

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



**DESARROLLO DE UNA HOJA DE CÁLCULO PARA LA
EVALUACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR. PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA REFINERÍA PUERTO
LA CRUZ**

REALIZADO POR:

Juan Ernesto Vegas Castro

C.I.: 15.933.351

**Trabajo de Grado Presentado ante la Universidad de Oriente
como requisito parcial para optar el Título de:**

INGENIERO MECÁNICO

Barcelona, Agosto de 2010

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



**DESARROLLO DE UNA HOJA DE CÁLCULO PARA LA
EVALUACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR. PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA REFINERÍA PUERTO
LA CRUZ**

**Trabajo de Grado Presentado ante la Universidad de Oriente
como requisito parcial para optar el Título de:**

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Pablo Valdivia
Asesor Industrial

Prof. Félix Payares
Asesor Académico

Barcelona, Agosto de 2010

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



**DESARROLLO DE UNA HOJA DE CÁLCULO PARA LA
EVALUACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR. PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA REFINERÍA PUERTO
LA CRUZ**

JURADO

El Jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de

Prof. Félix Payares
Asesor Académico

Prof. Carlos Gomes
Jurado Principal

Prof. Francisco García
Jurado Principal

Barcelona, Agosto de 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo con el artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado: "Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la universidad y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario".

DEDICATORIAS

A mis Padres, quienes me han dado todo su cariño y apoyo, siempre me han orientado y han dado lo mejor de si para ayudarme a alcanzar mis metas.

A mis Hermanos, verdaderos amigos incondicionales y ejemplos a seguir. A mis sobrinos que han alegrado mi vida, a mis tíos y tías que me han dado su apoyo y a mis abuelos que desde el cielo me acompañan en el transitar de mi existencia.

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todopoderoso y a la Virgen del Valle que con sus fuerzas y buena voluntad me han abierto todas las puertas para ofrecerme buenas oportunidades que se me presentan en la vida. Al tutor académico e industrial, ambos por dedicarme parte de su valioso tiempo y por haberme transmitido sus conocimientos, y a todas las personas que de una u otra manera colaboraron conmigo para la elaboración de esta tesis de grado.

RESUMEN

El presente trabajo consistió en la elaboración de una hoja de cálculo para la evaluación del diseño mecánico de los intercambiadores de calor carcaza y tubo del Proyecto Conversión Profunda RPLC. La hoja permitirá automatizar los cálculos agilizando el reporte de los mismos, los cuales están avalados por las Normas TEMA y el Código ASME Sección VIII División 1. Para una mejor visualización de los cómputos de los componentes, se realizaron diagramas de flujos, en la cual está plasmado los procedimientos para el chequeo mecánico de los intercambiadores de calor tubulares, en donde se muestran los distintos puntos a calcular y su consiguiente referencia dentro de las normas y estándares internacionales. La validación de la hoja de cálculo es un procedimiento necesario, ya que proporciona un alto grado de confianza y seguridad en los resultados que se obtienen al aplicarla. Para ello se evaluó el intercambiador de calor tubular E-4501 actualmente en operación perteneciente al proyecto VALCOR (RPLC), y se compararon con los resultados emitidos en octubre del 2001 por el Fabricante/Consultor de estos equipos como lo es el Consorcio CONVALVEN, los resultados fueron los de esperarse, su chequeo fue impecable. Con el fin de darle aun mas peso a la validación, se cargaron en el software comercial (COMPRESS), los datos mecánicos emitidos por el fabricante y al llevar a cabo la corrida, se ratifica que el intercambiador pasó el chequeo sin ningún problema. El criterio de evaluación se basó en el cálculo de la Máxima Presión Permisible de Trabajo (MAWP), a partir de los espesores requeridos, la cual comparará con la presión de diseño, para verificar si los equipos analizados se encuentran bajo condiciones adecuadas para su operación y además se determinarán las reacciones en silletas o soportes por el método de L.P Zick, en donde estos descansaran. A partir de los cálculos mecánicos se verifica si el intercambiador es acto para trabajar a las condiciones que será sometido y así evitar las paradas

prolongadas de los equipos debido a fallas en su diseño, evitando así la interrupción del proceso de producción de la planta.

INDICE GENERAL

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIAS.....	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
RESUMEN	vii
INDICE GENERAL	ix
INDICE DE FIGURAS	xiii
INDICE DE TABLAS.....	xiv
CAPÍTULO I.....	15
EL PROBLEMA.....	15
1.1 Proyecto conversión profunda	15
1.2 Objetivos del proyecto conversión profunda.....	16
1.3 Alcance del proyecto conversión profunda (RPLC).....	17
1.4 Planteamiento del problema	18
1.5. Objetivos.....	20
1.5.1 Objetivo general	20
1.5.2 Objetivos específicos.....	20
CAPÍTULO II.....	21
MARCO TEORICO	21
2.1 Intercambiadores de calor.....	21
2.2 Funciones de los intercambiadores de calor	22
2.3 Clasificación de los intercambiadores según su servicio de acuerdo al tema.....	23
2.4 Intercambiadores de calor carcaza y tubo.....	24
2.5 Características de lo intercambiadores de carcaza y tubos.....	25
2.6 Especificación tema (Tubular Exchanger Manufacturer Association)....	25
2.6.1 Intercambiadores tipo AES.....	27

2.6.1.1 Características de los intercambiadores tipo AES	27
2.6.2 Intercambiadores tipo AET	28
2.6.2.1 Características de los intercambiadores tipo AET.....	28
2.6.3 Intercambiadores tipo BKU (Kettle)	29
2.6.3.1 Características de los intercambiadores tipo BKU	30
2.7 Componentes del intercambiador de calor carcaza y tubos.....	30
2.7.1 Definición de cada una de las partes de un intercambiador de calor carcaza y tubos	31
2.8 Términos asociados a los intercambiadores de calor.....	35
2.9 Análisis de esfuerzos combinados en un recipiente a presión de pared delgada	39
2.10 Recipientes a presión horizontales soportados por silletas.....	42
2.11 Determinación de las ecuaciones necesarias para realizar los cálculos.	43
2.11.1 Haz tubular	43
2.11.2 Canal.....	46
2.11.3 Casco o carcaza	47
2.11.4 Tapa casco	48
2.11.4.1. Elipsoidal (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-4(c))	48
2.11.4.3 Torisférica (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-4(d))	49
2.11.4.4 Hemisférica (Código ASME Sección VIII División 1 UG-32 (f)).....	49
2.11.4.5 Cónica (Código ASME Sección VIII División 1 UG-32 (g)) .	50
2.11.5 Placas tubulares	52
2.11.6 Tapa cabezal flotante.....	55
2.11.6.1 Brida [Sketch (b)]	56
2.11.6.1.1 Empacadura tipo anillo.....	56
2.11.6.1.2 Empacadura cara completa.....	59

2.11.6.2 Brida [Sketch (C)]	59
2.11.6.2.1 Empacadura tipo anillo (Round bolting holes).....	59
2.11.6.2.2 Empacadura tipo anillo (Bolting holes slotted through the edge of the head)	61
2.11.6.2.3 Empacadura cara completa (Round bolting holes).....	61
2.11.6.2.4 Empacadura cara completa (Bolting holes slotted through the edge of the head)	62
2.11.6.3 Brida [Sketch (d)]	62
2.11.7 Boquillas	65
2.11.7.1 Refuerzos en las boquillas (Código ASME Sección VIII División 1 UG-37)	65
2.11.7.2 Cuello de las boquillas (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-1)	67
2.11.7.3 Bridas de las boquillas	68
2.11.8 Tapa canal	68
2.11.9 Bridas de cuerpo	71
2.11.9.1 Factores y cálculo	71
2.11.9.2 Rigidez de la brida	74
2.11.9.3 Esfuerzos en bridas	74
2.11.10 Cálculo de esfuerzos en recipientes soportados con dos silletas ..	77
2.11.10.1 Flexión longitudinal	77
2.11.10.2 Esfuerzo cortante tangencial	78
2.11.10.3 Esfuerzo circunferencial	79
CAPÍTULO III	82
DESARROLLO DEL TRABAJO	82
3.1 Generalidades	82
3.2 Recopilación de información	82
3.2.1 Tipos de intercambiadores	82
3.2.2 Partes a chequear	83

3.3 Elaboración de diagramas de flujo	84
3.3.1 Estructuración de tareas.....	84
3.3.2 Selección de los datos de entrada	85
3.3.3 Definición de parámetros a evaluar	86
3.4 Elaboración de la hoja de cálculo	87
3.4.1 Descripción general del entorno	87
3.4.2 Entrada de datos.....	88
3.4.3 Hoja de cálculo	88
3.4.3.1 Canal	88
3.4.4 Informe	91
3.5 Validación.....	91
CAPÍTULO IV	92
DECISION DE RESULTADOS	92
4.1 Generalidades	92
4.2 Información preliminar sobre intercambiadores.....	92
4.3 Diagramas de flujo.....	97
4.4 Hoja de cálculo	99
4.4.1 Inicio	99
4.4.2 Datos de entrada	100
4.4.3 Módulo de cálculo	105
4.4.4 Informe	107
4.5 Validación.....	109
CAPÍTULO V.....	114
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	114
5.1 Conclusiones.....	114
5.3 Recomendaciones	116
BIBLIOGRAFÍA CITADA.....	117
ANEXOS	¡Error! Marcador no definido.
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:	119

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Ubicación del Proyecto Conversión Profunda [10]	16
Figura 1.2 Diagrama de bloques del Proyecto Conversión Profunda (RPLC) [10]	18
Figura 2.1 Intercambiadores de calor [9].....	22
Figura 2.2 Intercambiador de calor tipo carcaza y tubos [9].....	24
Figura 2.3 Nomenclatura TEMA para intercambiadores de calor [7].....	26
Figura 2.4 Intercambiador de calor tipo AES [1].....	27
Figura 2.5 Intercambiador de calor tipo AET [1].....	28
Figura 2.6 Intercambiador de calor tipo BKU [1]	29
Figura 2.7 Partes de un intercambiador de calor carcaza y tubos [8].....	31
Figura 2.8 Esfuerzos en un recipiente cilíndrico de pared delgada [1]	40
Figura 3.1 Partes a chequear del intercambiador de calor tubular.....	84
Figura 3.2 Estructuración general de tareas.....	85
Figura 3.3 Procedimiento para el cálculo del canal.....	89
Figura 4.1 Módulos de la herramienta computacional	98
Figura 4.2 Habilitación de macros.....	99
Figura 4.3 Presentación de la herramienta computacional	100
Figura 4.4 Entrada de datos de diseño	101
Figura 4.5 Hoja de distribución	102
Figura 4.6 Base de datos de la herramienta computacional	105
Figura 4.7 Módulo para la evaluación del canal.....	107
Figura 4.8 Hoja de resultados generales.....	108

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Tipos de intercambiadores presentes en el proyecto Conversión Profunda	83
Tabla 4.1 Intercambiadores de calor del proyecto Conversión Profunda.....	93
Tabla 4.2 Comparación de resultados obtenidos por el fabricante, software comercial y la herramienta computacional para espesor requerido (t_r) y máxima presión permisible de trabajo (MAWP) en su estado corroído	109
Tabla 4.3 Porcentaje de desviación de la herramienta con respecto al fabricante	110
Tabla 4.4 Porcentaje de desviación de la herramienta con respecto al COMPRESS	112

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Proyecto conversión profunda

El crecimiento de las industrias se ha vuelto una necesidad para cubrir la demanda de bienes y servicios exigida por la población, tal es el caso de la industria petrolera que en estos últimos años también ha requerido de nuevos espacios para llevar a cabo sus planes de expansión. Petróleos de Venezuela S.A. (PDVSA) y sus filiales, han puesto en marcha la instalación de nuevas plantas para el procesamiento y mayor aprovechamiento del crudo a través de la implementación de nuevas tecnologías. En las cercanías de la Refinería Puerto La Cruz se llevará a cabo el Proyecto Conversión Profunda actualmente en su fase de diseño. Este proyecto tiene como objetivo maximizar la capacidad de procesamiento de crudos pesados y extrapesados para cubrir la demanda interna y así mismo exportar combustibles utilizando la tecnología HDHPLUS/SHP creada por INTEVEP (Instituto de Tecnología Venezolana para el Petróleo) y Axens filial del IFP (Instituto Francés del Petróleo).



Figura 1.1 Ubicación del Proyecto Conversión Profunda [10]

1.2 Objetivos del proyecto conversión profunda

- Maximizar procesamiento de crudo pesado de la Faja Petrolífera del Orinoco en la Refinería Puerto La Cruz, para cubrir la demanda interna y exportar combustibles (gasolina, jet, diesel y nafta) que cumplan con las regulaciones del mercado internacional.
- Procesamiento de las corrientes de fondo (residuales) de las unidades de destilación atmosférica y de vacío en Unidades de HDHPLUS®/SHP.
- Adecuar la calidad de los productos de refinación a los mercados internacionales reduciendo su contenido de azufre.

- Aumentar la producción de diesel de bajo contenido de azufre y Jet de exportación.

1.3 Alcance del proyecto conversión profunda (RPLC)

- Construcción de 11 Plantas de Procesos

- Unidades de destilación al vacío “VDU”, hidroconversión “HDHPLUS”, hidroprocesamiento secuencial “SHP”, producción de aditivo, preparación de catalizador, residuo work-up, enfriamiento de emergencia y purga, solidificación de flakes, manejo de slops pesados, compresión de hidrógeno y recuperación de gas.

- Construcción de 6 Plantas Auxiliares

- Unidades de producción de hidrógeno, recuperación de azufre y tratamiento de gas de cola, regeneración de amina, desalojamiento de aguas agrias, recuperación de hidrógeno.

- Construcción 8 Plantas de Servicios Industriales

- Unidades de tratamiento de aguas servidas, suministro de agua fresca, sistema agua de calderas, vapor y condensado, agua de enfriamiento, sistema de aire comprimido, sistema de gas combustible, producción de nitrógeno y sistema de tratamiento de afluentes de procesos.
- Adecuación de unidades existentes “DA-1 y DA-2”.
- 1 muelle y adecuación de 1 existente.

- 25 tanques de almacenamiento y adecuación de 36 tanques existentes.
- 1 mechurrio y 1 mechurrio de gases ácidos.
- Sistema de potencia y distribución eléctrica.
- Sistema de agua contra incendio.
- Sistema de distribución por camiones.
- Nuevas edificaciones administrativas, sala de control, salas satélites, almacenes, taller de mantenimiento, estación de bomberos, controles de acceso y subestaciones.
- Adecuación de infraestructura, servicios y vialidad en zonas urbanas.
- Puentes de acceso y cajones de cruce de vías.

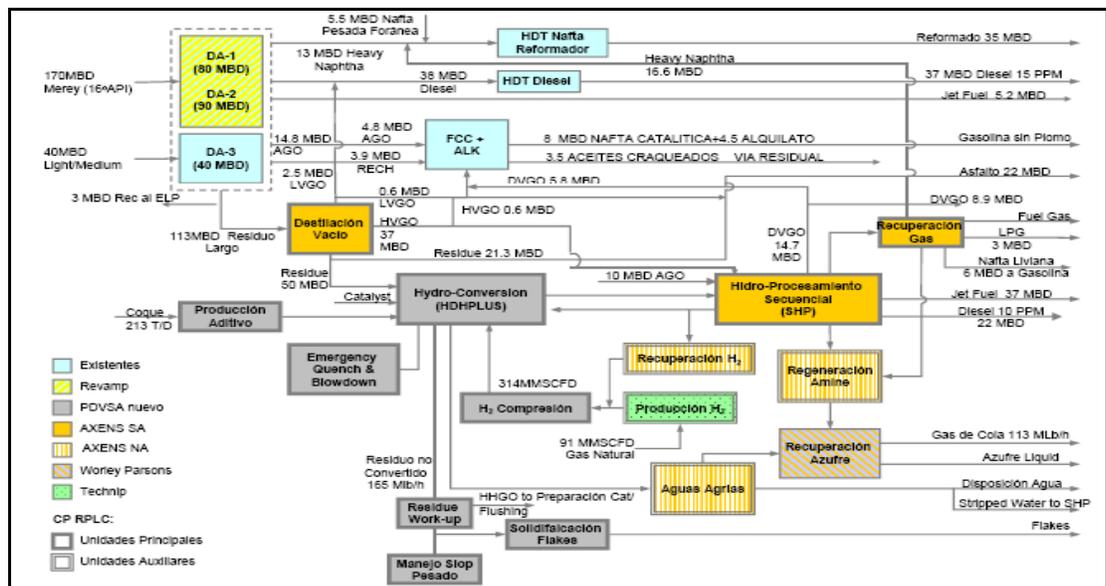


Figura 1.2 Diagrama de bloques del Proyecto Conversión Profunda (RPLC) [10]

1.4 Planteamiento del problema

En Puerto La Cruz, estado Anzoátegui, se realizará un proyecto de ampliación de la Refinería Puerto La Cruz, este proyecto lleva por nombre “Conversión

Profunda” y se llevará a cabo específicamente en las adyacencias de la refinería. Este proyecto tiene como objetivo maximizar la capacidad de procesamiento de crudos pesados y extrapesados para cubrir la demanda interna y así mismo exportar combustibles utilizando la tecnología HDHPLUS®/SHP creada por INTEVEP (Instituto de Tecnología Venezolana para el Petróleo) y Axens filial del IFP (Instituto Francés del Petróleo). En el desarrollo del proyecto se contempla la instalación y puesta en servicio de Unidades de Proceso, dentro de las cuales se encuentran un considerable número de intercambiadores de calor carcasa y tubos. Este tipo de equipos tiene un papel importante en los procesos de refinación de petróleo y en otros procesos industriales, debido a que cumplen el rol de calentar o enfriar los fluidos para luego transformarlos en productos o subproductos y finalmente almacenarlos. Resulta frecuente por parte de la empresa (PDVSA), la necesidad de evaluar los diseños mecánicos asociados a los equipos antes mencionados, y presentados por empresas licitantes. Esta tarea se hace con la finalidad de chequear si tales diseños cumplen con los estándares establecidos en normas y códigos de diseño. Por tal motivo y debido al gran número de equipos involucrados se hace necesario el desarrollo de una herramienta computacional para la evaluación de diseños mecánicos de intercambiadores de calor.

Para llevar a cabo esta evaluación, se usará como herramienta de cálculo un software comercial denominado Microsoft® Office 2003 - EXCEL, esta hoja de cálculo será diseñada en base a las normas y códigos existentes, con la finalidad de que tenga aplicabilidad a todos los intercambiadores de calor carcasa y tubos que estén especificados según TEMA (Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares). En esta hoja se podrá chequear la máxima presión permisible de trabajo (MAWP) de las partes sometidas a presión a partir de los espesores requeridos así como las dimensiones de las silletas. Esto con la finalidad de verificar los requerimientos de la empresa en cuanto a la integridad mecánica de los intercambiadores de calor de las unidades de procesos y disminuir las probabilidades

de que ocurra un incidente que detenga el proceso productivo de Conversión Profunda, garantizando la seguridad de las personas que allí laboran.

1.5. Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Desarrollar un medio computacional para la evaluación del diseño mecánico de los intercambiadores de calor de las Unidades de Proceso del Proyecto Conversión Profunda mediante una herramienta computacional de cálculo.

1.5.2 Objetivos específicos

1. Seleccionar los equipos de las Unidades de Proceso del Proyecto Conversión Profunda para su evaluación.
2. Elaborar el diagrama de flujo de los cálculos necesarios para la evaluación del diseño mecánico de los equipos de las Unidades de Proceso.
3. Desarrollar una hoja de cálculo para la evaluación del diseño mecánico de los equipos de las Unidades de Proceso con las ecuaciones de los códigos y estándares internacionales.
4. Validar la herramienta en hoja de cálculo a partir de resultados obtenidos con un software comercial.
5. Evaluar el diseño mecánico de un equipo operativo con datos conocidos.

CAPÍTULO II

MARCO TEORICO

2.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos mecánicos capaces de producir el intercambio de energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes. La energía es transmitida de un fluido a otro, producto de un gradiente de temperatura y el intercambio se produce a través de una superficie intermedia que se llama área de transferencia de calor. En muchos casos, cuando los fluidos son inmiscibles, esta superficie es sustituida por el propio contacto entre ambas sustancias. Básicamente los intercambiadores tienen tres objetivos, recuperar calor (calentando o enfriando las corrientes), evaporar y condensar. Para esto cuentan con tres mecanismos de transferencia: conducción, convección y radiación, que por lo general se producen más de uno simultáneamente. Intercambiador de calor es un nombre genérico para estos dispositivos mecánicos, sin embargo existen diferentes términos que definen los tipos de intercambiadores según su función y sus características físicas.



Intercambiador de calor carcaza y tubos



Intercambiador de calor de placas

Figura 2.1 Intercambiadores de calor [9]

2.2 Funciones de los intercambiadores de calor

- **Recuperación de calor**

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

- **Evaporación**

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

- **Condensación**

Una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase vapor a fase líquida [8].

2.3 Clasificación de los intercambiadores según su servicio de acuerdo al tema

- **Clase R**

Se refiere al estándar de diseño TEMA para intercambiadores de tubo y carcaza en servicios severos y con aplicación de petróleo y sus productos afines.

- **Clase B**

Se refiere al estándar de diseño TEMA para intercambiadores de tubo y carcaza en servicios de productos químicos.

- **Clase C**

Se refiere al estándar de diseño TEMA para intercambiadores de tubo y carcaza en servicios moderados y con aplicación en procesos comerciales generales [7].

2.4 Intercambiadores de calor carcasa y tubo

Los intercambiadores de calor carcasa y tubos (figura 2.2), son el tipo más común de intercambiador utilizados en las refinerías. Por ser recipientes a presión, están sometidos a la acción de presión interna y externa, ya que conduce fluidos a altas presiones y temperaturas. Por lo tanto, en estos intercambiadores se presenta esfuerzos producidos por la presión que esté actuando en el recipiente formado por el cuerpo del equipo [4].

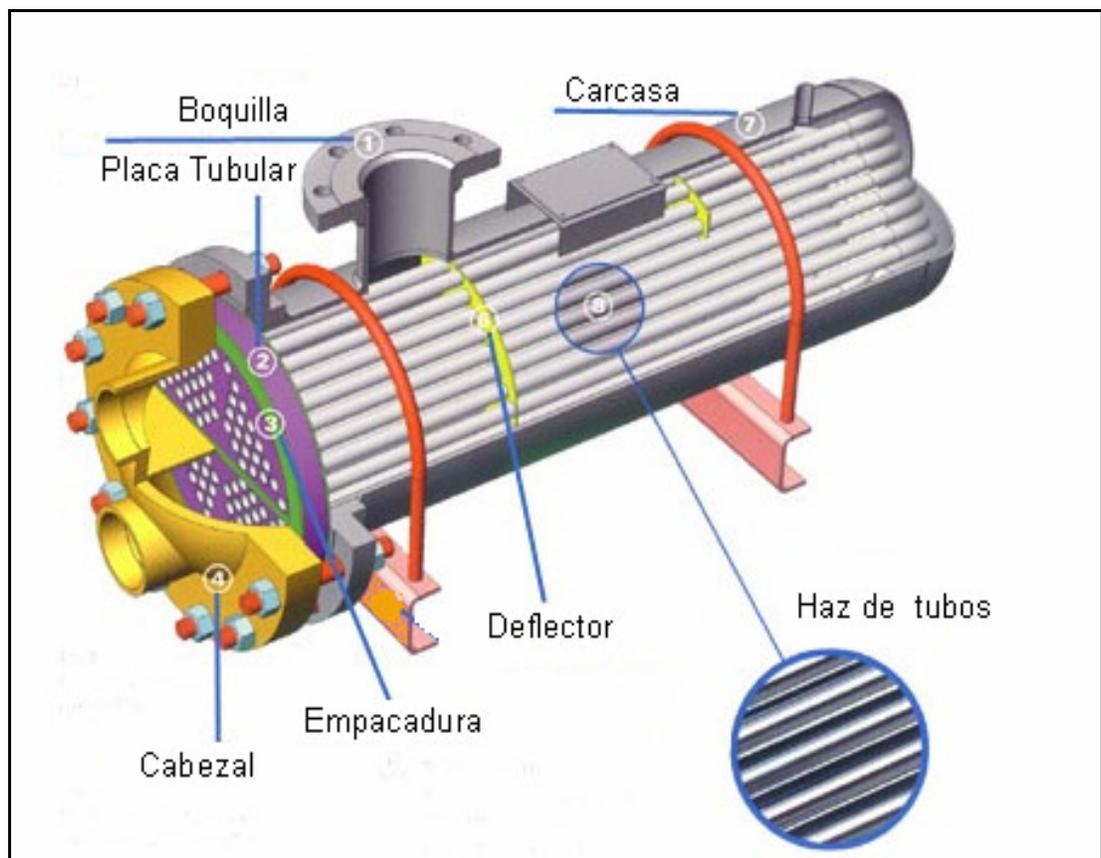


Figura 2.2 Intercambiador de calor tipo carcasa y tubos [9]

2.5 Características de lo intercambiadores de carcaza y tubos

- Pueden ser utilizados en cualquier servicio y suelen ser considerados como la primera alternativa para determinadas aplicaciones.
- Sus limitaciones son principalmente el material de construcción y su relación con las sustancias que manejan.
- Las temperaturas de operación pueden variar entre -200°C y 700°C y la presión puede alcanzar hasta 35.000KPa, un amplio rango que contribuye con la versatilidad del equipo.
- El área de transferencia de calor es menor comparada con los intercambiadores de placas, pero mayor que los intercambiadores en espiral.
- Son muy resistentes y de gran tamaño. Requieren de un espacio considerable para su ubicación y los procedimientos/actividades de mantenimiento.
- Son relativamente fáciles de construir en amplios rangos de dimensiones.
- Debido a la disposición de los tubos dentro de la carcasa, son difíciles de inspeccionar por la parte exterior y la limpieza mecánica en esta zona resulta dificultosa. Sin embargo pueden ser limpiados químicamente de forma satisfactoria.
- Pueden utilizarse para calentar vapores, condensar, intercambiar calor entre dos líquidos, como rehervidores, entre otros.
- Una de sus principales ventajas es la baja caída de presión que aporta al fluido, en comparación con otros intercambiadores de calor como los intercambiadores en espiral y los intercambiadores de placas [1].

2.6 Especificación tema (Tubular Exchanger Manufacturer Association)

La Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares TEMA, asigna una letra a cada sección del intercambiador según las características físicas y el paso

que del fluido en el interior de éstas. Se puede observar la nomenclatura en la figura 2.3.

Como resultado, los intercambiadores pueden definirse a partir de tres letras principales que indican el tipo de canal, carcasa y cabezal posterior, respectivamente. Cada sección está constituida por diferentes elementos que en conjunto representan al intercambiador carcasa y tubos. A continuación se describen algunos arreglos TEMA.

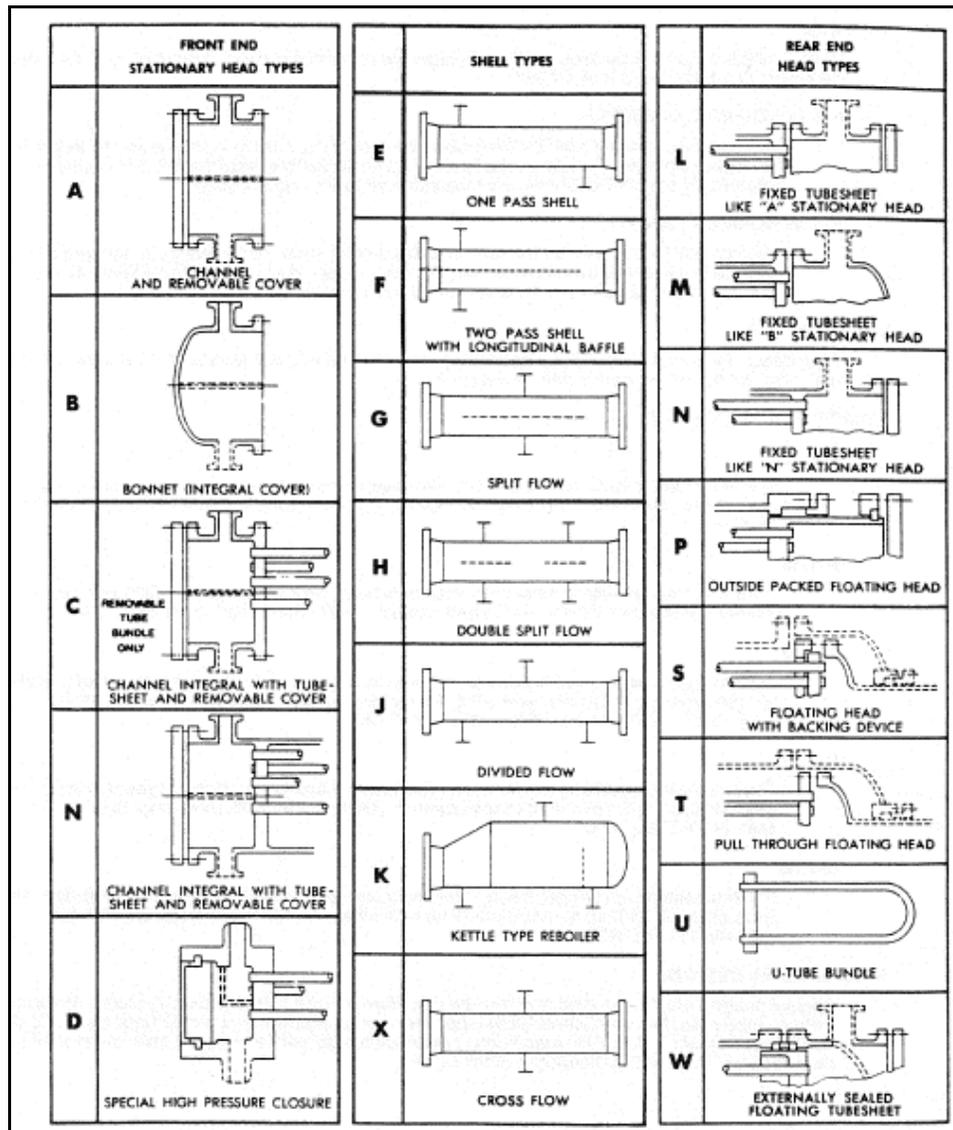


Figura 2.3 Nomenclatura TEMA para intercambiadores de calor [7]

2.6.1 Intercambiadores tipo AES

La cubierta del canal es plana y removible, que puede ser sujeta mediante bridas de conexión. Mientras que la tapa de la carcasa es un casco hemisférico o elipsoidal. En los intercambiadores AES el fluido recorre la carcasa una sola vez y el canal, según lo requiera el proceso.

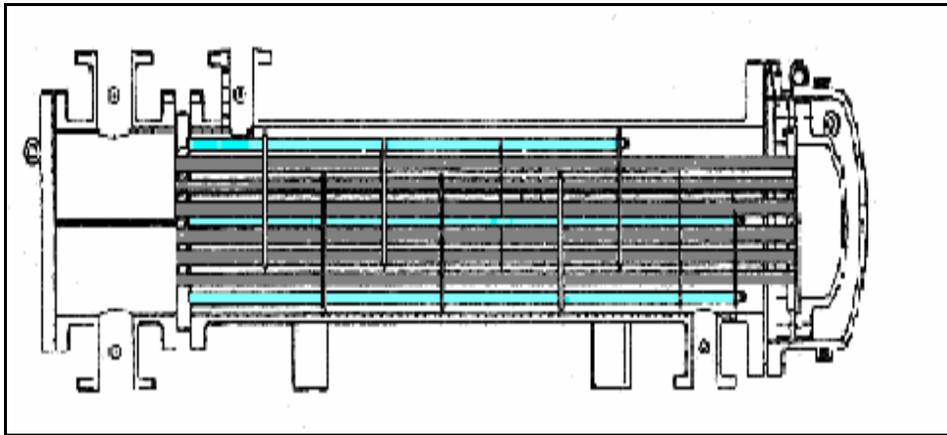


Figura 2.4 Intercambiador de calor tipo AES [1]

2.6.1.1 Características de los intercambiadores tipo AES

- Para extraer el haz tubular se debe desmontar el cabezal flotante, como consecuencia del ajuste del cabezal flotante por la diferencia de diámetros entre la carcasa y la cubierta
- No tienen problemas de expansión térmica entre la carcasa y los tubos.
- Los tubos rectos permiten una limpieza mecánica aceptable y pueden ser removidos de forma individual sin necesidad de retirar el haz tubular completo.

- Son más complejos que los intercambiadores BKU (el cual se explicará más adelante), ya que necesitan un sistema de aislamiento con empaaduras que separe el fluido del lado carcasa y del lado tubos.

2.6.2 Intercambiadores tipo AET

Este tipo de intercambiador es muy similar al AES, su diferencia radica en la disposición del cabezal flotante y la tapa de la carcasa. El cabezal posterior tipo S, es el caso más simple de cabezal flotante y puede ser removido completamente a través de la carcasa. Nuevamente la carcasa tiene un sólo paso y el canal tantos pasos como sean requeridos.

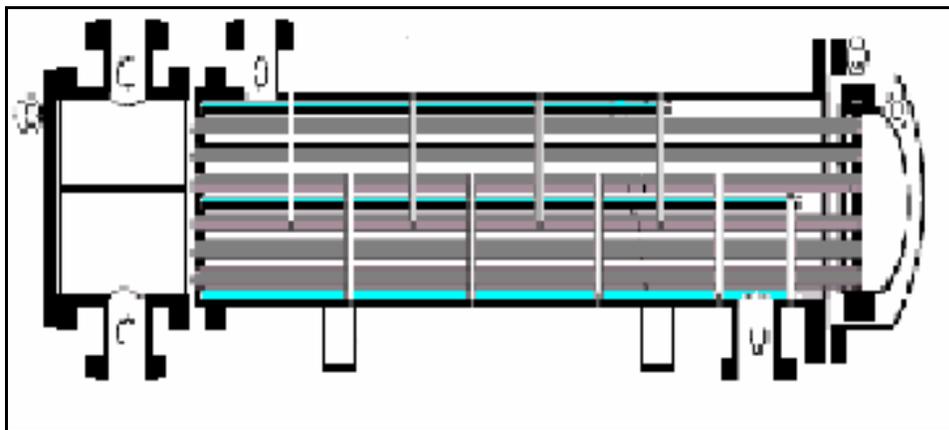


Figura 2.5 Intercambiador de calor tipo AET [1]

2.6.2.1 Características de los intercambiadores tipo AET

- Pueden ser desmontados con mayor facilidad que los AES gracias a la disposición del cabezal flotante.

- No tienen problemas de expansión térmica entre la carcasa y los tubos.
- Los tubos rectos permiten una limpieza mecánica aceptable.
- Son más complejos que los intercambiadores BKU, ya que necesitan un sistema de aislamiento con empaaduras que separe el fluido del lado carcasa y del lado tubos.

2.6.3 Intercambiadores tipo BKU (Kettle)

Los intercambiadores tipo Kettle son utilizados principalmente para evaporar uno de los fluidos mientras el otro se condensa. El área de la carcasa es bastante grande, para alojar el gas que se obtiene cuando una de las sustancia de intercambio de calor tiene un cambio de fase considerable. Para asegurar el correcto intercambio de calor entre ambos fluidos, el equipo posee una barrera o rebosadero, que mantiene el nivel del líquido del lado carcasa por encima del haz tubular.

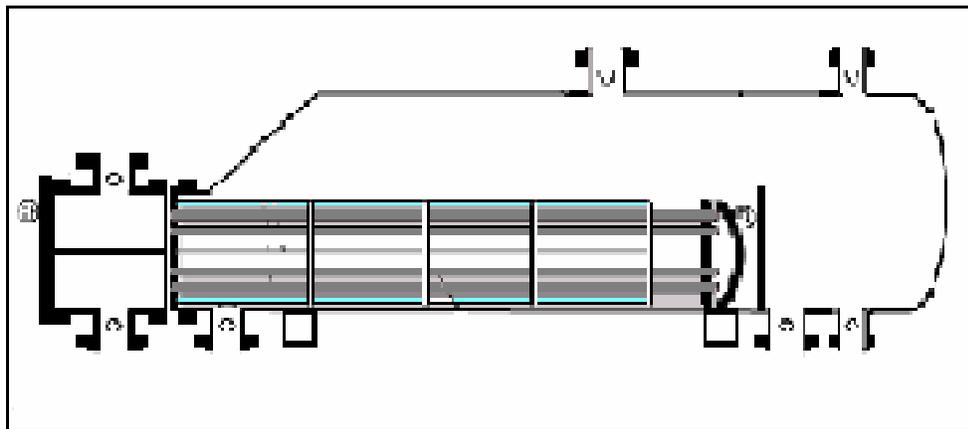
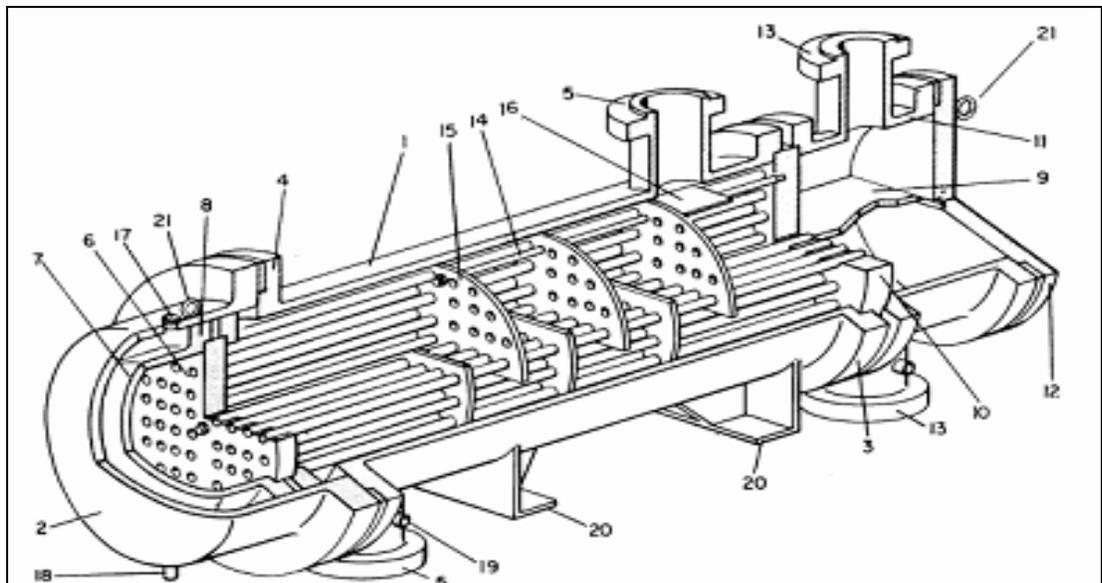


Figura 2.6 Intercambiador de calor tipo BKU [1]

2.6.3.1 Características de los intercambiadores tipo BKU

- La curvatura de los tubos impide realizar la limpieza mecánica satisfactoriamente y a su vez impide el reemplazo de los tubos que se encuentran en el centro del haz tubular.
- Permite la expansión independiente de los tubos respecto al cabezal.
- La erosión del material se presenta de forma acentuada en la curvatura de los tubos en U, debido a que el fluido debe cambiar de dirección y los esfuerzos se incrementan en esta zona.
- El arreglo de tubos en U es menos costoso ya que no posee el cabezal flotante.
- Los intercambiadores BKU son capaces de trabajar con fluidos en estado líquido y gaseoso.
- A pesar de que su coeficiente de transferencia de calor no es elevado comparado con otros tipos de rehervidores, son de gran resistencia y durabilidad [1].

2.7 Componentes del intercambiador de calor carcasa y tubos.



1. CARCAZA	8. BRIDA DEL CABEZAL	15. DEFLECTORES
2. TAPA DE LA CARCAZA	FLOTANTE	TRANSVERSALES
3. BRIDA DEL CUERPO	9. DIVISOR DE PASOS O	16. PLACA DE CHOQUE
4. BRIDA DEL EXTREMO DE	DEFLECTORES	17. CONEXIÓN DE VENTEO
LA	LONGITUDINALES	18. CONEXIÓN DE DRENAJE
CUBIETA DE CARCAZA	10. PLACA TUBULAR	19. CONEXIÓN DE
5. BOQUILLA DE LA CARCAZA	11. CANAL	INSTRUMENTO
6. PLACA TUBULAR	12. TAPA DEL CANAL	20. SILLA DE SOPORTE
FLOTANTE	13. BOQUILLA DE CANAL	21. OREJAS DE IZAJE
7. CABEZAL FLOTANTE	14. BARRAS TIRANTES Y	22. TUBOS
	ESPACIADORES	

Figura 2.7 Partes de un intercambiador de calor carcaza y tubos [8]

2.7.1 Definición de cada una de las partes de un intercambiador de calor carcaza y tubos

1. Carcaza

Es la parte cilíndrica del intercambiador de calor la cual contiene el fluido que circula por fuera de los tubos, generalmente se construyen de acero al carbono. Sin embargo los materiales para su construcción dependen del servicio al que va a ser sometida.

2. Tapa de la carcaza

Es un cabezal de forma torisférica que queda bridado a la carcaza por medio de pernos, es construido del mismo material de la carcaza y al ser este retirado da acceso al cabezal posterior.

3. Brida del Cuerpo

Esta parte de la carcaza tiene la función de servir de brida para el acople con el cabezal anterior además de servir de asentamiento para la placa tubular fija.

4. Brida del extremo de la cubierta de la carcaza

Esta brida sirve para el acople entre la carcaza y la cubierta del canal.

5. Boquilla de la carcaza

Generalmente los intercambiadores de calor de carcaza y tubos poseen dos boquillas por el lado carcaza las cuales sirven para el ingreso y la salida del fluido.

6. Placa tubular flotante

Su función es la de albergar los tubos para que de esta manera tengan sostén y queden arreglados de cierta manera específica, además de permitir la libre expansión de éstos dentro de la carcaza. El material de construcción de esta placa debe ser por lo menos de la misma calidad que la que poseen los tubos.

7. Cabezal flotante

Sirve para que no se mezclen ambos fluidos además de permitir el retorno del fluido que va por los tubos. Debido a que éste cabezal es flotante, permite la libre expansión del haz tubular dentro de la carcaza. Su material de construcción debe ser igual o de mayor calidad que la de los tubos.

8. Brida del cabezal flotante

Esta brida permite que el cabezal flotante se acople junto a la placa tubular flotante.

9. Divisor de paso o deflector longitudinal

Este deflector es el responsable de determinar el número de pases que el fluido dará por el lado de los tubos. En la figura 2.7 se puede observar que este deflector divide al canal en dos haciendo que el fluido tenga un recorrido de dos pases por los tubos.

10. Placa tubular fija

Posee la misma función que la placa tubular flotante.

11. Canal

Es el elemento del intercambiador, el cual está bridado al cuerpo de la carcasa y su función es la de dar acceso y salida al fluido que va a circular por los tubos. Su material de construcción es igual al de los tubos.

12. Tapa del canal

Es una tapa circular bridada al canal cuya función es la de permitir la inspección del mismo. Su material de construcción es igual a la del canal.

13. Boquilla del canal

Son dos el número de boquillas por el canal y al igual que las boquillas de la carcasa, poseen la misma función con la diferencia de que permiten la entrada y la salida del fluido que va a circular por los tubos.

14. Barras tirantes y espaciadores

Son barras colocadas en el haz tubular cuya función es la de mantener una separación dada entre los deflectores transversales.

15. Deflectores transversales (baffles)

Son placas colocadas transversalmente a lo largo del haz de tubos, poseen varias funciones. La primera de ellas es forzar a que el fluido que va por la carcasa tenga un recorrido zigzageante de manera de aumentar la turbulencia y de esta manera aumentar el coeficiente de convección y por lo tanto la transferencia de calor, su segunda función es la de servir de soportes para el haz de tubos reduciendo de esta manera las vibraciones.

16. Placa de choque

Es una placa colocada al final de la boquilla de entrada del fluido por la carcasa, su función es la de reducir las vibraciones debido al choque directo del fluido sobre los tubos además de servir de protección a los tubos cuando el fluido que va a circular contiene partículas abrasivas tales como la arena u otros sedimentos.

17. Conexión de venteo

Permite la liberación de una sobrepresión más allá de la permitida.

18. Conexión de drenaje

Esta conexión permite el drenaje total del fluido que circula por la carcasa.

19. Conexión de instrumento

Permite la conexión de instrumentos tales como medidores de presión para verificar el buen funcionamiento del equipo.

20. Silla de soporte

Son las bases sobre las cuales el intercambiador descansa y que deben de estar apernadas al suelo o a fundaciones de concreto elevadas.

21. Orejas de izaje

Esta oreja permite el levantamiento del intercambiador para su traslado.

22. Tubos

Junto con la carcasa, los tubos constituyen, el principal componente del intercambiador de calor. La función de los tubos es la de no permitir que las dos corrientes contenidas en el intercambiador se mezclen, así como la de servir como superficie para el intercambio de calor; en algunos casos no se requieren de tubos ya que los fluidos son inmiscibles, quedando entonces como área de transferencia de

calor la misma superficie de contacto que existe entre ambos. Los tubos son extruidos o sin costura y pueden contener aletas longitudinales, los mismos son construidos generalmente de acero al carbono, acero inoxidable, cobre y de aleaciones que contienen cobre. Los materiales dependen del servicio al que estén sometidos [1].

2.8 Términos asociados a los intercambiadores de calor

Recipiente a presión

Se considera como un recipiente a presión cualquier envase cerrado que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna o vacío, independientemente de su forma y dimensiones.

Máxima presión de trabajo permisible (MAWP)

La presión interna a la que está sujeto el elemento más débil del recipiente correspondiente al esfuerzo máximo admisible, se supone que el recipiente está.

- En estado de desgaste por corrosión.
- A una temperatura determinada.
- En posición normal de trabajo.
- Bajo el efecto de otras cargas (carga de viento, presión externa, presión hidrostática, etc.) que son aditivas a la presión interna.

Una práctica común que siguen muchos usuarios y fabricantes de recipientes sometidos a presión es considerar la presión máxima de trabajo permitida del cabezal o del casco, y no la de elementos pequeños como bridas, aberturas, etc. Se emplea muy a menudo la expresión máxima presión permitida "nuevo" y "frio". Esta es la

presión a la cual está sujeto el elemento más débil del recipiente al punto máximo admisible, cuando el recipiente presenta las siguientes condiciones.

- No está corroído (es nuevo).
- La temperatura no afecta su resistencia (temperatura ambiente) (frio) [6].

Presión de operación

Es la presión del recipiente en el que normalmente opera. Que deberá ser inferior a la MAWP, presión diseño o el conjunto de cualquier dispositivo de alivio de presión.

Presión de diseño

La presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Este requisito se satisface utilizando una presión de diseño de 30 lb/pulg² o 10% más que la presión de trabajo, la que sea mayor. También debe tomarse en consideración la presión del fluido y de cualquier otra sustancia contenida en el recipiente [5].

Presión de la prueba hidrostática

Una y tres (1,3) de veces la máxima presión permitida de operación o la presión de diseño cuando no se hacen los cálculos para determinar la presión máxima permitida de trabajo. Si el valor del esfuerzo del material del recipiente a la temperatura de diseño es menor que a la temperatura de prueba, la presión de prueba hidrostática debe incrementarse proporcionalmente [3].

Eficiencia de juntas soldadas en recipientes a presión fabricados por métodos de soldadura

La mayoría de los recipientes a presión son construidos a partir del ensamblaje de partes y/o secciones que han sido prefabricadas o sub-ensambladas, tales como cilindros, cabezales, etc, mediante juntas soldadas para así formar la estructura del recipiente en sí; posteriormente a ésta estructura se le adjuntan por métodos de soldadura igualmente las conexiones, boquillas o aberturas que son requeridas por el equipo. Sólo aquellos cierres que serán removidos frecuentemente, ya sea por servicio, inspección o mantenimiento, son unidos con pernos y tuercas para que así el número de cierres mecánicos con empacaduras sea mínimo y tener de este modo una mayor superficie de la estructura a prueba de fugas. Este hecho hace que los efectos de las soldaduras en el diseño del recipiente sea un elemento importante en el cálculo mecánico de estos equipos dadas las concentraciones de esfuerzo que se generan en la estructura el recipiente. Estas concentraciones de esfuerzo por juntas soldadas se producen por las siguientes razones.

- Por la diferencia de la estructura metalúrgica del material de aporte con respecto al material base
- Por defectos en la soldadura como porosidades, incrustaciones de escoria, o rupturas por encogimiento.
- Por la geometría del perfil del cordón de soldadura como filetes, soldaduras a tope, o transiciones, así como también por el acabado superficial posterior a la soldadura.

Dada la importancia de las soldaduras en la construcción y diseño de los recipientes, el ASME introduce la variable “E” como la eficiencia de junta para el cálculo del espesor del recipiente cilíndrico. Esta variable toma en consideración los tres factores anteriormente descritos, junto con el nivel de inspección radiográfica que

se realiza a la junta en consideración, así como la localización de dicha soldadura en la estructura del recipiente, para así definir la capacidad o confiabilidad que tiene la soldadura para resistir los efectos de las cargas bajo las cuales estará sometida. Esta variable puede tener alguno de los siguientes valores.

- $E = 1$ Para radiografiado total.
- $E = 0.85$ Para radiografiado aleatorio.
- $E = 0.70$ Para equipo sin radiografiado.

Para determinar el valor aplicable de la eficiencia de junta se realiza un análisis de acuerdo al método que se expone en el párrafo UW-12 del Código ASME Sección VIII, División 1, en el cual se especifican las normas de diseño y fabricación para recipientes construidos por soldadura. La tabla UW-12 del código ASME se indican las eficiencias de las uniones soldadas del recipiente como una función de tres variables; el tipo de junta a emplear (se especifican seis tipos de soldaduras), el nivel de inspección radiográfica a aplicar en la unión y la categoría de la junta, la cual se refiere a la ubicación de la soldadura dentro de la estructura del recipiente a presión. En el caso de la unión entre el cuerpo del recipiente y la brida de soporte para la tapa plana es imposible realizar una inspección radiográfica confiable, pues los resultados obtenidos serían discordantes. Esto se debe a que la inspección radiográfica no puede ser realizada sobre cordones de soldadura a filete; en cuyo caso no se obtienen resultados confiables de la inspección realizada. En este caso, el ASME emplea otro procedimiento de cálculo que involucra otra metodología de diseño para obtener las dimensiones, espesores y tipo de junta que se requieren para la tapa plana [2].

Esfuerzo de fluencia

Se denomina esfuerzo de fluencia al menor valor del esfuerzo para el cual se produce una deformación permanente o deformación plástica.

Esfuerzo permisible

Es aquel esfuerzo que se encuentra dentro intervalo elástico evitando que se produzcan deformaciones permanentes [5].

2.9 Análisis de esfuerzos combinados en un recipiente a presión de pared delgada

Los intercambiadores de calor carcasa y tubos, y en general los recipientes a presión, son corazas cilíndricas o esféricas que tienen en su interior un fluido a determinada presión. Esta presión somete al recipiente a cargas en diferentes direcciones que a su vez generan esfuerzos en el material. Si la relación radio-espesor del recipiente es igual o mayor a diez (10), se puede considerar de “pared delgada”, en este caso los esfuerzos principales se producen en la dirección circunferencial y en la dirección longitudinal y se desprecia el esfuerzo en la dirección radial. Estos esfuerzos son comúnmente llamados esfuerzos de membrana y se manifiestan en un plano tangente a la superficie del equipo (Ver figura 2.8 a).

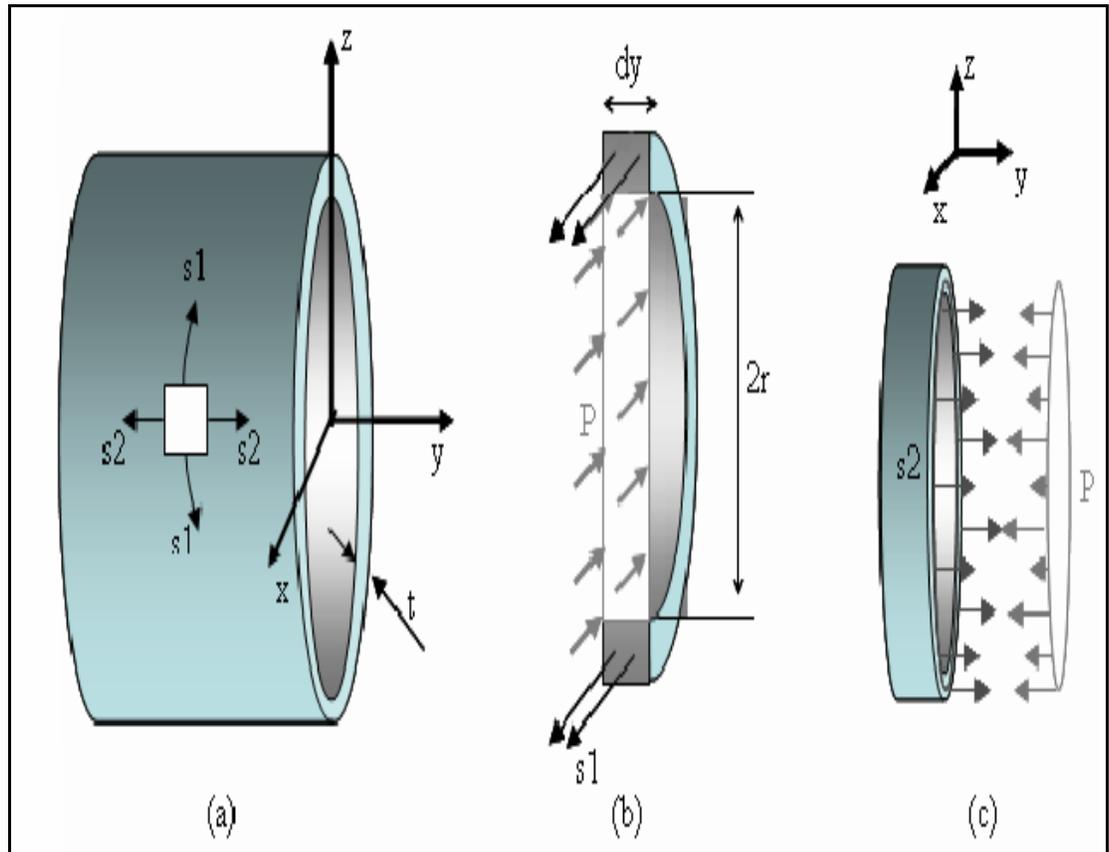


Figura 2.8 Esfuerzos en un recipiente cilíndrico de pared delgada [1]

El espesor de la pared del casco puede determinarse a partir del análisis de esfuerzos, mediante la sumatoria de fuerzas para ambos casos, circunferencial (ver figura 2.8 b) y longitudinal (ver figura 2.8 c), en un elemento infinitesimal que se aleje de los bordes del recipiente. Las formulas para un cilindro de pared delgada son las siguientes.

Esfuerzo circunferencial:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow [2S_1(td)] - [P(2r dy)] = 0$$

Ec 2.1

Esfuerzo longitudinal:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow [S_2(2\Pi r t)] - [P(\Pi^2 r)] = 0$$

Ec 2.2

F_x : Fuerzas aplicadas en el eje "x". t : Espesor del recipiente.

F_y : fuerzas aplicadas en el eje "y". S_1 : Esfuerzo circunferencial.

P : Presión interna del recipiente. S_2 : Esfuerzo

Si en las ecuaciones anteriores se sustituye el valor de los esfuerzos S_1 y S_2 por la resistencia máxima admisible del material y se despeja t , se obtendrá el valor del espesor del recipiente en función de la resistencia del material a la presión al que está expuesto. Se puede observar que el valor de t obtenido para el esfuerzo circunferencial resulta dos veces mayor al obtenido para el esfuerzo longitudinal, debido a que este último esfuerzo es dos veces menor que el circunferencial.

Cuando la sustancia dentro del recipiente es un líquido, se debe considerar el efecto de la columna del líquido en adición a la presión interna antes considerada. Para los cálculos que se harán posteriormente, la presión interna será entonces la presión de diseño dentro del cilindro más la presión hidrostática del fluido. Si ρ es la

densidad del líquido, g la aceleración de gravedad y D el diámetro interno del recipiente, que representa la mayor altura de la columna de líquido, entonces:

$$P = P_{\text{diseño}} + P_{\text{columna líquido}}$$

Ec 2.5

Si las tapas del cilindro son planas, se debe considerar un esfuerzo adicional, el esfuerzo a flexión, que surge como resistencia del elemento a ser doblado por fuerzas externas. Esto ocurre por ejemplo en el caso de la placa tubular y otras superficies planas como los ciegos de las bridas [1].

2.10 Recipientes a presión horizontales soportados por silletas

Los métodos de diseño de los soportes para recipientes horizontales se basan en el análisis presentado por L. P. Zick. El ASME publicó el trabajo de Zick como práctica recomendada en el diseño de tales componentes. Un recipiente horizontal montado sobre soportes de silletas actúa como una viga, con las siguientes diferencias.

- Las condiciones de carga varían con el nivel de contenido dentro del recipiente.
- Los esfuerzos sobre el recipiente varían según el ángulo de contacto de las silletas.
- La carga debido al peso del recipiente y su contenido se combina con las demás cargas (presión interna y externa, carga de viento y sismos).

Las cargas a considerar son las siguientes.

- Reacción de las Silletas: La práctica recomendada es diseñar el recipiente para una carga completa de líquido en su interior.

- Presión Interna.
- Carga de viento y sismos: Los recipientes largos con relaciones pequeñas de t/r están sujetos a deformación por acción del viento. Según “Zick”, la experiencia indica que un recipiente diseñado para una presión externa de un (1) psi puede resistir las cargas externas que se presenten en servicio normal [2].

2.11 Determinación de las ecuaciones necesarias para realizar los cálculos

2.11.1 Haz tubular

El análisis en los tubos del intercambiador de calor, debe tomar en cuenta la presión interna ejercida por el fluido dentro de los tubos, y la presión externa que actúa por causa del fluido que se encuentra del lado de la carcasa.

➤ **Presión interna** (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-1, 1-2)

- Si $t \leq \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)$ ó $P \leq 0.385 \cdot S \cdot E$

$$t_r = \frac{P \cdot \left(\frac{D_o}{2} \right)}{S \cdot E + 0.4 \cdot P} \quad \text{Ec 2.7}$$

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot t}{\frac{D_o}{2} - 0.4 \cdot t} \quad \text{Ec 2.8}$$

- Si $t > \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)$ ó $P > 0.385 \cdot S \cdot E$

$$Z = \frac{S \cdot E + P}{S \cdot E - P} \quad \text{Ec 2.9}$$

$$t_r = \left(\frac{D_0}{2} \right) \cdot \frac{\left(Z^{\frac{1}{2}} - 1 \right)}{Z^{\frac{1}{2}}} \quad \text{Ec 2.10}$$

$$Z = \left(\frac{D_o}{D_i} \right)^2 \quad \text{Ec 2.11}$$

$$MAWP = \left(\frac{Z-1}{Z+1} \right) \cdot S \cdot E \quad \text{Ec 2.12}$$

➤ **Presión externa** (Código ASME Sección VIII División 1 UG-28(c))

- Si $\frac{D_o}{t} \geq 10$

$$P_{a1} = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot \left(\frac{D_o}{t} \right)} \quad \text{Ec 2.13}$$

Para valores de A que se alejan hacia la izquierda de la **Línea Material/Temperatura Aplicable**

$$P_{a2} = \frac{2 \cdot A \cdot M}{3 \cdot \frac{D_o}{t}} \quad \text{Ec 2.14}$$

La *MAWP* viene a ser P_{a1} ó P_{a2} , según sea el caso.

- Si $\frac{D_o}{t} < 10$

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{\left(\frac{D_o}{t}\right)} - 0.0833 \right] \cdot B \quad \text{Ec 2.15}$$

$$P_{a2} = \frac{2 \cdot S^*}{\left(\frac{D_o}{t}\right)} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{D_o}{t}\right)} \right] \quad \text{Ec 2.16}$$

La *MAWP* viene a ser la menor de P_{a1} y P_{a2} .

Términos utilizados

t: Espesor nominal tubos (pulg)

D_o : Diámetro externo tubos (pulg)

D_i : Diámetro interno tubos (pulg)

L: Longitud tubos (pulg)

E: Eficiencia de la junta de soldadura

S^* : $\text{Min} [(2S), (0.9S_y)]$ (psi)

S_y : Esfuerzo de fluencia tubos a temperatura de diseño (psi)

S: Esfuerzo permisible tubos a temperatura de diseño (psi)

A: Factor geométrico elementos sometidos a presión externa

B: Factor material sometido a presión externa

M: Módulo de elasticidad tubos a temperatura de diseño (psi)

P: Presión de diseño (psig)

MAWP: Presión Máxima de Trabajo Permisible (psig)

2.11.2 Canal

El análisis del canal se efectuará considerando que es un cilindro sometido a presión interna y a presión externa cuando presenta vacío. (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-1 y UG-28).

- Si $t \leq \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)$ ó $P \leq 0.385 \cdot S \cdot E$

$$t_r = \frac{P \cdot \left(\frac{D_o}{2} \right)}{S \cdot E + 0.4 \cdot P} \quad \text{Ec 2.17}$$

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot (t - CA)}{\frac{D_o}{2} - 0.4 \cdot (t - CA)} \quad \text{Ec 2.18}$$

Términos utilizados

t: Espesor nominal o espesor mínimo del canal (pulg)

D_o: Diámetro externo canal (pulg)

D_i: Diámetro interno canal (pulg)

L: Longitud del canal

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

E: Eficiencia de la junta de soldadura

S: Esfuerzo permisible canal (psi)

P: Presión de diseño canal (psig)

MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig)

2.11.3 Casco o carcaza

El análisis del casco se efectuará considerando que es un cilindro sometido a presión interna y a presión externa cuando presenta vacío. (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-1 y UG-28).

- Si $t \leq \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)$ ó $P \leq 0.385 \cdot S \cdot E$

$$t_r = \frac{P \cdot \left(\frac{D_o}{2} \right)}{S \cdot E + 0.4 \cdot P} \quad \text{Ec 2.19}$$

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot (t - CA)}{\frac{D_o}{2} - 0.4 \cdot (t - CA)} \quad \text{Ec 2.20}$$

Términos utilizados

t: Espesor nominal o espesor mínimo del casco (pulg)

D_o: Diámetro externo casco (pulg)

D_i: Diámetro interno casco (pulg)

L: Longitud del casco

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

E: Eficiencia de la junta de soldadura

S: Esfuerzo permisible casco (psi)

P: Presión de diseño (psig)

MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig)

2.11.4 Tapa casco

La tapa del casco es un cabezal sometido a presión interna y a presión externa cuando presenta vacío, que por lo general, tiene forma elipsoidal, aunque también se analizará los casos en los cuales sea elipsoidal 2:1, torisférico, hemisférico y cónico.

➤ Presión interna

2.11.4.1. Elipsoidal (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-4(c))

$$t_r = \frac{P \cdot D_o \cdot K}{2 \cdot S \cdot E + 2 \cdot P \cdot (K - 0.1)} \quad \text{Ec 2.21}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot (t - CA)}{K \cdot D_o - 2 \cdot (t - CA) \cdot (K - 0.1)} \quad \text{Ec 2.22}$$

Donde

$$K = \frac{1}{6} \cdot \left[2 + \left(\frac{D_o}{2 \cdot h_o} \right)^2 \right] \quad \text{Ec 2.23}$$

2.11.4.2 Elipsoidal 2:1 (Código ASME Sección VIII División 1 UG-32 (d))

$$t_r = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} \quad \text{Ec 2.24}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot (t - CA)}{D + 0.2 \cdot (t - CA)} \quad \text{Ec 2.25}$$

2.11.4.3 Torisférica (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-4(d))

$$t_r = \frac{P \cdot (L + CA) \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} \quad \text{Ec 2.26}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot (t - CA)}{(L + CA) \cdot M + 0.2 \cdot (t - CA)} \quad \text{Ec 2.27}$$

Donde

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{L + CA}{r}} \right) \quad \text{Ec 2.28}$$

2.11.4.4 Hemisférica (Código ASME Sección VIII División 1 UG-32 (f))

$$t_r = \frac{P \cdot (L + CA)}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} \quad \text{Ec 2.29}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot (t - CA)}{(L + CA) + 0.2 \cdot (t - CA)} \quad \text{Ec 2.30}$$

➤ Presión externa (Código ASME Sección VIII División 1 UG-33 (a))

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{R_0}{t} \right)} \quad \text{Ec 2.31}$$

$$MAWP = \frac{B}{\left(\frac{R_0}{t}\right)} \quad \text{Ec 2.32}$$

2.11.4.5 Cónica (Código ASME Sección VIII División 1 UG-32 (g))

➤ **Presión interna**

$$t_r = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \text{Cos} \alpha \cdot (S \cdot E - 0.6 \cdot P)} \quad \text{Ec 2.33}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t \cdot \text{Cos} \alpha}{D + 1.2 \cdot t \cdot \text{Cos} \alpha} \quad \text{Ec 2.34}$$

➤ **Presión externa (Código ASME Sección VIII División 1 UG-33(f))**

- Si $\frac{D_L}{t_e} \geq 10$

$$P_{a1} = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot \left(\frac{D_L}{t_e}\right)} \quad \text{Ec 2.35}$$

Para valores de A que se alejan hacia la izquierda de la **Línea Material/Temperatura Aplicable**

$$P_{a2} = \frac{2 \cdot A \cdot M}{3 \cdot \frac{D_L}{t_e}} \quad \text{Ec 2.36}$$

La *MAWP* viene a ser P_{a1} ó P_{a2} , según sea el caso.

- Si $\frac{D_L}{t_e} < 10$

$$A = \frac{1.1}{\left(\frac{D_L}{t_e}\right)^2} \quad \text{Ec 2.37}$$

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{\left(\frac{D_L}{t_e}\right)} - 0.0833 \right] \cdot B \quad \text{Ec 2.38}$$

$$P_{a2} = \frac{2 \cdot S^*}{\left(\frac{D_L}{t_e}\right)} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{D_L}{t_e}\right)} \right] \quad \text{Ec 2.39}$$

La *MAWP* viene a ser la menor de P_{a1} y P_{a2} .

Términos utilizados

t: Espesor nominal o espesor mínimo de la tapa (pulg)

te: Espesor efectivo del cono (pulg)

D_o : Diámetro externo de la tapa (pulg)

L: Radio interno de la tapa, torisférica o hemisférica (pulg)

ho: Radio externo de la tapa elipsoidal (pulg)

r: radio de curvatura de la tapa torisférica (pulg)

- D1: Diámetro interno corrido de la tapa elipsoidal 2:1 (pulg)
 D2: Diámetro interno no corrido de la tapa elipsoidal 2:1 (pulg)
 DL: Diámetro externo del extremo grande del cono (pulg)
 DS: Diámetro externo del extremo pequeño del cono (pulg)
 L: Longitud de la tapa (pulg)
 CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)
 E: Eficiencia de la junta de soldadura
 S: Esfuerzo permisible de la tapa (psi)
 P: Presión de diseño (psig)
 MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig) [3]

2.11.5 Placas tubulares

Las placas tubulares son planchas redondas perforadas. Por lo general un intercambiador posee dos placas tubulares, una del lado del canal y otra del lado del cabezal flotante. Los intercambiadores de calor con tubos en U, tienen sólo una placa tubular, la del lado del canal. El análisis debe realizarse tanto por esfuerzos de flexión como por esfuerzos cortantes.

- Flexión (Normas TEMA Sección 5 RCB-7.132)

$$t_r = \frac{F \cdot G}{3} \cdot \sqrt{\frac{P}{\eta \cdot S}} \quad \text{Ec 2.40}$$

$$MAWP = \left[\frac{3 \cdot (t - CA)}{F \cdot G} \right]^2 \cdot \eta \cdot S \quad \text{Ec 2.41}$$

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{pitch}{d_o}\right)^2} \quad (\text{Arreglo de tubos cuadrado}) \quad \text{Ec 2.42}$$

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{pitch}{d_o}\right)^2} \quad (\text{Arreglo de tubos triangular}) \quad \text{Ec 2.43}$$

$$G = \frac{GOD - GID}{2} \quad (\text{Si } b_o \leq \frac{1}{4}) \quad \text{Ec 2.44}$$

$$G = GOD - 2 \cdot b \quad (\text{Si } b_o > \frac{1}{4}) \quad \text{Ec 2.45}$$

$$b = b_o \quad (\text{Si } b_o \leq \frac{1}{4}) \quad \text{Ec 2.46}$$

$$b = 0.5 \cdot \sqrt{b_o} \quad (\text{Si } b_o > \frac{1}{4}) \quad \text{Ec 2.47}$$

- Cortante (Normas TEMA Sección 5 RCB-7.133)

$$t_r = \frac{0.31 \cdot D_L}{\left(1 - \frac{d_o}{pitch}\right)} \cdot \left(\frac{P}{S}\right) \quad \text{Ec 2.48}$$

$$MAWP = \frac{\left(1 - \frac{d_o}{pitch}\right) \cdot S \cdot (t - CA)}{0.31 \cdot D_L} \quad \text{Ec 2.49}$$

El análisis por cortante será despreciable cuando

$$P < 1.6 \cdot S \cdot \left(1 - \frac{d_o}{pitch}\right)^2 \quad \text{Ec 2.50}$$

Donde

$$A \approx \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right)^2 \quad \text{Ec 2.51}$$

$$C \approx 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) \quad \text{Ec 2.52}$$

$$D_L = \frac{4 \cdot A}{C} \quad \text{Ec 2.53}$$

Términos utilizados

t: Espesor nominal o mínimo espesor de la placa (pulg)

D_o: Diámetro externo de la placa (pulg)

d_o: Diámetro externo de los tubos (pulg)

pitch: Distancia entre centros de tubos (pulg)

b: Ancho efectivo de la empaadura, (pulg)

b_o: Ancho básico de la empaadura, (pulg)

GOD: Diámetro externo de la empaadura (pulg)

- GID: Diámetro interno de la empacadura (pulg)
 C: Perímetro del arreglo de tubos, (pulg)
 A: Área encerrada por C, (pulg²)
 F: Factor placa tubular
 CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)
 S: Esfuerzo permisible de la placa (psi)
 P: Presión de diseño (psig)
 MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig) [7]

2.11.6 Tapa cabezal flotante

La tapa cabezal flotante o simplemente cabezal flotante, es un cabezal de forma esférica achatada que posee una brida, la cual le permite vincularse al anillo de respaldo o a la placa tubular flotante, según sea el caso, y que está sometido tanto a presión interna, en el lado cóncavo, como a presión externa, en el lado convexo. Su análisis está basado en los cálculos que se presentan en el Código ASME Sección VIII División 1 Apéndice 1-6 y va a depender del tipo de brida que posea la tapa. Se analizarán los Sketch (b), (c) y (d).

➤ Cabezal [Sketch (b), (c), (d)]

- Lado cóncavo (Presión interna)

$$t_r = \frac{5 \cdot P \cdot L}{6 \cdot S} \quad \text{Ec 2.54}$$

$$MAWP = \frac{6 \cdot S \cdot (t - CA)}{5 \cdot L} \quad \text{Ec 2.55}$$

- Lado convexo (Presión externa)

$$A^* = \frac{0.125}{\left(\frac{R_0}{t - CA}\right)} \quad \text{Ec 2.56}$$

Una vez calculado A^* , se obtiene el valor de B^* de la correspondiente *gráfica de Material/Temperatura*.

$$P_a = \frac{B^*}{\left(\frac{L}{t - CA}\right)} \quad \text{Ec 2.57}$$

Para valores de A^* que se alejan hacia la izquierda de la *Línea Material/Temperatura Aplicable*, P_a puede ser calculado de la siguiente forma.

$$P_a = \frac{0.0625 \cdot M}{\left(\frac{L}{t - CA}\right)^2} \quad \text{Ec 2.58}$$

La Presión Máxima de Trabajo Permisible externa (**MAWP**), es igual a P_a .

2.11.6.1 Brida [Sketch (b)]

2.11.6.1.1 Empacadura tipo anillo

$$t_r = \sqrt{\frac{M_0}{S \cdot B} \cdot \left[\frac{A + B}{A - B}\right]} \quad \text{Ec 2.59}$$

$$MAWP = \text{Min}(P_1, P_2)$$

$$P_1 = \frac{t^2}{w} \cdot S \cdot B \cdot \left(\frac{A-B}{A+B} \right) \quad \text{Ec 2.60}$$

$$P_2 = \left(\frac{1}{Q} \right) \cdot \left[t^2 \cdot S \cdot B \cdot \left(\frac{A-B}{A+B} \right) - \left(\frac{S_a}{2} \right) \cdot \left(\frac{C-G}{2} \right) \cdot A_b \right] \quad \text{Ec 2.61}$$

Donde

$$w = 0.785 \cdot \left[B^2 \cdot (h_D - h_T) + G^2 \cdot h_T \right] + (2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m) \cdot h_G \quad \text{Ec 2.62}$$

$$Q = \left(\frac{S_a}{2} \right) \cdot \left(\frac{C-G}{2} \right) \cdot \left(\frac{1}{S_b} \right) \cdot (0.785 \cdot G^2 + 2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m) \quad \text{Ec 2.63}$$

$$h_G = \frac{C-G}{2} \quad \text{Ec 2.64}$$

$$h_T = \frac{1}{4} \cdot (2 \cdot C - B - G) \quad \text{Ec 2.65}$$

$$h_D = \frac{C-B}{2} \quad \text{Ec 2.66}$$

$$M_o = M_D + M_G + M_T \quad \text{Condición de operación} \quad \text{Ec 2.67}$$

$$M_o = W \cdot \frac{(C-G)}{2} \quad \text{Asentamiento de empacadura} \quad \text{Ec 2.68}$$

$$M_D = H_D \cdot h_D \quad \text{Ec 2.69}$$

$$M_G = H_G \cdot h_G \quad \text{Ec 2.70}$$

$$M_T = H_T \cdot h_T \quad \text{Ec 2.71}$$

$$H_D = 0.785 \cdot B^2 \cdot P \quad \text{Ec 2.72}$$

$$H_G = W - H \quad \text{Ec 2.73}$$

$$H_T = H - H_D \quad \text{Ec 2.74}$$

$$H = 0.785 \cdot G^2 \cdot P \quad \text{Ec 2.75}$$

$$H_P = 2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m \cdot P \quad \text{Ec 2.76}$$

$$W_{m1} = H + H_P \quad \text{Ec 2.77}$$

$$W_{m2} = 3.14 \cdot b \cdot G \cdot y \quad \text{Ec 2.78}$$

$$W = W_{m1} \quad \text{Condición de operación} \quad \text{Ec 2.79}$$

$$W = \frac{(A_m + A_b) \cdot S_a}{2} \quad \text{Asentamiento de empacadura} \quad \text{Ec 2.80}$$

$$A_m = \text{Max} \left(\frac{W_{m1}}{S_b}, \frac{W_{m2}}{S_a} \right) \quad \text{Ec 2.81}$$

$$A_b = N_{P_{emos}} \cdot A'_b \quad \text{Ec 2.82}$$

2.11.6.1.2 Empacadura cara completa

$$t_r = 0.6 \cdot \sqrt{\frac{P}{S} \cdot \left[\frac{B \cdot (A+B) \cdot (C-B)}{A-B} \right]} \quad \text{Ec 2.83}$$

$$MAWP = \frac{(A-B) \cdot S}{B \cdot (A+B) \cdot (C-B)} \cdot \left(\frac{t}{0.6} \right)^2 \quad \text{Ec 2.84}$$

2.11.6.2 Brida [Sketch (C)]

2.11.6.2.1 Empacadura tipo anillo (Round bolting holes)

$$t_r = Q + \sqrt{\frac{1.875 \cdot M_0 \cdot (C-B)}{S \cdot B(7 \cdot C - 5 \cdot B)}} \quad \text{Ec 2.85}$$

$$MAWP = \text{Min}(P_1, P_2, P_3)$$

$$P_{1,2,3} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad \text{Ec 2.86}$$

$$a_{1,2,3} = 1$$

$$b_1 = \frac{(2 \cdot t \cdot I + H \cdot w)}{(I^2)} \quad \text{Ec 2.87}$$

$$b_2 = \frac{(2 \cdot t \cdot I + H \cdot Q)}{(I^2)} \quad \text{Ec 2.88}$$

$$b_3 = \frac{(2 \cdot t)}{(I)} \quad \text{Ec 2.89}$$

$$c_1 = \frac{t^2}{(I^2)} \quad \text{Ec 2.90}$$

$$c_2 = \frac{t^2 - H \cdot \left(\frac{S_a}{2}\right) \cdot \left(\frac{C - G}{2}\right) \cdot A_b}{(I^2)} \quad \text{Ec 2.91}$$

$$c_3 = \frac{t^2 - H \cdot \left(\frac{S_a}{2}\right) \cdot \left(\frac{C - G}{2}\right) \cdot \left(A_b + \left(\frac{1}{S_a}\right) \cdot (3.14 \cdot b \cdot G \cdot y)\right)}{(I^2)} \quad \text{Ec 2.92}$$

Donde

$$H = \frac{1.875 \cdot (C + B)}{S \cdot B \cdot (7 \cdot C - 5 \cdot B)} \quad \text{Ec 2.93}$$

$$I = \frac{L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{7 \cdot C - 5 \cdot B}\right) \quad \text{Ec 2.94}$$

$$Q = \frac{P \cdot L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{7 \cdot C - 5 \cdot B} \right) \quad \text{Ec 2.95}$$

2.11.6.2.2 Empacadura tipo anillo (Bolting holes slotted through the edge of the head)

Se repite el mismo procedimiento anterior, sólo que en este caso

$$t_r = Q + \sqrt{\frac{1.875 \cdot M_0 \cdot (C + B)}{S \cdot B \cdot (3 \cdot C - B)}} \quad \text{Ec 2.96}$$

$$H = \frac{1.875 \cdot (C + B)}{S \cdot B \cdot (3 \cdot C - B)} \quad \text{Ec 2.97}$$

$$I = \frac{L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{3 \cdot C - B} \right) \quad \text{Ec 2.98}$$

$$Q = \frac{P \cdot L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{3 \cdot C - B} \right) \quad \text{Ec 2.99}$$

2.11.6.2.3 Empacadura cara completa (Round bolting holes)

$$t_r = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3 \cdot B \cdot Q \cdot (C - B)}{L}} \quad \text{Ec 2.100}$$

$$MAWP = \frac{t^2}{\frac{3 \cdot B}{L} \cdot (C - B) \cdot I + 2 \cdot t \cdot I} \quad \text{Ec 2.101}$$

Donde

$$I = \frac{L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{7 \cdot C - 5 \cdot B} \right) \quad \text{Ec 2.102}$$

$$Q = \frac{P \cdot L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{7 \cdot C - 5 \cdot B} \right) \quad \text{Ec 2.103}$$

2.11.6.2.4 Empacadura cara completa (Bolting holes slotted through the edge of the head)

$$t_r = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3 \cdot B \cdot Q \cdot (C - B)}{L}} \quad \text{Ec 2.104}$$

$$MAWP = \frac{t^2}{\frac{3 \cdot B}{L} \cdot (C - B) \cdot I + 2 \cdot t \cdot I} \quad \text{Ec 2.105}$$

Donde

$$I = \frac{L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{3 \cdot C - B} \right) \quad \text{Ec 2.106}$$

$$Q = \frac{P \cdot L}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{C + B}{3 \cdot C - B} \right) \quad \text{Ec 2.107}$$

2.11.6.3 Brida [Sketch (d)]

$$t_r = F + \sqrt{F^2 + J} \quad \text{Ec 2.108}$$

Donde

$$J = \left(\frac{M_0}{S \cdot B} \right) \cdot \left(\frac{A+B}{A-B} \right) \quad \text{Ec 2.109}$$

$$F = \frac{P \cdot B \cdot \sqrt{4 \cdot L^2 - B^2}}{8 \cdot S \cdot (A-B)} \quad \text{Ec 2.110}$$

$$MAWP = \text{Min}(P_1, P_2, P_3)$$

$$P_1 = \frac{t^2}{2 \cdot t \cdot X + Z \cdot w} \quad \text{Ec 2.111}$$

$$P_2 = \frac{t^2 - Z \cdot \left(\frac{S_a}{2} \right) \cdot \left(\frac{C-G}{2} \right) \cdot A_b}{2 \cdot t \cdot X + Z \cdot Q} \quad \text{Ec 2.112}$$

$$P_3 = \frac{t^2 - Z \cdot \left(\frac{S_a}{2} \right) \cdot \left(\frac{C-G}{2} \right) \cdot \left(A_b + \left(\frac{1}{S_a} \right) \cdot (3.14 \cdot b \cdot G \cdot y) \right)}{2 \cdot t \cdot X} \quad \text{Ec 2.113}$$

Donde

$$X = \frac{B \cdot \sqrt{4 \cdot L^2 - B^2}}{8 \cdot S \cdot (A-B)} \quad \text{Ec 2.114}$$

$$Z = \left(\frac{1}{S \cdot B} \right) \cdot \left(\frac{A+B}{A-B} \right) \quad \text{Ec 2.115}$$

Términos utilizados

t: Espesor cabezal / brida (pulg)

L: Radio interno del cabezal (pulg)

R_0 : Radio externo del cabezal (pulg)

A: Diámetro externo brida del cabezal (pulg)

B: Diámetro interno brida del cabezal (pulg)

C: Diámetro del círculo pernado (pulg)

GOD: Diámetro externo de la empaadura (pulg)

GID: Diámetro interno de la empaadura (pulg)

b: Ancho efectivo de la empaadura (pulg)

b_0 : Ancho básico de la empaadura (pulg)

m: Factor de la empaadura

y: Esfuerzo de diseño permisible de la empaadura (psi)

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

S: Esfuerzo permisible cabezal / brida (psi)

A^* : Factor geométrico elementos sometidos a presión externa

B^* : Factor material sometido a presión externa

S_a : Esfuerzo permisible pernos, temperatura ambiente (psi)

S_b : Esfuerzo permisible pernos, temperatura de diseño (psi)

A_b' : Área de raíz unitaria de los pernos (pulg^2)

N_{pernos} : Número total de pernos

P: Presión de diseño cabezal / brida (psig)

MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig)

2.11.7 Boquillas

La evaluación de las boquillas se realizará en las distintas partes que la involucran al intercambiador de calor; en los refuerzos de soldadura requeridos para la unión al casco o al canal, en el cuello y en la brida.

2.11.7.1 Refuerzos en las boquillas (Código ASME Sección VIII División 1 UG-37)

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \geq A \quad \text{Ec 2.116}$$

Para esta condición, la boquilla, esta adecuadamente reforzada.

$$A = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_N \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1}) \quad \text{Ec 2.117}$$

$$A_1 = \text{Max}[d, 2 \cdot (t + t_N)] \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_N \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \quad \text{Ec 2.118}$$

$$A_3 = 2 \cdot (t_N - CA) \cdot f_{r2} \cdot h \quad \text{Ec 2.119}$$

- Con elemento reforzante

$$A_2 = (t_N - t_{rN}) \cdot f_{r2} \cdot \text{Min}[5 \cdot t, 2(2.5 \cdot t_N + t_e)] \quad \text{Ec 2.120}$$

$$A_4 = (\text{leg})^2 \cdot (f_{r2} + f_{r3} + f_{r4}) \quad \text{Ec 2.121}$$

$$A_5 = (D_p - d - 2 \cdot t_N) \cdot t_e \cdot f_{r4} \quad \text{Ec 2.122}$$

- Sin elemento reforzante

$$A_2 = 5 \cdot (t_N - t_{rN}) \cdot f_{r2} \cdot \text{Min}(t, t_N) \quad \text{Ec 2.123}$$

$$A_4 = 2 \cdot (\text{leg})^2 \cdot f_{r2} \quad \text{Ec 2.124}$$

$$A_5 = 0$$

$$f_{r1} = \frac{S_N}{S_V} \quad \text{Ec 2.125}$$

$$f_{r2} = \frac{S_N}{S_V} \quad \text{Ec 2.126}$$

$$f_{r3} = \frac{\text{Min}(S_N, S_P)}{S_V} \quad \text{Ec 2.127}$$

$$f_{r4} = \frac{S_P}{S_V} \quad \text{Ec 2.128}$$

$$t_r = \frac{P \cdot \left(\frac{D_V}{2} \right)}{S_V \cdot E - 0.6 \cdot P} \quad \text{Donde } E = 1 \quad \text{Ec 2.129}$$

$$t_{rN} = \frac{P \cdot \left(\frac{D_N}{2} \right)}{S_N \cdot E - 0.6 \cdot P} \quad \text{Donde } E = 1 \quad \text{Ec 2.130}$$

Términos utilizados

t: Espesor canal / casco (pulg)

t_r : Espesor mínimo requerido canal /casco (pulg)

t_{rN} : Espesor mínimo requerido cuello de boquilla para E =1 (pulg)

t_e : Espesor del elemento reforzante (pulg)

d: Diámetro interno boquilla (pulg)

D_N : Diámetro externo boquilla (pulg)

D_V : Diámetro externo canal / casco (pulg)

D_P : Diámetro externo del elemento reforzante (pulg)

leg: Longitud del arco de soldadura (pulg)

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

E_1 : Eficiencia de la junta de soldadura

S_N : Esfuerzo máximo permisible canal (psi)

S_V : Esfuerzo máximo permisible del recipiente (psi)

S_P : Esfuerzo máximo permisible elemento reforzante (psi)

F: Factor, incidencia de la boquilla en el recipiente

P: Presión de diseño (psig)

MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig)

2.11.7.2 Cuello de las boquillas (Código ASME Sección VIII División 1 Ap. 1-1)

- Si $t \leq \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)$ ó $P \leq 0.385 \cdot S \cdot E$

$$t_r = \frac{P \cdot \left(\frac{D_0}{2} \right)}{S \cdot E + 0.4 \cdot P}$$

Ec 2.131

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot (t - CA)}{\frac{D_o}{2} - 0.4 \cdot (t - CA)} \quad \text{Ec 2.132}$$

Términos utilizados

- t: Espesor cilindro boquilla (pulg)
- t_r: Espesor mínimo requerido cilindro boquilla (pulg)
- D_o: Diámetro externo boquilla (pulg)
- D_i: Diámetro interno boquilla (pulg)
- CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)
- E: Eficiencia de la junta de soldadura
- S: Esfuerzo permisible cilindro boquilla (psi)
- P: Presión de diseño (Puig)
- MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (Puig)

2.11.7.3 Bridas de las boquillas

Para obtener la MAWP en las bridas de las boquillas debe conocerse la clase, la temperatura de diseño y el material de la brida. Estas presiones se encuentran estandarizadas en la Norma ASME B16.5.

2.11.8 Tapa canal

La tapa del canal es un cabezal plano con perforaciones para los pernos. Su análisis se basa en los cálculos expuestos en el Código ASME Sección VIII División 1 UG-34.

- Condición de Operación

$$t_r = G \cdot \sqrt{\frac{C \cdot P}{S \cdot E} + \frac{1.9 \cdot W \cdot h_G}{S \cdot E \cdot d^3}} \quad \text{Ec 2.133}$$

$$MAWP = \frac{\left(\frac{t - CA}{G}\right)^2}{\frac{C}{S \cdot E} + \frac{1.9 \cdot h_G}{S \cdot E \cdot d^3} \cdot (0.785 \cdot G^2 + 2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m)} \quad \text{Ec 2.134}$$

$$W = 0.785 \cdot G^2 \cdot P + (2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m \cdot P) \quad \text{Ec 2.135}$$

- Asentamiento de Empacadura

$$t_r = G \cdot \sqrt{\frac{1.9 \cdot W \cdot h_G}{S \cdot E \cdot d^3}} \quad \text{Ec 2.136}$$

$$MAWP = \frac{\left(\frac{t - CA}{G}\right)^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot S \cdot E \cdot d^3}{1.9 \cdot h_G \cdot S_a}\right) - A_b}{\frac{1}{S_b} \cdot (0.785 \cdot G^2 + 2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m)} \quad \text{Ec 2.137}$$

$$W = \frac{(A_m + A_b) \cdot S_a}{2} \quad \text{Ec 2.138}$$

Donde

$$A_m = \text{Max} \left(\frac{1}{S_b} \cdot [0.785 \cdot G^2 \cdot P + (2 \cdot b \cdot 3.14 \cdot G \cdot m \cdot P)] \frac{1}{S_a} \cdot (3.14 \cdot b \cdot G \cdot y) \right) \quad \text{Ec 2.139}$$

$$A_b = N_{\text{pernos}} \cdot A'_b \quad \text{Ec 2.140}$$

$$h_G = \frac{C - G}{2} \quad \text{Ec 2.141}$$

Términos utilizados

t: Espesor tapa (pulg)

C: Diámetro del círculo pernado (pulg)

GOD: Diámetro externo de la empacadura (pulg)

GID: Diámetro interno de la empacadura (pulg)

b: Ancho efectivo de la empacadura (pulg)

b_o: Ancho básico de la empacadura (pulg)

m: Factor de la empacadura

y: Esfuerzo de diseño permisible de la empacadura (psi)

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

S: Esfuerzo permisible tapa (psi)

S_a: Esfuerzo permisible pernos, temperatura ambiente (psi)

S_b: Esfuerzo máximo pernos, temperatura de diseño (psi)

A_b' : Área de raíz unitaria de los pernos (pulg²)

N_{pernos}: Número total de pernos

P: Presión de diseño tapa (psig)

MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig)

2.11.9 Bridas de cuerpo

Las bridas son elementos fundamentales en los intercambiadores de calor de tubo y carcaza ya que aseguran la hermeticidad evitando fugas dentro y fuera del recipiente. El análisis se basará en el Código ASME Sección VIII División 1 Apéndice 2. El tipo de brida más común es “Integral” pero también se tomará en cuenta en caso de ser bridas tipo “Loose”.

2.11.9.1 Factores y cálculo

$$h_o = \sqrt{B \cdot g_o} \quad \text{Ec 2.142}$$

$$K = \frac{A}{B} \quad \text{Ec 2.143}$$

$$T = \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55246 \cdot \log_{10} K) - 1}{(1.04720 + 1.9448 \cdot K^2)(K - 1)} \quad \text{Ec 2.144}$$

$$U = \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55246 \cdot \log_{10} K) - 1}{1.36136 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} \quad \text{Ec 2.145}$$

$$Y = \frac{1}{K - 1} \cdot \left[0.66845 + 5.71690 \cdot \frac{K^2 \cdot \log_{10} K}{K^2 - 1} \right] \quad \text{Ec 2.146}$$

$$Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad \text{Ec 2.147}$$

$$d = \frac{U}{V} \cdot h_o \cdot g_o^2 \quad (\text{Integral}) \quad \text{Ec 2.148}$$

$$d = \frac{U}{V_L} \cdot h_o \cdot g_o^2 \quad (\text{Loose}) \quad \text{Ec 2.149}$$

$$e = \frac{F}{h_o} \quad (\text{Integral}) \quad \text{Ec 2.150}$$

$$e = \frac{F_L}{h_o} \quad (\text{Loose}) \quad \text{Ec 2.151}$$

$$L = \frac{t \cdot e + 1}{T} + \frac{t^3}{d} \quad \text{Ec 2.152}$$

$$MAWP = \text{Min}(P_1, P_2)$$

- Pernos

$$P_1 = \frac{A_b \cdot S_b}{3.14 \cdot \frac{G^2}{4} + (2 \cdot 3.14 \cdot b \cdot G + R_A) \cdot m} \quad \text{Ec 2.153}$$

- Brida

$$P_2 = \frac{M_o}{\frac{(3.14 \cdot B^2)}{4} \cdot h_D + (2 \cdot 3.14 \cdot b \cdot G + R_A) \cdot m \cdot h_G + \left[\frac{3.14 \cdot (G^2 - B^2)}{4} \right] \cdot h_T} \quad \text{Ec 2.154}$$

Donde

$$M_{\max} = \frac{t^2 \cdot S}{Y} \quad \text{Ec 2.155}$$

$$M_o = M_{\max} \cdot B \quad \text{Ec 2.156}$$

$$A_b = N_{\text{Pemos}} \cdot A'_b \quad \text{Ec 2.157}$$

$$h_D = R + 0.5 \cdot g_1 \quad (\text{Integral}) \quad \text{Ec 2.158}$$

$$h_D = \frac{C - B}{2} \quad (\text{Loose}) \quad \text{Ec 2.159}$$

$$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} \quad (\text{Integral}) \quad \text{Ec 2.160}$$

$$h_T = \frac{h_D + h_G}{2} \quad (\text{Loose}) \quad \text{Ec 2.161}$$

$$R = \frac{C - B}{2} - g_1 \quad \text{Ec 2.162}$$

$$h_G = \frac{C - G}{2} \quad \text{Ec 2.163}$$

$$t_r = \sqrt{\frac{Y \cdot M_o}{S \cdot B}} \quad \text{Ec 2.164}$$

$$t_r = \sqrt{\frac{Y \cdot M_a}{S_1 \cdot B}} \quad \text{Ec 2.165}$$

2.11.9.2 Rigidez de la brida

- Condición de operación

$$Jf = 52.14 \cdot M_o \cdot \frac{V}{(L \cdot Med \cdot g_o^2 \cdot h_o \cdot K)} \quad \text{Ec 2.166}$$

- Condición de asentamiento

$$Jfa = 52.14 \cdot M_a \cdot \frac{V}{(L \cdot Meda \cdot g_o^2 \cdot h_o \cdot K)} \quad \text{Ec 2.167}$$

2.11.9.3 Esfuerzos en bridas

- Esfuerzo en brida Integral

$$SH = \frac{(f \cdot M_o)}{(L \cdot g_1^2 \cdot B)} \quad \text{Ec 2.168}$$

$$SR = \frac{(1.33 \cdot t \cdot (e+1)) \cdot M_o}{(L \cdot t^2 \cdot B)} \quad \text{Ec 2.169}$$

$$ST = \frac{(Y \cdot M_o)}{(t^2 \cdot B) - (Z \cdot SR)} \quad \text{Ec 2.170}$$

- Esfuerzo en brida Loose

$$SH = 0 \quad \text{Ec 2.171}$$

$$SR = 0 \quad \text{Ec 2.172}$$

$$ST = \frac{(Y \cdot M_o)}{(t^2 \cdot B)} \quad \text{Ec 2.173}$$

Aplica para integral y loose

$$S_{\max} = \text{Max} \left(\left(\frac{SH + SR}{2} \right), \left(\frac{SH + ST}{2} \right) \right) \quad \text{Ec 2.174}$$

Las dimensiones g_o , g_l , B , deben ser usadas en las fórmulas en su estado corroído, es decir, tomando en cuenta la tolerancia a la corrosión. A continuación se muestra la anterior observación.

$$B = B^* + 2 \cdot CA \quad \text{Ec 2.175}$$

$$g_o = g_o^* - CA \quad \text{Ec 2.176}$$

$$g_l = g_l^* - CA \quad \text{Ec 2.177}$$

Términos utilizados

t: Espesor brida (pulg)

A: Diámetro externo de la brida (pulg)

B^* : Diámetro interno de la brida (pulg)

C: Diámetro del círculo pernado (pulg)

g_o^* : Longitud del extremo pequeño del chaflán (pulg)

g_i^* : Longitud del extremo más largo del chaflán (pulg)

h: Longitud del chaflán (pulg)

GOD: Diámetro externo de la empaadura (pulg)

GID: Diámetro interno de la empaadura (pulg)

b: Ancho efectivo de la empaadura (pulg)

b_o : Ancho básico de la empaadura (pulg)

m: Factor de la empaadura

y: Esfuerzo de diseño permisible de la empaadura (psi)

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

S: Esfuerzo permisible tapa (psi)

S_a : Esfuerzo permisible pernos, temperatura ambiente (psi)

S_b : Esfuerzo permisible pernos, temperatura de diseño (psi)

Med: Módulo de elasticidad a temperatura de diseño (psi)

Meda: Módulo de elasticidad a temperatura ambiente (psi)

A_b' : Área de raíz unitaria de los pernos (pulg^2)

N_{pernos} : Número total de pernos

F, V, f: Factores de la brida

K: factor de rigidez de la brida

P: Presión de diseño tapa (psig)

MAWP: Presión máxima de trabajo permisible (psig) [3]

2.11.10 Cálculo de esfuerzos en recipientes soportados con dos silletas

2.11.10.1 Flexión longitudinal

Casco rigidizado por cabezas o anillos o casco sin atiesar

- En las silletas

$$S_1 = \pm \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2 \cdot A \cdot L}}{1 + \frac{4 \cdot H}{3 \cdot L}} \right)}{K \cdot R^2 \cdot t_s} \quad \text{Ec 2.178}$$

- En la mitad del claro

$$S_1 = \pm \frac{\frac{Q \cdot L}{4} \left(\frac{1 + 2 \cdot \frac{R^2 - H^2}{L}}{1 + \frac{4 \cdot H}{3 \cdot L}} - \frac{4 \cdot A}{L} \right)}{\pi \cdot R \cdot t_s} \quad \text{Ec 2.178}$$

En tensión la suma del esfuerzo S_1 más el esfuerzo debido a la presión interna (P_i) no debe exceder el esfuerzo máximo admisible del material del cuerpo por el valor de la eficiencia de junta entre la silleta y el cilindro. Si el esfuerzo S_1 supera el valor máximo admisible deben realizarse correcciones al diseño.

$$P_i = \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot t} \right) \quad \text{Ec 2.179}$$

En compresión, el esfuerzo debido a la presión interna (Pi) menos el esfuerzo S_1 , no debe ser mayor que la mitad del punto de fluencia o que el valor dado.

$$S_1 \leq \left(\frac{M}{29}\right) \cdot \left(\frac{t}{R}\right) \cdot \left[2 - \left(\frac{2}{3}\right) \cdot (100) \cdot \left(\frac{t}{R}\right)\right] \quad \text{Ec 2.180}$$

El esfuerzo flexionante máximo S_1 puede ser de tensión o de compresión. Al calcular el de tensión, en la fórmula para S_1 deben usarse los valores de K_1 para el factor K. Al calcular el esfuerzo de compresión, en la fórmula para S_1 deben usarse los valores de K_8 para el factor K. El esfuerzo de compresión no se toma en cuenta cuando $t/R \geq 0,005$. Cuando el casco tiene rigirizadores $K= 3,14$ para S_1 .

2.11.10.2 Esfuerzo cortante tangencial

Silletas a una distancia de cabeza $A > R/2$

- En el casco

$$S_2 = \frac{K_2 \cdot Q}{R \cdot t_s} \left(\frac{L - 2 \cdot A}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \right) \quad \text{Ec 2.181}$$

$$S_2 = \frac{K_3 \cdot Q}{R \cdot t_s} \left(\frac{L - 2 \cdot A}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \right) \quad \text{Ec 2.182}$$

Silletas aproximadas a la cabeza $A \leq R/2$

- En el casco

$$S_2 = \frac{K_4 \cdot Q}{R \cdot t_s} \quad \text{Ec 2.183}$$

- En la cabeza

$$S_2 = \frac{K_4 \cdot Q}{R \cdot t_h} \quad \text{Ec 2.184}$$

Si se usa placa de desgaste, en las fórmulas para S_2 debe tomarse el espesor t_s como la suma los espesores del casco y de la placa de desgaste, siempre que ésta llegue $R/10$ pulgadas arriba del cuerno de la silleta cerca de la cabeza y se extienda entre la silleta y un anillo rigidizador adyacente. Cuando se aprovecha la rigidez de las cabezas para situar las silletas cerca de éstas, el esfuerzote corte tangencial puede originar un esfuerzo adicional (S_3) en las cabezas. Este esfuerzo debe sumarse al esfuerzo que se produce en las cabezas debido a la presión interna.

$$S_3 = \frac{K_5 \cdot Q}{R \cdot t_h} \quad \text{Ec 2.185}$$

2.11.10.3 Esfuerzo circunferencial

- Sin rigidizar, en el cuerno de la silleta

$$L \geq 8R$$

$$S_4 = -\frac{Q}{4 \cdot t_s \cdot (b + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot t_s})} - \frac{3 \cdot K_6 \cdot Q}{2 \cdot t_s^2} \quad \text{Ec 2.186}$$

- Sin rigirizar, en el cuerno de la silleta

$L < 8R$

$$S_4 = -\frac{Q}{4 \cdot t_s \cdot (b + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot t_s})} - \frac{12 \cdot K_6 \cdot Q \cdot R}{L \cdot t_s^2} \quad \text{Ec 2.187}$$

- Rigirizado o sin rigirizar, en la parte inferior de la silleta

$$S_5 = -\frac{K_7 Q}{t_s \cdot (b + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot t_s})} \quad \text{Ec 2.188}$$

Si se usa placa de desgaste, en las fórmulas de S_4 debe tomarse el espesor t_s como la suma del espesor del casco y el de la placa de desgaste, y para t_s^2 puede tomarse el espesor del casco y el de la placa de desgaste ambos elevados al cuadrado, siempre que la placa de desgaste se extienda $R/10$ pulgadas arriba del cuerno de la silleta, y que $A \leq R/2$.

$$t_s = t_s + t_j \quad \text{Ec 2.189}$$

$$t_s^2 = t_s^2 + t_j^2 \quad \text{Ec 2.190}$$

Si se usa placa de desgaste, en las fórmulas para S_5 debe tomarse el espesor t_s como la suma los espesores del casco y de la placa de desgaste, siempre que el ancho de la placa de desgaste sea por lo menos igual a t_x .

$$t_x = b + 1,56 \cdot \sqrt{R \cdot t_s} \quad \text{Ec 2.191}$$

$$t_{sx} = t_s + t_x \quad \text{Ec 2.192}$$

Términos utilizados

A: Distancia entre la cabeza y el centro de la silleta (pulg)

b: Ancho de la silleta (pulg)

H: Profundidad de la concavidad de la cabeza (pulg)

L: Longitud del recipiente (pulg)

Q: Carga sobre una silleta (Lb)

R: Radio del casco

S: Esfuerzo (Lb/pulg²)

t_s : Espesor de pared del casco

t_j : Espesor de pared de las cabezas (sin margen de corrosión)

K: Constante

θ : Angulo de contacto de silletas (grados)

P: Presión de diseño (psig)

T: Temperatura de diseño (°F)

M: Modulo de elasticidad (psi) [6]

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL TRABAJO

3.1 Generalidades

En este capítulo se describirán de manera detallada los pasos realizados en la elaboración de este proyecto, como lo son conjunto de técnicas aplicadas, las ecuaciones, normas/códigos utilizados, metodologías, informaciones encontradas en textos, manuales PDVSA, internet, entre otras.

3.2 Recopilación de información

Consistió en la recopilación de la información necesaria para el desarrollo del proyecto con referencia al diseño mecánico de los intercambiadores de calor y recipientes a presión usados en la industria petrolera, utilizando libros, manuales, tesis de grado anteriores, normas y códigos actualizados, páginas de Internet y todo material bibliográfico relacionado.

3.2.1 Tipos de intercambiadores

A continuación se presenta la tabla 3.1 que contiene los tipos de intercambiadores de calor a evaluar en el Proyecto Conversión Profunda (RPLC) y los valores de estos que van hacer calculados.

Tabla 3.1 Tipos de intercambiadores presentes en el proyecto Conversión Profunda

Configuración TEMA	Nuevo	Corroído	Espesor		Notas
	MAWP (psig)	MAWP (psig)	nominal (pulg)	requerido (pulg)	
AES	✓	✓	✓	✓	
AET	✓	✓	✓	✓	
AHS	✓	✓	✓	✓	
AKT	✓	✓	✓	✓	No tiene tapa casco
AEU	✓	✓	✓	✓	No tiene: placa tubular flotante y tapa del cabezal flotante
AJS	✓	✓	✓	✓	
BEU	✓	✓	✓	✓	No tiene tapa canal
BHU	✓	✓	✓	✓	No tiene: placa tubular flotante, tapa del cabezal flotante y tapa canal
BJU	✓	✓	✓	✓	No tiene: placa tubular flotante, tapa del cabezal flotante y tapa canal
BKU	✓	✓	✓	✓	No tiene: placa tubular flotante, tapa del cabezal flotante y tapa canal
DEU	✓	✓	✓	✓	No tiene: placa tubular flotante, tapa del cabezal flotante y tapa canal
DHU	✓	✓	✓	✓	No tiene: placa tubular flotante, tapa del cabezal flotante y tapa canal
Doble Tubo	✓	✓	✓	✓	No presenta configuración TEMA

3.2.2 Partes a chequear

Los intercambiadores de calor carcaza y tubos están conformados por una gran cantidad de componentes mecánicos, siendo cada uno de ellos necesarios y a la vez fundamentales para su funcionamiento. Algunos de estos componentes están en contacto con los fluidos de trabajo y otros no, lo que trae como consecuencia que unas condiciones de diseño sean más rigurosas que otras. Cada parte del intercambiador tiene a su disposición varios procedimientos y requerimientos para la construcción y evalúo mecánico enmarcados bajo normas internacionales de diseño (punto tocado en el capítulo 2 de esta tesis). A continuación se mostrarán las partes que fueron consideradas para su posterior chequeo (ver figura 3.1).

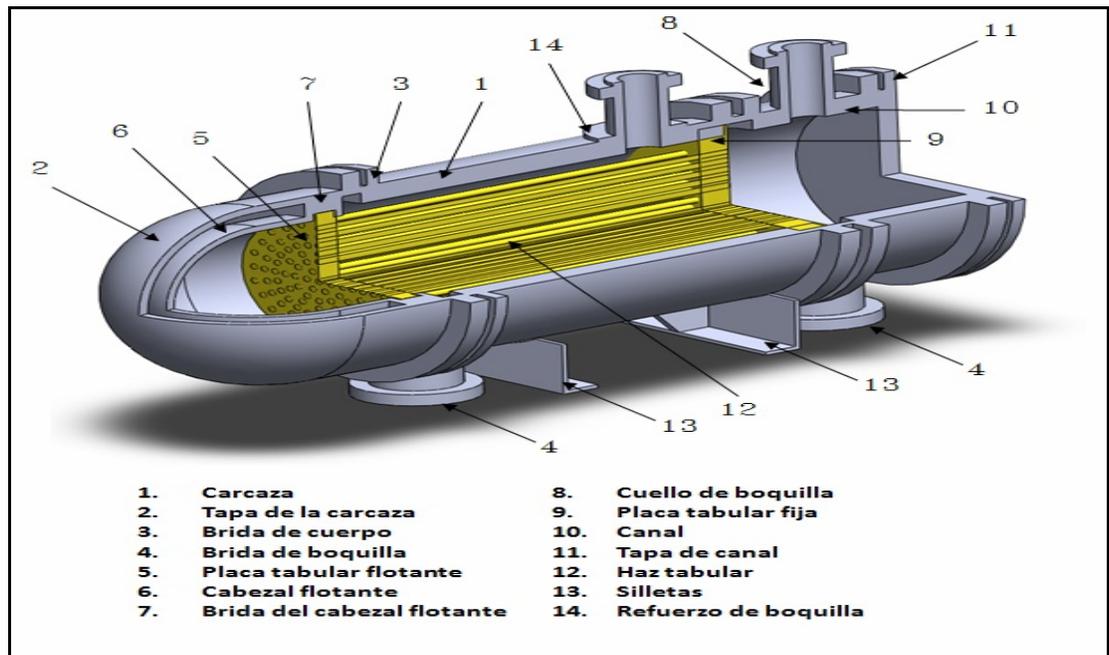


Figura 3.1 Partes a chequear del intercambiador de calor tubular

3.3 Elaboración de diagramas de flujo

Con el fin de ilustrar el proceso de cálculo, se elaboraron diagramas de flujos que contienen los pasos a seguir a la hora de evaluar el diseño mecánico de un intercambiador de calor carcasa y tubos, en donde se incluyen las fórmulas de las normas/códigos aplicables a cada componente. Estos diagramas están diseñados para ser una ayuda en el proceso de chequeo de las partes sometidas a presión de intercambiadores de calor tubulares.

3.3.1 Estructuración de tareas

El cálculo de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos está regido por el código ASME Sección VIII División 1 y la norma de los fabricantes de

intercambiadores de calor tubulares “TEMA” (*Tubular Exchanger Manufacturer Association*). En base a los procedimientos de cálculo dados por estas dos fuentes se generó un procedimiento de cálculo básico para cada parte a chequear las cuales se manejaran por módulos independientes (ver figura 3.2).

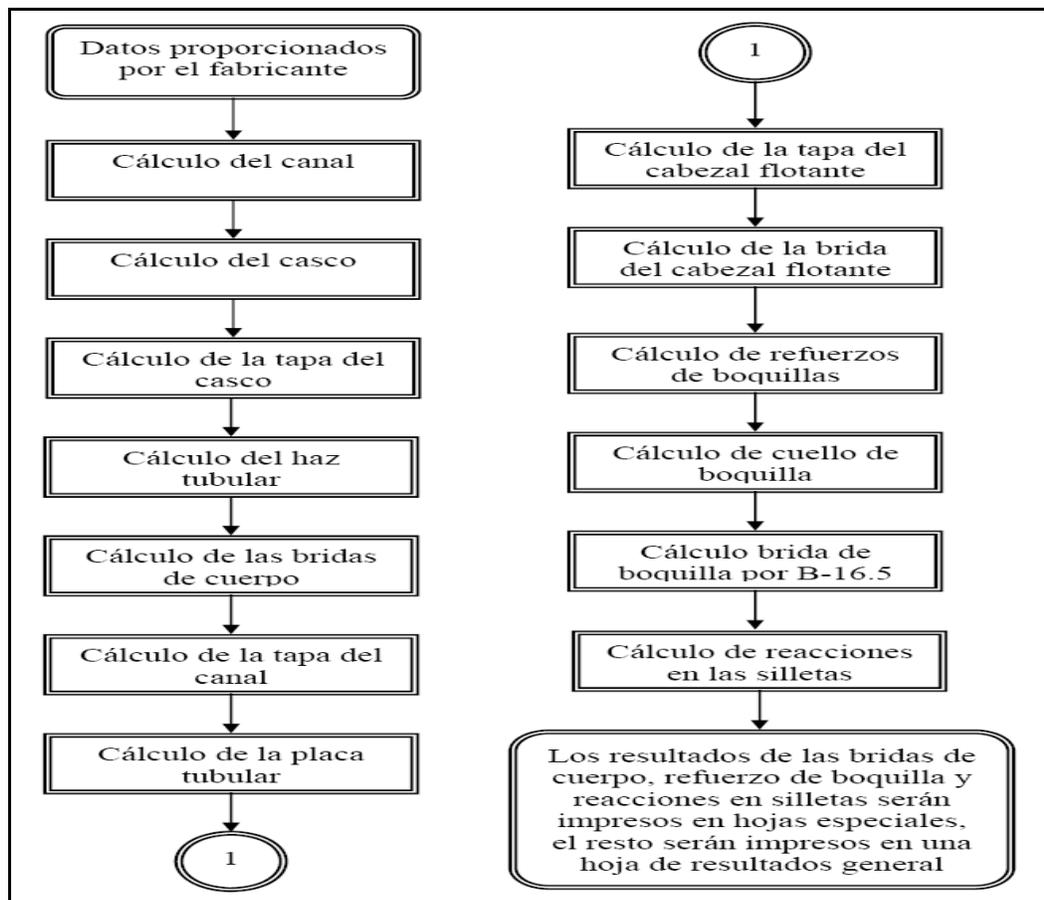


Figura 3.2 Estructuración general de tareas

3.3.2 Selección de los datos de entrada

Cada parte del intercambiador calor a chequear representa un módulo en la hoja de cálculo lo cual hace necesario una entrada mínima de datos para realizar una

corrida. Las presiones y temperaturas de diseño se hacen comunes en todos los módulos diferenciándose en el proceso que se utilizan, sin embargo existen datos que van hacer propios de cada pieza a evaluar, para poder generar los resultados es necesaria la descarga de todos los datos que muestre cada módulo.

3.3.3 Definición de parámetros a evaluar

Para realizar el chequeo mecánico de los intercambiadores tubulares resultó necesario identificar cada una de las partes de su estructura para determinar cuales debían ser incluidas dentro del chequeo y así determinar los parámetros a considerar, para luego asegurarse que el diseño del intercambiador de calor es válido para las condiciones de diseño dadas al fabricante. Para la evaluación del diseño mecánico, en este caso resulta necesario el cálculo de espesores de pared y de máximas presiones permisibles de trabajo (MAWP) para casi todos los módulos que conforman la hoja de cálculo. El mínimo espesor de pared para cualquier componente del intercambiador sometido a presión interna es una función del esfuerzo permisible del material, presión de diseño, diámetro interno/externo y la tolerancia a la corrosión. El espesor mínimo de la pared de un componente sometido a presión externa es una función de la longitud que posea él mismo, pues ésta influye en la resistencia al colapso de cualquier componente en funcionamiento. Los valores de MAWP en las bridas de boquillas, que se encuentran estandarizados en la norma B16.5, va a depender de tres factores principales: del material del cual están hechas, temperatura de diseño y clase de brida. Las reacciones en las silletas serán calculadas por el procedimiento empleado por L.P Zick para el cálculo de esfuerzos, teniendo como parámetros principales el material y las constantes de asentamientos.

3.4 Elaboración de la hoja de cálculo

A partir de una descarga secuencial de las fórmulas desarrolladas en las normas/códigos, se elaboró una hoja de cálculo en Microsoft Excel para llevar a cabo la evaluación mecánica de los intercambiadores de calor carcaza y tubos de las Unidades de Proceso del Proyecto Conversión Profunda especificados según TEMA. Para lograr un mejor manejo de la hoja se contó con el programador Microsoft Visual Basic (dentro del Microsoft Excel) el cual comprende un conjunto de componentes lógicos necesarios para hacer posible la realización de algunas tareas específicas.

3.4.1 Descripción general del entorno

Haciendo doble “click” en el archivo “Hoja de cálculo para intercambiador tipo TEMA”, se encuentra una carpeta con el nombre “Imágenes” que contiene figuras vinculadas a la hoja y una aplicación de Excel que es la hoja de cálculo. Una vez hecho el doble “click” al libro que contiene las hojas de cómputo, aparecerá un mensaje en donde se habilitarán las macros. Este mensaje se ejecutará siempre y cuando el computador en uso tenga activado la opción de seguridad, si no la aplicación se abrirá automáticamente. Luego aparece la ventana de inicio en donde se tiene la presentación de la hoja de cálculo. Inmediatamente hacer “click” en el botón “Continuar” y aparecerá la hoja de datos de diseño en donde el usuario deberá cargar estos valores e identificar y definir el tipo de intercambiador de calor carcaza y tubos. Una vez colocados los datos en las celdas correspondientes le damos “click” al botón “Exportar datos” y los valores serán enviados a la hoja de cada componente a evaluar. Nuevamente hacemos “click” en el botón “Continuar” y aparecerá una nueva hoja en la que se hace la pregunta ¿Que desea hacer?, allí se encontrarán una serie de botones que sirven para el traslado hacia cada módulo o componente del intercambiador y también botones adicionales que llevarán hacia la hoja de resultados, base de datos

utilizada por la hoja y regresar a los datos de diseño en caso de error en la descarga de valores.

3.4.2 Entrada de datos

La hoja de cálculo consiste en 13 módulos que representan algunos de los componentes del intercambiador de calor tubular. La hoja permite la introducción de datos en cada módulo en la que se encuentran las características de geometría, materiales y condiciones de diseño, solamente en el sistema de unidades inglesas. Si lo que se requiere es el cálculo de un componente, no hay razón para evaluar el equipo completo. Tan solo hay que dirigirse al módulo correspondiente luego suministrar información de la pieza y tendrá el cálculo de inmediato. Se pueden hacer cálculos rápidos en pantalla y observar los resultados, de manera que se pueda agilizar el “¿que pasa sí?”. En la parte inferior de las ventanas se puede observar los resultados de manera inmediata. La entrada de datos está organizada como en cualquier hoja de cálculo. Para reducir errores, los datos similares de una hoja no se arrastran a la siguiente ya que los módulos son totalmente independientes.

3.4.3 Hoja de cálculo

En este aparte se describe el procedimiento que hay que seguir en uno de los módulos al momento de calcular un componente el resto de los diagrama de flujos se encuentra ubicados en el anexo A.

3.4.3.1 Canal

La figura 3.3 muestra el procedimiento a seguir para el cálculo del espesor requerido y la máxima presión permisible de trabajo, bajo presión interna y externa del canal perteneciente a un intercambiador de calor carcaza y tubo. Este

procedimiento se logra a partir del desglosamiento y ordenamiento de las formulas presentes en las normas/códigos internacionales para dichos equipos, logrando así un orden prioritario de cálculo. Este conjunto de secuencias se ejecutan tal y como se muestran en la figura 3.3. Debido a la complejidad del cálculo mecánico existen rutinas y subrutinas anidadas en el diagrama de flujo, con la finalidad de que se autoalimente y logre llegar al resultado de manera inteligente.

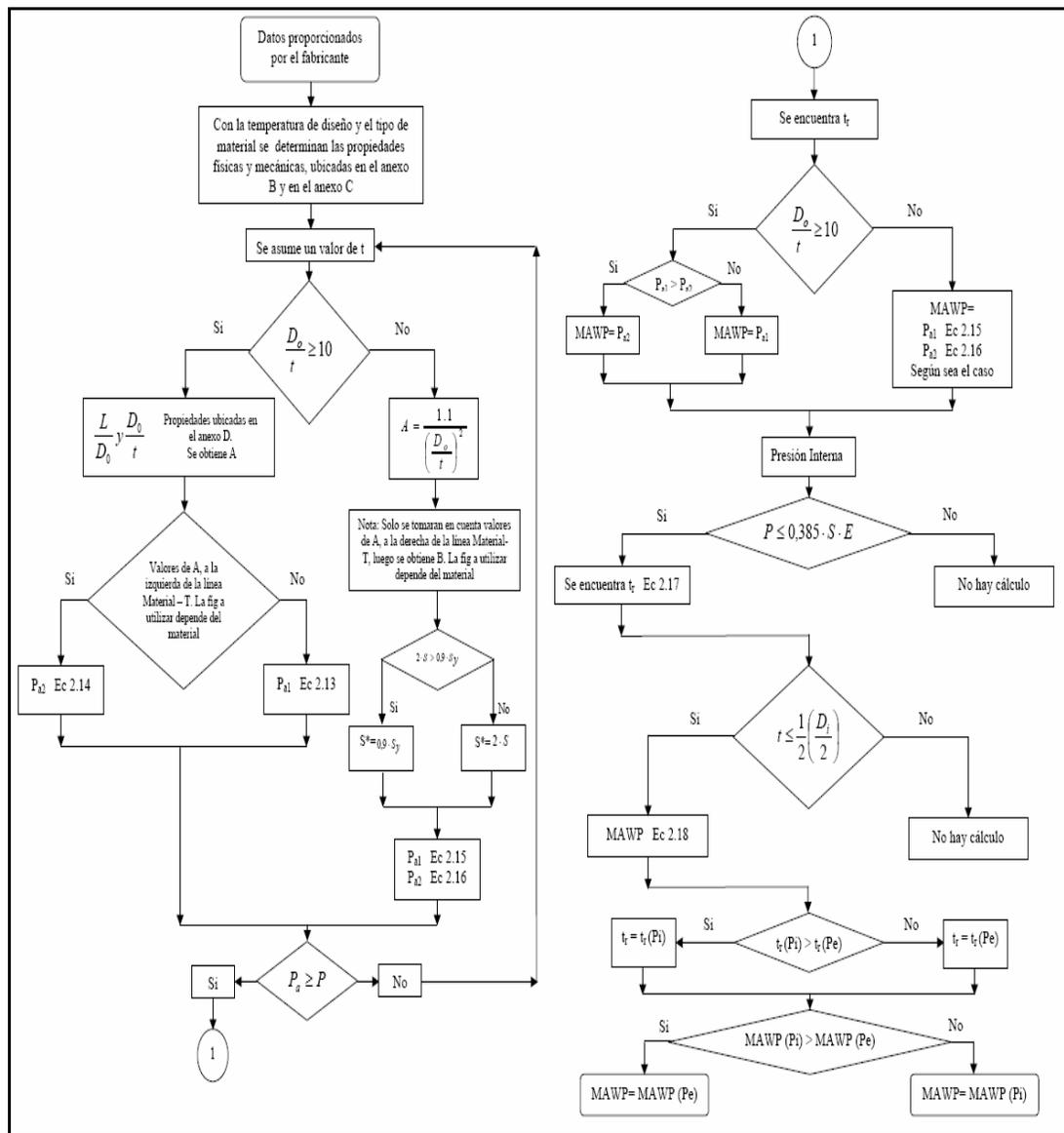


Figura 3.3 Procedimiento para el cálculo del canal

El procesamiento de la información comienza con los datos iniciales proporcionados, luego se encuentra la subrutina del cálculo de las propiedades físicas, en donde, por medio un método comparativo a partir del material del cual esta hecha la pieza se logra interceptar y obtener los valores deseados mediante un procedimiento de interpolación. A continuación se tiene otra subrutina en la que se encuentra el cálculo por presión externa, que comienza asumiendo un valor del espesor (t) y determinando los valores de L/D_0 y D_0/t , seguido de la siguiente condición ($D_0/t \geq 10$). Si la condición es falsa o verdadera se utiliza el mismo procedimiento para el cálculo de los factores geométricos. Con los valores arrojados por L/D_0 y D_0/t se intercepta e interpola el valor de A y seguidamente con la temperatura de diseño conjuntamente con el valor de A obtenido, se llega al valor del factor correspondiente a B . Ahora para el cómputo de las presiones si va a depender de la condición, ya que se utilizan diferentes ecuaciones que están reflejadas en la figura 3.3. A medida que se ejecuta la secuencia para presión externa se produce una comparación entre el valor de diseño y el calculado, dando origen a un proceso iterativo que involucra a las dos variables. Este procedimiento encuentra su fin cuando se cumple la siguiente condición ($P_a \geq P$) dando como resultado el espesor requerido y la máxima presión permisible de trabajo. Para el caso de la secuencia por presión interna, el espesor nominal y la presión de diseño pasan por condiciones que permite un chequeo de los valores iniciales con el fin de verificar si son aptos para las ecuaciones utilizadas. Una vez obtenido los resultados se tiene una última condición y es que el espesor requerido y la máxima presión permisible de trabajo (MAWP) serán el máximo y el mínimo de los valores entre presión interna y externa. En el anexo A de esta tesis se encuentran los demás procedimientos o secuencias de cálculo perteneciente a los componentes a presión de un intercambiador tubular.

3.4.4 Informe

Los resultados de espesores y MAWP arrojados por cada módulo o componente son reunidos en una hoja de resultados generales a manera de generar un informe de todas las piezas chequeadas resaltando la aceptabilidad de los cálculos en las observaciones, estos cálculos son aceptables si la MAWP en su estado corroído es mayor o igual a la presión de diseño y por otro lado el espesor requerido debe de ser menor que el espesor nominal. En el caso de los refuerzos de boquillas las observaciones en su mismo módulo dirán si es o no un diseño aceptable, los criterios que aquí se presentan deben de considerarse como un nivel de chequeo de los valores del diseño mecánico de equipos antes de iniciar su etapa operativa, ya que con esta evaluación se verificará si los valores de diseño iniciales son correctos.

3.5 Validación

La validación es un requisito muy importante y necesario la cual deberá establecer la confianza de que la hoja de cálculo es adecuada a su propósito. Para constatar su validez se evaluará con un software comercial un intercambiador de calor tipo TEMA ya existente en la refinería perteneciente al proyecto VALCOR, presentado por el Fabricante/Consultor CONVALVEN, sus resultados serán confrontados con los de la hoja y con los del fabricante. Se analizará si son acordes a lo esperado.

CAPÍTULO IV

DECISION DE RESULTADOS

4.1 Generalidades

En este capítulo se presentan las tablas que contienen algunos de los datos de diseño de los intercambiadores de calor tubulares del proyecto Conversión Profunda, el diagrama de flujo general de cálculo perteneciente a la herramienta apoyándose en el marco teórico presentado en el capítulo 2 de la tesis y también se muestra un bosquejo del medio computacional para una mejor familiarización del mismo.

4.2 Información preliminar sobre intercambiadores

En esta parte del capítulo se presenta la tabla 4.1 la cual contiene información de los intercambiadores tubulares del proyecto Conversión Profunda que van a ser evaluados. Aquí se presenta la unidad de proceso y el tren a la cual pertenece cada intercambiador, también se tiene el servicio o los fluidos de trabajo, la cantidad de cada equipo presente en el Proyecto y la nomenclatura TEMA. Finalmente se tiene en forma tabulada algunos datos de diseño como presión y temperatura entre otros.

Tabla 4.1 Intercambiadores de calor del proyecto Conversión Profunda

UNID N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSIÓN		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
74	E-7420A/B	AR	HVGO	2	1720	AES	1.626	6.096	SA516 Gr70	SA179	560/FV	525/300	510/FV	565/300
74	E-7420C-H	AR	HVGO	6	1720	AES	1.626	6.096	SA516 Gr70	SA213	560/FV	525/300	510/FV	565/300
74	E-7421A-D	AR	VR	4	1266	AET	1.575	6.096	SA516 Gr70	SA213	440/FV	710/300	560/FV	600/300
74	E-7422A/B/C	1ST STAGE SURFACE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
74	E-7423	2ND STAGE SURFACE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
74	E-7424	3RD STAGE SURFACE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
74	E-7426	LVGO	C. WATER	1	454	AES	762	6.096	SA516 Gr70	SB111	390	260/300	300	170
74	E-7427A/B	BFW/ MLP STEAM	HVGO	2	1058	AKT	1321/1981	6.096	SA516 Gr70	SA179	400/FV	400	510	450
74	E-7429A/B	VR	BFW/ MP STEAM	2	1240	BEU	1.524	7.315	SA516 Gr70	SA249	420	660	330/FV	450
74	E-7430A/B	VR	BFW/ MP STEAM	2	1215	BEU	1.524	7.315	SA516 Gr70	SA179	420	570	330/FV	450

Continuación de la tabla 4.1

UNID N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSIÓN		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
74	E-7431	SEAL WATER COOLER		1		AES	600	6.096	CS(HIC)	CS	50/FV	200	185	175
74	E-7440A/B	AR	HVGO	2	1720	AES	1.626	6.096	SA516 Gr70	SA179	560/FV	525/300	510/FV	565/300
74	E-7440C-H	AR	HVGO	6	1720	AES	1.626	6.096	SA516 Gr70	SA213	560/FV	525/300	510/FV	565/300
74	E-7441A-D	AR	VR	4	1266	AET	1.575	6.096	SA516 Gr70	SA213	440/FV	710/300	560/FV	600/300
74	E-7442A/B/C	1ST STAGE SURFACE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
74	E-7443	2ND STAGE SURFACE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
74	E-7444	3RD STAGE SURFACE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
74	E-7446	LVGO	C. WATER	1	454	AES	762	6.096	SA516 Gr70	SB111-C44300	390	260/300	300	170
74	E-7447A/B	BFW/ MLP STEAM	HVGO	2	1058	AKT	1321/1981	6.096	SA516 Gr70	SA179	400/FV	400	510	450
74	E-7449A/B	VR	BFW/ MP STEAM	2	1240	BEU	1.524	7.315	SA516 Gr70	SA249	420	660	330/FV	450
74	E-7450A/B	VR	BFW/ MP STEAM	2	1215	BEU	1.524	7.315	SA516 Gr70	SA179	420	570	330/FV	450

Continuación de la tabla 4.1

UNIT N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSIÓN		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
74	E-7451	SEAL WATER COOLER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
75	E-7502	STEAM	C. WATER	1	152	AES	407	2.438	SA516 Gr70	SB111	145	280	185/FV	170/170
76	E-7621	R. GAS	HPHT VAPOR	1	140	DEU	915	4.877	2.25Cr-1Mo	SA321	3700/FV	700	3652/FV	885
76	E-7641	R. GAS	HPHT VAPOR	1	140	DEU	915	4.877	2.25Cr-1Mo	SA321	3700/FV	700	3652/FV	885
77	E-7705	BFW/ MLP STEAM	JET PUM	1	2544	AKT	1,474/2,032	6.096	SA516 Gr70	SA179	120/FV	375	150/FV	425
77	E-7707	BFW/ MLP STEAM	JET P	1	1332	AKT	1,118/1,677	6.096	SA516 Gr70	SA179	200/FV	375	255/FV	470
77	E-7709A/B	JET P	C. WATER	2	1040	AES	1.067	6.096	SA516 Gr70	SB111	255/FV	330/300	200/FV	170/170
77	E-7710A/B	JET	DIESEL PUM	2	1262	AHS	1.423	6.096	SA516 Gr70	SA179	205/FV	470/470	265/FV	575/575
77	E-7711	BFW/ MLP STEAM	DIESEL P/A	1	1188	AKT	1,067/1,677	6.096	SA516 Gr70	SA179	255/FV	550	265/FV	575
77	E-7712	BFW/ MLP STEAM	DIESEL PUM	1	2112	AKT	1,372/1,931	6.096	SA516 Gr70	SA179	205/FV	375	265/FV	525
77	E-7713	BFW/ MLP STEAM	DIESEL P	1	708	AKT	864/1,372	4.877	SA516 Gr70	SA179	255/FV	550	330/FV	545

Continuación de la tabla 4.1

UNIT N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSION		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO LENGTH (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
77	E-7714	BFW/ MLP STEAM	DIESEL P	1	1332	AKT	1,118/1,626	6.096	SA516 Gr70	SA179	255/FV	375	330/FV	495
77	E-7716	DIESEL P	C. WATER	1	1056	AES	1.067	6.096	SA516 Gr70	SB111	330/FV	330/300	255/FV	170/170
77	E-7717	RESIDUE MP STEAM GENERATOR		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
77	E-7718	RESIDUE MLP STEAM GENERATOR		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
77	E-7720A/B	HP STEAM /BFW	REACTOR EFLU (5)	2	839	DHU	1.524	6.096	CS	SA321	895/FV	570/570	2891	833
77	E-7722	R GAS (7)	HOT HP SV (8)	1	732	DEU	1.524	4.877	1.25Cr-0.5Mo	SA321	3700	595	2861	783
77	E-7723	STRIPPER F (6)	HOT HP SV (7)	1	957	DEU	1.728	7.316	KCS	SA321	275/FV	495/300	2848	752
77	E-7724	R GAS (7)	HP SV (8)	1	743	DHU	1.524	6.096	SA217	SA217	3700	455	2850	653
77	E-7727	CONDENS ATE	C. WATER	1	86	AES	305	6.096	SA516 Gr70	SB111	145	265	185/FV	170/170
77	E-7731	STRIPPER FEED/FRACTIONATOR BOTTOM EXCHANGER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
77	E-7733	STRIPPER OVHD TRIM CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										

Continuación de la tabla 4.1

UNIT N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSION		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
77	E-7740A/B	HP STEAM /BFW	REACTOR EFLU (5)	2	839	DHU	1.524	6.096	CS	SA321	895/FV	570/570	2891	833
77	E-7742	R GAS (7)	HOT HP SV (8)	1	732	DEU	1.524	4.877	1.25Cr-0.5Mo	SA321	3700	595	2861	763
77	E-7743	STRIPPER F (6)	HOT HP SV (7)	1	957	DEU	1.728	7.316	KCS	SA321	275/FV	495/300	2848	752
77	E-7744	R GAS (7)	HP SV (8)	1	743	DHU	1.524	6.096	SA217	SA217	3700	455	2850	653
77	E-7747	CONDENSATE	C. WATER	1	86	AES	305	6.096	SA516 Gr70	SB111	145	265	185/FV	170/170
77	E-7751	STRIPPER FEED/FRACTIONATOR BOTTOM EXCHANGER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
77	E-7753	STRIPPER OVHD TRIM CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
77	E-7763	CONDENSATE	C. WATER	1	52	AES	354	6.096	SA106 GrB	SB111	145	265	185/FV	170/170
77	E-7766	START-UP TRIM COOLER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
78	E-7802A-E	H	C. WATER	5	172	AEU	559	4.877	SA516 Gr70	SA789	600	315	465/FV	170
78	E-7804A-E	H	C. WATER	5	173	AEU	559	4.877	SA516 Gr70	SA789	1095	305	845/FV	170

Continuación de la tabla 4.1

UNIT N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSION		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
78	E-7806A-E	H	C. WATER	5	210	AEU	610	4.877	SA516 Gr70	SA789	2000	305	1540/FV	170/170
78	E-7820	C. WATER	H (7)	1	2T Y 4S	Double Pipe	102	6.096	SA790	SA790	185/FV	170	3652	310
78	E-7840	C. WATER	H (7)	1	2T Y 4S	Double Pipe	102	6.096	SA790	SA790	185/FV	170	3652	310
79	E-7922	1ST STAGE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
79	E-7923	2ND STAGE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
79	E-7926	3RD STAGE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
79	E-7942	1ST STAGE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
79	E-7943	2ND STAGE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
79	E-7946	3RD STAGE CONDENSER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
80	E-8020A/B	HEAVY SLOPS COOLER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
80	E-8040A/B	HEAVY SLOPS COOLER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										

Continuación de la tabla 4.1

UNIT N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSION		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
82	E-8201A/B	SLURRY SLOPS RECIRCULATION HEATER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
88	E-8801	NAPHTHA STRIPPER FEED	HEAVY NAPHTHA	1	708	AES	864	6.096	SA516 Gr60N	SA179	355/FV	270/300	460/FV	350/300
88	E-8803	NAPHTHA STRIPPER OVHD	C. WATER	1	2258	AJ21S	1.524	6.096	SA516 Gr60N	SA213	205/FV	176	185/FV	170/170
88	E-8804A/B	NAPHTHA	SATURATED HP STEAM	2	539	BHU	1.067	4.877	SA516 Gr70	SA179	595/FV	455	770/FV	750
88	E-8805	DEETHANIZER OVHD	C. WATER	1	1220	AJ21S	1.169	6.096	SA516 Gr70	SB111	185/FV	195/300	185/FV	170/170
88	E-8806	DEETHANIZER NAPHTHA	SATURATED MLP STEAM	1	395	BJ12U	915	4.877	SA516 Gr70	SA179	205/FV	310	160/FV	600
88	E-8807A/B	DEBUTANIZER OVHD	C. WATER	2	2974	AJ21S	1.524	7.315	SA516 Gr70N	SB111	175/FV	200/300	185/FV	170/170
88	E-8809A/B	NAPHTHA	SATURATED HP STEAM	2	658	BHU	1.220	4.877	SA516 Gr70	SA179	595/FV	460	770/FV	750
88	E-8810	HC PROPANE	C. WATER	1	2024	AES	1.321	6.096	SA516 Gr60N +S5	SB111	280/FV	180/300	220/FV	170/170
88	E-8811	HC BUTANE	SATURATED MLP STEAM	1	256	BJ12U	813	3.048	SA516 Gr70	SA179	295/FV	270	230/FV	600
88	E-8812	HC BUTANE	C. WATER	1	156	AES	406	4.877	SA516 Gr70	SB111	295/FV	270/300	230/FV	170/170

Continuación de la tabla 4.1

UNIT N°	ITEM N°	SERVICIO		CANT	N° DE TUBOS	TIPO TEMA	DIMENSION		MATERIAL		CONDICIONES DE DISEÑO CASCO		CONDICIONES DE DISEÑO TUBO	
		LADO CASCO	LADO TUBO				CASCO ID (mm)	TUBO L (mm)	CASCO	TUBO	DP (psig)	DT (°F)	DP (psig)	DT (°F)
88	E-8813	LEAN AMINE	C. WATER	1	1082	AES	1.067	6.096	SA516 Gr60N	SA213	390/FV	200/300	300/FV	170/170
88	E-8815	LIGHT NAPHTHA	C. WATER	1	244	AES	508	4.877	SA516 Gr70	SB111	230/FV	195/300	185/FV	170/170
88	E-8816	HEAVY NAPHTHA	SATURATED MP STEAM	1	509	BHU	1.118	4.877	SA516 Gr70	SA179	165/FV	350	210/FV	600
88	E-8818	HEAVY NAPHTHA	C. WATER	1	644	AES	762	6.096	SA516 Gr70	SB111	460/FV	225/300	355/FV	170/170
88	E-8819	PROPANE	HEAVY NAPHTHA	1	372	AKT	762/1,372	4.877	SA516 Gr60N	SA334 Gr6	355/FV	176	460/FV	195
88	E-8821	NAPHTHA	C. WATER	1	1284	AES	1.016	6.096	SA516 Gr70	SB111	195/FV	410/300	185/FV	170/170
88	E-8822	STEAM/CONDENSATE	C. WATER	1	374	AJ21S	610	3.658	SA516 Gr70	SB111	145/FV	275/275	185/FV	170/170
88	E-8823	STEAM/CONDENSATE	C. WATER	1	186	AES	458	2.439	SA516 Gr70	SB111	145/FV	275/275	185/FV	170/170
88	E-8826	LPG	SATURATED MLP STEAM	1	70	BKU	406/1016	3.048	SA516 Gr60N	SA334 Gr6	380/FV	200	295/FV	600
88	E-8827	NEUTRALIZING STEAM HEATER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										
88	E-8828	NEUTRALIZING WATER COOLER		NO SE RECIBIÓ INFORMACIÓN										

4.3 Diagramas de flujo

Como resultado del desglosamiento de las fórmulas presentadas en el capítulo 2 de la tesis se elaboró un procedimiento de cálculo reflejado en un diagrama de flujo presentado en la figura 4.1, esto con el fin de ilustrar el procedimiento general de cálculo paso a paso establecido en la hoja de cálculo, en la que cada módulo representa un componente del intercambiador carcaza y tubos. Cada procedimiento de cálculo de los componentes a presión se encuentra en el anexo A de esta tesis.

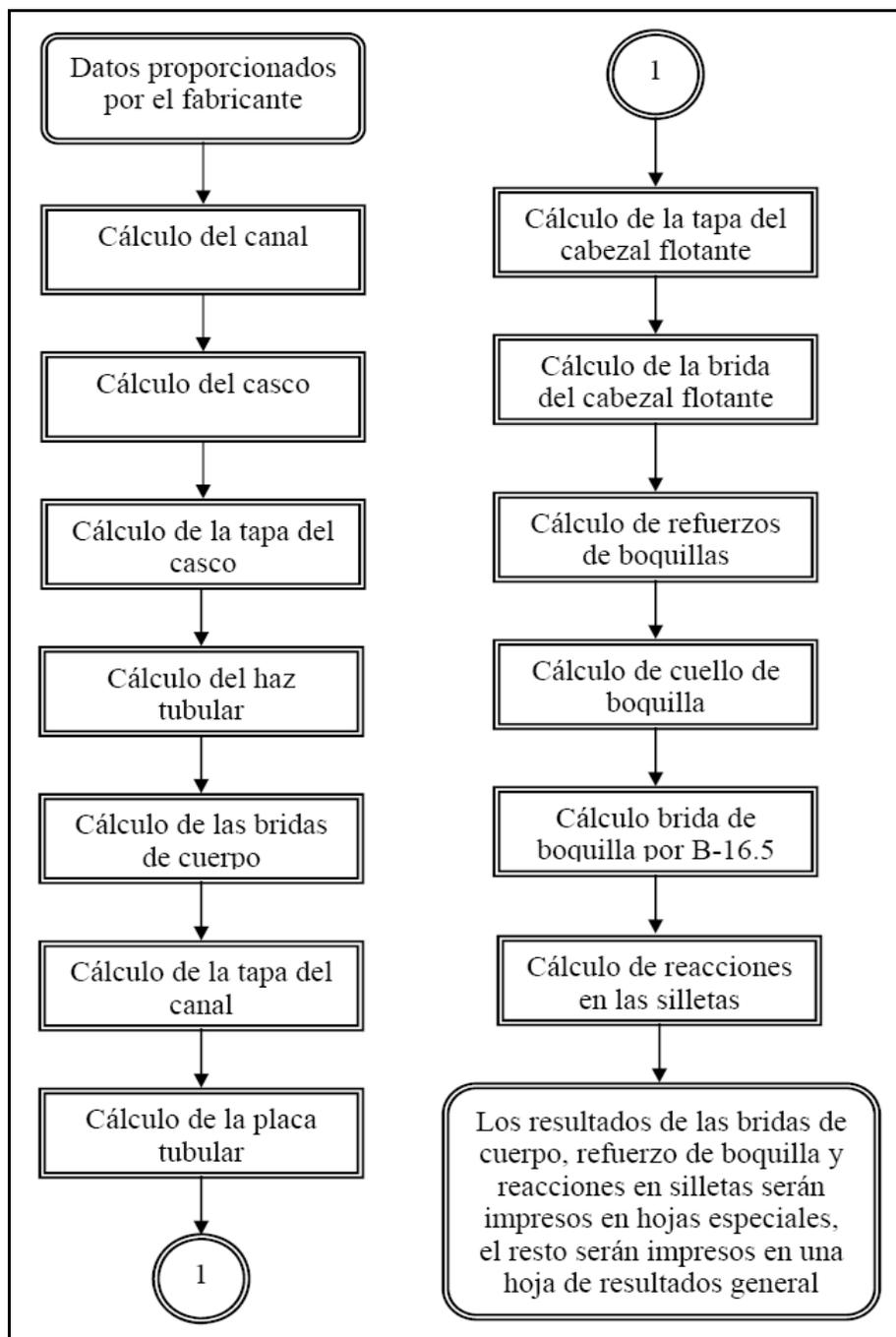


Figura 4.1 Módulos de la herramienta computacional

4.4 Hoja de cálculo

La hoja fue creada bajo el ambiente operativo Microsoft Windows XP 2003, apoyados con la programación básica de Microsoft Visual Basic. A continuación se describirán las ventanas.

4.4.1 Inicio

Una vez hecho el doble “click” en la aplicación de Excel y habilitar las macros (ver figura 4.2).

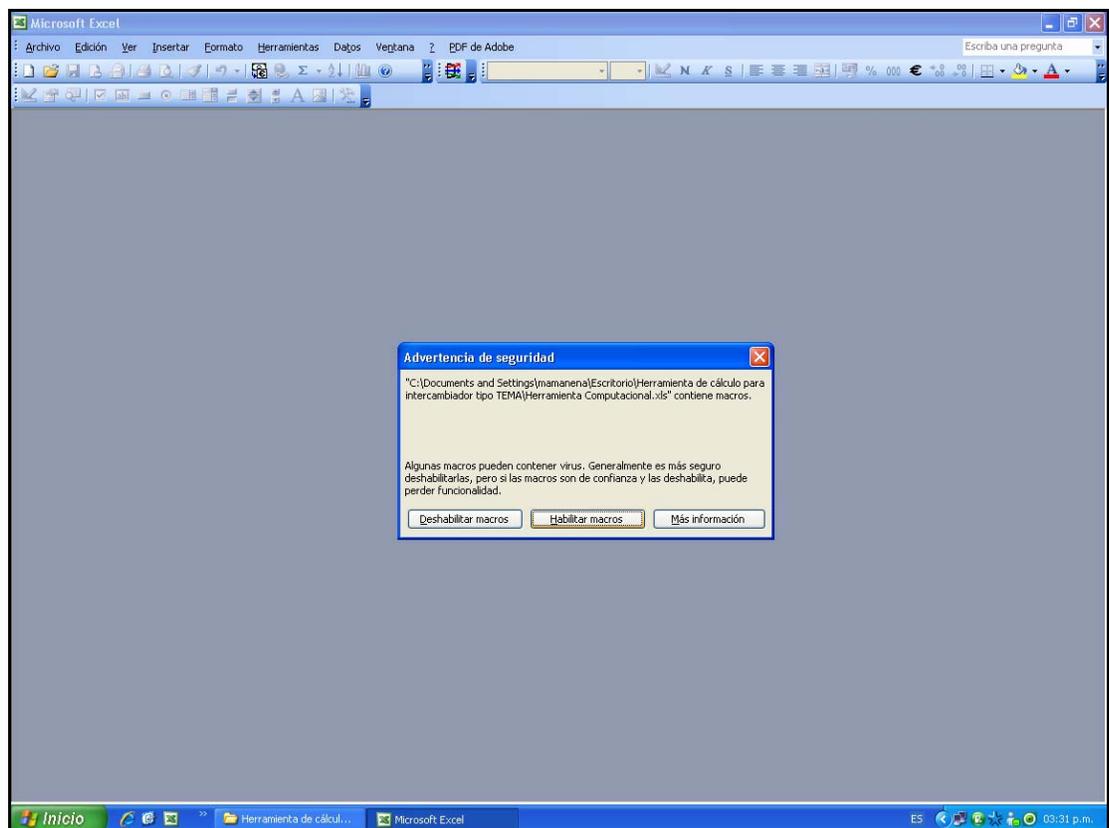


Figura 4.2 Habilitación de macros

Se abre una ventana de presentación que da una breve explicación del programa y el conjunto de normas utilizadas para llevar a cabo la evaluación mecánica de intercambiadores de carcaza y tubo (ver figura 4.3).

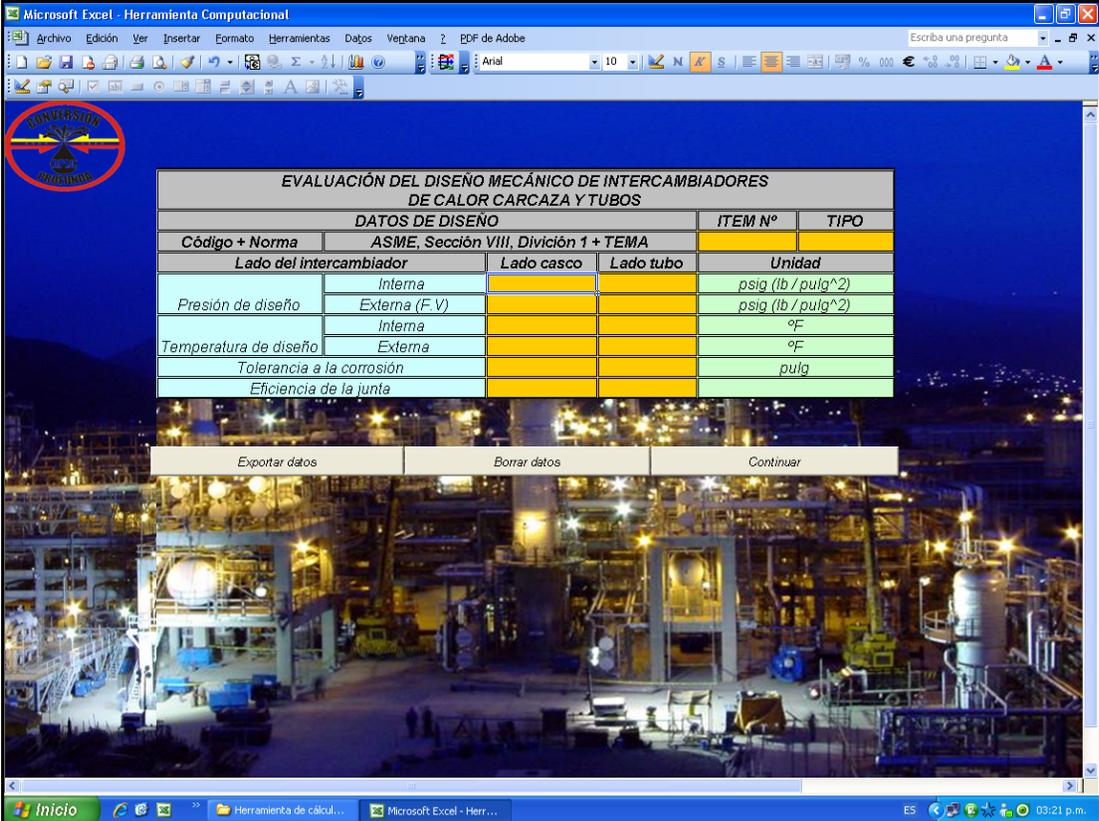


Figura 4.3 Presentación de la herramienta computacional

4.4.2 Datos de entrada

En esta página el usuario debe cargar toda la información de diseño tales como presión externa e interna, temperatura externa e interna, tolerancia a la corrosión y la eficiencia de la junta de soldadura. Todas estas condiciones serán cargadas tanto del lado tubo como del lado casco en el sistema de unidades inglesas. Además deberá identificar el tipo de intercambiador y la unidad a la cual pertenece ya que en el

informe general de resultados es de vital importancia la identificación del equipo que se está evaluando (ver figura 4.4).



EVALUACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR CARCAZA Y TUBOS

DATOS DE DISEÑO		ITEM N°	TIPO
Código + Norma	ASME, Sección VIII, División 1 + TEMA		
Lado del intercambiador	Lado casco	Lado tubo	Unidad
Presión de diseño	Interna		psig (lb / pulg ²)
	Externa (F.V)		psig (lb / pulg ²)
Temperatura de diseño	Interna		°F
	Externa		°F
Tolerancia a la corrosión			pulg
Eficiencia de la junta			

Exportar datos Borrar datos Continuar

Figura 4.4 Entrada de datos de diseño

Luego se halla una hoja de distribución o pivote en donde se hace la pregunta ¿Qué desea hacer?, aquí se encuentran todos los botones que transportan a los componentes del intercambiador que se consideraron para su evaluación como son: canal, casco, tapa del casco, haz tubular, bridas de cuerpo (Tapa canal-Canal, Canal-Casco, Casco-Canal y Casco-Tapa casco), tapa del canal, placa tubular (Fija y Flotante), tapa del cabezal flotante, brida del cabezal flotante, refuerzo de boquilla

(Lado tubo y Lado casco), cuello de boquilla (Lado tubo y Lado casco), bridas de boquilla (ASME B16.5), y reacciones en las silletas. En esta hoja de apoyo también se halla una serie de botones adicionales, en caso de que se quiera ir a la hoja de resultados o informe que será tratado más adelante en este capítulo, regresar al paso anterior o simplemente visitar la base de datos utilizada por la hoja y la opción cerrar la aplicación (ver figura 4.5).

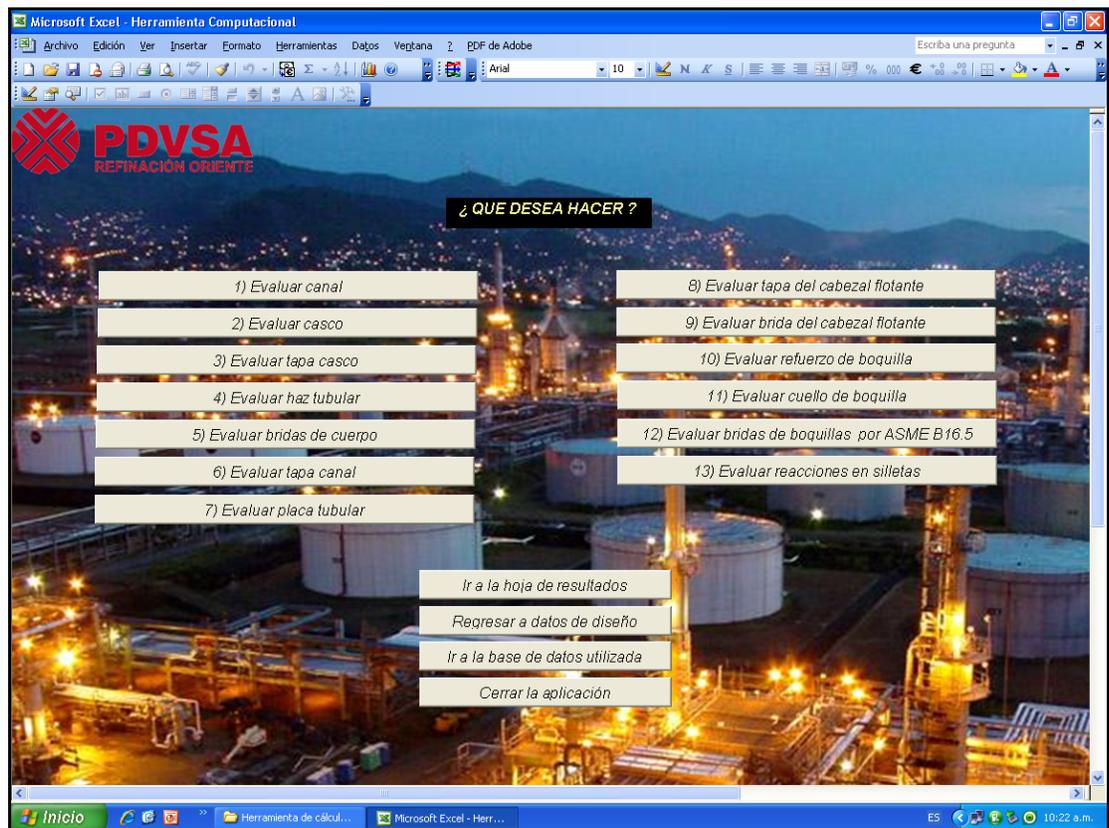


Figura 4.5 Hoja de distribución

Si desea obtener información sobre la base de datos haga “click” en el botón “Ir a la base de datos utilizada”. A continuación se presentará una hoja como esta (ver figura 4.6) y haciendo “click” en los hipervínculos podrá dirigirse hacia una tabla en particular. Con la implementación de Visual Basic se logra programar cada una de

estas tablas que internamente utiliza la hoja, esta información es de gran valor e importancia, ya que permite realizar los cálculos de manera automática permitiendo al usuario un manejo sencillo de la aplicación.

La herramienta incluye la siguiente Base de Datos

- Esfuerzo permisible para material ferroso. Tabla 1A, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Esfuerzo permisible para material no ferroso. Tabla 1B, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Esfuerzo último para material ferroso y no ferroso. Tabla U, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Esfuerzo de fluencia para material ferroso y no ferroso. Tabla Y-1, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Módulo de elasticidad para material ferroso. Tabla TM-1, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Módulo de elasticidad para material no ferroso. Tabla TM-2, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Módulo de elasticidad para material no ferroso. Tabla TM-3, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.

- Módulo de elasticidad para material no ferroso. Tabla TM-4, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Factor geométrico A. Tabla G, Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Factor geométrico B para material ferroso. Tabla (CS-HT-HA-CI-CD), Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Factor geométrico B para material no ferroso. Tabla (NFA-NFC-NFN-NFT-NFZ), Código ASME, 2007 Sección II, Parte D.
- Materiales para bridas. Tabla 1A, Código ASME, 2009 B16.5.
- Tabla de rating. Tabla II, Código ASME, 2009 B16.5.
- Área de raíz de pernos. Tabla D-5, Norma TEMA, 1999.
- Espesor nominal de tubos. Tabla D-7, Norma TEMA, 1999.
- Factor K para recipientes apoyados en dos silletas. Manual de recipientes a presión, Eugene F Megyesy 12 Edición.
- Espesor nominal de pared para tuberías. Manual de recipientes a presión, Eugene F Megyesy 12 Edición.

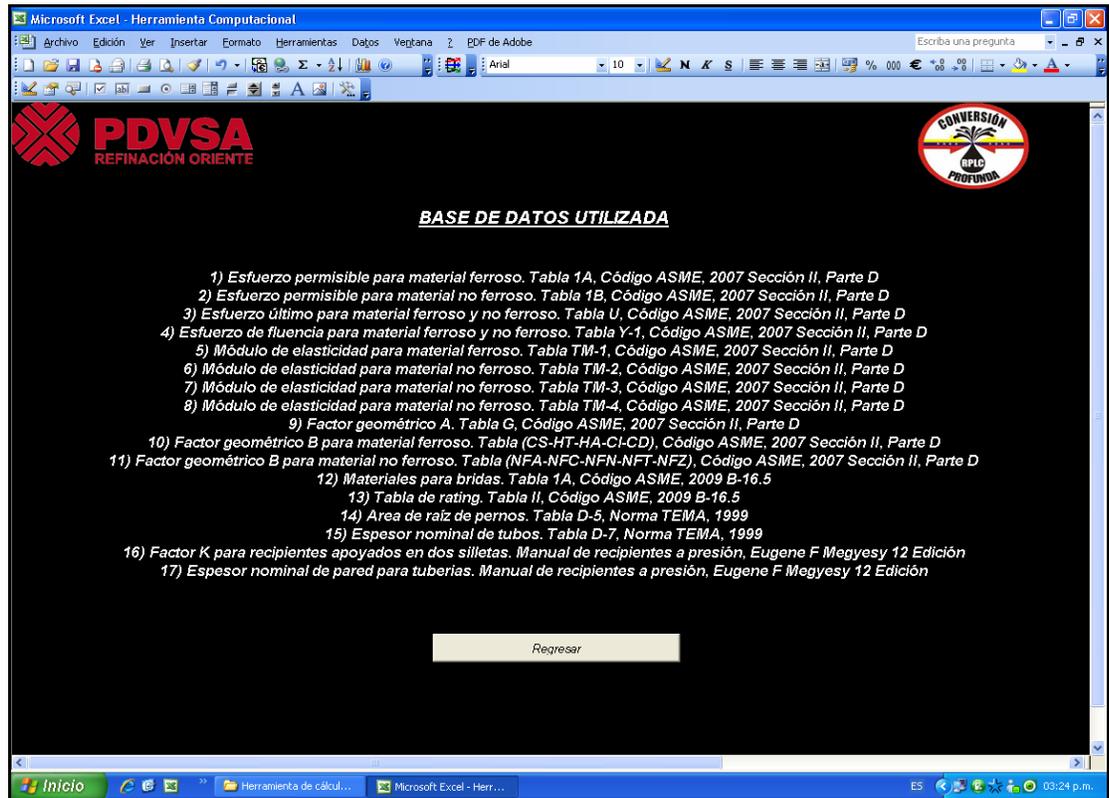


Figura 4.6 Base de datos de la hoja de cálculo

4.4.3 Módulo de cálculo

Los módulos que se utilizan en el la hoja de cálculo para el cómputo de intercambiadores de calor carcaza y tubos son los siguientes.

- Evaluación del canal.
- Evaluación del casco.
- Evaluación de la tapa del casco.
- Evaluación del haz tubular.
- Evaluación de las bridas de cuerpo.

- Evaluación de la tapa del canal.
- Evaluación de la placa tubular.
- Evaluación de la tapa del cabezal flotante.
- Evaluación de la brida del cabezal flotante.
- Evaluación de refuerzo de boquilla.
- Evaluación de cuello de boquilla.
- Evaluación de brida de boquilla por ASME B16.5.
- Evaluación de reacciones en la silleta.

Cada uno de los módulos presenta una cantidad mínima de botones y siguen una misma secuencia de ejecución para obtener los resultados. Los botones presentan el siguiente orden.

- Propiedades físicas y mecánicas.
- Cálculo de t_r y MAWP.
- Enviar valores a la hoja de resultados.
- Borrar valores de entrada y salida.
- Regresar.

Con el objetivo de familiarizarse con los cálculos se describirá el primer módulo presentado por la hoja de cálculo. Para la evaluación del canal se presenta una hoja de cálculo igual a la de la figura 4.7, en donde se debe vaciar valores de entrada, provenientes de las hojas de datos mecánicos de procesos o directamente del fabricante, por ende se cuenta con valores de salida como es el caso de las propiedades físicas y mecánicas de los materiales en donde tiene se esfuerzos, factores geométricos y módulo de elasticidad, entre otros. Este módulo realiza los cálculos de espesores requeridos y de máximas presiones permisibles

de trabajo (MAWP) en condición de presión interna y externa, utilizando métodos empleados en el código ASME , Sección VIII, División 1.

Evaluación del canal

Datos de entrada para canal			Valor	Unidad
Dámetro interno (no corroído), D_i				pulg
Longitud del canal, L				pulg
Presión de diseño interna, P_{di}				psig
Presión de diseño externa, P_{de}				psig
Temperatura de diseño interna, T_i				$^{\circ}F$
Temperatura de diseño externa, T_e				$^{\circ}F$
Eficiencia de la junta de soldadura, E				
Tolerancia a la corrosión, CA				pulg
Espesor nominal del canal, t				pulg

Material	Grupo	N° LWS	Clase

Resultados propiedades físicas			Valor	Unidad
Esfuerzo permisible a temperatura de diseño, S^d				psi
Esfuerzo permisible a temperatura ambiente, S^a				psi
Esfuerzo de fluencia a temperatura de diseño, S_y^d				psi
Esfuerzo mínimo a la tensión a temperatura de diseño, S_u^d				psi
Factor geométrico elementos sometidos a presión externa, A				
Factor material sometido a presión externa, B				psi
Módulo de elasticidad a temperatura de diseño, E				psi
Temperatura máxima, T_{max}				$^{\circ}F$
Composición nominal, $Comp$				
N° de tabla para presión externa				
Valor mínimo entre [252] (0.95) S^d , S^a				psi

Cálculo por presión interna					
Resultados de tr y MAWP		Valor	Unidad	Condición	Aplica ?
Espesor requerido, t^r			pulg	OK	
Máxima presión permisible de trabajo, MAWP			psig	OK	
Máxima presión permisible de trabajo, MAWP			psig	OK	

Cálculo por presión externa					
Resultados de tr y MAWP		N° de iteraciones =	% de error =		
Resultados de tr y MAWP		Valor	Unidad	Condición	Aplica ?
Espesor requerido, t^r			pulg	OK	
Máxima presión permisible de trabajo, MAWP			psig	OK	

Propiedades Físicas
Cálculo de tr y MAWP
Enviar valores a la hoja de resultados
Borrar valores de entrada y salida
Regresar

Figura 4.7 Módulo para la evaluación del canal

4.4.4 Informe

Para simplificar la inspección del chequeo en todos los módulos se elaboró una hoja de resultados generarles (ver figura 4.8), En la cual se presenta las máxima presión permisible de trabajo en su estado nuevo y corroído, espesor

nominal y mínimo requerido; además se tienen los datos de diseño que servirán de ayuda a la hora de analizar los resultados para luego acotar en las observaciones si el intercambiador paso el chequeo o no, los componentes están agrupados en el mismo orden que se encuentran en la hoja de distribución. Los resultados son exportados desde cada módulo o componente a esta hoja, es muy importante la descripción del equipo evaluado y los datos de quien realiza el chequeo ya que así se logra una mejor identificación de la hoja y puede ser anexada a cualquier documento de la empresa.

Microsoft Excel - Herramienta Computacional

Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ? PDF de Adobe

PDVSA REFINACIÓN ORIENTE

CONVERSIÓN

Sumario de maxima presión permisible de trabajo nuevo y corrido, espesor nominal y requerido para cada componente

Item N° :
Tipo :

Componente	Nuevo MAWP (psig)	Corroído MAWP (psig)	Espesor nominal (pulg)	Espesor requerido (pulg)	Observaciones
Canal					
Casco					
Tapa casco					
Haz tubular					
Brida tapa canal - canal					
Brida canal - casco					
Brida casco - canal					
Brida casco - tapa casco					
Tapa canal					
Placa tubular fija					
Placa tubular flotante					
Tapa del cabezal flotante					
Brida del cabezal flotante					
Cuello de boquilla lado canal					
Cuello de boquilla lado casco					
Brida de boquilla lado canal					
Brida de boquilla lado casco					

Lado del intercambiador →	Lado casco	Lado tubo	Unidad
Presión de diseño interna=			psig
Temperatura de diseño interna=			°F
Tolerancia a la corrosión=			

Chequeo realizado por:
Nombre: _____
Apellido: _____

Imprimir Borrar valores Regresar

Figura 4.8 Hoja de resultados generales

4.5 Validación

Para realizar la validación se chequeo un intercambiador de calor tipo AES, cálculos emitidos por el Consorcio CONVALVEN para el proyecto VALCOR (RPLC), con los mismos datos de diseño se hizo la corrida con un software comercial (COMPRESS) y se compararon con los valores emitidos por la hoja de cálculo. A modo comparativo se muestra la tabla 4.2, donde se incluyen algunos de los resultados de la hoja de cálculo y su homólogo en los cálculos del fabricante y del software comercial.

Tabla 4.2 Comparación de resultados obtenidos por el fabricante, software comercial y la hoja de cálculo para espesor requerido (t_r) y máxima presión permisible de trabajo (MAWP) en su estado corroído

Intercambiador de calor carcaza y tubos E-4501. Proyecto VALCOR (RPLC)						
Componente	Fabricante		COMPRESS		Hoja	
	t_r	MAWP	t_r	MAWP	t_r	MAWP
Canal	0.506	15.190	0.507	14.700	0.507	14.700
Casco	0.334	14.949	0.335	14.714	0.335	14.714
Tapa casco	0.304	15.190	0.303	14.710	0.304	14.710
Haz tubular	0.015	1929.20	0.015	1921.65	0.015	1917.31
Brida Tapa Canal-Canal	5.164	275.39	4.620	312.14	5.171	275.13
Tapa del canal	3.943	352.63	4.053	344.54	3.936	354.77
Placa tubular fija	3.121	309.99	3.035	357.43	3.119	311.36

Tapa cabezal flotante	0.868	209.99	0.845	210	0.903	205.45
Brida del cabezal flotante	6.175	288.69	6.115	290.28	6.069	296.66
Cuello de boquilla lado canal	0.190	14.700	0.183	14.703	0.183	14.703
Brida de boquilla lado canal	-	574.50	-	593.45	-	593.45

A continuación se presentará el porcentaje de desviación para los espesores requeridos y para las máximas presiones permisibles de trabajo. La desviación de los valores emitidos por la hoja de cálculo se realizó con la ecuación [4.1] mostrada a continuación.

$$\%Desviación = \left| \left(\frac{V_F - V_H}{V_F} \right) \cdot 100 \right| \quad \text{Ec 4.1}$$

Donde

V_F : Valor calculado por el fabricante o software comercial.

V_H : Valor computado por la hoja de cálculo.

Tabla 4.3 Porcentaje de desviación de la hoja con respecto al fabricante

Componente	% de desviación t_r	% de desviación MAWP
Canal	0.197	3.225
Casco	0.299	1.572

Tapa casco	0.330	0.000
Haz tubular	0.000	0.616
Brida Tapa Canal- Canal	0.135	0.094
Tapa del canal	0.177	0.606
Placa tubular fija	0.064	0.441
Tapa cabezal flotante	4.032	2.162
Brida del cabezal flotante	1.716	2.760
Cuello de boquilla lado canal	3.684	0.020
Brida de boquilla lado canal	-	3.298

Los resultados de espesores requeridos y máximas presiones permisibles de trabajo presentados en la tabla 4.3 para el intercambiador E-4501 se aproximaron bastante a los resultados del fabricante. Lo que indica que puede ser una distorsión en los decimales (truncamiento de valores) debido al proceso de conversión de datos obtenidos desde la hoja del fabricante (datos en el sistema internacional). Es importante destacar que el software o la hoja de cálculo que el fabricante empleo para realizar los cómputos es de el año 2001, por lo tanto, las consideraciones de diseño del Código ASME pueden que hallan sufrido cambios, básicamente en fórmulas y valores experimentales de esfuerzos.

Tabla 4.4 Porcentaje de desviación de la hoja con respecto al COMPRESS

Componente	% de desviación t_r	% de desviación MAWP
Canal	0.000	0.000
Casco	0.000	0.000
Tapa casco	0.000	3.159
Haz tubular	0.000	0.225
Brida Tapa Canal- Canal	11.926	11.856
Tapa del canal	2.886	2.969
Placa tubular fija	2.767	12.889
Tapa cabezal flotante	6.863	2.166
Brida del cabezal flotante	0.752	2.197
Cuello de boquilla lado canal	0.000	0.000
Brida de boquilla lado canal	-	0.000

En la tabla 4.4 se muestran los resultados obtenidos por el porcentaje de desviación para los componentes del intercambiador de calor E-4501. Como se puede observar algunas de las desviaciones son cero (0), sin embargo se produjeron otras considerables como es el caso de la brida tapa – canal (brida ciega), donde el paquete especializado sugirió otro tipo de conexión, tomando en cuenta posiblemente las nuevas consideraciones de diseño implementadas por la norma/código internacional

en los años venideros, esto no significa que el diseño del fabricante esté herrado (el equipo sigue en operación hasta los momentos), si no que en la actualidad existen nuevas condiciones para el diseño de estas conexiones. Por otro lado se tiene que el fabricante utilizó otro tipo de empacadura (empacadura comercial) distinto a la que se encuentra en el Código ASME, agregando en sus cálculos el área de la misma, la cual es un factor determinante a la hora de realizar los cálculos y que no fueron considerados en el software comercial. No obstante, los valores están normalizados. Es importante acotar que el software especializado (COMPRESS) posee y aplica condiciones más severas para el diseño de un determinado componente perteneciente a intercambiadores de calor tubulares ya que enlaza y compara al mismo tiempo procedimientos de cálculo de la norma/código aplicable para ese momento.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- En comparación con procedimientos anteriores la hoja de cálculo desarrollada garantiza el chequeo del diseño mecánico de intercambiadores de calor en menor tiempo.
- Los procedimientos y valores límites utilizados en la hoja de cálculo se ajustan a lo establecido en la Norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer Association) y al Código ASME (The American Society of Mechanical Engineers).
- La estructuración de la hoja de cálculo se realizó a partir de rutinas programadas en Microsoft Visual Basic 6.3.
- La sencillez del contenido de las ventanas utilizadas en la hoja de cálculo permiten su manipulación de forma inductiva e intuitiva sin necesidad de un adiestramiento especial para su uso.
- La inclusión de una hoja de sumario obtenida a partir de los resultados, facilita al usuario la elaboración de reportes posteriores.
- La información de soporte de la hoja de cálculo se obtuvo a partir de tablas, ecuaciones o de aproximaciones de gráficas.

- La herramienta de cálculo desarrollada, es adecuada para el cálculo de los componentes sometidos a presión que conforman a los intercambiadores de calor de tipo TEMA.
- Los valores obtenidos a partir del cálculo mecánico, en este trabajo y los del fabricante difirieron por pocos decimales, debido probablemente al proceso de selección de datos y a los nuevos experimentos realizados por el Código ASME.
- Con respecto al paquete comercial, el porcentaje de desviación es mayor, la diferencia se debió probablemente a criterios de selección y de diseño utilizado en cada caso, y no a la aplicación de los conocimientos matemáticos.
- La hoja de cálculo satisface los requerimientos para la cual fue concebida.

5.3 Recomendaciones

- Se recomienda que la hoja de cálculo se siga complementando para que pueda realizar chequeos y a un mayor número de partes del intercambiador de calor.
- Renovar la hoja de cálculo a medida que salgan nuevas actualizaciones de las normas que aplican.
- Incorporar un registro de datos o almacenamiento del chequeo realizado a los intercambiadores tubulares.
- Incorporar al cálculo otros sistemas de unidades.
- Incluir procedimiento de cálculo realizados por otras normas internacionales a modo de comparación.
- Incluir nuevos procedimientos de cálculo para otros tipos de intercambiadores de calor presentes en la industria.

BIBLIOGRAFÍA CITADA

[1] Linares, J, “**Diseño mecánico de cuatro equipos intercambiadores de calor carcaza y tubos**”, Informe de pasantía larga, Universidad Simón Bolívar, Departamento de mecánica, Marzo (2008).

[2] Guzmán, L, “**Diseño mecánico de recipientes a presión bajo el código asme sección VIII, división 1**”, Informe de pasantía, Universidad Simón Bolívar, Departamento de mecánica, Marzo (2008).

[3] ASME, “**ASME, Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, Rules for Construction of Pressure Vessels**”, (2007, Edition).

[4] Fuentes, R., “**Diseño de anillos para prueba hidrostática en intercambiadores de calor de la unidad de alquilación refinería puerto la cruz**”, trabajo de grado, Universidad de Oriente, Departamento de mecánica, diciembre (2005).

[5] MOSS, Dennis. R. “**Pressure Vessel Design Manual**”. Elsevier, Tercera edición, (2004).

[6] Megyesy, E. F. “**Pressure Vessel Handbook**”, Pressure Vessel Publishing Inc, Doceava edición, (2001).

[7] TEMA Publication, “**Tubular Exchanger Manufacturer Association Standards**” New York (1999).

[8] **“Manual de Diseño de Procesos. Principios Básicos”**. MDP-05-E-01. PDVSA (1995).

[9] Rice, R. **“Heat Transfer Categories”**, Octubre (2006), Disponible en: <http://www.heat-transfer-pump.com/categories/4-Heat-Exchangers>. BIBLIOGRAFÍA ADICIONAL.

[10] Gabriel, O **“Proyecto Conversión Profunda Refinería Puerto la Cruz”**, Abril (2008), Disponible en [http:// www.latinpetroleum.com/pdf/gabriel_oliveros.pdf](http://www.latinpetroleum.com/pdf/gabriel_oliveros.pdf). BIBLIOGRAFÍA ADICIONAL.

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

TÍTULO	DESARROLLO DE UNA HOJA DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR. PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Vegas C Juan E	CVLAC: 15.933.351 E MAIL: Juan.vegasc@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

HOJA DE CÁLCULO

NORMA TEMA

CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1

EVALUACIÓN

MÁXIMA PRESIÓN PERMISIBLE DE TRABAJO

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

El presente trabajo consistió en la elaboración de una hoja de cálculo para la evaluación del diseño mecánico de los intercambiadores de calor carcaza y tubo del Proyecto Conversión Profunda (RPLC). La hoja permitirá automatizar los cálculos agilizando el reporte de los mismos, los cuales están avalados por la Norma TEMA y el Código ASME Sección VIII División 1.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Prof. Félix Payares	ROL	CA	AS X	TU	JU
	CVLAC:	5.976.608			
Ing. Pablo Valdivia	ROL	CA	AS	TU X	JU
	CVLAC:	12.979.184			
Prof. Carlos Gomes	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	10.305.208			
Prof. Francisco García	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	5.188.071			

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	08	09
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS DESARROLLO DE UNA HOJA DE CÁLCULO.doc	Application/msword

CARACTERES EM LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O
P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 .

ALCANCE

ESPACIAL: Dpto. Conversión Profunda/PDVSA (PLC) (OPCIONAL)TEMPORAL: Un año y un mes (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui

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

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado

“Los Trabajos de grado son exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizadas a otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participara al Consejo Universitario”

Juan Ernesto Vegas Castro

AUTOR

Prof. Félix Payares

TUTOR

Prof. Carlos Gomes

JURADO

Prof. Francisco García

JURADO

Prof. Diógenes Suárez

POR LA SUBCOMISION DE TESIS