajo para la parte bajo consideración.

$$T_D = T_O + 50 \text{ } ^\circ\text{F} \tag{93}$$

$$T_D = T_O (1.1) \tag{94}$$

Se utilizará la que resulte mayor

8.4 Materiales de construcción.

Los materiales se fabrican en formas comerciales que se denominan formas de suministro y para ello se han normalizado las de mayor utilidad. En los cambiadores de calor se emplean algunas de dichas formas, que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse. A continuación se presentan las formas de suministro y su utilidad en la fabricación de los transmisores de calor.

8.4.1 Placa. Se emplean en la fabricación de mamparas, silletas, tapas formadas y planas, placas divisorias, fajas de sello, placa de choque, espejos y secciones cilíndricas (envolventes y canales) cuando el equipo es mayor de 24 plg (610 mm) de diámetro interior.

8.4.2 Forja. Se emplea en la fabricación de bridas, coples y en algunos casos cuando los espejos y tapas planas cuentan con espesores mayores de 6 plg (152 mm), por la dificultad que presenta controlar los efectos en el laminado para estos espesores.

8.4.3 Tubos. Existen en el mercado tubos de cédula y tubos de calibre, ambos fabricados para diámetros normalizados, aunque con características de fabricación diferentes y utilidad específica dentro del diseño de los cambiadores de calor.

Los tubos de cédula pueden conseguirse en el mercado desde 1/8 plg (3.2mm) hasta 42 plg (1067mm) de diámetro nominal que no corresponde al diámetro interno o externo real, a excepción de aquellos mayores de 12 plg (305 mm) en los cuales el diámetro exterior es común al diámetro de identificación (nominal).

La utilidad que pueden ofrecer los tubos de cédula para las necesidades de diseño es variada, debido a que los espesores que pudieran ofrecerse en los elementos por diseñarse, se pueden seleccionar en función del diámetro nominal y una cédula que satisfaga el espesor requerido, ya que existen varias cédulas para cada diámetro nominal con un espesor definido.

Son fabricados con costura o sin ella, esto es soldados o extruidos, de los cuales se prefieren los segundos en los diseños de cuellos de boquillas, espaciadores, secciones cilíndricas como envolventes, cuando no excedan de 24 plg (610 mm) de diámetro nominal.

Los tubos de calibre llamados tubos de transmisión, se fabrican en diámetros nominales desde 1/4 plg (6.335 mm), que corresponden al diámetro exterior y cada uno de ellos se fabrican en diferentes espesores normalizados, a los cuales se les conoce como el calibre del tubo. También existen en el mercado con o sin costura, prefiriéndose los últimos para la construcción de los haces de tubos.

8.4.4 *Materiales más comunes.* Los estándares TEMA y el código ASME, hacen una referencia sobre los materiales más utilizados, siendo éste último el que proporciona la especificación apropiada del material. A continuación se dan algunos ejemplos de materiales más usados:

Placa: SA-515-70, SA-285-C, SA-36

Forja: SA-105, SA-181, SA-266-2

Tubo de cédula: SA-106-B, SA-53-B, SA-333-1

Tubos de calibre: SA-179, SA-344-1, SA-556-C

8.4.5 *Factores que intervienen en la selección de materiales.* La selección de los materiales de construcción de los cambiadores de calor, se efectúa mediante el análisis de todos los factores que intervienen en la seguridad, durabilidad y vida útil del equipo. Los factores que tienen mayor influencia en la selección son: la corrosión, la presión y la temperatura, aunque deben tomarse en cuenta otros aspectos como son: facilidad de maquinado, soldabilidad, disponibilidad en el mercado y costo relativo.

- *Corrosión.* En términos técnicos, la corrosión se define como la destrucción de un metal por reacción química o electroquímica por el medio ambiente que le rodea. Para efectos prácticos, es casi imposible eliminar la corrosión, todos los metales y aleaciones son susceptibles a sufrir éste fenómeno, no habiendo material útil para todas las aplicaciones. Afortunadamente se tienen materiales que pueden comportarse satisfactoriamente en medios específicos. En términos generales, los procesos de corrosión se clasifican en dos grupos: corrosión por oxidación y corrosión galvánica.
- *Temperatura.* Probablemente la causa más frecuente de fallas mecánicas en cambiadores de calor sea la poca o nula importancia que se le da, durante la etapa de diseño mecánico, o la influencia de los gradientes de temperatura. En sí, no es la temperatura la que ocasiona el problema de cargas y deformaciones, puesto que podemos calentar todos y cada uno de los elementos que integran a un cambiador de calor por separado, sin causar daño alguno. Lo que sucede es que las restricciones que imponen unos elementos a otros por sus condiciones de ensamble y fabricación les impide expandirse libremente.

La temperatura tiene una influencia directa que se refleja tanto en la resistencia como en la rigidez de los componentes del equipo, ocasionando perfiles de esfuerzos localizados debido a la distribución local de gradientes de temperatura. Además, tiene una influencia directa sobre los fluidos circulantes, transformándolos en muchas ocasiones en agentes corrosivos que erosionan y deterioran al equipo en general.

8.5 Diseño mecánico-estructural del rehervidor EA-5451

Para llevar a cabo el diseño mecánico, se requiere de la hoja de datos, en la cual se encuentran los resultados del diseño termodinámico del equipo. (Ver hoja de datos del EA-5451).

8.5.1 Presión de diseño:

$$P_D = 2.35 + 30 = 32.35 \text{ psi}$$

$$P_D = 2.35 \times 1.1 = 2.58 \text{ psi}$$

$$P_D = 75 \text{ psi}$$

Seleccionar la mayor

8.5.2 Temperatura de diseño:

$$T_D = 400 + 50 = 450^\circ\text{F}$$

$$T_D = 400 \times 1.1 = 440^\circ\text{F}$$

Seleccionar la mayor

8.5.3 Envolvente:

El espesor mínimo calculado por presión interna para un elemento cilíndrico deberá ser el que resulte mayor, tomando en consideración las fórmulas para esfuerzos circunferenciales y longitudinales, para nuestro caso el esfuerzo que domina es el circunferencial, por tanto los espesores de las partes del rehervidor se calcularán de acuerdo a las formulas de éste.

a) Espesor:

Material : SA-516-70

$$S_p = 17500 \text{ psi}$$

$$C = 0.125 \text{ plg}$$

$$E = 1$$

$$R = 30.25/2 = 15.125 \text{ plg}$$

$$t = \frac{P_D \times R}{(S_p \times E) - (0.6 \times P_D)} + C \quad (95)$$

$$t = \frac{75 \times 15.125}{(17500 \times 1) - (0.6 \times 75)} + 0.125 = 0.19 \text{ plg}$$

Según las recomendaciones del código TEMA^[23], $t_{min} = \frac{3}{8} \text{ plg}$ (0.375 plg)

b) Máxima presión permitida:

$$P_m = \frac{S_p \times E \times (t - C)}{R + 0.6 \times (t - C)} \quad (96)$$

$$P_m = \frac{17500 \times 1 \times (0.375 - 0.25)}{15.125 + 0.6 \times (0.375 - 0.25)} = 143.9 \text{ psi}$$

8.5.4 Tapa de la envolvente:

Su selección depende de las condiciones de servicio y costos de fabricación, para nuestro caso, la presión de diseño que se maneja es baja, por lo cual la selección es de una tapa plana, la cual al ser calculada arroja un espesor elevado, por lo cual se selecciona una del tipo hemisférica

a) Espesor:

Mismo material que la envolvente.

$$t = \frac{P_D \times R}{2S_p \times E - 0.2P_D} + C \quad (97)$$

$$t = \frac{75 \times 15.125}{2 \times 17500 \times 1 - 0.2 \times 75} + 0.125 = 0.16 \text{ plg}$$

$$t_{min} = \frac{3}{8} \text{ plg}$$

b) Máxima presión permitida:

$$P_m = \frac{2S_p \times E \times t}{R + 0.2t} \quad (98)$$

$$P_m = \frac{2 \times 17500 \times 1 \times 0.375}{15.125 + 0.2 \times 0.375} = 863.5 \text{ psi}$$

8.5.5 Sección cónica:

a) Espesor:

Mismo material que la envolvente.

$$t = \frac{P_D \times D}{2\text{Cos}\alpha(S_p \times E - 0.6P_D)} + C \quad (99)$$

$$t = \frac{75 \times 30.25}{2\text{Cos}30(17500 \times 1 - 0.6 \times 75)} + 0.125 = 0.2 \text{ plg}$$

$$t_{min} = \frac{3}{8} \text{ plg}$$

b) Máxima presión permitida:

$$P_m = \frac{2S_p \times E \times (t - C) \times \text{Cos}\alpha}{D + 1.2(t - C) \times \text{Cos}\alpha} \quad (100)$$

$$P_m = \frac{2 \times 17500 \times 1 \times (0.375 - 0.125) \times \text{Cos}30}{30.25 + 1.2(0.375 - 0.125) \times \text{Cos}30} = 248.37 \text{ psi}$$

8.5.6 Evaluación del espesor de los tubos de transferencia:

Material : SA-179

$S_p = 17500 \text{ psi}$

$R = 0.75/2 = 0.375 \text{ plg}$

$$t = \frac{P_D \times R}{S_p \times E - 0.4P_D} \quad (101)$$

$$t = \frac{75 \times 0.375}{15000 \times 1 - 0.4 \times 75} = 0.002 \text{ plg}$$

el resultado del cálculo del espesor nos indica que el BWG propuesto (14) correspondiente a 0.183 plg, cumple con el servicio.

8.5.7 Espejo:

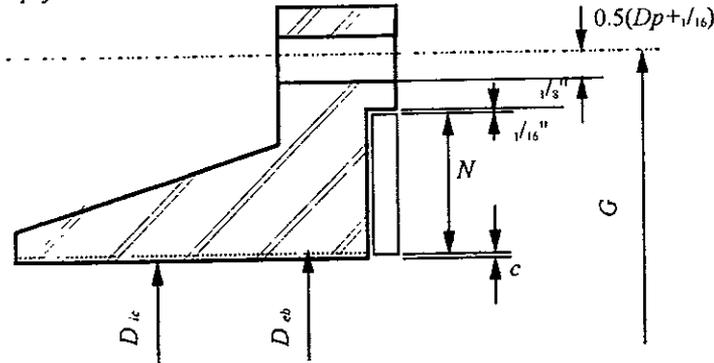


Figura 8.5a. Dimensiones del espejo.

a) Dimensionamiento del cabezal:

➤ Diámetro exterior del espejo:

c = claro necesario para remover libremente el haz de tubos, normalmente $3/8$ "

$$D_{eE} = D_i - 2 \times c = 23.25 - 2 \times 1/8 = 23 \text{ plg} \tag{102}$$

➤ Diámetro macho del espejo:

N = Ancho del empaque mínimo marcado por el TEMA ($3/8$ "), para diámetros nominales de hasta 23" y de $1/2$ " para mayores.

K = Separación mínima para el acoplamiento de la brida y el espejo ($1/16$ ").

$$D_{mE} = D_{eE} - 2 \times N - 2 \times K = 23 - 2 \times 1/2 - 2 \times 1/16 = 21.875 \text{ plg} \tag{103}$$

➤ Diámetro límite de los tubos real:

K_m = distancia mínima entre un barreno y el límite de la pieza cercana a éste ($1/16$ ").

$$D_{oil} = D_{mE} - 2K_m = 21.875 - 2 \times 1/16 = 21.75 \text{ plg} \tag{104}$$

➤ Diámetro interior de la brida:

$$D_{ib} = D_{mE} + 2K = 21.875 + 2 \times 1/16 = 22 \text{ plg} \tag{105}$$

➤ Diámetro hembra de la brida:

$$D_{hb} = D_{eE} + 2K = 23 + 2 \times 1/16 = 23.125 \text{ plg} \tag{106}$$

➤ Diámetro del barreno:

D_p = diámetro del perno.

| D_p | Tolerancia |
|-------------------------------------|------------|
| $5/8 \text{ plg}$ a 1 plg | $1/16$ " |
| $1 1/8 \text{ plg}$ y mayores | $1/8$ " |

$$D_B = D_p + \text{tolerancia} = 5/8 + 1/16 = 0.6875 \text{ plg} \tag{107}$$

➤ *Diámetro entre el centro de barrenos:*

$$D_{cb} = D_{hb} + 2Km + D_B = 23.125 + 2 \times 1_{16} + 0.6875 = 23.9375 \text{ plg} \quad (108)$$

➤ *Diámetro exterior de la brida:*

E_e = Distancia del centro de barreno al exterior de la brida, normalmente 1_{16} ”.

$$D_{cb} = D_{cb} + 2E_e = 23.9375 + 2 \times 1_{16} = 25.3125 \text{ plg} \quad (109)$$

➤ *Diámetro interior de la envolvente:*

$$D_{ic} = D_{cb} + 2 \times c = 25.3125 + 2 \times 1_8 = 25.5625 \text{ plg} \quad (110)$$

➤ *Diámetro medio del empaque.*

$$G = D_{ic} - 2 \times b = 23 - 2 \times 1_4 = 22.5 \text{ plg} \quad (111)$$

b) *Espesor:*

b.1) *Cálculo por flexión:*

Mismo material que los tubos de transferencia.

F = para espejos estacionarios y cabezal flotante (1), para espejos con tubos en “U” (1.25)

$$t = \frac{F \times G}{2} \frac{P_D}{S_p} \quad (112)$$

$$t = \frac{1.25 \times 22.5}{2} \frac{75}{15000} = 0.99 \approx 1 \text{ plg}$$

b.2) *Cálculo por esfuerzo cortante:*

D_L = diámetro equivalente del perímetro que une los centros de los tubos exteriores.

$$D_L = \frac{4 \times A}{C} = \frac{4 \times (0.785) D_{oil}^2}{\pi \times D_{oil}} \quad (113)$$

$$D_L = \frac{4 \times (0.785) 21.75^2}{\pi \times 21.75} = 21.75 \text{ plg}$$

$$t = \frac{0.31 \times D_L \left(\frac{P_D}{S_t} \right)}{1 - \frac{P_T}{S_T}} \quad (114)$$

$$t = \frac{0.31 \times 21.75 \left(\frac{75}{15000} \right)}{1 - \frac{0.75}{1}} = 0.1348 \text{ plg} \quad (115)$$

Seleccionar $t = 1 \text{ plg}$, por ser mayor

b.3) *Espesor total de los espejos:*

Pr = profundidad de la ranura para la placa divisoria (normalmente 3_{16} ”)

$$t_t = t + Pr + c = 1 + 3_{16} + 1_8 = 1.3125 \text{ (} 1^5_{16} \text{ plg)} \quad (116)$$

8.5.8 *Brida de envolvente a espejo:*

a) *Espesor:*

Material brida: SA-105

Material espárragos = SA-193-B7

$S_p = 17500 \text{ psi}$ (esfuerzo de la brida a la temperatura de diseño)

$S_b = 25500 \text{ psi}$ (esfuerzo de los espárragos a la temperatura de diseño)

b) *Diámetro exterior del empaque:*

La selección del empaque, se realizará tomando en consideración la temperatura, presión y naturaleza del fluido, y el material deberá satisfacer las siguientes condiciones:

- Impermeabilidad
- Resistencia a la corrosión
- No contaminante
- Que no produzca corrosión galvánica

Empaque: *Asbesto recubierto con 4-6 % Cr[®].*

$Y = 9000$

$m = 3.75$

$Pdt = 1.3(75 \text{ psi}) = 97.5 \text{ psi}$

$$D_{ee} = D_{ie} \frac{Y - Pdt \times m}{Y - Pdt(m + 1)} \quad (117)$$

$$D_{ee} = 22 \frac{9000 - 97.5 \times 3.75}{9000 - 97.5(3.75 + 1)} = 22.12 \text{ plg}$$

b.1) *Ancho del empaque:*

$$N = \frac{D_{ee} - D_{ie}}{2} \quad (118)$$

$$N = \frac{22.12 - 22}{2} = 0.06 \text{ plg}$$

De acuerdo a las recomendaciones del código TEMA^[23], $N_{min} = \frac{1}{2} \text{ plg}$

c) *Cálculo del número de pernos:*

c.1) *Carga de asentamiento del empaque:*

$$Wm_2 = b \times \pi \times G \times Y \quad (119)$$

$$Wm_2 = \frac{1}{4} \times \pi \times 22.5 \times 9000 = 159,043.13 \text{ lb}$$

c.2) *Carga para mantener sellada la junta durante la operación del equipo:*

$$Hp = 2 \times b \times \pi \times G \times m \times Pdt \quad (120)$$

$$Hp = 2 \times \frac{1}{4} \times \pi \times 22.5 \times 3.75 \times 97.5 = 12,922.25 \text{ lb}$$

* El uso del asbesto estuvo muy extendido, pero ahora se manufacturan los empaques con otro tipo de materiales, por ejemplo grafito, ya que éste peligroso material puede ser cancerígeno.

c 3) Fuerza de separación inducida por la presión externa:

$$H = r_3 \times G^2 \times Pdt \quad (121)$$

$$H = r_3 \times 22.5^2 \times 97.5 = 38,766.76 \text{ lb}$$

c.4) Carga de los pernos para condiciones de operación:

$$Wm_1 = Hp + H = 12,922.25 + 38,766.76 = 51,689 \text{ lb} \quad (122)$$

c 5) Área necesaria de pernos:

Material : acero al carbón A-193-B7

$S = 25,000 \text{ psi}$

$Sf_o =$ Esfuerzo permisible del material de los pernos a la temperatura de operación.

$Sf_b =$ Esfuerzo permisible del material de los pernos a la temperatura ambiente.

$$Am_1 = \frac{Wm_1}{Sf_b} = \frac{51,689}{25,000} = 2.07 \text{ plg}^2 \quad (123)$$

$$Am_1 = \frac{Wm_2}{Sf_o} = \frac{159,043.13}{25,000} = 6.36 \text{ plg}^2 \quad (124)$$

Seleccionar la mayor.

c.6) Número mínimo de pernos:

El número de pernos deberá ser un múltiplo de 4, para colocar la cuarta parte de los tornillos en cada cuadrante y de una manera simétrica.

$$Np = \frac{Am}{Ap} = \frac{6.36}{0.202} = 31.5 \Rightarrow \text{múltiplo de 4} \therefore Np = 32 \quad (125)$$

$$Ap = 0.202 \text{ plg}^2 \text{ TEMA}^{(23)}$$

c 7) Área real de apernado:

$$Ab = Ap \times Np = 0.202 \times 32 = 6.464 \text{ plg}^2 \quad (126)$$

c.8) Espaciamiento entre pernos:

Distancia mínima de pernos: $B_{min} = 1 \frac{1}{2}$ " de TEMA⁽²³⁾

Espaciamiento máximo:

$$B_{max} = 2 \times dp + \frac{18}{m + 0.5} \quad (127)$$

$$B_{max} = 2 \times \frac{5}{8} + \frac{18}{3.75 + 0.5} = 4 \text{ plg}$$

c.9) Carga de pernos:

$$W = 0.5(Am + Ab)Sf_o = 0.5 \times (6.36 + 6.464)25000 = 160,300 \text{ lb} \quad (128)$$

$$Wm = Ab \times Sf_o = 6.464 \times 25,000 = 161,600 \text{ lb} \quad (129)$$

Seleccionar la mayor.

c) 10) Revisión del ancho efectivo de asentamiento del empaque por carga de los pernos:

$$N'_{min} = \frac{Ab \times Sf_a}{2\pi \times G \times Y} \quad (130)$$

$$N'_{min} = \frac{6,464 \times 25,000}{2\pi \times 22.5 \times 9,000} = 0.127 \text{ plg}$$

$N'_{min} < N_{min}$ por lo tanto proseguir.

d) Cálculo de las fuerzas y momentos que actúan sobre una brida en condiciones de operación:

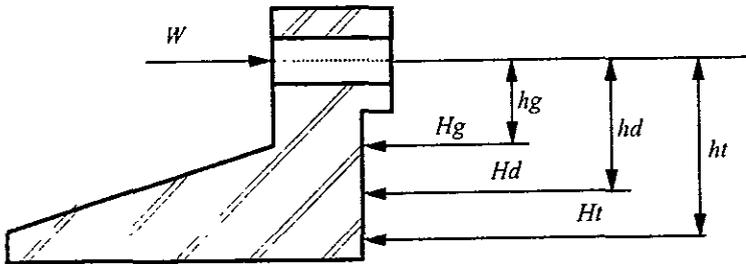


Figura 8.5b. Fuerzas y brazos de palanca que actúan sobre una brida en operación.

d) 1) Momento debido a la fuerza hidrostática actuando sobre la brida:

➤ Fuerza hidrostática actuando sobre la brida:

$$Hd = \gamma_4 \times D_{ib}^2 \times Pdt \quad (131)$$

$$Hd = \gamma_4 \times 22^2 \times 97.5 = 37,062.94 \text{ lb}_f$$

➤ Brazo de momento:

$$hd = 0.5(D_{cb} - D_{ib}) \quad (132)$$

$$hd = 0.5(23.9375 - 22) = 0.9687 \text{ plg}$$

$$Md = Hd \times hd = 37,062.94 \times 0.9687 = 35,902.83 \text{ lb}_f \cdot \text{plg} \quad (133)$$

d.2) Momento debido a la reacción del empaque:

➤ Carga del empaque:

$$Hg = W - H \quad (134)$$

$$Hg = 161,600 - 38,766.76 = 122,833.24 \text{ lb}_f$$

➤ Brazo de momento.

$$hg = 0.5(D_{cb} - G) \quad (135)$$

$$hg = 0.5(23.9375 - 22.5) = 0.7187 \text{ plg}$$

$$Mg = Hg \times hg = 122,833.24 \times 0.7187 = 88,280.25 \text{ lb}_f \cdot \text{plg} \quad (136)$$

d.3) Momento debido a la diferencia entre la fuerza hidrostática total y la fuerza hidrostática actuando sobre la cara interior de la brida:

➤ Diferencia entre las fuerzas hidrostáticas:

$$H_t = H - H_d \quad (137)$$

$$H_t = 38,766.76 - 37,062.94 = 1,703.82 \text{ lb}_f$$

➤ Brazo de momento:

$$h_t = 0.5(h_d + h_g) \quad (138)$$

$$h_t = 0.5(0.9687 + 0.7187) = 0.8437 \text{ plg}$$

$$M_t = H_t \times h_t = 1,703.82 \times 0.8437 = 1,437.51 \text{ lb}_f \cdot \text{plg} \quad (139)$$

d.4) Momento total actuando sobre la brida bajo condiciones de operación:

$$M_b = M_g + M_d + M_t \quad (140)$$

$$M_b = 88,280.25 + 35,902.83 + 1,473.51 = 125,656.6 \text{ lb}_f \cdot \text{plg}$$

d.5) Momento por asentamiento del empaque:

$$M_A = W \times h_g \quad (141)$$

$$M_A = 161,600 \times 0.7187 = 116,141.92 \text{ lb}_f \cdot \text{plg}$$

d.6) Momento total de diseño de la brida:

El momento total de diseño M de la brida será el que resulte mayor de M_b y M_A .

Para este caso:

$$M = M_b = 125,656.6 \text{ lb}_f \cdot \text{plg}$$

Con el fin de reducir la cantidad de trabajo matemático involucrado en el cálculo de esfuerzos^[26], se introduce un factor M o M' , según aplique, el cual es simplemente el momento total de diseño de la brida dividido por el diámetro interior de la envolvente.

$$M = \frac{M_b}{D_i} \quad (142)$$

$$M' = \frac{M_A}{D_i} \quad (143)$$

para nuestro caso: $M = \frac{125,656.6}{23.25} = 5,404.6 \text{ lb}_f$

e) Constante de forma de la brida: De la relación del diámetro exterior al diámetro interior de la brida es posible determinar los valores de las constantes de forma: T , Z , Y , U^{\otimes} , identificaremos dicha relación por K

$$K = \frac{D_{eb}}{D_{ib}} \quad (144)$$

$$K = \frac{25.3125}{22} = 1.15$$

²⁶ Consultar nomograma en el Anexo I

$$\begin{aligned} T &= 1.86 & Y &= 13.95 \\ Z &= 7.20 & U &= 15.34 \end{aligned}$$

e.1) Factor de corrección de esfuerzos en la extensión de la brida:

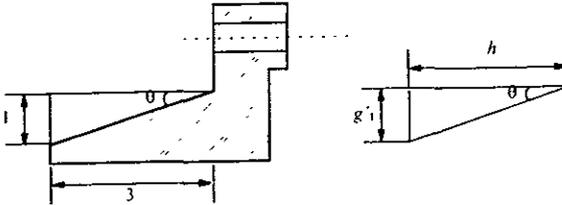


Figura 8.c. Pendiente de la extensión de la brida.

La máxima pendiente permitida por el código para extensiones es 1:3. Esta relación se origina de una consideración de los requerimientos por soldadura para la transición adecuada de un espesor a otro y también es una proporción deseable desde el punto de vista de resistencia mecánica. Así el espesor de la extensión del recipiente en el extremo pequeño, g_{1n} , es el mismo que el espesor de la envolvente.

$$\frac{g_1}{g_0} = \frac{0.5}{0.375} = 1.33 \quad (145)$$

$$h_0 = D_{ib} \times g_0 = 22 \times 0.375 = 2.87 \text{ plg} \quad (146)$$

$$g'_1 = g_1 - g_0 = 0.5 - 0.375 = 0.125 \text{ plg} \quad (147)$$

$$h = g'_1 \times h_0 = 0.125 \times 2.87 = 0.36 \quad (148)$$

$$\frac{h}{h_0} = \frac{0.36}{2.87} = 0.12 \quad (149)$$

$$f = 1.3$$

$$F = 0.9$$

$$V = 0.55$$

$$e = \frac{F}{h_0} = \frac{0.9}{2.87} = 0.3135 \quad (150)$$

$$d = \frac{U}{V} = \frac{15.34}{0.55} = 27.9 \quad (151)$$

e 2) Determinación de otros factores necesarios para el cálculo del espesor de la brida:

Para calcular el espesor de la brida t , se hace necesario establecer el valor tentativo de éste. No hay un método sencillo para establecerlo, sin embargo se sugiere utilizar como una guía la siguiente expresión:

$$t = 0.72 \frac{M' \times Y}{S_{f_0}} \quad (152)$$

$$t = 0.72 \frac{5,404.6 \times 13.95}{17,500} = 1.5$$

A continuación usando el valor supuesto de t , se calculan los siguientes factores:

$$\alpha = (t \times e) + 1 = (1.5 \times 0.3135) + 1 = 1.47 \quad (153)$$

$$\beta = \frac{1}{3}(t \times e) + 1 = \frac{1}{3}(1.5 \times 0.3135) + 1 = 1.625 \quad (154)$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{T} = \frac{1.47}{1.86} = 0.79 \quad (155)$$

$$\delta = \frac{t^3}{d} = \frac{1.5^3}{27.9} = 0.12 \quad (156)$$

$$\lambda = \gamma + \delta = 0.79 + 0.12 = 0.91 \quad (157)$$

e 3) Esfuerzos en la brida:

➤ Esfuerzo longitudinal en la extensión de la brida:

$$S_H = \frac{f \times M}{\lambda \times g_1^2} \quad (158)$$

$$S_H = \frac{1.3 \times 5404.6}{0.91 \times 0.5^2} = 30,883.42 \text{ psi}$$

➤ Esfuerzo radial en el anillo de la brida:

$$S_R = \frac{\beta \times M}{\lambda \times t^2} \quad (159)$$

$$S_R = \frac{1.625 \times 5,404.6}{0.91 \times 1.5^2} = 4,289.36 \text{ psi}$$

➤ Esfuerzo tangencial en el anillo de la brida:

$$S_T = \frac{M \times Y}{t^2} - Z \times S_R \quad (160)$$

$$S_T = \frac{5,404.6 \times 13.95}{1.5^2} - 7.2 \times 4,289.36 = 2,625.13 \text{ psi}$$

➤ Esfuerzos combinados: el que resulte mayor de:

$$S_C = 0.5(S_H + S_R) = 0.5(30,883.42 + 4,289.36) = 17,586.4 \text{ psi} \quad (161)$$

$$S'_C = 0.5(S_H + S_T) = 0.5(30,883.42 + 2,625.13) = 16,754.27 \text{ psi} \quad (162)$$

Las limitaciones impuestas por el código al valor de los esfuerzos en la brida se expresan por los siguientes requisitos de diseño:

$$S_H < 1.5S_{f_0}$$

$$\begin{aligned} S_R &< S_{fa} \\ S_T &< S_{fa} \\ S_C &< S_{fa} \end{aligned}$$

Para nuestro caso, $S_H > 1.5S_{fa}$, esto significa que el espesor supuesto no es suficiente para resistir el esfuerzo longitudinal. Cuando esto sucede, se debe incrementar el valor del espesor de la brida, hasta obtener esfuerzos dentro del rango permitido.

Suponiendo $t = 2 \text{ plg}$

$$\begin{aligned} \alpha &= 1.627 \\ \beta &= 1.836 \\ \gamma &= 0.87 \\ \delta &= 0.29 \\ \lambda &= 1.16 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_H &= 24,227.5 \text{ psi} \\ S_R &= 2,138.54 \text{ psi} \\ S_T &= 3,451.05 \text{ psi} \\ S_C &= 13,183.02 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_H &< 1.5S_{fa} \\ S_R &< S_{fa} \\ S_T &< S_{fa} \\ S_C &< S_{fa} \end{aligned}$$

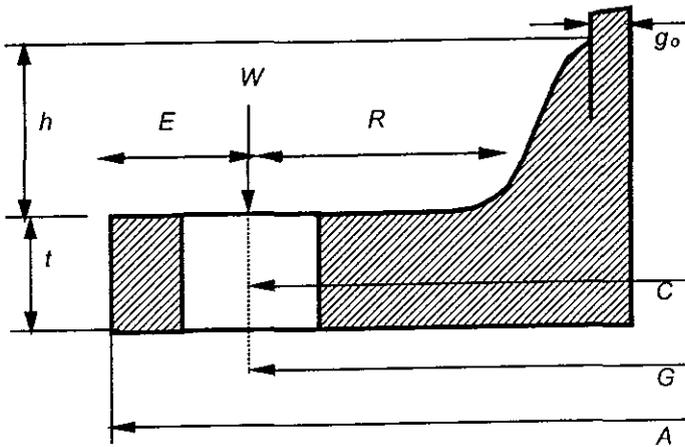


Figura 8.5d. Dimensiones de la brida

8.5.9 Boquillas:

a) *Rango de bridas:* La selección del rango de las bridas para las boquillas, estará en función de la presión marcada para la prueba hidrostática y temperatura de operación. Para ejemplificar se muestra la selección de la boquilla de salida de vapor.

$$P_H = 75 (1.5) = 112.5 \text{ psi}$$

$$T_D = 450 \text{ °F}$$

Clase = 150 lb (cuello soldable)®

Material: SA-105

b) *Espesor del tubo:* Debido a que el diámetro de la boquilla dependerá de las condiciones de proceso y las necesidades del servicio, a continuación se muestran los requerimientos para la selección del espesor de la tubería comercial:

- El espesor será el calculado para la presión de diseño mas la tolerancia por corrosión pero no debe ser menor que el espesor de pared requerido para el recipiente.
- El espesor del cuello requerido para registros de acceso e inspección (registros de hombre o de mano), será el calculado para la presión de diseño mas el margen de corrosión.

$$D_{B1} = \left(\frac{0.0509(w_1)}{V_R \times \rho_s} \right)^{0.5} \quad (163)$$

$$V_R = 35-45 \text{ ft/s}$$

$$D_{B1} = \left(\frac{0.0509(1640)}{35 \times 0.173} \right)^{0.5} = 3.7 \approx 4 \text{ plg}$$

Tubo requerido para boquilla: **Cédula 80 Espesor 0.337 plg®**

Material: SA-106-B

c) *Dimensiones restantes de la brida®:*

A = Diámetro de perforación.

C = Longitud en la campana.

E = Diámetro de la campana en el punto de soldadura.

G = Diámetro de la campana en la base.

H = Diámetro exterior de la brida

J = Espesor de la brida.

K = Diámetro exterior de la cara elevada.

| Tamaño nominal del tubo | A | C | E | G | H | J | K |
|-------------------------|------|-------|------|-------|---|-----|-------|
| 2 | 2.07 | 2 1/2 | 2.38 | 3 1/4 | 6 | 3/4 | 3 5/8 |

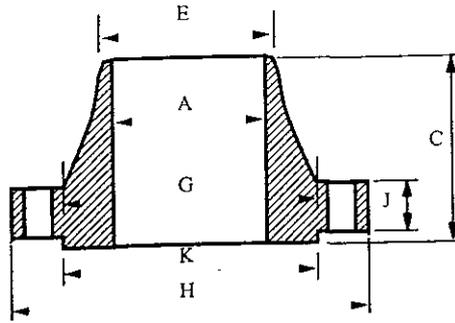


Figura 8.5e. Brida de 150 lb. Norma ANSI B16.5

Efectuando el mismo procedimiento para las demás boquillas, tenemos los siguientes resultados, la única modificación es el cálculo del diámetro de las boquillas, el cual es para líquidos:

Ejemplo: boquilla de entrada del líquido.

$$Q = \frac{w}{\rho} = \frac{24,337}{64.525} = 377.17 \text{ ft}^3 / h = 0.105 \text{ ft}^3 / s \quad (164)$$

$$\rho \times V^2 = 1500 \text{ lb} / \text{ft} \cdot s \quad (165)$$

$$V = 4.82 \text{ ft} \cdot s^2$$

$$A = \frac{Q}{V} = 0.0218 \text{ ft}^2 \quad (166)$$

$$A = 0.785 \times D_{BL}^2 \quad (167)$$

$$D_{BL} = 1.7 \text{ ft} = 2 \text{ plg}$$

| Boquilla | D_B (plg) | Clase (lb) | Material brida | Cédula tubo | Esesor tubo (plg) | Material tubo |
|-----------------|-------------|------------|----------------|-------------|-------------------|---------------|
| Entrada líquido | 2 | 150 | SA-105 | 80 | 0.218 | SA-106-B |
| Entrada Cabezal | 4 | 150 | SA-105 | 80 | 0.337 | SA-106-B |
| Salida Cabezal | 4 | 150 | SA-105 | 80 | 0.337 | SA-106-B |

| Tamaño nominal del tubo plg | A | C | E | G | H | J | K |
|-----------------------------|------|-------|------|--------|---|------|--------|
| 2 | 2.07 | 2 1/2 | 2.38 | 3 1/4 | 6 | 3/4 | 3 5/8 |
| 4 | 4.03 | 3 | 4.5 | 5 5/16 | 9 | 5/16 | 6 1/16 |

8.5.10 Dimensionamiento general del equipo:

Para realizar el dimensionamiento del equipo, es necesario revisar los siguientes factores:

- De construcción y mantenimiento: Al realizar el dimensionamiento del equipo se deberán proporcionar las tolerancias mínimas necesarias para el ensamble del equipo en su etapa de fabricación. (figuras 8.5f, 8.5g) También se deberá prever las dificultades que se presentarían al efectuar mantenimiento al equipo por lo que, se tendrá que comparar las dimensiones por construcción y por mantenimiento y seleccionar las mayores.
- Como parte fundamental del dimensionamiento se deberá tomar en cuenta la información contenida en la hoja de datos correspondiente al equipo.

A continuación se presenta la secuencia de cálculo para el dimensionamiento general del equipo.

a) Dimensionamiento del cabezal de entrada tipo "B":

$$\begin{aligned} z_s &= 3 \frac{3}{8}'' & b_f &= 2.5'' \\ t &= \frac{3}{8}'' & x_f &= 3.75'' \\ db_s &= 4'' \end{aligned}$$

Cálculo de a_s

$$a_s = \frac{db_s}{2} + z_s + 3t_{min} = \frac{4}{2} + 2 + 3\left(\frac{3}{8}\right) = 5.125 \text{ (5 } \frac{1}{8} \text{ plg)}$$

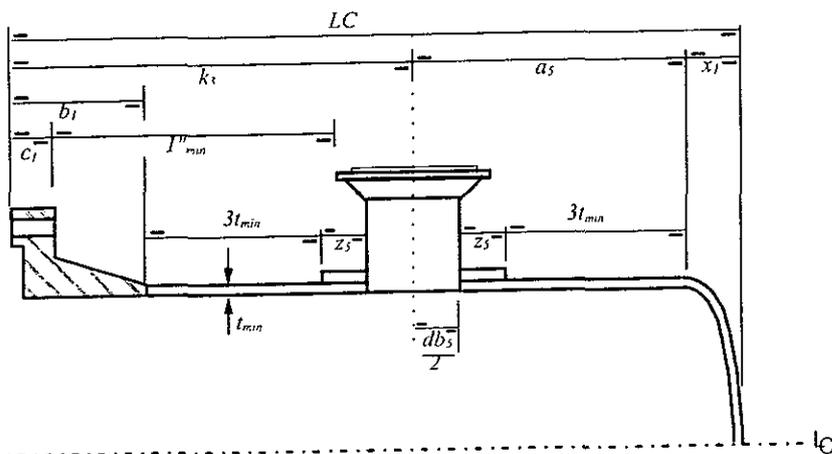


Figura 8.5f. Dimensionado cabezal de entrada tipo B²⁶¹

Cálculo de k_5 :

$$k_5 = \frac{db_5}{2} + z_5 + 3t_{\text{mnm}} + b_1 = \frac{4}{2} + 2 + 3(3_8) + 2.5 = 7.625 \text{ (7}^5_8 \text{ plg)}$$

Cálculo de LC :

$$LC = a_5 + k_5 + x_1 = 5^1_8 + 7^5_8 + 3.75 = 16.5 \text{ plg}$$

b) Dimensionamiento de la envolvente tipo "K", con cabezal flotante tipo "U":

$$\begin{array}{lll} k_{11} = 5'' & z_3 = 1'' & LTT = 216'' \\ T_1 = 1^5_{16} & db_3 = 2'' & D = 30.25'' \\ d = 22'' & db_1 = 1'' & \end{array}$$

Cálculo de d_3 :

$$d_3 = \frac{D-d}{\text{mg}(\theta)} = \frac{30.25-22}{\text{mg}(30)} = 14.3 \text{ (14}^5_{16} \text{ plg)}$$

Cálculo de k_2 :

$$k_2 = \frac{db_3}{2} + z_3 + 3t_{\text{mnm}} + b = \frac{2}{2} + 1 + 3(3_8) + 2.5 = 5.625 \text{ (5}^5_8 \text{ plg)}$$

Cálculo de d_2 :

$$d_2 = d_3 + b - k_2 = 14.3125 + 2.5 - 5.625 = 11.1875 \text{ (11}^3_{16} \text{ plg)}$$

Cálculo de a_7 :

$$a_7 = T_1 - ^3_{16} + N - ^3_{16} = 1^5_{16} - ^3_{16} + ^1_2 - ^3_{16} = 1^7_{16} \text{ plg}$$

Cálculo de k_{22} :

$$k_{22} = \frac{Ltt}{2} - ^1_8 - a_7 - b - d_3 + d_2$$

$$k_{22} = \frac{216}{2} - ^1_8 - 1^7_{16} - 2.5 - 14.3125 + 11.1875 = 100.8125 \text{ (100}^{13}_{16} \text{ plg)}$$

Cálculo de k_{21} :

$$k_{21} = \frac{Ltt}{2} - ^1_8 + 2'' + t + 3t_{\text{mnm}} + \frac{db_1}{2}$$

$$k_{21} = \frac{216}{2} - ^1_8 + 2'' + ^3_{16} + 3(3_8) + \frac{1}{2} = 111.6875 \text{ (111}^{11}_{16} \text{ plg)}$$

Cálculo de a_1 :

$$a_1 = \frac{db_1}{2} + 3t_{\text{mnm}} = \frac{1}{2} + 3(3_8) = 1.625 \text{ (1}^5_8 \text{ plg)}$$

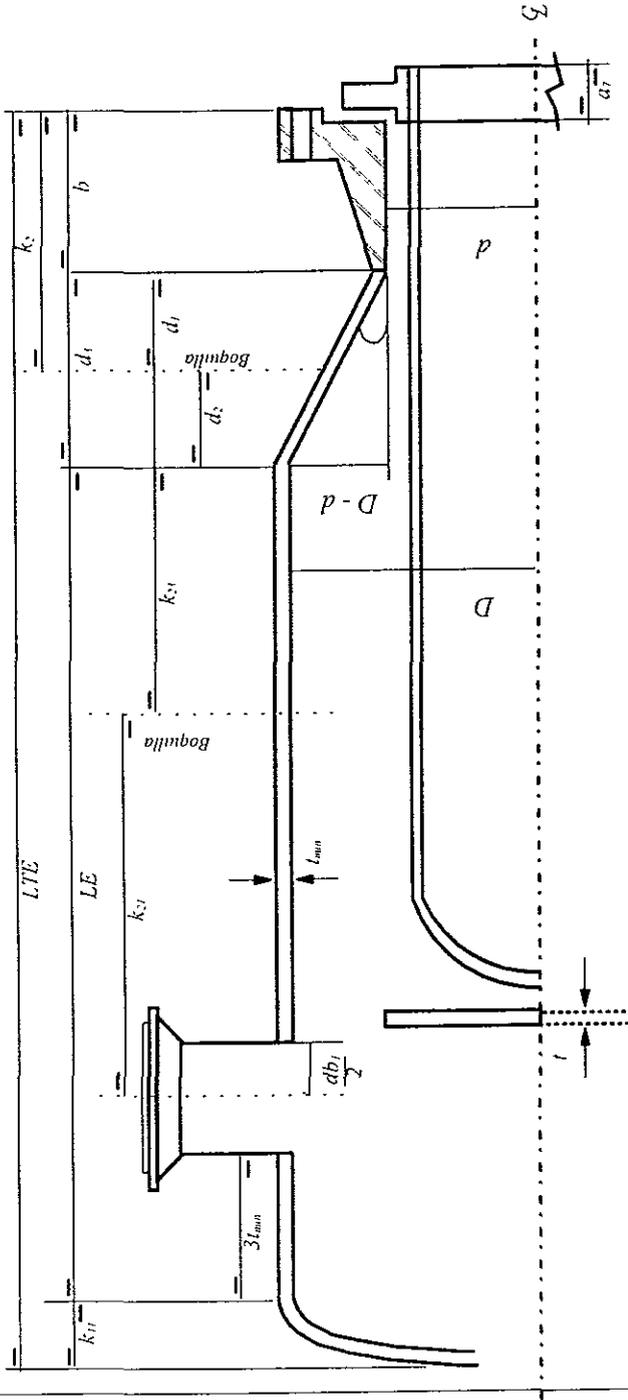


Figura 8.5g. Dimensionado envolvente tipo K, con tubos en "U" [26]

Cálculo de LE :

$$LE = a_1 + k_{21} + k_{23} - d_2 = 1.625 + 1111_{16} + 100_{16} - 11_{16} = 202_{16} \text{ plg}$$

Cálculo de LTE .

$$LTE = k_{11} + LE + d_3 + b = 5 + 202_{16} + 14_{16} + 2.5 = 224.75 \text{ (} 224_{16} \text{ plg)}$$

8.6 Estimación de peso

El peso del equipo es estimado de acuerdo a tablas reportadas en la literatura abierta (*Anexo I*), en función de las dimensiones de cada una de las partes del equipo:

Resumen de pesos:

| Descripción | Peso ^[27] (lb) |
|-----------------------|---------------------------|
| Coraza | 2276 |
| Tapa del cabezal | 229 |
| Tapa de la envolvente | 129.3 |
| Sección cónica | 160.2 |
| Bridas | 155 |
| Espejos | 113 |
| Bridas | 106 |
| Haz de tubos | 3750 |
| Baffles | 150 |
| Total | 7069 |

IX. CONCLUSIONES.

La realización de un proyecto hoy día está restringido por un número de horas-hombre asignado a cada actividad que lo integran, como por ejemplo el diseño de equipos de proceso. Por tal motivo el empleo de simuladores comerciales o propios es imprescindible para facilitar y agilizar el cálculo, sin embargo, el diseño obtenido por algún simulador de equipo de intercambio de calor no necesariamente es el óptimo, a menos que se efectúe un exhaustivo análisis de resultados a fin de verificar que se cumpla con los requerimientos energéticos (carga térmica) y que no se viole ningún parámetro (caída de presión, factor de incrustamiento, etc.). Bajo este contexto los resultados obtenidos son:

Para el caso de estudio (EA-5451) que corresponde a ebullición no isotérmica, es decir, a una mezcla a evaporar que se alimenta al equipo a una temperatura por debajo de la temperatura de ebullición de la mezcla (mínimo 10°) y que, por tanto, implica un perfil de calentamiento (precalentamiento, vaporización) se concluye en función de los resultados obtenidos que el diseño global (dimensionamiento térmico del equipo), sobre el área de transferencia de calor puede ser realizado por un método manual (Kern) obteniendo resultados tan buenos como los reportados por los simuladores B-JAC y HEXTRAN (ambos simuladores son considerados como los mejores en el mercado actual), pues la variación de estos es de un 7% de desviación, además se encontró que el simulador B-JAC está regido por el método de Kern, pues tanto la restricción de un coeficiente de ebullición así como el del flux de calor máximos, son también limitantes encontradas en la metodología y resultados de dicho simulador.

Con respecto al simulador HEXTRAN, se encontró que los valores del coeficiente de ebullición son demasiado conservadores. No obstante, el resultado final (área de transferencia de calor), no presenta desviación de relevancia con respecto a los resultados encontrados mediante los demás métodos, debido a que el bajo valor del coeficiente de ebullición se ve compensado por el sobrestimamiento de la diferencia de temperaturas, pues HEXTRAN no considera en el cálculo de esta variable las zonas de calentamiento, sino que toma un modelo lineal (diferencia de temperaturas media logarítmica), lo que en el proceso de ebullición repercute en un sobrestimamiento de este valor. No obstante, sólo se reporta un 13.4% de desviación en el área de transferencia con respecto al valor de la hoja de datos emitida por el IMP.

Para el caso de los rehervidores con ebullición isotérmica, se determinó que los métodos encontrados en la literatura abierta para evaluar el coeficiente de ebullición, resultaron ser conservadores en diferente grado, presentándose en todos los casos un sobrediseño del equipo en el área de transferencia de calor. Así el orden de confiabilidad de resultados es:

método de Kern, Palen y Small, Fair y Klip, con porcentajes de desviación del 17.2%, 22% y 45% respectivamente sobre la base de los resultados de ambos simuladores, de lo cual se concluye que los primeros dos métodos pueden ser utilizados sólo como una metodología de prediseño del equipo, mientras que el último, para los sistemas estudiados TEG-Agua y MDEA-Agua, no es confiable.

Cabe aclarar que los métodos encontrados en la literatura abierta con excepción del de Kern, además de ser empíricos, son restrictivos a los fluidos altamente polares, como los son los sistemas manejados en este trabajo (TEG-Agua y MDEA-Agua), por lo cual los métodos no fueron aplicados en toda su extensión, pues gran parte de las correlaciones no están dentro del rango de aplicación. Esto explica en parte los porcentajes de desviación encontrados.

Se recomienda para trabajos posteriores, la elaboración de un programa, a fin de agilizar los cálculos. Dicha tarea se verá facilitada, pues las metodologías expuestas en el presente trabajo, fueron estructuradas similarmente a un diagrama de flujo, indicando todos los pasos a seguir, además de realizarse la homogenización de la nomenclatura y unidades utilizadas en todas las correlaciones.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] PEMEX Gas y Petroquímica Básica,
Comercialización del gas natural y sus usos como fuente de energía,
Julio 1998.
- [2] Secretaría de Energía,
Prospectiva del Mercado de Gas Natural 1997-2006
Julio 1997
- [3] Frías Hinojosa J.E,
Proyecto para el almacenamiento subterráneo de gas natural en la República
Mexicana.
Tesis de Licenciatura. 1997,
E.N.E.P Aragón. U.N.A.M
- [4] Manning W.P.,
“Guidelines for glycol dehydrator design”,
Hydrocarbon Processing,
Jan. 1993, pp. 106-114.
- [5] Enciclopedia Kirk-Othmer,
Vol 9.12. 5ª Edición. E.U , 1992.
- [6] Fluidfile. The Dow Chemical Co.,
“Software for the Selection and Evaluation of Heat Transfer Fluids”,
Feb. 1988.
- [7] New Stuff.
“Tennal Degradation”.
- [8] IMP Subdirección de Ingeniería,
Libro de Proceso, “Plataforma de Compresión”
Litoral de Tabasco, Mex., Julio 1998.
- [9] Ghoshal P.C.,
“Improve glycol dehydration unit efficiency”,
Hydrocarbon Processing,
Mar 1994, pp 75-87.
- [10] Handbook Design Heat Exchanger.
E U ,1983.

- [11] Bejan A.,
Heat Transfer.
E U. ,1997.

- [12] Instituto Mexicano del Petróleo.
Curso de Transferencia de Calor Parte I.

- [13] Love D.L.,
"No hassle reboiler selection"
Hydrocarbon Processing,
Oct. 1992, pp. 41-47.

- [14] Jacobs, J.K.
"Reboiler Selection Simplified"
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner
Jul. 1961, pp. 189-196.

- [15] Kern, D.Q
Procesos de Transferencia de Calor.
M^cGraw Hill. 1988.

- [16] Palen and Taborek.,
"Refinery Kettle Reboilers",
Chem. Eng. Prog.,
1962, pp. 37-46.

- [17] Fai, J.R ,
Chemical Engineering.,
July 1963, pp. 137-135.

- [18] Palen and Small.,
" A new Way to Design Kettle And Internal Reboilers",
Hydrocarbon Processing.
Nov. 1964, pp. 199-208.

- [19] Palen and Taborek.,
"The Major Unresolved Problem in Heat Transfer",
Chem. Eng. Prog ,
1972, pp. 59-67.

- [20] Fair and Klip.,
"Thermal Design of Horizontal Reboilers"
Chem. Eng. Prog.,
March 1983. pp.86-96.

- [21] Valiente Barderas A.,
Problemas de Transferencia de Calor,
Noriega Editores. 1998

- [22] Anaya Durand A.
“Evaluación de caídas de presión en equipos de transferencia de calor”,
Revista del IMP.
Enero-Maezo 1991. Pp 86-110

- [23] Standars of the Tubular Exchanger Manufactures Association.
Seventh Edition 1988.

- [24] Tamnami B.,
“Simplifying reboiler entrainment calculations”,
Oil & Gas Journal,
July 1985 pp. 134-135.

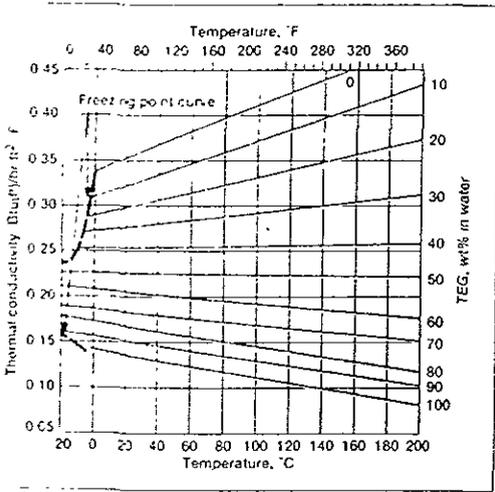
- [25] Carlson, E.C.,
“Don’t Gamble UIT Physical Properties For Simulations”,
Chem Eng. Prog.,
Oct 1966. pp. 35-46.

- [26] Instituto Mexicano del Petróleo.
Curso de Transferencia de Calor Parte III.

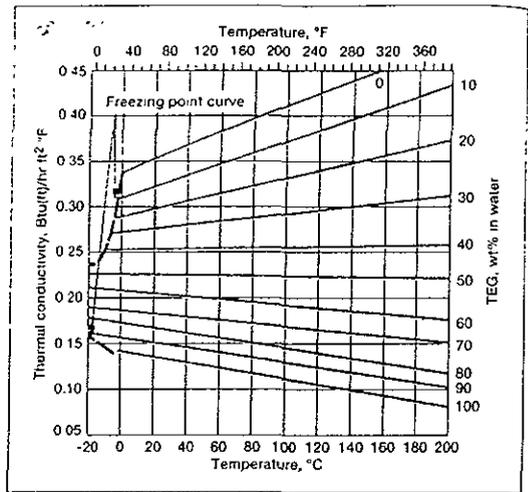
- [27] Megyesy, E.F.
Manual de recipientes a presión.
6ª. Edición 1992

- [28] David Vicente Guerrero Alejandro.
Anteproyecto térmico y mecánico estructural de un rehervidor a fuego indirecto.
Tesis de Licenciatura. 1999,
Instituto Politécnico Nacional.

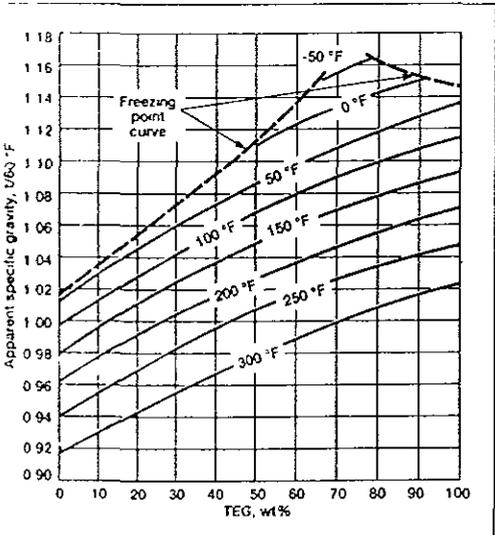
APÉNDICE I.



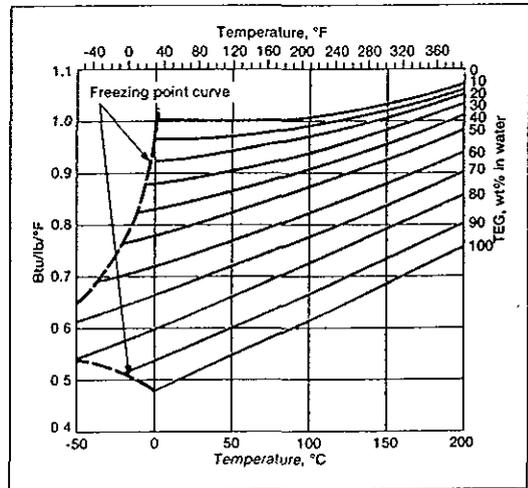
Thermal conductivity of TEG.



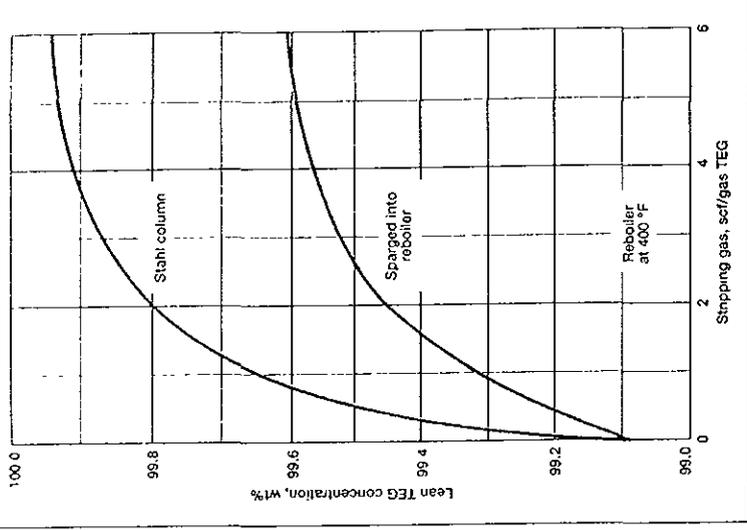
Viscosity of TEG.



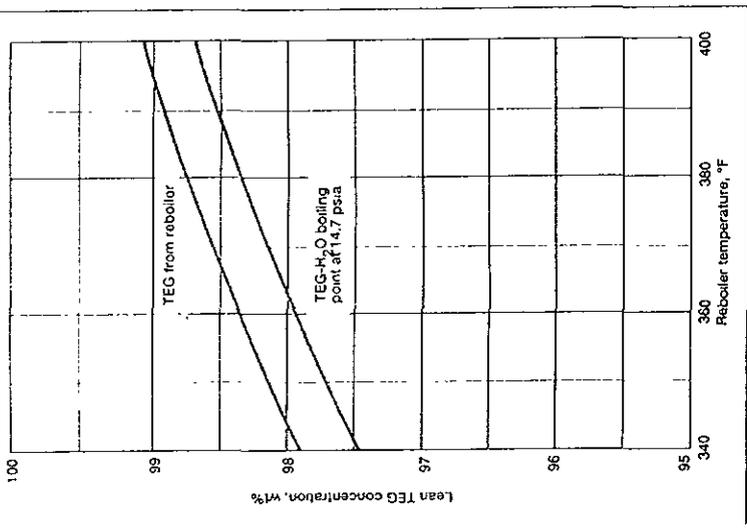
Density of TEG.



Specific heat of TEG



Effect of stripping gas on lean TEG concentration.



Effect of reboiler temperature on lean TEG concentration.

APÉNDICE II.

| ZONA DE PRECALENTAMIENTO | | ZONA DE VAPORIZACIÓN | | | | | |
|---|---|---|--|---|--|--|--|
| <p>Carga térmica de la zona de precalentamiento (Btu/h)</p> <p>Incremento de la zona de precalentamiento.</p> <p>Temperatura de salida del medio de calentamiento (°F)</p> <p>Temperatura de entrada del fluido frío (°F).</p> <p>Flujo del fluido frío (lb/h);</p> <p>Capacidad calorífica promedio del fluido frío (Btu/lb °F);</p> <p>Flujo del medio de calentamiento (lb/h);</p> <p>Capacidad calorífica promedio del medio de cal (Btu/lb °F)</p> | <p>1673337</p> <p>8366685</p> <p>417.3</p> <p>278</p> <p>21110</p> <p>0.6775</p> <p>108608.5</p> <p>0.4926</p> | <p>Carga térmica zona de vaporización (Btu/h)</p> <p>Incremento de la zona de vaporización</p> <p>Temperatura de salida del fluido frío (°F)</p> | <p>985640</p> <p>49282</p> <p>400</p> | | | | |
| <p>Q_c (Btu/h)</p> <p>83666.85</p> <p>167333.7</p> <p>251000.55</p> <p>374667.4</p> <p>418334.25</p> <p>502001.1</p> <p>585667.95</p> <p>669334.8</p> <p>836668.5</p> <p>1094007.2</p> <p>1087669.05</p> <p>1171353.9</p> <p>1255002.75</p> <p>1338669.6</p> <p>1422136.45</p> <p>1506005.3</p> <p>1589670.15</p> <p>1673337</p> | <p>T_c (°F)</p> <p>417.3</p> <p>418.8638504</p> <p>420.4277007</p> <p>421.9915511</p> <p>423.5554015</p> <p>425.1192518</p> <p>426.6831022</p> <p>428.2469525</p> <p>429.8108029</p> <p>431.3746533</p> <p>432.9385036</p> <p>434.502354</p> <p>436.0662044</p> <p>437.6300547</p> <p>439.1939051</p> <p>440.7577554</p> <p>442.3216058</p> <p>443.8854562</p> <p>445.4493065</p> <p>447.0131569</p> <p>448.577007</p> | <p>t_c (°F)</p> <p>278</p> <p>283.8500003</p> <p>289.7000005</p> <p>295.5500008</p> <p>301.400001</p> <p>307.2500013</p> <p>313.1000016</p> <p>318.9500018</p> <p>324.8000021</p> <p>330.6500024</p> <p>336.5000026</p> <p>342.3500029</p> <p>348.2000031</p> <p>354.0500034</p> <p>359.9000037</p> <p>365.750004</p> <p>371.6000042</p> <p>377.4500045</p> <p>383.3000047</p> <p>389.150005</p> <p>395.000005</p> | <p>ΔT_c (°F)</p> <p>3.248828901</p> | <p>Q_v (Btu/h)</p> <p>1722619</p> <p>1771901</p> <p>1821183</p> <p>1870465</p> <p>1919747</p> <p>1969029</p> <p>2018311</p> <p>2067593</p> <p>2116875</p> <p>2166157</p> <p>2215439</p> <p>2264721</p> <p>2314003</p> <p>2363285</p> <p>2412567</p> <p>2461849</p> <p>2511131</p> <p>2560413</p> <p>2609695</p> <p>2658977</p> | <p>t_v (°F)</p> <p>400</p> | <p>T_v (°F)</p> <p>449.4981567</p> <p>450.4193662</p> <p>451.3404556</p> <p>452.2616051</p> <p>453.1827546</p> <p>454.103904</p> <p>455.0250535</p> <p>455.9462029</p> <p>456.8673524</p> <p>457.7885018</p> <p>458.7096513</p> <p>459.6308008</p> <p>461.4730997</p> <p>462.3942491</p> <p>463.3153986</p> <p>464.2365481</p> <p>465.1576975</p> <p>466.078847</p> <p>466.999996</p> | <p>ΔT_v (°F)</p> <p>2.411278091</p> |
| | | <p>$\Delta T_{\text{prec}} = 64.976578$</p> <p>$\Delta T_{\text{vap}} = 48.225562$</p> | | | | | |
| | | <p>$\Delta T_{\text{total}} = 57.56476677$ °F (Ec. 10)</p> | | | | | |

TABLA 8. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CALDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

| Enfriadores | | |
|---|-------------|-------------|
| Fluido caliente | Fluido frío | U_D total |
| Agua | Agua | 250-500 * |
| Metanol | Agua | 250-500 * |
| Amoniaco | Agua | 250-500 * |
| Soluciones acuosas | Agua | 250-500 * |
| Sustancias orgánicas ligeras ¹ | Agua | 75-150 |
| Sustancias orgánicas medias ² | Agua | 50-125 |
| Sustancias orgánicas pesadas ³ | Agua | 5- 75 |
| Gases | Agua | 2- 50 |
| Agua | Salmuera | 100-200 |
| Sustancias orgánicas ligeras | Salmuera | 40-100 |

| Calentadores | | |
|-----------------|------------------------------|-------------|
| Fluido caliente | Fluido frío | U_D total |
| Vapor de agua | Agua | 200-700 * |
| Vapor de agua | Metanol | 200-700 * |
| Vapor de agua | Amoniaco | 200-700 * |
| Vapor de agua | Soluciones acuosas: | |
| Vapor de agua | menos de 2.0 cp | 200-700 |
| Vapor de agua | Más de 2.0 cp | 100-500 * |
| Vapor de agua | Sustancias orgánicas ligeras | 50-100 |
| Vapor de agua | Sustancias orgánicas medias | 100-200 |
| Vapor de agua | Sustancias orgánicas pesadas | 6-60 |
| Vapor de agua | Gases | 5-50 * |

| Intercambiadores | | |
|------------------------------|------------------------------|-------------|
| Fluido caliente | Fluido frío | U_D total |
| Agua | Agua | 250-500 * |
| Soluciones acuosas | Soluciones acuosas | 250-500 * |
| Sustancias orgánicas ligeras | Sustancias orgánicas ligeras | 40-75 |
| Sustancias orgánicas medias | Sustancias orgánicas medias | 20-60 |
| Sustancias orgánicas pesadas | Sustancias orgánicas pesadas | 10-40 |
| Sustancias orgánicas pesadas | Sustancias orgánicas ligeras | 30-60 |
| Sustancias orgánicas ligeras | Sustancias orgánicas pesadas | 10-40 |

¹ Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta

² Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 10 centipoises e incluyen kerosén, strawoll, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos

³ Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 10 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos

* Factor de obstrucción 0.001

* Caída de presión de 20 a 30 lb/plg²

* Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

| Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg | | | | | Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg | | | | | | |
|--|------|------|-----|-----|--|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Coraza DI, plg | 1-P | 2-P | 4-P | 6-P | 8-P | Coraza DI, plg | 1-P | 2-P | 4-P | 6-P | 8-P |
| 8 | 32 | 26 | 20 | 20 | | 8 | 21 | 16 | 14 | | |
| 10 | 52 | 52 | 40 | 36 | | 10 | 32 | 32 | 26 | 24 | |
| 12 | 81 | 76 | 68 | 68 | 60 | 12 | 48 | 45 | 40 | 38 | 36 |
| 13 1/4 | 97 | 90 | 82 | 76 | 70 | 13 1/4 | 61 | 56 | 52 | 48 | 44 |
| 15 1/4 | 137 | 124 | 116 | 108 | 108 | 15 1/4 | 81 | 76 | 68 | 66 | 64 |
| 17 1/4 | 177 | 166 | 158 | 150 | 142 | 17 1/4 | 112 | 112 | 96 | 90 | 82 |
| 19 1/4 | 221 | 220 | 204 | 192 | 188 | 19 1/4 | 138 | 132 | 128 | 122 | 116 |
| 21 1/4 | 277 | 270 | 246 | 240 | 234 | 21 1/4 | 177 | 166 | 158 | 152 | 148 |
| 23 1/4 | 341 | 324 | 308 | 302 | 292 | 23 1/4 | 213 | 208 | 192 | 184 | 184 |
| 25 | 413 | 394 | 370 | 356 | 346 | 25 | 260 | 252 | 238 | 226 | 222 |
| 27 | 481 | 460 | 432 | 420 | 408 | 27 | 300 | 288 | 278 | 268 | 260 |
| 29 | 553 | 526 | 480 | 468 | 456 | 29 | 341 | 326 | 300 | 294 | 286 |
| 31 | 657 | 640 | 600 | 580 | 560 | 31 | 406 | 398 | 380 | 368 | 358 |
| 33 | 749 | 718 | 688 | 676 | 648 | 33 | 465 | 460 | 432 | 420 | 414 |
| 35 | 845 | 824 | 780 | 766 | 748 | 35 | 522 | 518 | 488 | 484 | 472 |
| 37 | 934 | 914 | 886 | 866 | 838 | 37 | 596 | 574 | 562 | 544 | 532 |
| 39 | 1049 | 1024 | 982 | 968 | 948 | 39 | 665 | 644 | 624 | 612 | 600 |

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 9/16 plg Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg

| | | | | | | | | | | | |
|--------|-----|-----|-----|-----|-----|--------|-----|-----|-----|-----|-----|
| 10 | 16 | 12 | 10 | | | 12 | 16 | 16 | 12 | 12 | |
| 12 | 30 | 24 | 22 | 16 | 16 | 12 | 16 | 16 | 12 | 12 | |
| 13 1/4 | 32 | 30 | 30 | 22 | 22 | 13 1/4 | 22 | 22 | 16 | 16 | |
| 15 1/4 | 44 | 40 | 37 | 35 | 31 | 15 1/4 | 29 | 29 | 25 | 24 | 22 |
| 17 1/4 | 56 | 53 | 51 | 48 | 44 | 17 1/4 | 39 | 39 | 34 | 32 | 29 |
| 19 1/4 | 78 | 73 | 71 | 64 | 56 | 19 1/4 | 50 | 48 | 45 | 43 | 39 |
| 21 1/4 | 96 | 90 | 86 | 82 | 78 | 21 1/4 | 62 | 60 | 57 | 54 | 50 |
| 23 1/4 | 127 | 112 | 106 | 102 | 96 | 23 1/4 | 78 | 74 | 70 | 66 | 62 |
| 25 | 140 | 135 | 127 | 123 | 115 | 25 | 94 | 90 | 86 | 8 | 78 |
| 27 | 166 | 160 | 151 | 146 | 140 | 27 | 112 | 108 | 102 | 98 | 94 |
| 29 | 193 | 188 | 178 | 174 | 166 | 29 | 131 | 127 | 120 | 116 | 112 |
| 31 | 226 | 220 | 209 | 202 | 193 | 31 | 151 | 146 | 141 | 138 | 131 |
| 33 | 258 | 252 | 241 | 238 | 226 | 33 | 176 | 170 | 164 | 160 | 151 |
| 35 | 293 | 287 | 275 | 268 | 258 | 35 | 202 | 196 | 188 | 182 | 170 |
| 37 | 331 | 322 | 311 | 304 | 293 | 37 | 221 | 220 | 217 | 210 | 202 |
| 39 | 370 | 362 | 348 | 342 | 336 | 39 | 252 | 246 | 237 | 230 | 224 |

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

| Tubo DE, plg | BWC | 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 | |
| 1/2 | 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 |
| 3/4 | 10 | 0.131 | 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 | 0.701 | 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 | 0.591 | | 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 | | |
| 1 1/4 | 8 | 0.165 | 0.920 | 0.665 | 0.3271 | 0.2409 | 2.09 |
| | 9 | 0.148 | 0.951 | 0.711 | | 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 | 1.14 | 1.01 | 0.2969 | 0.808 | | |
| 18 | 0.049 | 1.15 | 1.04 | 0.3015 | 0.688 | | |
| 1 1/2 | 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 |

TABLA 12 FACTORES DE OBSTRUCCION *

| Temperatura del medio calefactor | Hasta 240°F | | 240-400°F † | |
|---|-------------------------|---------------|-------------------------|---------------|
| | 125°F o menos | | Más de 125°F | |
| Temperatura del agua | Velocidad del agua, pps | | Velocidad del agua, pps | |
| | 3 pies o menos | Más de 3 pies | 3 pies o menos | Más de 3 pies |
| Agua de mar | 0.005 | 0.0005 | 0.001 | 0.001 |
| Salmuera natural | 0.002 | 0.001 | 0.003 | 0.002 |
| Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial | | | | |
| Agua de compensación tratada | 0.001 | 0.001 | 0.002 | 0.002 |
| Sin tratar | 0.003 | 0.003 | 0.005 | 0.001 |
| Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos) | | | | |
| Grandes Lagos | 0.001 | 0.001 | 0.002 | 0.002 |
| Agua de río | | | | |
| Mínimo | 0.002 | 0.001 | 0.003 | 0.002 |
| Mississippi | 0.003 | 0.002 | 0.004 | 0.003 |
| Delaware, Schykill | 0.003 | 0.002 | 0.004 | 0.003 |
| East River y New York Bay | 0.003 | 0.002 | 0.004 | 0.003 |
| Canal sanitario de Chicago | 0.005 | 0.005 | 0.010 | 0.005 |
| Lodosa o turbia | 0.003 | 0.002 | 0.004 | 0.003 |
| Dura (más de 15 granos/gal) | 0.003 | 0.003 | 0.005 | 0.005 |
| Enfriamiento de máquinas | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 |
| Destilada | 0.0005 | 0.0005 | 0.0005 | 0.0005 |
| Alimentación tratada para calderas | 0.001 | 0.0005 | 0.001 | 0.001 |
| Purga de calderas | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 |

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente

FRACCIONES DE PETROLEO

| | | | |
|--|-------|---|-------|
| Aceites (industriales): | | Líquidos (industriales): | |
| Combustible | 0.005 | Orgánicos | 0.001 |
| Aceite de recirculación limpio | 0.001 | Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes | 0.001 |
| Aceites para maquinarias y transformadores | 0.001 | Salmueras (enfriamiento). | 0.001 |
| Aceite para quenching | 0.004 | Unidades de destilación atmosférica | |
| Aceites vegetales | 0.003 | Fondos residuales, menos de 25°API | 0.005 |
| Gases, vapores (industriales): | | Fondos residuales, de 25°API o más | 0.002 |
| Gas de hornos de coque, gas manufacturado | 0.01 | | |

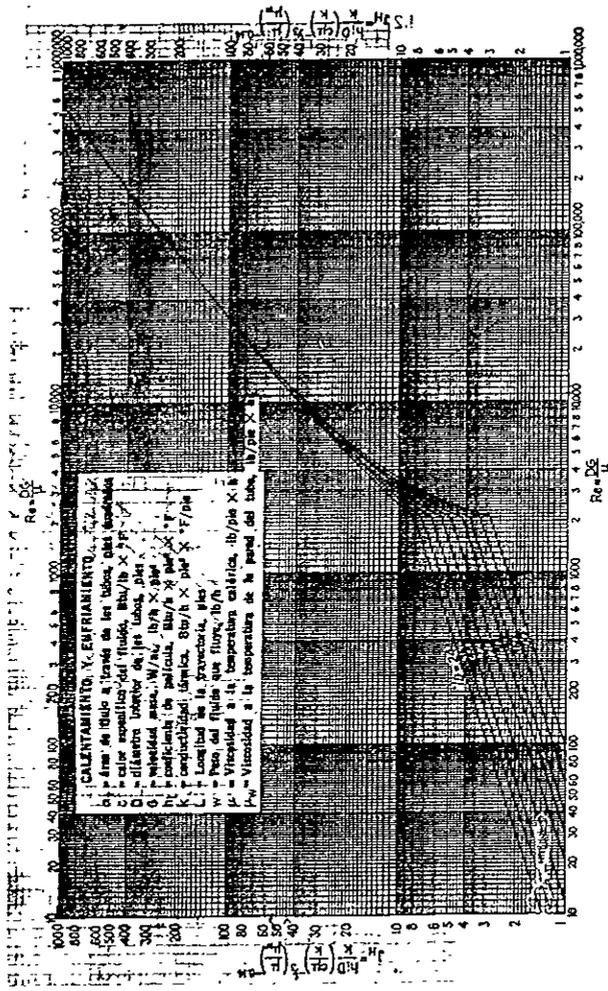


FIG. 24. Curva de transferencia de calor lado de mbos. (Adaptada de Sieder y Tate)

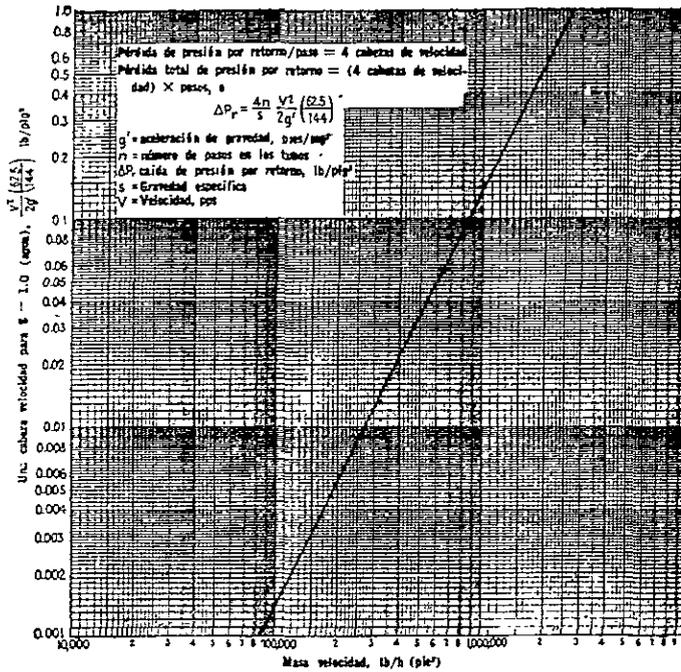


FIG. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

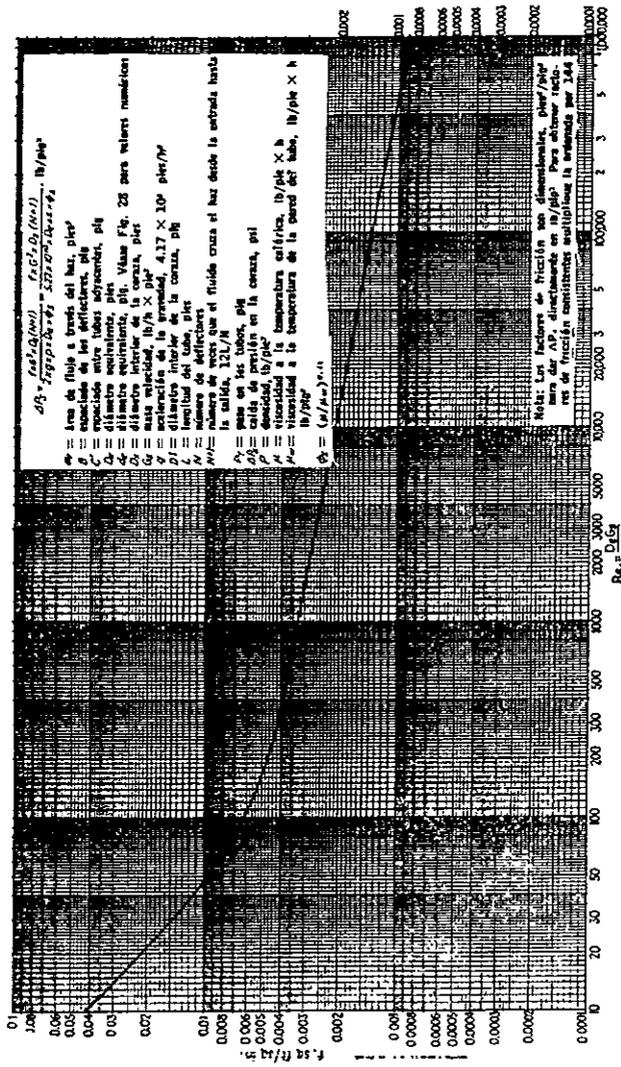
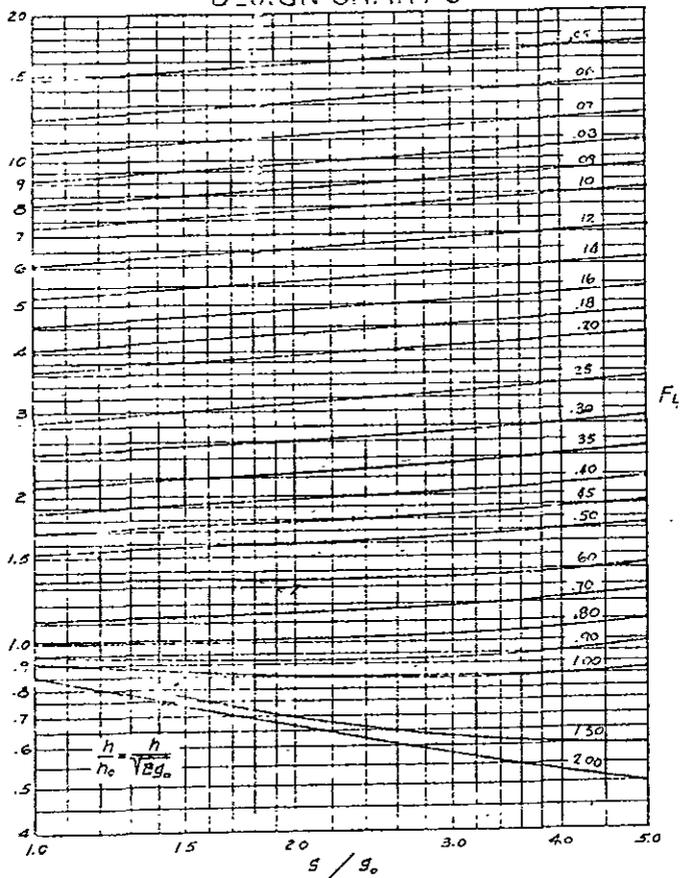


Fig. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con defletores segmentados 25%

VALUES OF F_L (U.S.S.I.)
DESIGN CHART 3



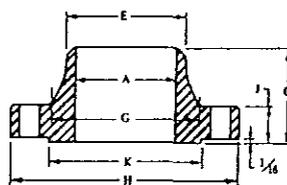
FACTORS INVOLVING K

| K | T | Z | Y | U | K | T | Z | Y | U |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 1.434 | 1.74 | 2.89 | 5.56 | 6.10 | 1.85 | 1.56 | 1.83 | 3.33 | 3.65 |
| 1.438 | 1.74 | 2.87 | 5.52 | 6.05 | 1.86 | 1.56 | 1.81 | 3.30 | 3.62 |
| 1.442 | 1.74 | 2.85 | 5.48 | 6.01 | 1.87 | 1.56 | 1.80 | 3.27 | 3.59 |
| 1.446 | 1.74 | 2.83 | 5.44 | 5.97 | 1.88 | 1.55 | 1.79 | 3.24 | 3.56 |
| 1.450 | 1.73 | 2.81 | 5.40 | 5.93 | 1.89 | 1.55 | 1.78 | 3.22 | 3.54 |
| 1.454 | 1.73 | 2.80 | 5.36 | 5.89 | 1.90 | 1.54 | 1.77 | 3.19 | 3.51 |
| 1.458 | 1.73 | 2.78 | 5.32 | 5.85 | 1.91 | 1.54 | 1.75 | 3.17 | 3.48 |
| 1.462 | 1.73 | 2.76 | 5.28 | 5.80 | 1.92 | 1.54 | 1.74 | 3.14 | 3.45 |
| 1.466 | 1.73 | 2.74 | 5.24 | 5.76 | 1.93 | 1.53 | 1.73 | 3.12 | 3.43 |
| 1.470 | 1.72 | 2.72 | 5.20 | 5.71 | 1.94 | 1.53 | 1.72 | 3.09 | 3.40 |
| 1.475 | 1.72 | 2.70 | 5.16 | 5.66 | 1.95 | 1.53 | 1.71 | 3.07 | 3.38 |
| 1.480 | 1.72 | 2.68 | 5.12 | 5.61 | 1.96 | 1.52 | 1.70 | 3.05 | 3.35 |
| 1.485 | 1.72 | 2.66 | 5.08 | 5.57 | 1.97 | 1.52 | 1.69 | 3.03 | 3.33 |
| 1.490 | 1.72 | 2.64 | 5.04 | 5.53 | 1.98 | 1.51 | 1.68 | 3.01 | 3.30 |
| 1.495 | 1.71 | 2.62 | 5.00 | 5.49 | 1.99 | 1.51 | 1.68 | 2.98 | 3.28 |
| 1.500 | 1.71 | 2.60 | 4.96 | 5.45 | 2.00 | 1.51 | 1.67 | 2.96 | 3.26 |
| 1.505 | 1.71 | 2.58 | 4.92 | 5.41 | 2.01 | 1.50 | 1.66 | 2.94 | 3.23 |
| 1.510 | 1.71 | 2.56 | 4.88 | 5.37 | 2.02 | 1.50 | 1.65 | 2.92 | 3.21 |
| 1.515 | 1.71 | 2.54 | 4.84 | 5.33 | 2.04 | 1.49 | 1.63 | 2.88 | 3.17 |
| 1.520 | 1.70 | 2.53 | 4.80 | 5.29 | 2.06 | 1.48 | 1.62 | 2.85 | 3.13 |
| 1.525 | 1.70 | 2.51 | 4.77 | 5.25 | 2.08 | 1.48 | 1.60 | 2.81 | 3.09 |
| 1.530 | 1.70 | 2.49 | 4.74 | 5.21 | 2.10 | 1.47 | 1.59 | 2.78 | 3.05 |
| 1.535 | 1.70 | 2.47 | 4.70 | 5.17 | 2.12 | 1.46 | 1.57 | 2.74 | 3.01 |
| 1.540 | 1.69 | 2.46 | 4.66 | 5.13 | 2.14 | 1.46 | 1.56 | 2.71 | 2.97 |
| 1.545 | 1.69 | 2.44 | 4.63 | 5.09 | 2.16 | 1.45 | 1.55 | 2.67 | 2.94 |
| 1.55 | 1.69 | 2.43 | 4.60 | 5.05 | 2.18 | 1.44 | 1.53 | 2.64 | 2.90 |
| 1.56 | 1.69 | 2.40 | 4.54 | 4.99 | 2.20 | 1.44 | 1.52 | 2.61 | 2.87 |
| 1.57 | 1.68 | 2.37 | 4.48 | 4.92 | 2.22 | 1.43 | 1.51 | 2.58 | 2.84 |
| 1.58 | 1.68 | 2.34 | 4.42 | 4.86 | 2.24 | 1.42 | 1.50 | 2.56 | 2.81 |
| 1.59 | 1.67 | 2.31 | 4.36 | 4.79 | 2.26 | 1.41 | 1.49 | 2.53 | 2.78 |
| 1.60 | 1.67 | 2.28 | 4.31 | 4.73 | 2.28 | 1.41 | 1.48 | 2.50 | 2.75 |
| 1.61 | 1.66 | 2.26 | 4.25 | 4.67 | 2.30 | 1.40 | 1.47 | 2.48 | 2.72 |
| 1.62 | 1.65 | 2.23 | 4.20 | 4.61 | 2.32 | 1.40 | 1.46 | 2.45 | 2.69 |
| 1.63 | 1.65 | 2.21 | 4.15 | 4.56 | 2.34 | 1.39 | 1.45 | 2.43 | 2.67 |
| 1.64 | 1.65 | 2.18 | 4.10 | 4.50 | 2.36 | 1.38 | 1.44 | 2.40 | 2.64 |
| 1.65 | 1.65 | 2.16 | 4.05 | 4.45 | 2.38 | 1.38 | 1.43 | 2.38 | 2.61 |
| 1.66 | 1.64 | 2.14 | 4.01 | 4.40 | 2.40 | 1.37 | 1.42 | 2.36 | 2.59 |
| 1.67 | 1.64 | 2.12 | 3.96 | 4.35 | 2.42 | 1.36 | 1.41 | 2.33 | 2.56 |
| 1.68 | 1.63 | 2.10 | 3.92 | 4.30 | 2.44 | 1.36 | 1.40 | 2.31 | 2.54 |
| 1.69 | 1.63 | 2.08 | 3.87 | 4.26 | 2.46 | 1.35 | 1.40 | 2.29 | 2.52 |
| 1.70 | 1.63 | 2.06 | 3.83 | 4.21 | 2.48 | 1.35 | 1.39 | 2.27 | 2.50 |
| 1.71 | 1.62 | 2.04 | 3.78 | 4.17 | 2.50 | 1.34 | 1.38 | 2.25 | 2.47 |
| 1.72 | 1.62 | 2.02 | 3.73 | 4.12 | 2.53 | 1.33 | 1.37 | 2.22 | 2.44 |
| 1.73 | 1.61 | 2.00 | 3.69 | 4.08 | 2.56 | 1.32 | 1.36 | 2.19 | 2.41 |
| 1.74 | 1.61 | 1.98 | 3.64 | 4.04 | 2.59 | 1.31 | 1.35 | 2.17 | 2.38 |
| 1.75 | 1.60 | 1.97 | 3.60 | 4.00 | 2.62 | 1.30 | 1.34 | 2.14 | 2.35 |
| 1.76 | 1.60 | 1.95 | 3.55 | 3.96 | 2.65 | 1.30 | 1.33 | 2.12 | 2.32 |
| 1.77 | 1.60 | 1.94 | 3.51 | 3.93 | 2.68 | 1.29 | 1.32 | 2.09 | 2.30 |
| 1.78 | 1.59 | 1.92 | 3.46 | 3.89 | 2.71 | 1.28 | 1.31 | 2.07 | 2.27 |
| 1.79 | 1.59 | 1.91 | 3.41 | 3.85 | 2.74 | 1.27 | 1.31 | 2.04 | 2.25 |
| 1.80 | 1.58 | 1.89 | 3.37 | 3.82 | 2.77 | 1.26 | 1.30 | 2.02 | 2.22 |
| 1.81 | 1.58 | 1.88 | 3.33 | 3.78 | 2.80 | 1.26 | 1.29 | 2.00 | 2.20 |
| 1.82 | 1.58 | 1.86 | 3.29 | 3.75 | 2.83 | 1.25 | 1.28 | 1.98 | 2.17 |
| 1.83 | 1.57 | 1.85 | 3.25 | 3.72 | 2.86 | 1.24 | 1.28 | 1.96 | 2.15 |
| 1.84 | 1.57 | 1.84 | 3.21 | 3.69 | 2.89 | 1.23 | 1.27 | 1.94 | 2.13 |

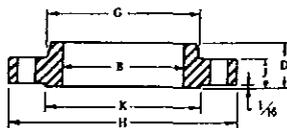
BRIDAS DE 150 lb**NORMA ANSI B 16.5**

1. Todas las dimensiones están en pulgadas.
2. Material de uso común, acero forjado SA 181. Disponibles también en acero inoxidable, acero aleado y metales no ferrosos
3. La cara elevada de 1/16 pulg está incluida en las dimensiones C, D y J.
4. Las longitudes de los espárragos no incluyen la altura de la corona.
5. Los barrenos para los pernos son 1/8 pulg mayores que los diámetros de los pernos.
6. Las bridas se barrenan a las dimensiones que se indican, excepto que se especifique otra cosa.
7. Las bridas para los tubos de los tamaños 22, 26, 28 y 30 no están cubiertas por la norma ANSI B 16.5.

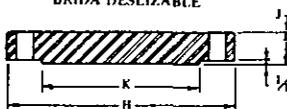
VER PAGINA OPUESTA PARA LA DIMENSION K Y LOS DATOS RELATIVOS A LOS PERNOS.



CUELLO SOLDABLE



BRIDA DESLIZABLE



BRIDA CIEGA

| Tamaño nominal del tubo | Diámetro de perforación | | Longitud en la campana | | Diámetro de la campana en el punto de soldadura | Diámetro de la campana en la base | Diámetro exterior de la brida | Espesor de la brida |
|-------------------------|----------------------------|-------|------------------------|---------|---|-----------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| | A | B | C | D | | | | |
| 1/2 | .62 | .88 | 1 1/8 | 3/4 | .84 | 1 3/4 | 3 1/2 | 3/16 |
| 3/4 | .82 | 1.09 | 2 1/4 | 3/4 | 1.05 | 1 1/2 | 3 3/4 | 1/2 |
| 1 | 1.05 | 1.36 | 2 3/4 | 1 1/4 | 1.32 | 1 3/4 | 4 1/4 | 3/8 |
| 1 1/4 | 1.38 | 1.70 | 2 3/4 | 1 3/4 | 1.66 | 2 3/4 | 4 3/4 | 3/8 |
| 1 1/2 | 1.61 | 1.95 | 2 3/4 | 7/8 | 1.90 | 2 3/4 | 5 | 1 1/16 |
| 2 | 2.07 | 2.44 | 2 1/2 | 1 | 2.38 | 3 1/4 | 6 | 3/4 |
| 2 1/2 | 2.47 | 2.94 | 2 3/4 | 1 1/8 | 2.88 | 3 3/4 | 7 | 3/8 |
| 3 | 3.07 | 3.57 | 2 3/4 | 1 3/4 | 3.50 | 4 1/4 | 7 1/2 | 1 1/16 |
| 3 1/2 | 3.55 | 4.07 | 2 3/4 | 1 1/4 | 4.00 | 4 3/4 | 8 1/2 | 1 1/16 |
| 4 | 4.03 | 4.57 | 3 | 1 3/8 | 4.50 | 5 3/4 | 9 | 1 1/16 |
| 5 | 5.05 | 5.66 | 3 1/2 | 1 3/4 | 5.56 | 6 3/4 | 10 | 1 1/16 |
| 6 | 6.07 | 6.72 | 3 1/2 | 1 3/4 | 6.63 | 7 3/4 | 11 | 1 |
| 8 | 7.98 | 8.72 | 4 | 1 3/4 | 8.63 | 9 1 1/4 | 13 1/2 | 1 1/8 |
| 10 | 10.02 | 10.88 | 4 | 1 3/4 | 10.75 | 12 | 16 | 1 3/8 |
| 12 | 12.00 | 12.88 | 4 1/2 | 2 3/4 | 12.75 | 14 3/8 | 19 | 1 1/4 |
| 14 | 13.25 | 14.14 | 5 | 2 1/4 | 14.00 | 15 3/4 | 21 | 1 3/8 |
| 16 | 15.25 | 16.16 | 5 | 2 1/2 | 16.00 | 18 | 23 1/2 | 1 3/4 |
| 18 | 17.25 | 18.18 | 5 1/2 | 2 1 1/4 | 18.00 | 19 3/4 | 25 | 1 3/4 |
| 20 | 19.25 | 20.20 | 5 1 1/4 | 2 3/4 | 20.00 | 22 | 27 1/2 | 1 1 1/4 |
| 22 | 21.25 | 22.22 | 5 3/8 | 3 1/8 | 22.00 | 24 1/4 | 29 1/2 | 1 1 1/4 |
| 24 | 23.25 | 24.25 | 6 | 3 1/4 | 24.00 | 26 1/4 | 32 | 1 3/4 |
| 26 | Pendiente de especificarse | 26.25 | 5 | 3 3/8 | 26.00 | 28 1/2 | 34 1/4 | 2 |
| 28 | | 28.25 | 5 1/8 | 3 3/4 | 28.00 | 30 3/4 | 36 1/2 | 2 1/4 |
| 30 | | 30.25 | 5 1/4 | 3 1/2 | 30.00 | 32 3/4 | 38 3/4 | 2 1/4 |

| PESO DE CASCOS Y CABEZAS | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|------------------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|
| DIAM DEL RECI- PIENTE | ESPEJOR DE PARED | | | | | | | | | |
| | 3/8" | | | | | 7/16" | | | | |
| | CASCO | | CABEZA | | | CASCO | | CABEZA | | |
| | D. I. | D. E. | ELIP | B Y C | HEMIS | D I. | D. E. | ELIP. | B Y C | HEMIS |
| 12 | 50 | 47 | 33 | 22 | 32 | 58 | 54 | 41 | 26 | 37 |
| 14 | 58 | 55 | 42 | 28 | 43 | 67 | 63 | 49 | 33 | 50 |
| 16 | 66 | 63 | 50 | 35 | 55 | 77 | 73 | 61 | 41 | 65 |
| 18 | 74 | 71 | 61 | 42 | 70 | 86 | 82 | 71 | 52 | 82 |
| 20 | 82 | 79 | 70 | 52 | 85 | 95 | 91 | 85 | 61 | 100 |
| 22 | 90 | 87 | 82 | 61 | 103 | 105 | 101 | 97 | 71 | 121 |
| 24 | 98 | 95 | 94 | 70 | 122 | 114 | 110 | 109 | 82 | 143 |
| 26 | 106 | 103 | 105 | 82 | 143 | 123 | 119 | 122 | 97 | 168 |
| 28 | 114 | 111 | 121 | 94 | 166 | 133 | 129 | 141 | 109 | 194 |
| 30 | 122 | 119 | 137 | 105 | 190 | 142 | 138 | 160 | 122 | 223 |
| 32 | 130 | 127 | 154 | 121 | 216 | 151 | 148 | 180 | 141 | 253 |
| 34 | 138 | 135 | 173 | 134 | 243 | 161 | 157 | 191 | 156 | 285 |
| 36 | 146 | 143 | 192 | 147 | 272 | 170 | 166 | 224 | 172 | 319 |
| 38 | 154 | 151 | 213 | 165 | 303 | 179 | 176 | 248 | 192 | 355 |
| 40 | 162 | 159 | 234 | 180 | 336 | 189 | 185 | 273 | 210 | 393 |
| 42 | 170 | 167 | 257 | 196 | 370 | 198 | 194 | 300 | 229 | 433 |
| 48 | 194 | 191 | 331 | 252 | 482 | 226 | 222 | 386 | 295 | 564 |
| 54 | 218 | 215 | 415 | 316 | 609 | 254 | 250 | 484 | 368 | 712 |
| 60 | 242 | 239 | 508 | 386 | 751 | 282 | 278 | 592 | 450 | 877 |
| 66 | 266 | 263 | 610 | 463 | 907 | 310 | 306 | 711 | 540 | 1060 |
| 72 | 290 | 287 | 718 | 547 | 1079 | 338 | 334 | 842 | 639 | 1260 |
| 78 | 314 | 311 | 836 | 638 | 1265 | 366 | 362 | 983 | 745 | 1478 |
| 84 | 338 | 335 | 965 | 737 | 1466 | 394 | 391 | 1136 | 860 | 1713 |
| 90 | 362 | 359 | 1110 | 842 | 1682 | 422 | 419 | 1298 | 983 | 1965 |
| 96 | 386 | 383 | 1260 | 955 | 1912 | 450 | 447 | 1473 | 1115 | 2234 |
| 102 | 410 | 407 | 1419 | 1075 | 2158 | 478 | 475 | 1658 | 1254 | 2521 |
| 108 | 434 | 431 | 1582 | 1202 | 2418 | 506 | 503 | 1854 | 1402 | 2825 |
| 114 | 458 | 455 | 1760 | 1335 | 2694 | 534 | 531 | 2061 | 1558 | 3146 |
| 120 | 482 | 479 | 1950 | 1476 | 2984 | 562 | 559 | 2249 | 1722 | 3484 |
| 126 | 506 | 503 | 2170 | 1624 | 3288 | 591 | 587 | 2530 | 1894 | 3840 |
| 132 | 530 | 527 | 2490 | 1779 | 3608 | 619 | 615 | 2790 | 2075 | 4213 |
| 138 | 554 | 551 | 2595 | 1928 | 3942 | 647 | 643 | 3025 | 2264 | 4604 |
| 144 | 579 | 576 | 2820 | 2110 | 4292 | 675 | 671 | 3300 | 2461 | 5011 |

| PESO DE TUBOS Y ACCESORIOS | | | | | | | | | |
|----------------------------|-------------|-----------------------------|---------------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|------|
| TAM NOM DEL TUBO | DESIGNACION | ESP. NOM. DE PARED | 1 PIE DE TUBO | CODO | | | CODO EN U | | T |
| | | | | DE 90 G. R. | DE 90 R. C. | de 45° G. R. | de 180 G. R. | de 180 R. C. | |
| ½ | EST. | .109 | 0.9 | 0.2 | | 0.1 | 0.4 | | 0.4 |
| | REF | .147 | 1.1 | 0.3 | | 0.2 | 0.5 | | 0.5 |
| | CED 160 | .187 | 1.3 | | | | | | 0.4 |
| | DOBLE REF | .294 | 1.7 | | | | | | |
| ¾ | EST | .113 | 1.1 | 0.2 | | 0.1 | 0.4 | | 0.5 |
| | REF | .154 | 1.5 | 0.3 | | 0.2 | 0.7 | | 0.6 |
| | CED 160 | .218 | 1.9 | | | | | | 0.6 |
| | DOBLE REF. | .308 | 2.4 | | | | | | |
| 1 | EST. | .133 | 1.7 | 0.4 | 0.3 | 0.3 | 0.8 | 0.5 | 0.8 |
| | REF | .179 | 2.2 | 0.5 | | 0.3 | 1.0 | | 0.9 |
| | CED 160 | .250 | 2.8 | 0.6 | 0.4 | 0.3 | 1.2 | 0.8 | 1.0 |
| | DOBLE REF | .358 | 3.7 | 0.8 | 0.5 | 0.4 | 1.5 | 1.0 | 1.3 |
| 1¼ | EST. | .140 | 2.3 | 0.6 | 0.4 | 0.4 | 1.3 | 0.8 | 1.3 |
| | REF | .191 | 3.0 | 0.9 | | 0.5 | 1.8 | | 1.6 |
| | CED 160 | .250 | 3.8 | 1.0 | 0.7 | 0.5 | 2.0 | 1.4 | 2.0 |
| | DOBLE REF | .382 | 5.2 | 1.4 | 0.9 | 0.8 | 2.7 | 1.8 | 2.5 |
| 1½ | EST | .145 | 2.7 | 0.9 | 0.6 | 0.4 | 1.9 | 1.1 | 2.0 |
| | REF. | .200 | 3.6 | 1.2 | 0.8 | 0.7 | 2.4 | 1.5 | 2.3 |
| | CED 160 | .281 | 4.9 | 1.4 | 1.2 | 1.0 | 3.3 | 2.4 | 3.0 |
| | DOBLE REF. | .400 | 6.4 | 1.9 | 1.0 | 1.1 | 4.0 | 2.7 | 3.4 |
| 2 | EST. | .154 | 3.7 | 1.6 | 1.0 | 0.8 | 3.2 | 2.0 | 3.5 |
| | REF | .218 | 5.0 | 2.2 | 1.5 | 1.2 | 4.4 | 3.0 | 4.0 |
| | CED 160 | .343 | 7.5 | 3.3 | 2.2 | 1.6 | 6.0 | 4.0 | 5.0 |
| | DOBLE REF | .436 | 9.0 | 3.5 | 2.3 | 2.0 | 7.5 | 5.0 | 6.3 |
| 2½ | EST | .203 | 5.8 | 3.3 | 2.1 | 1.8 | 6.5 | 4.3 | 6.0 |
| | REF | .276 | 7.7 | 4.0 | 2.8 | 2.1 | 8.0 | 5.6 | 7.0 |
| | CED 160 | .375 | 10.0 | 5.1 | 3.4 | 3.0 | 12.0 | 6.0 | 8.0 |
| | DOBLE REF | .552 | 13.7 | 7.0 | 5.0 | 3.8 | 14.0 | 9.7 | 10.5 |
| 3 | EST | .216 | 7.6 | 5.0 | 3.0 | 2.6 | 10.2 | 6.0 | 7.0 |
| | REF. | .300 | 10.3 | 6.5 | 4.3 | 3.5 | 13.0 | 8.5 | 8.5 |
| | CED 160 | .438 | 14.3 | 8.5 | 6.0 | 4.4 | 18.0 | 12.0 | 10.0 |
| | DOBLE REF | .600 | 18.6 | 11.0 | 7.3 | 5.8 | 22.0 | 14.6 | 13.5 |

PESO DE PLACAS CIRCULARES

TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS

PESOS EN LIBRAS

| DIAM | 1/16 | 1/8 | 3/16 | 1/4 | 5/16 | 3/8 | 7/16 | 1/2 | 9/16 | 5/8 | 11/16 | 3/4 | 13/16 | 7/8 | 1 |
|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1 00 | .642 | .656 | .670 | .683 | .697 | .711 | .725 | .739 | .753 | .767 | .781 | .795 | .809 | .823 | .837 |
| 1 25 | .665 | .687 | .709 | .730 | .752 | .774 | .796 | .817 | .839 | .861 | .883 | .905 | .927 | .949 | .971 |
| 1 50 | .694 | .725 | .756 | .788 | .819 | .850 | .882 | .913 | .944 | .975 | .1006 | .1037 | .1068 | .1099 | .1130 |
| 1 75 | .728 | .770 | .813 | .856 | .899 | .942 | .985 | .1028 | .1071 | .1114 | .1157 | .1200 | .1243 | .1286 | .1329 |
| 2 00 | .767 | .823 | .879 | .935 | .991 | .1047 | .1103 | .1159 | .1215 | .1271 | .1327 | .1383 | .1439 | .1495 | .1551 |
| 2 25 | .811 | .882 | .953 | .1024 | .1095 | .1166 | .1237 | .1308 | .1379 | .1450 | .1521 | .1592 | .1663 | .1734 | .1805 |
| 2 50 | .860 | .948 | .1036 | .1124 | .1212 | .1300 | .1388 | .1476 | .1564 | .1652 | .1740 | .1828 | .1916 | .2004 | .2092 |
| 2 75 | .915 | .1015 | .1115 | .1215 | .1315 | .1415 | .1515 | .1615 | .1715 | .1815 | .1915 | .2015 | .2115 | .2215 | .2315 |
| 3 00 | .975 | .1085 | .1195 | .1305 | .1415 | .1525 | .1635 | .1745 | .1855 | .1965 | .2075 | .2185 | .2295 | .2405 | .2515 |
| 3 25 | .1041 | .1161 | .1281 | .1401 | .1521 | .1641 | .1761 | .1881 | .2001 | .2121 | .2241 | .2361 | .2481 | .2601 | .2721 |
| 3 50 | .1111 | .1241 | .1371 | .1501 | .1631 | .1761 | .1891 | .2021 | .2151 | .2281 | .2411 | .2541 | .2671 | .2801 | .2931 |
| 3 75 | .1187 | .1327 | .1467 | .1607 | .1747 | .1887 | .2027 | .2167 | .2307 | .2447 | .2587 | .2727 | .2867 | .3007 | .3147 |
| 4 00 | .1270 | .1420 | .1570 | .1720 | .1870 | .2020 | .2170 | .2320 | .2470 | .2620 | .2770 | .2920 | .3070 | .3220 | .3370 |
| 4 25 | .1359 | .1519 | .1679 | .1839 | .1999 | .2159 | .2319 | .2479 | .2639 | .2799 | .2959 | .3119 | .3279 | .3439 | .3599 |
| 4 50 | .1454 | .1624 | .1794 | .1964 | .2134 | .2304 | .2474 | .2644 | .2814 | .2984 | .3154 | .3324 | .3494 | .3664 | .3834 |
| 4 75 | .1555 | .1735 | .1915 | .2095 | .2275 | .2455 | .2635 | .2815 | .2995 | .3175 | .3355 | .3535 | .3715 | .3895 | .4075 |
| 5 00 | .1672 | .1862 | .2052 | .2242 | .2432 | .2622 | .2812 | .3002 | .3192 | .3382 | .3572 | .3762 | .3952 | .4142 | .4332 |
| 5 25 | .1806 | .1996 | .2186 | .2376 | .2566 | .2756 | .2946 | .3136 | .3326 | .3516 | .3706 | .3896 | .4086 | .4276 | .4466 |
| 5 50 | .1947 | .2147 | .2347 | .2547 | .2747 | .2947 | .3147 | .3347 | .3547 | .3747 | .3947 | .4147 | .4347 | .4547 | .4747 |
| 5 75 | .2095 | .2305 | .2515 | .2725 | .2935 | .3145 | .3355 | .3565 | .3775 | .3985 | .4195 | .4405 | .4615 | .4825 | .5035 |
| 6 00 | .2250 | .2470 | .2690 | .2910 | .3130 | .3350 | .3570 | .3790 | .4010 | .4230 | .4450 | .4670 | .4890 | .5110 | .5330 |
| 6 50 | .2520 | .2760 | .2990 | .3230 | .3470 | .3710 | .3950 | .4190 | .4430 | .4670 | .4910 | .5150 | .5390 | .5630 | .5870 |
| 7 00 | .2810 | .3070 | .3330 | .3590 | .3850 | .4110 | .4370 | .4630 | .4890 | .5150 | .5410 | .5670 | .5930 | .6190 | .6450 |
| 7 50 | .3120 | .3400 | .3680 | .3960 | .4240 | .4520 | .4800 | .5080 | .5360 | .5640 | .5920 | .6200 | .6480 | .6760 | .7040 |
| 8 00 | .3450 | .3750 | .4050 | .4350 | .4650 | .4950 | .5250 | .5550 | .5850 | .6150 | .6450 | .6750 | .7050 | .7350 | .7650 |
| 8 50 | .3810 | .4130 | .4450 | .4770 | .5090 | .5410 | .5730 | .6050 | .6370 | .6690 | .7010 | .7330 | .7650 | .7970 | .8290 |
| 9 00 | .4190 | .4530 | .4870 | .5210 | .5550 | .5890 | .6230 | .6570 | .6910 | .7250 | .7590 | .7930 | .8270 | .8610 | .8950 |
| 9 50 | .4590 | .4950 | .5310 | .5670 | .6030 | .6390 | .6750 | .7110 | .7470 | .7830 | .8190 | .8550 | .8910 | .9270 | .9630 |
| 10 00 | .5010 | .5390 | .5770 | .6150 | .6530 | .6910 | .7290 | .7670 | .8050 | .8430 | .8810 | .9190 | .9570 | .9950 | .10330 |
| 10 50 | .5450 | .5850 | .6250 | .6650 | .7050 | .7450 | .7850 | .8250 | .8650 | .9050 | .9450 | .9850 | .10250 | .10650 | .11050 |
| 11 00 | .5910 | .6330 | .6750 | .7170 | .7590 | .8010 | .8430 | .8850 | .9270 | .9690 | .10110 | .10530 | .10950 | .11370 | .11790 |
| 11 50 | .6390 | .6830 | .7270 | .7710 | .8150 | .8590 | .9030 | .9470 | .9910 | .10350 | .10790 | .11230 | .11670 | .12110 | .12550 |
| 12 00 | .6890 | .7350 | .7810 | .8270 | .8730 | .9190 | .9650 | .10110 | .10570 | .11030 | .11490 | .11950 | .12410 | .12870 | .13330 |
| 12 50 | .7410 | .7890 | .8370 | .8850 | .9330 | .9810 | .10290 | .10770 | .11250 | .11730 | .12210 | .12690 | .13170 | .13650 | .14130 |
| 13 00 | .7950 | .8450 | .8950 | .9450 | .9950 | .10450 | .10950 | .11450 | .11950 | .12450 | .12950 | .13450 | .13950 | .14450 | .14950 |
| 13 50 | .8510 | .9030 | .9550 | .10070 | .10590 | .11110 | .11630 | .12150 | .12670 | .13190 | .13710 | .14230 | .14750 | .15270 | .15790 |
| 14 00 | .9090 | .9630 | .10170 | .10710 | .11250 | .11790 | .12330 | .12870 | .13410 | .13950 | .14490 | .15030 | .15570 | .16110 | .16650 |
| 14 50 | .9690 | .10250 | .10810 | .11370 | .11930 | .12490 | .13050 | .13610 | .14170 | .14730 | .15290 | .15850 | .16410 | .16970 | .17530 |
| 15 00 | .10310 | .10890 | .11470 | .12050 | .12630 | .13210 | .13790 | .14370 | .14950 | .15530 | .16110 | .16690 | .17270 | .17850 | .18430 |
| 15 50 | .10950 | .11550 | .12150 | .12750 | .13350 | .13950 | .14550 | .15150 | .15750 | .16350 | .16950 | .17550 | .18150 | .18750 | .19350 |
| 16 00 | .11610 | .12230 | .12850 | .13470 | .14090 | .14710 | .15330 | .15950 | .16570 | .17190 | .17810 | .18430 | .19050 | .19670 | .20290 |
| 16 50 | .12290 | .12930 | .13570 | .14210 | .14850 | .15490 | .16130 | .16770 | .17410 | .18050 | .18690 | .19330 | .19970 | .20610 | .21250 |
| 17 00 | .13000 | .13660 | .14320 | .14980 | .15640 | .16300 | .16960 | .17620 | .18280 | .18940 | .19600 | .20260 | .20920 | .21580 | .22240 |
| 17 50 | .13730 | .14410 | .15090 | .15770 | .16450 | .17130 | .17810 | .18490 | .19170 | .19850 | .20530 | .21210 | .21890 | .22570 | .23250 |
| 18 00 | .14490 | .15190 | .15890 | .16590 | .17290 | .17990 | .18690 | .19390 | .20090 | .20790 | .21490 | .22190 | .22890 | .23590 | .24290 |
| 18 50 | .15270 | .16000 | .16730 | .17460 | .18190 | .18920 | .19650 | .20380 | .21110 | .21840 | .22570 | .23300 | .24030 | .24760 | .25490 |
| 19 00 | .16080 | .16830 | .17580 | .18330 | .19080 | .19830 | .20580 | .21330 | .22080 | .22830 | .23580 | .24330 | .25080 | .25830 | .26580 |
| 19 50 | .16910 | .17680 | .18450 | .19220 | .19990 | .20760 | .21530 | .22300 | .23070 | .23840 | .24610 | .25380 | .26150 | .26920 | .27690 |
| 20 00 | .17770 | .18560 | .19350 | .20140 | .20930 | .21720 | .22510 | .23300 | .24090 | .24880 | .25670 | .26460 | .27250 | .28040 | .28830 |
| 20 50 | .18650 | .19460 | .20270 | .21080 | .21890 | .22700 | .23510 | .24320 | .25130 | .25940 | .26750 | .27560 | .28370 | .29180 | .29990 |
| 21 00 | .19550 | .20380 | .21210 | .22040 | .22870 | .23700 | .24530 | .25360 | .26190 | .27020 | .27850 | .28680 | .29510 | .30340 | .31170 |
| 21 50 | .20470 | .21320 | .22170 | .23020 | .23870 | .24720 | .25570 | .26420 | .27270 | .28120 | .28970 | .29820 | .30670 | .31520 | .32370 |