

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



**DISEÑO DE UN SEPARADOR BIFÁSICO (GAS-PETRÓLEO) DE TIPO  
HORIZONTAL PARA CRUDO.  
CASO: Alberto Méndez C.A. (ALMECA), El Tigre, Estado Anzoátegui**

**REALIZADOR POR:**

**EMILIO JESÚS VALDERRAMA AVILA**

**Trabajo de Grado Presentado ante la Universidad de Oriente como Requisito  
parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico**

**PUERTO LA CRUZ, OCTUBRE DEL 2009**

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



**DISEÑO DE UN SEPARADOR BIFÁSICO (GAS-PETRÓLEO) DE  
TIPO HORIZONTAL PARA CRUDO.  
CASO: Alberto Méndez C.A. (ALMECA), El Tigre, Estado Anzoátegui**

**ASESORES**

---

**Prof. Carlos Gomes  
Asesor Académico**

---

**Ing. Mec. Alberto Méndez  
Asesor Industrial**

**PUERTO LA CRUZ, OCTUBRE DEL 2009**

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



**DISEÑO DE UN SEPARADOR BIFÁSICO (GAS-PETRÓLEO) DE TIPO  
HORIZONTAL PARA CRUDO.  
CASO: Alberto Méndez C.A. (ALMECA), El Tigre, Estado Anzoátegui**



**JURADO CALIFICADOR**

---

**Prof. Carlos Gomes**  
Asesor Académico

---

**Prof. Johnny Martínez**  
Jurado Principal

---

**Prof. Felix Payares**  
Jurado Principal

**PUERTO LA CRUZ, OCTUBRE DEL 2009**

## **RESOLUCIÓN**

De acuerdo al **artículo 44** del reglamento de trabajo de grado: “Los trabajos de grado son exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”.

## **RESUMEN**

En el siguiente trabajo se realizó el diseño de un separador horizontal bifásico (gas-petróleo) para la empresa ALMECA. En la actualidad, la empresa ALMECA, no se regía por las normas establecidas para el diseño de separadores y recipientes a presión como lo son las normas PDVSA y las normas ASME. Para solucionar este inconveniente se propuso diseñar un separador siguiendo los lineamientos de las normas anteriormente mencionadas. El diseño y selección de las partes internas del separador se hicieron de acuerdo a las normas PDVSA N° MDP – 03 – S – 03 “Manual de diseño de procesos para tambores separadores líquido – vapor” y la N° 90616.1.027 “Manual de ingeniería de diseño para separadores líquido - vapor”. El dimensionamiento de los espesores del cuerpo y cabezales se hicieron a través de las normas ASME en su sección VIII. Se usó el programa asistido para simulación a través de elementos finitos, ANSYS, para verificar ciertos cálculos realizados y el diseño se hizo estimando la vida útil del equipo en 20 años de servicio. Finalmente, se elaboraron los planos de diseño de manera que sirvan de guía a la hora de que se realice la construcción y puesta en marcha del separador.

## CONTENIDO

RESOLUCIÓN .....	iv
RESUMEN.....	v
CONTENIDO .....	10
LISTA DE FIGURAS.....	13
LISTA DE TABLAS.....	14
CAPITULO 1 .....	10
INTRODUCCIÓN .....	10
1.1 PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA.....	10
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	10
1.3 OBJETIVOS .....	14
1.3.1 Objetivo General .....	14
1.3.2 Objetivos Específicos.....	14
CAPÍTULO 2.....	15
MARCO TEÓRICO.....	15
2.1 ANTECEDENTES.....	15
2.2 SEPARADORES .....	16
2.2.1 Funciones que debe Cumplir un Separador.....	16
2.2.2 Distribución de las Principales Secciones de un Separador.....	17
2.2.3 Principios de la Separación .....	20
2.2.4 Proceso de Separación.....	22
2.2.5 Clasificación de los Separadores .....	23
2.3 ACCESORIOS INTERNOS DE UN SEPARADOR GAS - LÍQUIDO.....	24
2.3.1 Placas de choque.....	24
2.3.2 Placas alienadoras de flujo .....	24
2.3.3 Eliminadores de neblina.....	24
2.4 ACCESORIOS EXTERNOS DE UN SEPARADOR GAS – LÍQUIDO .....	30
2.4.1 Válvulas de control de sobre presión.....	30
2.4.2 Válvulas de control de líquido.....	30
2.4.3 Válvulas de seguridad y alivio .....	31
2.4.4 Otros accesorios.....	31
2.5 CÓDIGOS Y NORMAS APLICABLES AL DISEÑO DE SEPARADORES.....	31
2.5.1 Alcance de la sección VIII División 1.....	32
2.5.2 Recipientes y sistemas excluidos de la sección VIII división 1.....	33
2.5.3 Alcance de la sección VIII División 2.....	33
2.5.4 Historia del código ASME boiler and pressure vessels.....	34
CAPÍTULO 3.....	38
DESARROLLO DEL PROYECTO.....	38
3.1 METODOLOGÍA .....	38

3.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL SEPARADOR BIFÁSICO .....	40
3.3 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE LAS PARTES INTERNAS DEL SEPARADOR .....	41
3.3.1 Área de flujo de vapor .....	41
3.3.2 Dimensionamiento del tambor separador .....	42
3.3.3 Boquillas presentes en el separador.....	46
3.3.4 Longitud tangente a tangente del tambor separador.....	53
3.3.5 Diseño de la malla separadora.....	53
3.3.6 Diseño de la placa de choque .....	56
3.4 DISEÑO MECÁNICO DEL SEPARADOR BIFÁSICO GAS – LÍQUIDO .....	57
3.4.1 Selección del Material del Cilindro .....	57
3.4.2 Cálculos del espesor del cuerpo del separador .....	58
3.4.3 Cálculos del espesor de los cabezales semi-elípticos del separador .....	59
3.5 PARTES DE CONEXIÓN EN EL SEPARADOR (BRIDAS, TUBERIAS y ACCESORIOS) .....	60
3.5.1 Bridas .....	60
3.5.2 Tuberías.....	60
3.5.3 Empacaduras.....	60
3.5.4 Tornillos.....	60
3.5.5 Tuercas y Arandelas.....	61
3.5.6 Rompe vórtice.....	61
3.5.7 Codos.....	61
3.6 MEDIOS DE UNIÓN QUE ESTAN PRESENTES EN EL SEPARADOR .....	62
3.6.1 Soldadura entre las tapas y el cuerpo del separador .....	62
3.6.2 Soldaduras de las diferentes boquillas en el separador.....	64
3.7 VÁLVULAS DE CONTROL DEL SEPARADOR.....	65
3.7.1 Válvulas para manejar líquidos .....	66
3.7.2 Válvulas para manejar gases .....	66
3.8 ELEMENTOS DE SOPORTE DEL SEPARADOR.....	67
3.8.1 Pesos de los distintos elementos del separador .....	68
3.8.2 Diseño de las silletas que soportaran el peso del separador .....	69
3.8.3 Resistencia a la fatiga de las silletas que sostienen al separador.....	73
3.8.4 Diseño de la estructura base de soporte del separador.....	76
3.8.5 Diseño y selección de los pernos de anclaje.....	77
3.8.6 Detallado de los sujetadores .....	78
CAPÍTULO 4.....	80
4.1 DISEÑO INTERNO DEL SEPARADOR BIFÁSICO .....	80
4.1.1 Cálculo del área de flujo de vapor.....	80
4.1.2 Dimensionamiento del separador .....	81
4.1.3 Cálculos de las boquillas presentes en el separador .....	84
4.1.4 Longitud tangente a tangente del tambor separador.....	96
4.1.5 Diseño de la malla separadora.....	97
4.1.6 Cálculo de la placa de choque .....	99
4.2 DISEÑO MECÁNICO DEL SEPARADOR BIFÁSICO GAS – LÍQUIDO .....	102
4.2.1 Selección del Materia del Cilindro .....	102
4.2.2 Cálculos del espesor del cuerpo del separador .....	103

4.2.3 Cálculos del espesor de los cabezales semi-elípticos del separador.....	104
4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES DE CONEXIÓN EN EL SEPARADOR	
(TUBERIAS, BRIDAS y ACCESORIOS).....	106
4.3.1 Tuberías.....	106
4.3.2 Bridas.....	112
4.3.3 Empacadura.....	120
4.3.4 Tornillos.....	122
4.3.5 Tuercas y arandelas.....	122
4.3.6 Rompe vórtice.....	123
4.3.7 Codos.....	125
4.4 CÁLCULOS DE LOS MEDIOS DE UNIÓN QUE ESTAN PRESENTES EN EL	
SEPARADOR.....	126
4.4.1 Cálculos de las soldaduras entre las tapas y el cuerpo del separador.....	126
4.4.2 Soldaduras de las diferentes boquillas en el separador.....	130
4.4.3 Soldadura en las silletas.....	134
4.5 SELECCIÓN DE LAS VALVULAS DE CONTROL DEL SEPARADOR.....	136
4.5.1 Selección de la Válvula para manejar el líquido.....	136
4.5.2 Selección de la válvula para manejar el gas.....	137
4.6 CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS DE SOPORTE DEL SEPARADOR.....	138
4.6.1 Cálculos de los pesos de los distintos elementos del separador.....	138
4.6.2 Cálculos de las silletas que soportaran el peso del separador.....	146
4.6.3 Cálculos de fatiga de las silletas que sostienen al separador.....	151
4.6.3 Cálculo de la estructura base de soporte del separador.....	156
4.6.4 Cálculos de los pernos de anclaje.....	158
4.6.5 Detalles de los sujetadores.....	159
CONCLUSIONES.....	161
RECOMENDACIONES.....	163
BIBLIOGRAFÍA.....	164

## LISTA DE FIGURAS

		<b>Pág.</b>
<b>Figura 2.1</b>	Componentes internos y externos de un separador horizontal	19
<b>Figura 2.2</b>	Principios del extractor de neblina	25
<b>Figura 3.1</b>	Áreas de refuerzo	49
<b>Figura 3.2</b>	Soldadura a tope en “V”.	62
<b>Figura 3.3</b>	Fuerza horizontal (F) en la silleta	72
<b>Figura 4.1</b>	Disipación de la velocidad en chorros incidentes	85
<b>Figura 4.2</b>	Refuerzo para la boquilla de salida del líquido.	96
<b>Figura 4.3</b>	Recolector de gases.	99
<b>Figura 4.4</b>	Placa de choque.	101
<b>Figura 4.5</b>	Esfuerzo máximo a la cual estará sometida la placa de choque en el separador, ANSYS 11.0	101
<b>Figura 4.6</b>	Máxima deformación elástica alcanzada por la placa de choque, ANSYS 11.0	102
<b>Figura 4.7</b>	Dimensiones de bridas cuello para soldar y ciega según ASME 16.5	115
<b>Figura 4.8</b>	Dimensiones y características de la plancha rompe vórtice seleccionada.	124
<b>Figura 4.9</b>	Cordón de soldadura en el casco del separador.	128
<b>Figura 4.10</b>	Cordón de soldadura entre el casco y los cabezales del separador.	129
<b>Figura 4.11</b>	Vista isométrica de la silleta.	151
<b>Figura 4.12</b>	Viga transversal de soporte de la estructura base.	156
<b>Figura 4.13</b>	Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector ejercido en las vigas de la estructura base.	157
<b>Figura 4.14</b>	Estructura base de soporte del separador.	158
<b>Figura 4.15</b>	Distancia centro - centro de la ranura.	159
<b>Figura 4.16</b>	Detalles de las distancias de los agujeros para los pernos.	160

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 2.1</b>	Sub-secciones del ASME Boiler and Pressure Vessels Code. 36
<b>Tabla 4.1</b>	Tipo de material para tuberías 106
<b>Tabla 4.2</b>	Espesores para tuberías de 8 pulgadas 108
<b>Tabla 4.3</b>	Características del tubo seleccionado con diámetro de 8 pulgadas. 108
<b>Tabla 4.4</b>	Espesores para tuberías de 6 pulgadas 110
<b>Tabla 4.5</b>	Características del tubo seleccionado con diámetro de 6 pulgadas 110
<b>Tabla 4.6</b>	Espesores para tuberías de 4 pulgadas 112
<b>Tabla 4.7</b>	Características del tubo seleccionado con diámetro de 4 pulgadas 112
<b>Tabla 4.8</b>	Clasificación Presión-Temperatura para el grupo de materiales 1.1 Norma ASME B16.5 113
<b>Tabla 4.9</b>	Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 8 pulgadas según ASME 16.5 114
<b>Tabla 4.10</b>	Dimensiones para el diseño de bridas para las tuberías de 8 pulgadas (Clase 150) según ASME 16.5 115
<b>Tabla 4.11</b>	Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 6 pulgadas según ASME 16.5 116
<b>Tabla 4.12</b>	Dimensiones para el diseño de bridas para las tuberías de 6 pulgadas (Clase 150) según ASME 16.5 117
<b>Tabla 4.13</b>	Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 4 pulgadas según ASME 16.5. 118
<b>Tabla 4.14</b>	Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 4 pulgadas según ASME 16.5. 119
<b>Tabla 4.15</b>	Dimensiones de la empacadura para un diámetro nominal de la brida de 8 pulgadas 120
<b>Tabla 4.16</b>	Dimensiones de la empacadura para un diámetro nominal de la brida de 6 pulgadas 121
<b>Tabla 4.17</b>	Dimensiones de la empacadura para un diámetro nominal de la brida de 4 pulgadas 121
<b>Tabla 4.18</b>	Selección del material de los tornillos de acuerdo con GEMS J- 2D28 122
<b>Tabla 4.19</b>	Selección del material de las tuercas y arandelas de acuerdo con GEMS J-2D28 123
<b>Tabla 4.20</b>	Características que debe cumplir el rompe vórtice dependiendo del diámetro de la boquilla de salida 125
<b>Tabla 4.21</b>	Características y dimensiones de los codos presentes en el diseño 126

	del separador	
<b>Tabla 4.22</b>	Peso del casco y de los cabezales	139
<b>Tabla 4.23</b>	Peso de las boquillas y accesorios	140
<b>Tabla 4.24</b>	Peso de las bridas	143
<b>Tabla 4.25</b>	Dimensiones del separador	147

## **CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN**

### **1.1 PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA**

Venezuela posee una de las cuencas sedimentarias más prolíficas del mundo. Aún cuando el primer registro de producción nacional de petróleo data de 1878, fue a partir de 1914 cuando se inicio el desarrollo comercial de crudo. Desde entonces el nombre de Venezuela avanza en la consolidación del desarrollo de su industria petrolera para afianzar su posición de primer orden en el sector energético mundial.

*Alberto Méndez C.A (ALMECA)* fundada en Mayo de 1.996 tiene como principal objetivo ofrecer servicios de Ingeniería, Asistencia Técnica y Gerencia de Proyectos dentro de las actividades que desarrolla la Industria Petrolera, Petroquímica y Carbonífera tanto en el sector privado como en el público. ALMECA se encuentra ubicada en la zona sur del estado Anzoátegui, específicamente en la localidad de El Tigre.

### **1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Uno de los proyectos a realizar por la empresa ALMECA es el diseño de un equipo que logre separar el crudo extraído de los pozos en gas y petróleo, esto es necesario ya que la separación física de las fases de un flujo de crudo que proviene de un yacimiento petrolero, es fundamental en la producción, procesamiento y tratamiento de dicho crudo. Generalmente el fluido que se extrae de un pozo petrolero, es multifásico, por lo cual se requiere la separación de las diferentes fases presentes en el fluido (en este caso en particular líquida y gaseosa) y esto se logra mediante un separador.

Por tal motivo, las compañías encargadas de la extracción petrolera requieren de este tipo de sistema en las bocas de cada pozo para lograr la separación del crudo y así su posterior almacenamiento y procesamiento.

Para asegurar la separación se diseñaran los componentes y accesorios internos del equipo como lo es una placa de choque, dispositivo que se coloca en la boca de entrada del separador para lograr la separación primaria. Un eliminador de neblina que tiene como tarea directa atrapar las partículas liquidas arrastradas por la corriente gaseosa que pasa a través de ella. También, se diseñará un sistema de control y de válvulas el cual garantizará la eficiente separación de las fases.

La empresa ALMECA requiere diseñar un separador bifásico para lograr la separación del flujo de crudo que proviene de un yacimiento petrolero, por tal motivo, en el presente proyecto se plantea el diseño de un separador bifásico-horizontal para separar Gas y Petróleo. Este diseño se logrará mediante la aplicación del código ASME sección VIII división 1 y cálculos teóricos de las cargas y esfuerzos ocasionados por la presión interna a cada una de las partes y paredes del separador.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 Objetivo General

Diseñar un separador bifásico (Gas–Petróleo) de tipo horizontal para crudo

### 1.3.2 Objetivos Específicos

1. Determinar las condiciones de operación del separador a diseñar.
2. Calcular las partes internas del separador.
3. Determinar el espesor tanto de las paredes del cuerpo como de los cabezales del separador, mediante las normas ASME.
4. Determinar las dimensiones y ubicación del conjunto de boquillas que estarán presentes en el separador, tanto a la entrada como a la salida de cada fluido.
5. Calcular todos los medios de unión que estarán presentes en el separador (cordones de soldadura, pernos, etc.).
6. Seleccionar el sistema de válvulas que debe estar presente en el equipo, para llevar a cabo con éxito todo el proceso de separación.
7. Determinar todos los elementos de soportes del separador.
8. Elaborar los planos de diseño del separador.

## **CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO**

En este capítulo se definen un conjunto de términos, los cuales permiten entender el funcionamiento y comprensión del separador bifásico. Además se describen los aspectos más importantes de las normas ASME para la realización del diseño del separador.

### **2.1 ANTECEDENTES**

A continuación se presenta un breve resumen de las investigaciones realizadas en el área de estudio que servirán de base, ya sea por su contenido o metodología, para el desarrollo del trabajo de grado

Caloca, J. [6] Diseñó un intercambiador de calor el cual iba hacer instalado aguas arriba del separador para mejorar la separación de las fases (líquida-gaseosa), el separador en cuestión era del tipo bifásico-horizontal

Pessolano, G. [7] Estimó la vida útil remanente de un separador bifásico existente de tipo vertical mediante un análisis de fatiga. En este trabajo se empleo el método de elementos finitos (MEF) para determinar los esfuerzos presentes en el separador.

## 2.2 SEPARADORES

El término separador es aplicado a una gran variedad de equipos usados para separar mezclas de dos o más fases. Estas mezclas pueden estar formadas por: una fase vapor y una líquida; una fase vapor y una sólida; dos fases líquidas inmiscibles (aceite/agua); o alguna combinación de las anteriores. Los principios fundamentales considerados para realizar la separación física de vapor, líquidos, sólidos son: el momentum o cantidad de movimiento de la corriente, la fuerza de gravedad, la fuerza de flotación, la fuerza de arrastre y la coalescencia. Todo proceso de separación puede emplear uno o más de estos principios, pero siempre las fases de los fluidos deben ser inmiscibles y de diferentes densidades para que ocurra la separación.

En la industria del petróleo y del gas natural, un separador bifásico es un cilindro de acero que por lo general se utiliza para disgregar la mezcla de hidrocarburos en sus componentes básicos, petróleo y gas. En otras palabras, es un equipo diseñado para separar las fracciones de líquido y vapor que se generan como consecuencia de la expansión o enfriamiento de un fluido. Adicionalmente, el recipiente permite aislar los hidrocarburos de otros componentes indeseables como la arena y el agua, citadas a título de ejemplo.

### 2.2.1 Funciones que debe Cumplir un Separador

- ◆ Permitir una primera separación entre los hidrocarburos, esencialmente líquido y vapor.
- ◆ Refinar el proceso de separación mediante la recolección de partículas líquidas atrapadas en la fase gaseosa, para evitar su arrastre con el gas de salida.
- ◆ Liberar parte de la fracción de gas en solución, que aun pueda

permanecer en la fase líquida, para así obtener crudo libre de agua.

- ◆ Descargar por separado las distintas fases a fin de evitar que puedan volver a mezclarse.

Existen varios métodos de separación, los cuales se basan en los principios siguientes:

1. Gravedad
2. Fuerza Centrífuga (Inercia)
3. Choque
4. Precipitación Electroestática
5. Precipitación Sónica.
6. Filtración
7. Adherencia
8. Adsorción
9. Difusión Térmica

En los equipos utilizados en la industria petrolera los principios más utilizados son los tres primeros: gravedad, inercia y choque.

De este amplio universo de separadores, solamente se concentrará la atención en los separadores gas/líquido, los cuales son utilizados frecuentemente en las áreas de producción para separar el gas del petróleo y el agua.

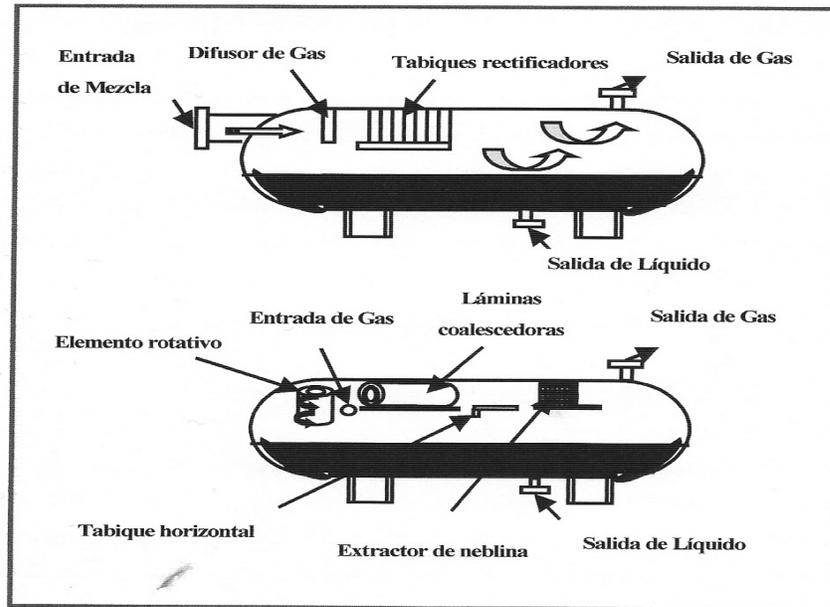
### **2.2.2 Distribución de las Principales Secciones de un Separador**

Los separadores para poder cumplir con las funciones y requisitos señalados anteriormente deben poseer cuatro secciones principales:

### **2.2.2.1 Sección de Separación**

En el caso de mezclas vapor- líquido, la mezcla de fases entra al separador y, si existe, choca con un aditamento interno ubicado en la entrada, lo cual hace que cambie el momentum de la mezcla, provocando así una separación gruesa de las fases. Esta sección permite absorber la cantidad de movimiento de los fluidos de alimentación. En ella también se controla el cambio abrupto de la corriente, lo que produce una separación inicial. Por este motivo se hace necesario usar dispositivos, los cuales se clasifican en dos grupos: los deflectores y los de tipo ciclón. Los primeros trabajan por agitación mecánica y se diseñan en forma de placa, ángulo, cono o semiesfera. El objeto de los deflectores es lograr un cambio rápido en la dirección y en la velocidad de la corriente de entrada, siendo ésta la razón predominante para que se produzca la separación gas - líquido en la primera sección (Fig. 2.1).

Los de tipo ciclón funcionan mediante fuerzas centrífugas. La entrada de los fluidos al separador con esta clase de mecanismos se hace mediante una chimenea ciclónica. Algunas veces en el caso de los separadores verticales, se introduce el líquido forzándolo a dirigirse tangencialmente hacia las paredes internas del separador, esta práctica puede generar la formación de un vórtice. Si tal caso ocurriera, la unidad se quedaría desactivada y el gas se iría con el líquido por la parte inferior del recipiente.



**Figura 2.1** Componentes internos y externos de un separador horizontal [7]

### 2.2.2.2 Sección de las Fuerzas Gravitacionales

Las fuerzas de gravedad dominan el proceso de separación. Las gotas de líquido están bajo la influencia de varias fuerzas, siendo las principales: las fuerzas de gravedad y las originadas por el movimiento del gas. La velocidad del gas debe ser menor a la velocidad crítica, las fuerzas dominantes son las originadas por el movimiento del gas. Por lo tanto, cuando se diseña esta sección es necesario tratar de obtener una velocidad menor que la crítica. Esto, con el fin de lograr que las fuerzas de gravedad hagan caer las gotas y no sean arrastradas por el gas

### 2.2.2.3 Sección de Extracción de Neblina

Aquí se separan las minúsculas partículas de líquido que aún contiene el gas, después de haber pasado por las dos secciones anteriores. La mayoría de los separadores utilizan, como mecanismo principal de extracción de neblina, la fuerza centrífuga o el principio de choque. En ambos métodos, las pequeñas gotas de líquido son recolectados

en una superficie, donde son separadas de la corriente de gas en forma de grandes gotas, que luego caen en la primera sección de separación (Figs 2.1 y 2.2).

#### **2.2.2.4 Sección de Acumulación de Líquido**

Los líquidos separados en las secciones anteriores se acumulan en la parte inferior del separador (Fig. 2.1). Por lo tanto, se requiere de un tiempo mínimo de retención que permita llevar a cabo el proceso de separación. También se necesita un volumen mínimo de alimentación, especialmente cuando el flujo es intermitente. Esta sección posee controles de nivel para manejar los volúmenes de líquido obtenidos durante la operación de separación.

### **2.2.3 Principios de la Separación**

En el diseño de separadores es necesario tomar en cuenta los diferentes estados en que pueden encontrarse los fluidos y el efecto que sobre éstos puedan tener las diferentes fuerzas o principios físicos.

Los principios fundamentales considerados para realizar la separación físicas de vapor, líquidos o sólidos son: el momentum o cantidad de movimiento, la fuerza de gravedad y la coalescencia. Toda separación puede emplear uno o más de estos principios, pero siempre las fases de los fluidos deben ser inmiscibles y de diferentes densidades para que ocurra la separación.

#### **2.2.3.1. Momentum (Cantidad de Movimiento)**

Fluidos con diferentes densidades tienen diferentes momentum. Si una corriente de dos fases se cambia bruscamente de dirección, el fuerte momentum o la gran velocidad adquirida por las fases, no permiten que las partículas de la fase pesada se muevan tan rápidamente como las de la fase liviana, este fenómeno provoca la separación.

**2.2.3.2 Fuerza de Gravedad**

Las gotas de líquido se separan de la fase gaseosa, cuando la fuerza gravitacional que actúa sobre las gotas de líquido es mayor que la fuerza de arrastre del fluido de gas sobre la gota. Estas fuerzas definen la velocidad terminal, la cual matemáticamente se presenta usando la Ec. (2.1):

$$V_t = \sqrt{\frac{4 * g * d_p (\rho_L - \rho_g)}{3 * \rho_g * C}} \tag{2.1}$$

Donde:

V<sub>t</sub> Velocidad terminal de la gota de liquido

= (pies/s).

g = Aceleración de la gravedad (pies/s<sup>2</sup>).

d<sub>p</sub> Diámetro de la gota (pie).

=

ρ<sub>g</sub> Densidad del gas (lb/Pcn).

=

ρ<sub>L</sub> Densidad del liquido (lb/Pcn).

=

C = Coeficiente del liquido (lb/Pcn).

Para el caso de la decantación de una fase pesada líquida discontinua en una fase líquida continua, aplica la ley de Stokes. Ec. (2.2)

$$V_t = \frac{F_1 * g * d_p^2 * (\rho_p - \rho_L)}{18 \mu} \tag{2.2}$$

Donde:

V <sub>t</sub> =	Velocidad terminal de la gota de liquido (pies/s).
------------------	--

$F_1 =$	Factor cuyo valor depende de las unidades usadas.
$g =$	Aceleración de la gravedad (pies/s <sup>2</sup> ).
$d_p =$	Diámetro de la gota (pie).
$\rho_g =$	Densidad del gas (lb/Pcn).
$\rho_L =$	Densidad del líquido (lb/Pcn).
$\mu =$	Viscosidad de la fase continua.

Esta relación aplica para números de Reynolds de gota menores de 2 y puede demostrarse que la mayoría de los casos de decantación caen en el rango de la ley de Stokes.

### 2.2.3.3 Coalescencia

Las gotas muy pequeñas no pueden ser separadas por gravedad. Estas gotas se unen por medio del fenómeno de coalescencia, para formar gotas mayores, las cuales se acercan lo suficientemente como para superar las tensiones superficiales individuales y poder de esta forma separarse por gravedad.

### 2.2.4 Proceso de Separación

En el caso de mezclas vapor-líquido, la mezcla de fases entra al separador y choca contra un aditamento interno ubicado en la entrada conocido como placa de choque, lo cual hace que cambie el momentum de la mezcla, provocando así una separación gruesa de las fases. La separación ocurre debido a que las gotas de líquido, que poseen una densidad mayor que el gas y por consiguiente mayor momentum, chocan con la placa y posteriormente se escurren; mientras que el gas y las partículas de líquido fluyen alrededor de la placa de impacto. En esta sección actúan 2 fuerzas principales sobre las partículas de líquido, la gravedad y el arrastre; en esta porción

del separador el gas disminuye su velocidad y por ende la fuerza de arrastre, permitiendo que las gotas de líquido precipiten al fondo del separador debido a efectos de la gravedad. Seguidamente en la sección de decantación (espacio libre) del separador, actúa la fuerza de gravedad sobre el fluido permitiendo que el líquido abandone la fase vapor y caiga hacia el fondo del separador (sección acumulación de líquido). Esta sección provee del tiempo de retención suficiente para que los equipos aguas abajo puedan operar satisfactoriamente. En el caso de separaciones que incluyan dos fases líquidas, se necesita tener tiempo de residencia adicional, dentro del tambor, lo suficientemente alto para la decantación de una fase líquida pesada y la flotación de una fase líquida liviana. En la Fig. 2.1 se pueden apreciar los componentes internos de un separador horizontal [6].

### **2.2.5 Clasificación de los Separadores**

Del universo de separadores, solamente se cubrirán los separadores gas-líquido.

Los separadores gas-líquidos generalmente se clasifican por sus formas en tres grupos:

- Separadores verticales.
- Separadores horizontales.
- Separadores esféricos.

## **2.3 ACCESORIOS INTERNOS DE UN SEPARADOR GAS - LÍQUIDO**

Los accesorios internos de un separador son los que hacen posible la separación primaria de la mezcla gas-líquido, mejoran la distribución del fluido que entra, disminuyen la turbulencia y reduce el arrastre de líquido por el gas y el arrastre de gas por el líquido que sale del separador. Dentro de los accesorios encontramos:

### **2.3.1 Placas de choque**

Las placas de choque son utilizadas en la entrada del separador para efectuar la separación primaria; la corriente entrante de fluido choca contra la superficie de la placa, donde algunas pequeñas gotas de líquido se aglomeran y descienden como gotas mas grande, llevándose a cabo el principio de separación por gravedad en el cual se aprovecha la fuerza gravitatoria que actúa sobre la partícula arrastrada por el gas.

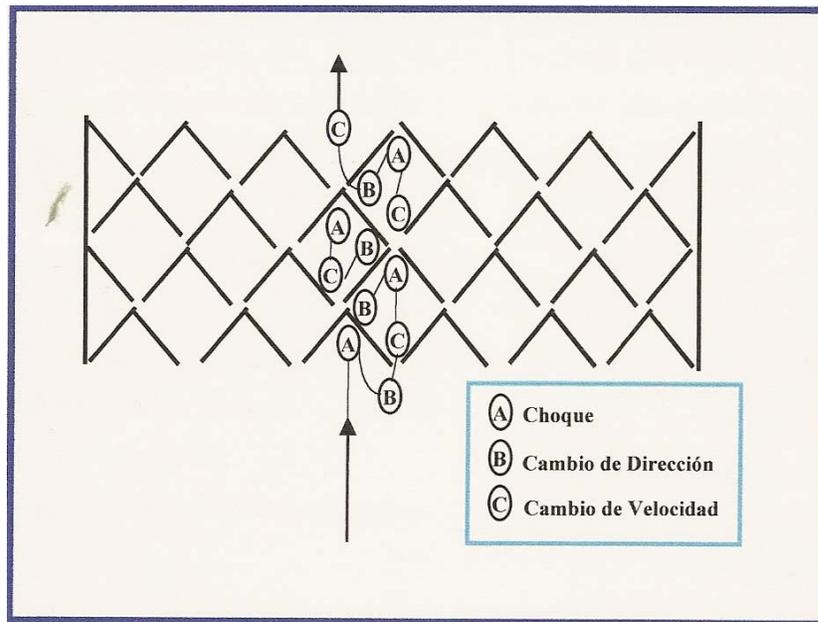
### **2.3.2 Placas alienadoras de flujo**

Algunos equipos estándar se le incluyen un dispositivo en la entrada, fabricado con planchas paralelas colocadas en forma de jaula, para disminuir las turbulencias producidas por la placa de choque, o la fuerza centrífuga resultante de una entrada tangencial.

### **2.3.3 Eliminadores de neblina**

Los eliminadores de neblina pueden ser mallas metálicas o plásticas, son láminas dispuestas en espiral, en zig – zag o cualquier forma compleja con el fin de que el

fluido que pase por ella encuentre el mayor número obstáculos y así logre atrapar las gotas de líquidos que han sido arrastradas por el gas.



**Figura 2.2:** Principios del extractor de neblina [7]

Los siguientes tipos de eliminadores de niebla son los más comunes:

a) Tipo de aletas

Los eliminadores de niebla de aleta son usados para separar gas de las gotitas de líquido arrastradas, cuando tienen un tamaño de 10 micrones o mayor. Muchos fabricantes aseguran un 100 por ciento de remoción de las gotitas y a menudo es común una garantía de arrastre que no excede  $13,38 \text{ l/m}^3$  (0,1 gal/MMPCN). La eficiencia de estas unidades disminuye rápidamente con la presencia de partículas de un tamaño más pequeño que 10 micrones. Aun cuando la aleta de choque es una elección mejor que los eliminadores de niebla de malla de alambre, en presencia de partículas sólidas, la eficiencia de la primera se reduce también substancialmente

cuando se encuentran partículas sólidas pequeñas en la ausencia de líquidos. A diferencia de las unidades de malla de alambre, el drenaje de líquido en los eliminadores de niebla tipo aleta ocurre fuera del flujo del gas, eliminándose el rearrastre del líquido. La eficiencia de una unidad tipo aleta depende enteramente de las configuraciones individuales de la aleta, el ancho y profundidad de los colectores de líquido y el espacio entre las aletas. La caída de presión hallada en tales unidades varía normalmente entre 5–15 cm (2–6 pulg.) de agua, dependiendo del tamaño de la unidad.

### b) Tipo malla de alambre

Hoy en día se usan frecuentemente los eliminadores de niebla que contienen una malla tejida de alambre. El diseño de malla de alambre, está considerado como poseedor de una eficacia de remoción de las más altas y se prefiere a los otros tipos debido a su bajo costo de instalación. Cambiando el espesor de la almohadilla, puede manejar varios grados de arrastre requeridos en la operación. Un arrastre de líquido menor que 13,38 lt/m<sup>3</sup> (0,1 galones/MMPCN) de gas puede lograrse con un eliminador de niebla de malla de alambre debidamente diseñado. Dependiendo de la operación, tiene una caída de presión mucho más baja que el eliminador de niebla tipo aleta. Un margen de caída de presión de 2,54 – 25,4 cm (1–10 pulgadas) de agua es normalmente observado para varias condiciones de cargas de líquido y vapor. Este tipo de eliminador de niebla está considerado como altamente efectivo si la velocidad del vapor puede mantenerse entre 3–4, 5 m/seg (10–15 pie/s). Una desventaja de las unidades tipo malla de alambre con respecto a los otros, es que si hay sólidos pegajosos en la corriente de gas el sistema es más propenso a obstruirse. Aún cuando el tamaño y calidad del sistema de malla de alambre varía ampliamente, el alambre más comúnmente usado tiene una densidad en masa de aproximadamente 0,192 g/cm<sup>3</sup> (12 lb/pie<sup>3</sup>), usando un diámetro de alambre de 0,28 mm (0,011 pulg.) y provisiones para un volumen de huecos de aproximadamente 98 por ciento. El

fabricante siempre debe ser consultado para un diseño detallado de los eliminadores de niebla. Comúnmente se usa una almohadilla de 10–15 cm (4–6 pulg.) de espesor, dependiendo de las condiciones de proceso, aún cuando pueden usarse espesores de hasta 30 cm (12 pulg.) cuando el arrastre consiste de neblinas o nieblas muy finas.

c) Tipo centrífugo

El principio de la fuerza centrífuga puede ser usado con éxito, al diseñar algunos elementos del eliminador de niebla, para separar el gas de las gotitas de líquido arrastradas. Se requiere una velocidad de vapor alta para una separación eficiente en este tipo de unidad. Suponiendo una velocidad promedio constante en la unidad, el tipo de la partícula recogida puede definirse por la ley de Stoke como:

$$D_p = \sqrt{\frac{9 * \mu * S}{V_o * N * (\rho_l - \rho_g) * \pi}} \quad (2.3)$$

Donde:

$D_p$  = Diámetro de la partícula recogida, pie.

$\mu$  = Viscosidad del gas, centipoise.

$S$  = Paso radial de la partícula, pie.

$V_o$  = Velocidad promedio del gas, pie/s.

$N$  = Número efectivo de giros dados por la corriente del gas en la centrífuga. El valor debe determinarse experimentalmente.

$\rho_l$  = Densidad del líquido, lb/pie<sup>3</sup>.

$\rho_g$  = Densidad del gas, lb/pie<sup>3</sup>.

Normalmente, se usan tubos centrífugos de 5 cm (2 pulg.) de diámetro en paralelo para obtener una velocidad alta, eliminando así las partículas más pequeñas

posible. Arreglos de tubos centrífugos múltiples son igualmente efectivos para la remoción tanto de líquido como de partículas de polvo. Los fabricantes a menudo alegan, que usando separadores centrífugos, el arrastre de líquido puede ser reducido a menos de 13,38 lt/m<sup>3</sup> (0,1 gal/MMPCN) de gas y también es posible la remoción del 100 por ciento de las partículas de polvo de tamaños de ocho micrones y más. Hasta las partículas con un tamaño de dos micrones y mayores pueden ser removidas con una eficiencia del 80–85 por ciento en algunos diseños. La eficiencia de estas unidades aumenta con un aumento en la velocidad, pero decae muy rápidamente si ésta disminuye, como puede verse en la Ecuación, donde el diámetro de la partícula es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la velocidad. Esto limita el uso de separadores centrífugos para aplicaciones donde las cargas de gas no son ampliamente variables. Además, la caída de presión en estas unidades es alta. Normalmente se observa una caída de presión en el margen de 35–70 kPa (5–10 lb/pulg<sup>2</sup>).

El uso de separadores centrífugos es preferido cuando se encuentra una separación difícil, esto es entre un gas de alta densidad 0,15 g/cm<sup>3</sup> (unas 10 lb/pie<sup>3</sup>. o más) y líquido de baja densidad 0,48 g/cm<sup>3</sup> (unas 30 lb/pie<sup>3</sup> o menos) y cuando es tolerable una caída de presión alta. Debido a la alta velocidad a través del tubo centrífugo, debe tenerse cuidado cuando se construyen estos tubos para que soporten una tasa alta de desgaste abrasivo. Debe usarse acero de aleación especial resistente al desgaste para la construcción de las partes críticas de los tubos centrífugos. Aun cuando los separadores centrífugos verticales son muy comunes, para ahorrar espacio, para tasas altas de flujo se prefiere una configuración horizontal para evitar problemas de vibración que pueden hallarse en la tubería. Un elemento de choque puede usarse a veces con efectividad delante de estas unidades centrífugas para obtener mejor separación.

d) Separadores de filtro

El aumento en la demanda de gas de mejor calidad (con arrastre de gotitas de tamaño menor que 5 micrones) ha aumentado dramáticamente el uso de separadores de filtro durante los últimos años. Los separadores de filtro usan el principio de aglomeración de gotitas de líquido en un medio filtrante seguido por un elemento eliminador de niebla. El aglomerador más común y eficiente está compuesto de un filtrado tubular de fibra de vidrio el cual es capaz de retener las partículas de líquido hasta tamaños de sub-micrones. El gas fluye dentro de la parte superior del empaque de filtro, pasa a través de los elementos y luego viaja hacia afuera a través de los tubos. Las partículas pequeñas, secas, son retenidas en los elementos filtrantes y el líquido se aglutina para formar partículas más grandes. Como guía general para determinar el tamaño de los filtros, puede estimarse la capacidad del filtro usando la siguiente ecuación:

Capacidad,

$$C = 38.400 (P * 0,47), \text{ MMPCND por pie}^2 \text{ de área de filtro.} \quad (2.4)$$

Donde, P = Presión de operación, lb/pulg<sup>2</sup>.

El líquido aglomerado en el empaque del filtro es removido por un elemento eliminador de niebla situado cerca de la salida del gas. La eficiencia de un separador de filtro, depende mayormente del diseño apropiado del empaque del filtro y que este produzca una caída de presión mínima, mientras retiene su eficiencia de extracción. Una caída de presión de aproximadamente 7–14 kPa (1–2 lb/pulg<sup>2</sup>) es normal en un separador de filtro limpio. Si están presentes partículas excesivas de sólido, puede ser necesario limpiar o reemplazar los filtros a intervalos regulares, cuando se observe una caída de presión mayor de 70 kPa (10 lb/pulg<sup>2</sup>). La remoción del empaque de filtro debe ser fácil, a través de un cierre de abertura rápida.

Los fabricantes de separadores de filtro dan garantías para remoción del 100 por ciento de las gotitas de líquido de 9 micrones y mayores y remoción del 99,5 por ciento de partículas en el margen de 0,5–8 micrones. Mientras todas las partículas sólidas secas de tres micrones y mayores son removibles, la eficiencia de remoción es de alrededor del 99 por ciento para partículas más pequeñas que tres micrones. Para cargas de líquido pesado o cuando los líquidos se condensan en la ínter etapa del compresor, se prefiere un separador de filtro horizontal con un sumidero de líquido, el cual recoge y vierte los líquidos de entrada separadamente de los líquidos aglomerados.

### **2.4 ACCESORIOS EXTERNOS DE UN SEPARADOR GAS – LÍQUIDO**

Los accesorios externos de un separador son los que controlan la salida y entrada de los fluidos en sus distintas fases, algunos de esos dispositivos son:

#### **2.4.1 Válvulas de control de sobre presión**

Van colocadas en la tubería de salida de gas del separador y controlan la presión del separador.

#### **2.4.2 Válvulas de control de líquido**

Son válvulas que están ubicadas en la descarga de líquidos y son reguladas mediante un control de nivel de líquido.

### **2.4.3 Válvulas de seguridad y alivio**

Son válvulas que se calibran a la máxima presión de operación y sirven para proteger la integridad física del equipo contra presiones excesivas, en el caso de existir alguna obstrucción en las salidas o un aumento anormal en el caudal de entrada.

### **2.4.4 Otros accesorios**

- Instrumentos de medición como manómetros y visores de nivel.
- Controladores de nivel del líquido.

## **2.5 CÓDIGOS Y NORMAS APLICABLES AL DISEÑO DE SEPARADORES**

Los separadores de gas-liquido están sometidos a altas presiones, por lo tanto, para el diseño de su carcasa, estos pueden ser considerados como un recipiente a presión. Los recipientes a presión están diseñados, fabricados e inspeccionados de acuerdo a normas y códigos adoptados por cada país, que dictan reglas generales y específicas sobre las diferentes fases involucradas.

La construcción de recipientes a presión en Venezuela se basan en el código ASME para calderas y recipientes a presión ("ASME Boiler and Pressure Vessels Code"), sección VIII (Pressure Vessels), divisiones 1 y 2.

El código ASME esta compuesto por once (11) secciones dedicadas a reglamentar en forma integral la construcción de calderas, recipientes a presión y

componentes nucleares. Esto incluye los requerimientos de materiales, diseño, fabricación, pruebas, inspección y estampado.

La sección VIII del código ASME se encarga de establecer las normas y procedimientos para la fabricación de recipientes a presión.

La sección VIII consta de dos partes, división 1 y 2.

### **2.5.1 Alcance de la sección VIII División 1**

Las reglas de esta división han sido establecidas para la construcción de recipientes con presión de diseño menor o igual a 3000 psi. Para el alcance de esta división, los recipientes a presión están definidos como envases para la contención de presión, tanto interna como externa. Esta presión puede obtenerse de una fuente externa, o por la aplicación de calor desde una fuente directa y/o indirecta [10].

El alcance de la división 1 también incluye los siguientes recipientes:

- Evaporadores.
- Intercambiadores de calor (carcasa).
- Separadores (carcasa).
- Recipientes donde se genera vapor por el uso de calor resultante de un proceso.
- Recipientes o partes, sometidos a fuego directo producto de combustión, y excluidos de secciones I (Power Boilers), III (plantas nucleares) y IV (Heating Boilers) del código Asme.

Los límites físicos de la división, considerando la conexión del recipiente a otros sistemas son:

- Puntos de conexión de las tuberías externas.
- Hasta primera soldadura circunferencial.
- Hasta primera junta roscada.
- Hasta cara de primera brida.
- Partes sin presión soldada directamente al recipiente: orejas de levantamiento, soportes.
- 

### **2.5.2 Recipientes y sistemas excluidos de la sección VIII división 1**

En el alcance de la división 1 no están incluidos los siguientes recipientes:

- Recipientes con  $P_{\text{diseño}} > 3000$  psi.
- Recipientes incluidos en el alcance de otras secciones calentadores tubulares de fuego indirecto.
- Recipientes integrantes de equipos mecánicos rotativos.
- Sistemas de tuberías: gasoductos u oleoductos
- Recipientes conteniendo agua a presión con  $P_{\text{diseño}} < 300$  psi y  $T_{\text{diseño}} < 210^{\circ}\text{F}$ .
- Recipientes con diámetro interno, alto, ancho o sección transversal menor a 6 pulg.
- Recipientes para ocupación humana.

### **2.5.3 Alcance de la sección VIII División 2**

- El alcance de la división 2 contempla los siguientes recipientes: recipientes con  $P_{\text{diseño}} > 3000$  psi.
- Recipientes con  $P_{\text{diseño}} \leq 3000$  psi, donde se requieran ahorros de costos.
- Recipientes sometidos a ciclos de fluctuación de temperatura.

- Recipientes para ser instalados en un lugar fijo (estacionario) para un servicio específico. Una vez diseñado para ser instalado en un sitio y para un servicio determinado, el recipiente no puede ser reubicado.
- Recipientes a ser instalados en barcos, gabarras y otras embarcaciones flotantes.

### **2.5.4 Historia del código ASME boiler and pressure vessels**

El código ASME Sección VIII División 1 es parte de un código con XI (once) secciones, elaboradas con objetivos diferentes, pero dentro del mismo alcance de recipientes a presión en la industria.

El origen del código puede ser traceado a 1914, cuando la primera edición de éste aparece. Esta cubría las reglas para el diseño, construcción, materiales, inspección y prueba de calderas de vapor. Esto, debido a que en los años a fines del siglo pasado ocurría muchos accidentes con las calderas de los barcos a vapor en EE.UU., casi a un promedio de un accidente por día. Estos accidentes no sólo eran desastrosos para el comercio interno americano y su desarrollo económico y social, si no que también cobraban un gran número de vidas al ocurrir. Esta situación se prolongó hasta los años 1920, por pobre diseño y fabricación, y una falta absoluta de reglas y especificaciones. Tal vez el avance más importante en el desarrollo de métodos de construcción fue la introducción de soldaduras, y su uso extensivo como sustituto de los remaches que se venían usando.

A través de los años el Código de Calderas (Boiler Code), fue dividido en secciones para calderas calentadoras, rehervidores, evaporadores, calderas para plantas eléctricas y termonucleares, recipientes a presión no-calentados, etc. De ésta forma los generadores de vapor para plantas y las calderas se encontraron a la par en el desarrollo de un nuevo código para recipientes a presión, culminando con el código Unfired Pressure Vessels en 1924.

Muchos de los problemas y mal interpretaciones que persistieron hasta bien entrado éste siglo con recipientes a presión, fueron resueltos en mítines y discusiones abiertas del Subcomité de ASME del Unfired Pressure Vessels; una conferencia que tomó lugar con representantes de otras asociaciones y audiencias en público, culminando en la publicación del Boiler, Piping and Pressure Vessels Code.

El objetivo de las reglas del código ASME BPVC (ASME Sección VIII, División 1) y sus estándares, aparte de fijar los valores dimensionales, es el de alcanzar un mínimo de requerimientos para una construcción segura. El código provee seguridad por la definición de materiales, aspectos de diseño, fabricación, inspección y pruebas, cuya omisión puede incrementar considerablemente los riesgos durante la operación. La experiencia con el uso del código ha demostrado que la probabilidad de fallas desastrosas puede ser reducida a niveles bajos, necesarios para proteger la vida y la propiedad mediante un mínimo de exigencias y factores de seguridad. Obviamente resulta imposible que con reglas generales como las que se establecen en el código se anticipen situaciones que no sean las de un servicio convencional, lo que resultaría anti-económico ya que no se consideran aspectos relacionados con las condiciones de operación y medio ambiente. Tal como se estableció anteriormente, la precaución para éstas condiciones son responsabilidad del diseñador guiado por las necesidades y especificaciones del usuario.

Este documento sigue siendo vital en el diseño, fabricación, inspección y prueba de recipientes a presión, y es mandatorio su uso en muchas regiones de EE.UU. como también en otras partes del mundo. Cumplimiento de sus requisitos es fundamental para poder calificar para la póliza de seguro de un recipiente. El código se actualiza cada 3 años [10].

**Tabla 2.1** sub-secciones del ASME Boiler and Pressure Vessels Code.

<b>SECCIÓN</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
I	Power Boilers
II	Material Specifications
III	Nuclear Power Plant Components
IV	Heating Boilers
V	Non-Destructive Examination
VI	Recommended Rules For Care and Operation of Heating Boilers
VII	Recommended Rules For Care of Power Boilers
VIII	Pressure Vessels
IX	Welding Qualifications
X	Fiberglass Reinforced Plastic Pressure Vessels
XI	Rules For Inservice Inspection of Nuclear Reactor Coolant Systems

La Sección VIII - División 1 del Código ASME está dividida en tres (3) sub-secciones:

Sub-sección A: Cubre la parte UG que considera las exigencias generales, aplicables a todos los tipos de recipientes.

Sub-sección B: Cubre específicamente requerimientos, los cuales aplican a los diferentes métodos utilizados en fabricación, y consiste en las partes UW, UR, UF y UB, relacionados con soldaduras, remaches y forjas.

Sub-sección C: Cubre requerimientos específicos aplicables a las diferentes clases de materiales usados para la construcción de recipientes a presión y consiste en las partes UB, UCS, UNF, UHA., UCI, UCL, UCD, ULT y UHT.

Las reglas de la División 1 han sido formuladas sobre la base de principios de diseño y prácticas de construcción aplicables a recipientes a presión diseñados para presiones que no excedan de 3000 psi. Para presiones mayores de 3000 psi, las desviaciones y adiciones a éstas reglas son necesarias a fin de satisfacer los requerimientos de diseño y fabricación de tan altas presiones. Sólo en el caso de que los principios de diseño y prácticas de construcción adicionales hayan sido aplicados y el recipiente cumpla con los requisitos del código, entonces éste podrá ser estampado con el símbolo del código.

## **CAPÍTULO 3: DESARROLLO DEL PROYECTO**

### **3.1 METODOLOGÍA**

#### **3.1.1 Tipo de investigación**

La investigación realizada en este proyecto queda clasificada como investigación aplicada, caracterizada por buscar la aplicación o utilización de los conocimientos que se adquieren, ya que los resultados del diseño del separador pueden ser aplicados por la gerencia si esta así lo decidiera. Por la clase de medios utilizados para obtener los datos, es una investigación documental puesto que como su nombre lo indica se apoya en fuentes de carácter documental para recolectar la información, como son folletos, manuales, bibliografías, normas, especificaciones técnicas. Al mismo tiempo es una investigación de campo, ya que se apoya también en informaciones que provienen entre otras de entrevistas, cuestionarios y observaciones realizadas directamente en las locaciones de trabajo de la empresa ALMECA.

#### **3.1.2 Herramientas Computacionales Utilizadas**

- **ANSYS 11.0**

Es un potente software de simulación por medio de elemento finito que ofrece a los diseñadores e ingenieros la capacidad de modelizar, diseñar y validar sus ideas sobre su ordenador de trabajo de forma rápida y eficaz.

- **AUTOCAD 2007 3D**

Es un software de modelación de dibujo tanto en 2D como en 3D.

- **AUTODESK INVENTOR 2009**

Es un software para diseño y documentación en 2D y 3D.

### **3.1.3 Técnicas utilizadas para la recolección de la información**

- **Entrevistas**

Se utilizan para recabar información en forma verbal a través de preguntas sin estructura al personal técnico especializado, estas fueron informales y sirvieron como canal de comunicación donde las personas entrevistadas tuvieron total libertad de aportar ideas y conocimientos.

- **Asesorías**

Se realizan consultas a nivel técnico a personas con conocimientos y especialistas en el área de diseño tanto en la industria como en la universidad, estas con la finalidad de adquirir un mayor dominio del tema objeto de estudio, esto facilita y contribuye enormemente en el desarrollo de la investigación.

- **Organización de la información**

Se elaboran unas bases de datos en las que se encuentran toda la información requerida para el diseño del separador bifásico, esto facilita la consecución y el cumplimiento de los objetivos planteados en esta investigación.

- **Tormenta de ideas**

Mediante esta técnica se buscan soluciones a los problemas presentados durante la ejecución de la investigación, esto mediante manifestaciones libres de determinado grupo de personas conocedoras del tema objeto de estudio.

### 3.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL SEPARADOR BIFÁSICO

En esta parte del desarrollo del trabajo se establecerán los parámetros, condiciones, limitaciones, e información necesaria para el diseño interno y mecánico del separador bifásico (Gas-Petróleo) de tipo horizontal, el cual se realizó en función de las siguientes premisas.

- **Condiciones del líquido**

Viscosidad: 65 centipoise = 0,065 kg/m-s = 0,047lb/pie-s

Densidad: 900,7168 kg/m<sup>3</sup> = 22,30 °API

Tensión superficial: 26 dinas/cm

Flujo volumétrico: 0,0055 m<sup>3</sup>/s

- **Condiciones del gas**

Viscosidad: 0,0127 centipoise = 0,000013 kg/m-s = 0,000009 lb/pie-s

Densidad: 0,636 kg/m<sup>3</sup>

Flujo del gas<sub>standar</sub>: 43 millones de pie<sup>3</sup> diarios. Transformado para la temperatura y presión de operación tenemos: 4970,453 m<sup>3</sup>/horas.

La norma PDVSA 90616.1.027 nos indica que el tiempo de retención adecuado para petróleos crudos con gravedades API por debajo de 25 °API es de 5 minutos.

### 3.3 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE LAS PARTES INTERNAS DEL SEPARADOR

#### 3.3.1 Área de flujo de vapor

Para el cálculo del área de flujo de vapor primero se halla la velocidad de vapor permisible en el recipiente ( $V_v$ ), la cual es un porcentaje de la velocidad crítica, para nuestro caso el porcentaje es de un 100 %.

La velocidad crítica es una velocidad de vapor calculada empíricamente que se utiliza para asegurar que la velocidad superficial de vapor, que pasa a través del tambor separador, sea lo suficientemente baja para prevenir un arrastre excesivo de líquido. La velocidad crítica viene dada por la expresión:

$$V_c = F_{21} \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}} \quad (3.1)$$

Donde:

$V_c$  = Velocidad crítica (m/s).

$\rho_L$  = Densidad del líquido a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

$\rho_G$  = Densidad del vapor a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

$F_{21}$  = Factor cuyo valor depende de las unidades usadas 0,048 (unidades S.I).

El área de flujo de vapor se calcula por la expresión:

$$A_v = \frac{Q_v}{V_v} \quad (3.2)$$

Donde:

$A_v$  = Área de sección transversal para el flujo de vapor ( $\text{m}^2$ ).

$Q_v$  = Flujo de descarga de vapor ( $m^3/s$ ).

$V_v$  = velocidad de vapor permisible en el recipiente (m/s).

### 3.3.2 Dimensionamiento del tambor separador

El estimado del tamaño óptimo del tambor separador es un procedimiento de tanteo. Primero, se supone un tamaño de tambor, luego se verifica si el tambor es adecuado para el servicio. Este procedimiento se repite hasta que se encuentre el tamaño óptimo.

- Volumen de retención.

Este se obtiene multiplicando el flujo de alimentación líquida por el tiempo de retención:

$$V_r = Q_L * T_r \quad (3.3)$$

Donde:

$V_r$  = Volumen de retención ( $m^3$ )

$Q_L$  = Flujo de alimentación líquida ( $m^3/s$ ).

$T_r$  = Tiempo de retención (seg).

Se asume un valor inicial para  $F_{24}L_{eff}/D$  donde  $L_{eff}$  es la longitud efectiva de operación, es decir, la requerida para que el proceso de separación se cumpla, la cual varía dentro de los siguientes rangos:

$P < 250$ psig	$1.5 < F_{24}L_{eff}/D < 3.0$
$250 < P < 500$	$3.0 < F_{24}L_{eff}/D < 4.0$
$P > 500$	$4.0 < F_{24}L_{eff}/D < 6.0$

Se asume un valor de diámetro inicial y a partir de la relación  $F_{24}L_{eff}/D$  se procede a calcular la longitud efectiva.

- Área vertical entre el NBL y el NAL

Esta se obtiene dividiendo el volumen de retención entre la longitud efectiva.

$$A_{NBL-NAL} = \frac{V_r}{L_{eff}} \quad (3.4)$$

Donde:

$A_{NBL-NAL}$  = Área vertical entre el nivel bajo de líquido y el nivel alto de líquido ( $m^2$ ).

$V_r$  = Volumen de retención ( $m^3$ ).

$L_{eff}$  = Longitud efectiva (m).

- Luego se procede a calcular el área fraccional ( $A_1^*$ ), para calcular esta área se utiliza la tabla N° 1.1 en el Apéndice 1 donde con el valor de  $R_1^*$  se lee el valor correspondiente a  $A_1^*$

$$R_1^* = \frac{h_{NBL}}{D} \quad (3.5)$$

Donde:

$h_{NBL}$  = Altura desde el fondo hasta el nivel bajo de líquido (m).

$D$  = Diámetro del recipiente (m).

- Área vertical entre el NBL y el fondo del tambor

Esta área se calcula multiplicando el área fraccional de la sección transversal  $A_1^*$  por el área del tambor.

$$A_{\text{tambor}} = \frac{\pi}{4} * \left( \frac{D}{F_{24}} \right)^2 \quad (3.6)$$

Donde:

$A_{\text{tambor}}$  = Área del tambor ( $\text{m}^2$ ).

$D$  = Diámetro del recipiente (m).

$F_{24}$  = 1 (unidades S.I)

$$A_{\text{FON-NBL}} = A_1^* * A_{\text{tambor}} \quad (3.7)$$

Donde:

$A_{\text{FON-NBL}}$  = Área desde el fondo del tambor hasta el nivel bajo de líquido ( $\text{m}^2$ ).

$A_1^*$  = Área fraccional de la sección transversal

$A_{\text{tambor}}$  = Área del tambor ( $\text{m}^2$ ).

- Área vertical disponible para el flujo de vapor

$$A_{\text{VD}} = A_{\text{tambor}} - (A_{\text{FON-NBL}} + A_{\text{NBL-NAL}}) \quad (3.8)$$

Donde:

$A_{\text{VD}}$  = Área vertical disponible ( $\text{m}^2$ ).

$A_{\text{tambor}}$  = Área del tambor ( $\text{m}^2$ ).

$A_{\text{FON-NBL}}$  = Área desde el fondo del tambor hasta el nivel bajo de líquido ( $\text{m}^2$ ).

$A_{\text{NBL-NAL}}$  = Área vertical entre el nivel bajo de líquido y el nivel alto de líquido ( $\text{m}^2$ ).

Luego se compara al valor obtenido del área requerida ( $A_v$ ) con el área disponible para el flujo de vapor ( $A_{VD}$ ). Si  $A_v$  es significativamente igual a  $A_{VD}$ , el diámetro asumido es correcto, si  $A_{VD}$  es mucho mayor que  $A_v$  el diámetro del tambor que se supuso es demasiado grande para el servicio, y si  $A_{VD}$  es mucho menor que  $A_v$  el tamaño que se supuso es demasiado pequeño.

De acuerdo a lo expresado en el párrafo anterior, se debe repetir el procedimiento cambiando el valor del diámetro mayor o menor según sea el caso, hasta encontrar el valor para el diámetro óptimo, cuando se obtenga tal diámetro, redondear al diámetro comercial, por arriba, más cercano. Al lograr esto, se obtendrá la longitud de operación o longitud efectiva del tambor separador.

- Área vertical de líquido entre el fondo y el NAL

$$A_{FON-NAL} = A_{FON-NBL} + A_{NBL-NAL} \quad (3.9)$$

Donde:

$A_{FON-NAL}$  = Área desde el fondo hasta el nivel alto del separador ( $m^2$ )

$A_{FON-NBL}$  = Área desde el fondo hasta el nivel bajo del separador ( $m^2$ )

$A_{NBL-NAL}$  = Área desde el nivel bajo hasta el nivel alto del separador ( $m^2$ )

- Distancia vertical entre el fondo y el NAL

Primero se calcula el área fraccional correspondiente ( $A_2^\circ$ )

$$A_2^\circ = \frac{A_{fon-NAL}}{A_{tamb}} \quad (3.10)$$

Donde:

$A_2^\circ$  = Área fraccional

$A_{FON-NAL}$  = Área desde el fondo del tambor hasta el nivel alto de líquido ( $m^2$ ).

$A_{\text{tambor}} = \text{Área del tambor (m}^2\text{)}$ .

La distancia vertical entre el fondo del tambor y el NAL es:

$$h_{\text{fon-NAL}} = R_2^\circ * D \quad (3.11)$$

Donde  $R_2^\circ$  se calcula a partir de la Tabla 1.1 del apéndice N° 1 con el valor de  $A_2^\circ$ .

### 3.3.3 Boquillas presentes en el separador

Para el cálculo de las diferentes boquillas que estarán presentes en el separador, se utilizarán las normas ASME y las normas PDVSA.

#### 3.3.3.1 Boquillas de entrada

Para tambores horizontales de diámetros mayores de 900 mm (3 pies), se debe tener una boquilla de entrada en cada extremo y una sola boquilla de salida central, como lo indica la norma PDVSA MDP – 03 – S – 03.

Para garantizar que se produzca solo un mínimo arrastre de líquido a la entrada del separador, la velocidad a la entrada del mismo tiene que ser menor a la calculada a través de la siguiente expresión:

- Velocidad máxima de la mezcla a la entrada del separador

$$V_{S_{\text{maximo}}} = \frac{73,2}{\sqrt{\rho M}} \quad (3.12)$$

$$\rho M = (1 - \lambda)\rho_G + \lambda\rho_L \quad (3.13)$$

$$\lambda = \frac{Q_L}{Q_L + Q_V} \quad (3.14)$$

Donde:

$\lambda$  = Fracción volumétrica de líquido alimentando al tambor

$\rho_G$  = Densidad del vapor a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

$\rho_L$  = Densidad del líquido a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

$\rho_M$  = Densidad de la mezcla a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

- Diámetro de las boquillas de entrada

La velocidad real de la mezcla se determina mediante la siguiente expresión.

$$V_S = \frac{F_{20}^4 Q_M}{2 * \pi * d_p^2} \quad (3.15)$$

Donde:

$F_{20}$  = Factor que depende de las unidades  $1 \times 10^6$  (unidades S.I).

$Q_M$  = Flujo de mezcla por boquilla de entrada ( $\text{.m}^3/\text{s}$ )

$d_d$  = Diámetro de boquilla o tubo de entrada (mm).

Pero hay que verificar que esta velocidad no exceda el criterio de máxima velocidad en la boquilla de entrada, en un separador de tipo horizontal con malla, la mezcla máxima permisible es dos (2) veces el valor determinado usando la siguiente expresión:

$$VE = \frac{F_2 * \sigma}{f * \mu_G * \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5}} \quad (3.16)$$

Donde:

$F_2$  = Factor que depende de las unidades  $5,3 \times 10^{-4}$  (unidades S.I).

$\sigma$  = Tensión superficial del líquido a condiciones de operación (Dinas/cm).

$f$  = Factor de disipación de la velocidad del chorro (jet).

$\mu$  = Viscosidad del vapor a condiciones (cp).

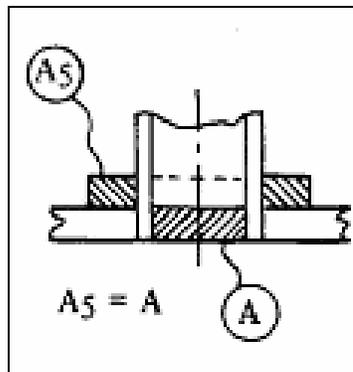
$\rho_G$  = Densidad del vapor a condiciones de operación (kg/m<sup>3</sup>).

$\rho_L$  = Densidad del líquido a condiciones de operación (kg/m<sup>3</sup>).

Para determinar el factor “F” hay que utilizar la Figura 1.1 del apéndice N° 1., “F” es una función de la distancia X (la cual es la distancia entre la boquilla de entrada y la superficie de choque), y el diámetro de la boquilla de entrada

- Refuerzos para las boquillas de entrada

Debido a que al recipiente se le hicieron aberturas para instalar el conjunto de boquillas, el requisito básico es que en torno a ésta, el recipiente debe reforzarse con una cantidad de metal igual a la que se quitó para hacer la abertura. El refuerzo puede formar parte del recipiente y de la boquilla en forma integral, o bien puede ser un parche adicional (ver fig. 3.1).



**Figura 3.1** Áreas de refuerzo [2].

Sin embargo, esta regla sencilla necesita de consideraciones extras, de acuerdo con lo siguiente:

- a. No es necesario reponer la cantidad total de metal que se eliminó, sino sólo la cantidad requerida para resistir la presión interna. (A). El espesor requerido del recipiente en las aberturas, generalmente es menor que en otros puntos del casco o la cabeza.
- b. La placa que se emplea y el cuello de la boquilla son por lo general de mayor espesor que el que se requeriría por el cálculo. Este exceso que hay en la pared del recipiente ( $A_1$ ) y el que hay en la pared de la boquilla ( $A_2$ ) sirven como refuerzo.
- c. El área del refuerzo debe aumentarse en forma proporcional si su valor de esfuerzo es más bajo que el de la pared del recipiente.

El área de sección transversal requerida para el esfuerzo será entonces el área requerida en el casco o cabeza para resistir la presión interna, (A). De esta área se restan las áreas excedentes disponibles dentro del límite ( $A_1 A_2 A_3$ ). Si la suma de las áreas disponibles para refuerzo ( $A_1 + A_2 + A_3$ ) es igual o mayor que el área que debe reponerse (A), la abertura esta reforzada adecuadamente. De lo contrario debe complementarse la diferencia por un parche de refuerzo.

1. Espesores requeridos de pared

$$\text{Casco } t_r = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (3.17)$$

$$\text{Boquilla } t_m = \frac{PRn}{SE - 0,6P} \quad (3.18)$$

Donde:

$t_r$  = Espesor mínimo del casco (pulg).

$t_m$  = Espesor mínimo de la boquilla (pulg).

P = Presión de diseño del separador (psi).

R = Radio interno del separador (pulg).

Rn = Radio interno de la boquilla (pulg).

S = Esfuerzo máximo permitido (lb/pulg<sup>2</sup>).

E = Eficiencia de la junta soldada 0.85 (Ver Tabla 1.2 del Apéndice 1)

2. Área de refuerzo requerida

$$A = dp * tr \quad (3.19)$$

$$\text{Incremento de área: } +2*tn*tr(1-K) \quad (3.20)$$

3. Área de refuerzo disponible

$A_1$  = (Exceso en el casco) El mayor de los siguientes valores:

$$(t - tr)(tn + t)*2 \quad (3.21)$$

$$(t - tr)*d \quad (3.22)$$

$$\text{Área reducida: } -2*tn*(t - tr)(1 - K) \quad (3.23)$$

$A_2$  = (Exceso en el cuello de la boquilla) El menor de los siguientes valores:

$$(t_n - t_{rn}) * 5t \quad (3.24)$$

$$(t_n - t_{rn}) * 5t_n \quad (3.25)$$

Si el esfuerzo de la boquilla es menor que el del casco, debe considerarse un área disminuida

$$\text{Área disminuida: } K * A_2 \quad (3.26)$$

$A_3$  = (Extensión de la boquilla hacia el interior)

$$t_n * 2h \quad (3.27)$$

$$\text{Área disminuida: } A_3 * K \quad (3.28)$$

Donde:

$A$  = Área de refuerzo requerida (pulg).

$A_1$  = Área de exceso en el casco (pulg).

$A_2$  = Área de exceso en el cuello de la boquilla (pulg).

$A_3$  = Área de extensión de la boquilla hacia el interior (pulg).

$d_p$  = Diámetro de la boquilla (pulg).

$t$  = Espesor del casco (pulg).

$t_r$  = Espesor mínimo del casco (pulg).

$t_n$  = Espesor de la boquilla (pulg).

$h$  = Distancia hacia el interior del casco (pulg).

$K$  = Relación de los valores de esfuerzo

### 3.3.3.2 Boquillas de salida

A.- Boquilla de salida para el gas

Se determina la velocidad máxima de salida del gas con la siguiente expresión:

- Velocidad máxima del gas a la salida del separador

$$V_{S_{\text{maximo}}} = \frac{73,2}{\sqrt{\rho_G}} \quad (3.29)$$

Donde:

$\rho_G$  = Densidad del vapor a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

- Diámetro de la boquilla de salida del gas

La velocidad real de la mezcla se determina mediante la siguiente expresión.

$$d_{p_{GAS}} = \sqrt{\frac{F_{20} 4Q_G}{\pi * V_{S_{GAS}}}} \quad (3.30)$$

Donde:

$F_{20}$  = Factor que depende de las unidades  $1 \times 10^6$  (unidades S.I).

$Q_G$  = Flujo del gas por boquilla de salida ( $\text{.m}^3/\text{s}$ )

$d_{d_{GAS}}$  = Diámetro de boquilla de salida (mm).

$V_{s_{gas}}$  = Velocidad del gas a la salida (m/s)

B.- Boquilla de salida para el líquido

La norma PDVSA 90616.1.027 [3] establece que la velocidad máxima en la boquilla de salida para el líquido tiene que ser de 1 m/s (3 pie/s).

Con la siguiente expresión se determina el diámetro de la boquilla de salida:

$$d_{pLIQUIDO} = \sqrt{\frac{F_{20} 4Q_L}{\pi * V_{S_{LIQUIDO}}}} \quad (3.31)$$

Donde:

$F_{20}$  = Factor que depende de las unidades  $1 \times 10^6$  (unidades S.I).

$Q_L$  = Flujo de líquido por la boquilla de salida ( $.m^3/s$ )

$d_{p_{liquido}}$  = Diámetro de boquilla de salida (mm).

$V_{S_{liquido}}$  = Velocidad del líquido a la salida (m/s)

- *Refuerzos para las boquillas de salida*

Para calcular los refuerzos en las boquillas de salida tanto del gas como del líquido, se usarán los mismos criterios y las mismas fórmulas que se usaron en las boquillas de entrada.

### 3.3.4 Longitud tangente a tangente del tambor separador

Conociendo el tamaño de las boquillas de entrada y de salida de gas, se tiene que la longitud tangente a tangente del tambor (L) es la suma, en unidades consistentes, de  $L_{eff}$  y todos los tamaños nominales de las boquillas de entrada y de salida de gas, más tolerancias mecánicas de construcción.

### 3.3.5 Diseño de la malla separadora

Para servicios limpios y críticos, se debería instalar en el espacio de vapor una malla horizontal de 150 mm de espesor (6 pulg), con  $80 \text{ kg/m}^3$  de densidad aparente, para reducir el arrastre del líquido a menos de 1 kg de líquido por 100 kg de gas. Además el área del tambor y de la malla para flujo de vapor se debería dimensionar usando el 100 % de la velocidad crítica, a un caudal normal de flujo de gas.

- La velocidad permisible de gas, como un porcentaje de la velocidad crítica se obtiene con la siguiente expresión:

$$V_c = F_{21} \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}} \quad (3.32)$$

Donde:

$V_c$  = Velocidad crítica (m/s).

$\rho_L$  = Densidad del líquido a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

$\rho_G$  = Densidad del vapor a condiciones de operación ( $\text{kg/m}^3$ ).

$F_{21}$  = Factor cuyo valor depende de las unidades usadas 0,048 (unidades S.I).

Luego se obtiene el área requerida de malla que se calcula por la expresión:

$$A_{\text{malla}} = \frac{Q_v}{V_v} \quad (3.33)$$

Donde:

$A_{\text{malla}}$  = Área de la malla ( $\text{m}^2$ ).

$Q_v$  = Flujo de descarga de vapor ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

$V_v$  = Velocidad de vapor permisible en el recipiente (m/s).

- Ancho de la malla

El ancho se determina mediante:

$$A_{\text{malla}} = F_{25} * (A_{\text{malla}})^{1/2} \quad (3.34)$$

Donde:

$A_{\text{malla}}$  = Ancho de la malla (mm).

$F_{21}$  = Factor que depende de las unidades usadas 1000 (unidades S.I)

$A_{\text{malla}}$  = Área de la malla ( $\text{m}^2$ ).

- Distancia mínima permisible  $h_o$  entre la malla y la boquilla de salida del gas

La distancia mínima permisible que se requiere para prevenir que se produzca un salpiqueo excesivo en la malla es de 300 mm (12 pulg). La expresión para determinar esta distancia viene dada por:

$$h_o = \frac{F_8 * D_{\text{malla}} - d_o}{2} \quad (3.35)$$

Donde:

$h_o$  = Distancia mínima del tope de la malla a la boquilla de salida del gas (mm)

$F_8$  = Factor cuyo valor depende de las unidades usadas 1 (unidades S.I)

$D_{\text{malla}}$  = lado más largo de una malla rectangular (mm)

$d_o$  = Diámetro de la boquilla de salida (mm).

Si la distancia es impractica, se debería usar un recolector de gas con ranuras. La distancia vertical mínima permisible entre el tope de la malla y la abertura de la ranura más cercana a la malla viene dada por el valor mayor entre los 2 calculados por las siguientes expresiones:

$$h_{o_1} = \frac{\left( \frac{F_8 * L_{\text{malla}}}{Ns} \right) - S_{\text{ran}}}{2} \quad (3.36)$$

$$h_{o_2} = \frac{F_8 * S_{\text{malla}} - L_{\text{ran}} * Nr}{2} \quad (3.37)$$

Donde:

$h_{o1}$  y  $h_{o2}$  = Distancia mínima desde el tope de la malla hasta el borde más cercano de la ranura en el recolector externo (mm).

$L_{malla}$  = Lado más largo de la malla rectangular (mm).

$N_s$  = Números de ranuras por fila.

$S_{malla}$  = Lado más corto de la malla rectangular (mm).

$L_{ran}$  = Lado más largo de la ranura rectangular (mm).

$S_{ran}$  = Lado más corto de la ranura rectangular (mm).

$N_r$  = Numero de filas de ranuras en el recolector.

### 3.3.6 Diseño de la placa de choque

Para calcular el espesor de la placa de choque primero hay que determinar la fuerza con que el chorro de crudo golpea dicha placa en la entrada del separador, y esta fuerza se calcula mediante la siguiente expresión:

- Cálculo de la fuerza con que sale el chorro de la boquilla de entrada

$$F = \rho_{fluido} * Q_{fluido} * V_{fluido} \quad (3.38)$$

Donde:

$F$  = Fuerza con que el chorro golpea la placa de choque (New)

$\rho_{fluido}$  = Densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$Q_{fluido}$  = Flujo de descarga del fluido ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$V_{fluido}$  = Velocidad del fluido a la entrada del separador (m/s)

- Cálculo del espesor de la placa de choque

La norma PDVSA MDP – 03 – S – 03 establece que para boquillas de entrada con diámetros mayores a 150 mm (6 pulg) o más, la placa de choque debe ser 1,5 veces el diámetro de la boquilla. Se usara una placa de acero AISI 1020, para ver las

propiedades de este acero consultar la Tabla 3.2 del Apéndice N° 3. La expresión para determinar el espesor de una placa circular sometida a una fuerza distribuida en toda su área es la siguiente:

$$t_{placa} = \sqrt{\frac{k_1 * W * r^2}{S_m}} \quad (3.39)$$

Donde:

$t_{placa}$  = Espesor de la placa de choque (m).

$K_1$  = constante que depende del tipo de caso (0,75).

$S_m$  = Esfuerzo máximo del material (Pa).

$W$  = Fuerza distribuida en toda la placa (N)

$r$  = Radio de la placa de choque (m)

## 3.4 DISEÑO MECÁNICO DEL SEPARADOR BIFÁSICO GAS – LÍQUIDO

### 3.4.1 Selección del Material del Cilindro

Para la selección se debe cumplir con las normas de PDVSA, específicamente con la PDVSA D-211-PRT, la cual especifica que para el diseño de este tipo de recipiente a presión, se recomienda acero al carbono. Por lo tanto se selecciona el acero SA - 516 Gr.70 que contiene: Carbono, Manganeso y Silicio, por ofrecer un esfuerzo máximo permitido de 17,500 psi en un amplio rango de temperatura de operación y además se manufactura en láminas (Piate). Esta información se obtiene de la sección II del código ASME, línea 23, anexo g,

### 3.4.2 Cálculos del espesor del cuerpo del separador

El espesor de cuerpo se calcula usando el código ASME, sección VIII, para un acero SA-516. Este cálculo se hará para una presión de operación de 150 psi y una temperatura de 140 °F , un diámetro interno de 54 pulg y una eficiencia de la junta de 0,85.

El esfuerzo máximo permitido para este material se obtiene de la tabla 1 que se encuentra en la subparte I de la sección II parte D del código ASME sección VIII. Este valor corresponde al esfuerzo máximo permitido para un acero SA-516 a una temperatura máxima de servicio de 140 °F:

$$S = 17,5 \text{ ksi} = 17500 \text{ psi}$$

El código ASME sección VIII recomienda el mínimo espesor requerido para recipientes sometidos a presión interna, es por ello que se aplica dicha Norma para determinar el valor de espesor del cuerpo

- Esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (3.40)$$

- Esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \quad (3.41)$$

Por lo tanto, como la presión de operación es de 150 psi , entonces para obtener la presión de diseño se le debe sumar + 10 % ó 30 psi cualquiera que sea mayor.

$$P = 150 \text{ psi} + 30 \text{ psi} = 180 \text{ psi} \quad (1241,0604 \text{ kpa})$$

$$R = Di/2 = 54 \text{ pulg} / 2 = 27 \text{ pulg} \quad (685,8 \text{ mm})$$

$$S = 17500 \text{ psi} \quad (120,658 \text{ MPa})$$

$E = 0,85$  según la norma UW-12, tabla Uw 12 y radiografía local.

### 3.4.3 Cálculos del espesor de los cabezales semi-elípticos del separador.

Según las norma de PDVSA D - 251 - PRT, establece que los cabezales deben ser de diseño elipsoidal o toriesférico. Además, se selecciona un cabezal elipsoidal de relación 2:1, por ser el más adecuado para la presión de trabajo (180 psi).

$$h = \frac{D}{4} \quad (3.42)$$

Donde:

$h$  = Profundidad interna del cabezal sin faldón

$D$  = Diámetro interno del separador

Para el cálculo de los cabezales se usaran los mismos valores de eficiencia de la junta y de esfuerzo máximo permitido utilizados para el cálculo del cuerpo del separador

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} \quad (3.43)$$

Donde:

$t$  = Espesor mínimo (pulg.)

P = Presión interna (Psi)  
D = Diámetro interno (pulg.)  
S = Esfuerzo máximo permitido (Psi)  
E = Eficiencia de la junta soldada (0,85)

### **3.5 PARTES DE CONEXIÓN EN EL SEPARADOR (BRIDAS, TUBERIAS y ACCESORIOS)**

**3.5.1 Bridas.** Son accesorios para conectar tuberías con equipos o accesorios. La unión se hace por medio de dos bridas, en la cual una de ellas pertenece a la tubería y la otra al equipo o accesorio a ser conectado. La ventaja de la utilización de bridas radica en el hecho de que por estar unidas por espárragos, permite el rápido montaje y desmontaje a objeto de realizar reparaciones o mantenimiento.

La selección y diseño de las diferentes bridas presentes en el separador se mostraran en el capítulo IV.

**3.5.2 Tuberías.** El procedimiento de selección del material y las dimensiones de las tuberías se presentarán en el Capítulo IV.

**3.5.3 Empacaduras.** Es un accesorio utilizado para realizar sellados en juntas mecanizadas existentes en líneas de servicio o plantas en proceso. El procedimiento de selección del material y las dimensiones de la empacadura se mostraran en el Capítulo IV.

**3.5.4 Tornillos.** Un tornillo es un elemento mecánico comúnmente empleado para la unión desmontable de distintas piezas con cabeza y tuerca. La función del tornillo es afianzar la unión lo suficiente para evitar deslizamientos o fugas, y por lo tanto, debe ser lo suficientemente fuerte como para soportar la tensión inducida en el apriete

original, junto con las cargas adicionales que soportará durante el servicio (como resultado de la presión, temperatura y el transcurso de los ciclos) [12]. La selección del material y las dimensiones del tornillo se presentarán en el Capítulo IV.

**3.5.5 Tuercas y Arandelas.** La tensión en el tornillo se genera mediante el apriete de las tuercas en la rosca del tornillo. Las roscas desempeñan por tanto un papel importante en la operación de sujeción, y es necesario tener cuidado de mantener su integridad. Por otro lado se tiene que las arandelas no sólo son importantes para distribuir la carga mas uniformemente, sino, para colaborar en el proceso de montaje permitiendo un ajuste del par de apriete más consistente de la tuerca a lo largo de la rosca [12]. La selección de las tuercas y las arandelas se presentaran en el Capítulo IV.

**3.5.6 Rompe vórtice.** La función de los rompe vórtice es eliminar los efectos indeseables de los remolinos en los líquidos. Para este diseño se usara un rompe vórtice de tipo placa, es una placa circular plana horizontal, que se instala sobre la boquilla de salida de líquido. Esta debe colocarse a una altura desde el fondo del recipiente de por lo menos un tercio del diámetro de boquilla de salida. Para ver todos los detalles de la selección del rompe vértice ir al Capítulo IV.

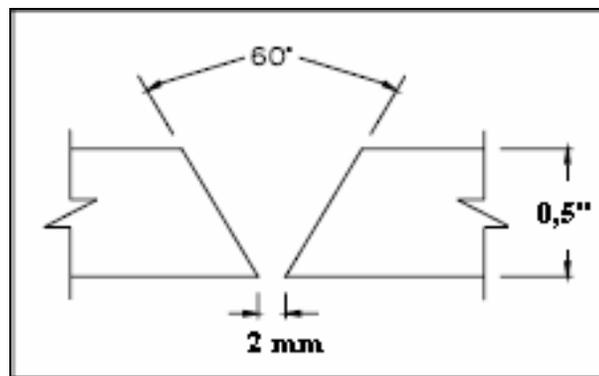
**3.5.7 Codos.** Son accesorios de forma curva que se utilizan para cambiar la dirección del flujo de las líneas tantos grados como lo especifiquen los planos o dibujos de tuberías. Para ver todos los detalles de la selección de los codos ir al Capítulo IV.

### 3.6 MEDIOS DE UNIÓN QUE ESTAN PRESENTES EN EL SEPARADOR

#### 3.6.1 Soldadura entre las tapas y el cuerpo del separador

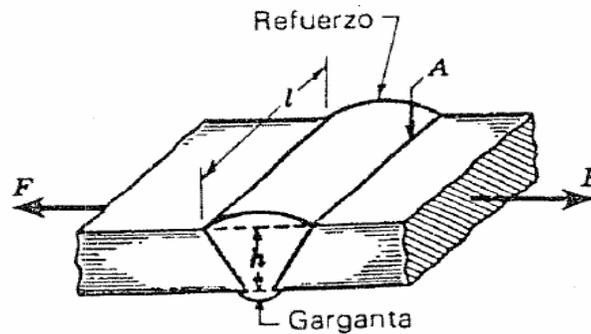
A continuación se muestra un dibujo esquemático de la carga que incide directamente en la soldadura.

Se consideró soldadura a tope en “V” con una abertura de raíz entre 1,5 a 2 mm y un ángulo de 60°.



**Figura 3.2** Soldadura a tope en “V”.

Para determinar el esfuerzo presente en el cordón de soldadura se utilizará la siguiente expresión:



$$\sigma_s = \frac{F}{h_g * l} \quad (3.44)$$

Donde:

$\sigma_s$  = Esfuerzo presente en la soldadura (Psi)

F = Carga de tensión (lbf)

$h_g$  = Medida de la garganta (pulg.)

l = Longitud de la soldadura (pulg.)

Para determinar la fuerza o carga de tensión primero hay que hallar los esfuerzos longitudinales y circunferenciales, los cuales se determinan mediante las siguientes expresiones según sea el caso:

- Para esfuerzos longitudinales

$$\sigma_l = \frac{P * R}{t} \quad (3.45)$$

- Para esfuerzos circunferenciales o de costilla

$$\sigma_2 = \frac{P * R}{2t} \quad (3.46)$$

Donde:

$\sigma_1$  = Esfuerzo longitudinal (psi)

$\sigma_2$  = Esfuerzo Circunferencial (psi)

t = Espesor mínimo (pulg.)

P = Presión interna (psi)

R = Radio interno del recipiente (pulg.)

Para hallar las fuerzas o cargas de tensión se hace a través de las expresiones siguientes:

- Para las fuerzas presentes en los esfuerzos longitudinales

$$F_1 = \sigma_1 * A_{S1} \quad (3.47)$$

Donde  $A_{S1} = t * l \quad (3.48)$

- Para las fuerzas presentes en los esfuerzos circunferenciales

$$F_2 = \sigma_2 * A_{S2} \quad (3.49)$$

Donde  $A_{S2} = \pi * (r_0^2 - r_i^2) \quad (3.50)$

### 3.6.2 Soldaduras de las diferentes boquillas en el separador

Todas las soldaduras involucradas en las boquillas son soldaduras a filete, por lo tanto, para todas las boquillas es el mismo procedimiento a seguir. Primero se determinara el espesor del cordón de soldadura y esto se hace mediante las Tablas 3.3 y 3.4 del Apéndice N° 3.

Luego se determinará el área de soldadura mediante la siguiente expresión:

$$A_{\text{sold.}} = \Pi * D_{\text{ext}} * e \quad (3.51)$$

Donde:

$A_{\text{sold.}}$  = Área de soldadura ( $\text{m}^2$ )

$D_{\text{ext}}$  = Diámetro externo de la boquilla (m)

$e$  = Espesor del cordón de soldadura (m)

Posteriormente se procederá a calcular el esfuerzo en el cordón de soldadura mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_s = \frac{F}{A_{\text{sold.}}} \quad (3.52)$$

Donde:

$\sigma_s$  = Esfuerzo presente en la soldadura ( $\text{N}/\text{m}^2$ )

$F$  = Carga de tensión (N)

$A_{\text{sold.}}$  = Área de soldadura ( $\text{m}^2$ )

### 3.7 VÁLVULAS DE CONTROL DEL SEPARADOR

Las válvulas de control son los elementos finales más usuales, actúan como una resistencia variable en la línea de proceso, mediante el cambio de su apertura se modifica la resistencia al flujo. Las válvulas de control no son más que reguladores de flujo.

El dimensionamiento de las válvulas de control se hacen con el procedimiento de cálculo del coeficiente de flujo de la válvula “Cv”, a pesar de que todos los fabricantes utilizan el método Cv para dimensionamiento de válvulas, las ecuaciones para calcular Cv varían de acuerdo al fabricante. La mejor manera de proceder es elegir el fabricante y utilizar las ecuaciones que recomienda. En nuestro caso, se usaran las ecuaciones de Fisher Controls.

### 3.7.1 Válvulas para manejar líquidos

La ecuación básica para dimensionar una válvula de control que se utiliza con líquidos es la siguiente:

$$C_v = q \sqrt{\frac{G_f}{\Delta p}} \quad (3.53)$$

Donde:

$C_v$  = Coeficiente de flujo de la válvula

$q$  = Flujo de líquido (gpm).

$\Delta p$  = Caída de presión  $P_1 - P_2$  (Psi).

$G_f$  = Gravedad específica del líquido.

### 3.7.2 Válvulas para manejar gases

La ecuación básica para dimensionar una válvula de control que se utiliza con gases es la siguiente:

$$C_g = \frac{Q_{scfh}}{\sqrt{\frac{520}{G * T} * P * \text{sen} \left[ \left( \frac{3417}{C_1} \right) * \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{grad}}} \quad (3.54)$$

Donde:

$C_g$  = Coeficiente que se relaciona con la capacidad de flujo de la válvula

$Q$  = Tasa de flujo de gas (scfh)

$G$  = Gravedad específica del gas

$T$  = Temperatura (°R)

$P_1$  = Presión a la entrada de la válvula (Psi)

$\Delta p$  = Caída de presión  $P_1 - P_2$  (Psi).

$C_1$  = Coeficiente que indica la capacidad de recuperación de la válvula

Para calcular el coeficiente de recuperación de la válvula ( $C_1$ ), se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_1 = 39,76 * \sqrt{X_T} \quad (3.55)$$

Donde:

$X_T$  = Es un valor que depende del tamaño de la válvula.

### 3.8 ELEMENTOS DE SOPORTE DEL SEPARADOR

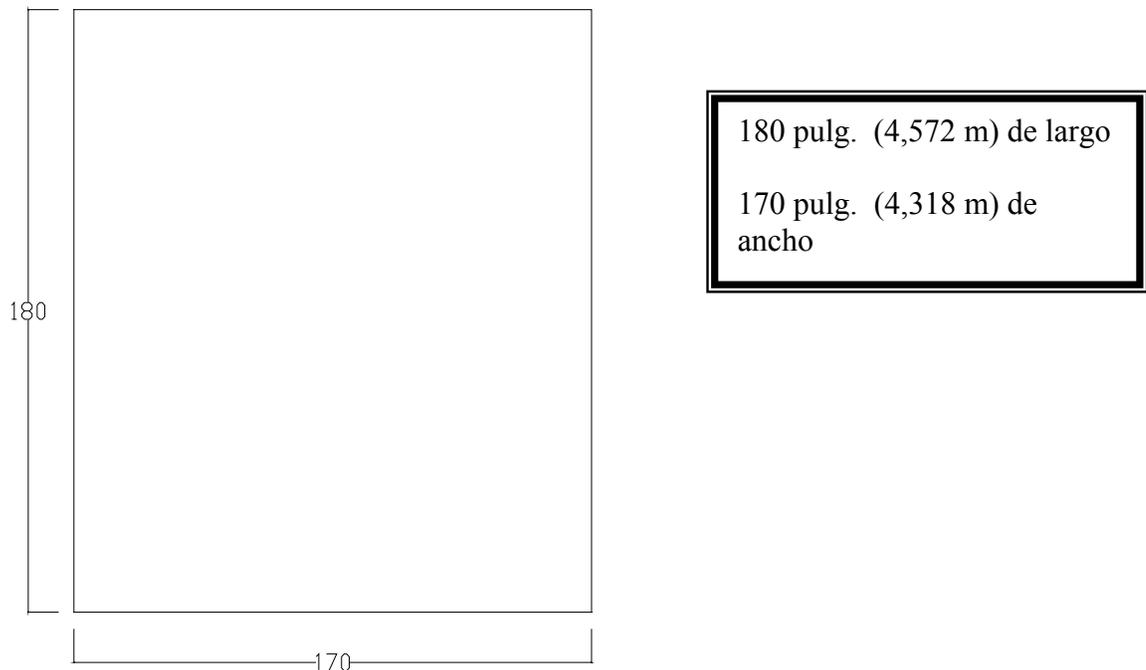
El principal elemento de soporte del separador son las silletas, pero antes de proceder hacer los cálculos de las mismas, primero hay que determinar el peso de los distintos elementos que hacen vida en el separador.

### 3.8.1 Pesos de los distintos elementos del separador

#### 3.8.1.1 Peso tanto del casco como de los cabezales del separador

Para determinar el peso del casco y de los cabezales del separador, se tomaran en cuenta las siguientes consideraciones:

- El peso específico del acero es de  $7850 \text{ Kg/m}^3$ .
- La plancha de acero que formara el casco (cuerpo) del separador tendrá las siguientes dimensiones:



- Para determinar los pesos del casco y los cabezales se usara la tabla 5.1 del apéndice N° 5, la cual el peso del casco en las tablas son para un pie lineal de longitud del casco.

### **3.8.1.2 Peso de los distintos accesorios que están presentes en el separador (Boquillas, bridas, codos, etc)**

Para determinar el peso de los distintos accesorios se usara la Tabla 4.23, en el capítulo IV se presenta todo el procedimiento de cálculo.

### **3.8.1.3 Peso del volumen del líquido cuando se encuentra en el NAL o el NBL**

En el capítulo IV se mostraran todos los cálculos para determinar el peso del líquido cuando este alcanza su máximo nivel (NAL).

## **3.8.2 Diseño de las silletas que soportaran el peso del separador**

Se colocaran 2 silletas de 0,25 pulg. de espesor en cada extremo del separador para que soporten todo el peso del mismo, para determinar la ubicación de las silletas la norma aconseja que para recipientes de pared delgada y diámetro grande, éstas se deben ubicar cerca de las cabeceras, para utilizar el efecto atiesador de las mismas. Y la distancia entre la línea tangente de la cabeza y la silleta en ningún caso debe de ser mayor que 0,2 veces el valor de la longitud del recipiente (en nuestro caso 36 pulg.), por lo tanto, la silletas estarán a una distancia de cada extremo de 30 pulgadas (0,75 m). El ángulo de contacto mínimo sugerido por el código ASME es de 120°.

### **3.8.2.1 Esfuerzo flexionante longitudinal ( $S_1$ )**

Para determinar este tipo de esfuerzo se usaran las siguientes expresiones:

- Esfuerzo en las silletas

$$S_1 = \frac{Q * A \left( 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2 * A * L}}{1 + \frac{4 * H}{3 * L}} \right)}{K_1 * R^2 * t_s} \quad (3.56)$$

- Esfuerzo a la mitad del claro

$$S_1 = \frac{\frac{Q * L}{4} \left( \frac{1 + 2 * \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4 * A}{L}}{1 + \frac{4 * H}{3 * L}} \right)}{\pi * R^2 * t_s} \quad (3.57)$$

- Esfuerzo debido a la presión interna

$$S_{presión} = \frac{P * R}{2 * t_s} \quad (3.58)$$

Donde:

S = Esfuerzo (lb/pulg<sup>2</sup>)

Q = Carga sobre una silleta (lbf)

R = Radio del casco (pulg.)

t<sub>s</sub> = Espesor de pared del casco (pulg.)

K = Constante que depende del ángulo de contacto de la silleta (Tabla 6.1, Apéndice N° 6)

P = Presión interna (lb/pulg<sup>2</sup>)

H = Profundidad en la cabeza elipsoidal (pulg)

L = Longitud del recipiente (pulg.)

### 3.8.2.2 Esfuerzo cortante tangencial ( $S_2$ )

Para determinar este tipo de esfuerzo se usara la siguiente expresión:

$$S_2 = \frac{K_2 * Q}{R * t_s} * \left( \frac{L - 2 * A}{L + \frac{4}{3} * H} \right) \quad (3.59)$$

Donde:

S = Esfuerzo (lb/pulg<sup>2</sup>)

Q = Carga sobre una silleta (lbf)

R = Radio exterior del casco (pulg.)

t<sub>s</sub> = Espesor de pared del casco (pulg.)

K = Constante que depende del ángulo de contacto de la silleta (Tabla 6.1, Apéndice N° 6)

H = Profundidad en la cabeza elipsoidal (pulg)

L = Longitud del recipiente (pulg.)

### 3.8.2.3 Esfuerzo circunferencial ( $S_4$ )

Para determinar este tipo de esfuerzo se usaran las siguientes expresiones:

$$S_4 = -\frac{Q}{4 * t_s * (b + 1,56\sqrt{R * t_s})} - \frac{12 * K_6 * Q * R}{L * t_s^2} \quad (3.60)$$

$$S_5 = -\frac{K_7 * Q}{t_s * (b + 1,56\sqrt{R * t_s})} \quad (3.61)$$

Donde:

$S$  = Esfuerzo (lb/pulg<sup>2</sup>)

$Q$  = Carga sobre una silleta (lbf)

$R$  = Radio exterior del casco (pulg.)

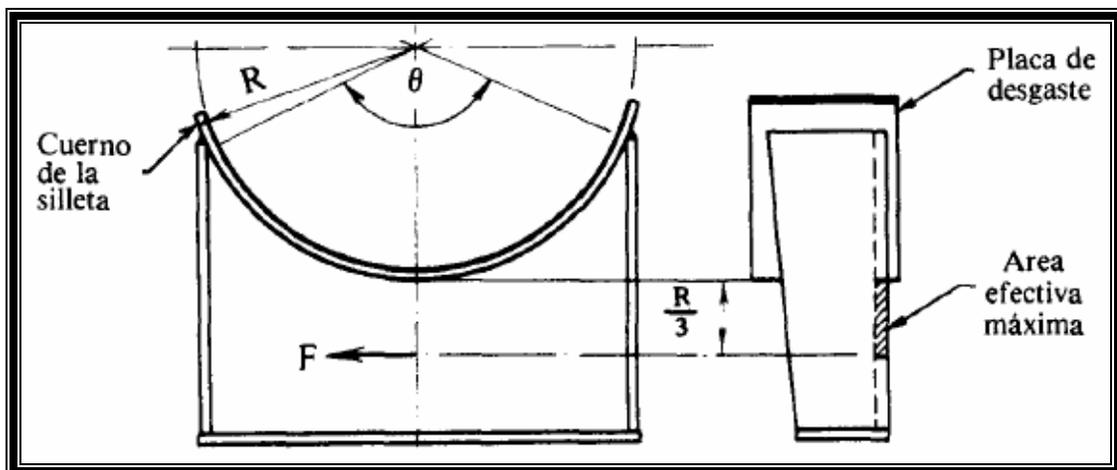
$t_s$  = Espesor de pared del casco (pulg.)

$K$  = Constante que depende del ángulo de contacto (Tabla 6.1 y figura 6.1, Apéndice N° 6)

$b$  = Ancho de la silleta (pulg.)

#### 3.8.2.4 Esfuerzo en la placa del alma ( $S_{alma}$ )

En su sección más baja, la silleta debe resistir la fuerza horizontal ( $F$ ). La sección transversal eficaz de la silleta que resiste esta carga es igual a la tercera parte del radio del recipiente ( $R$ ).



**Figura 3.3** Fuerza horizontal ( $F$ ) en la silleta [2].

Esta fuerza se determina mediante la siguiente expresión:

$$F_H = K_{11} * Q \quad (3.62)$$

Donde:

$F_H$  = Fuerza horizontal en la silleta (lbf)

$K_{11}$  = Constante que depende del ángulo de contacto de la silleta (Tabla 6.2, apéndice N° 6)

$Q$  = Carga sobre una silleta (lbf)

### 3.8.3 Resistencia a la fatiga de las silletas que sostienen al separador

El límite de resistencia a la fatiga se obtiene por medio de la siguiente Ecuación:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e \quad (3.63)$$

Donde:

$K_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$K_b$  = factor de modificación del tamaño

$K_c$  = factor de modificación de la carga

$K_d$  = factor de modificación de la temperatura

$K_e$  = factor de modificación de efectos varios

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga modificado

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga

Se determinan los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

- $K_a$  (Factor de superficie)

Se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (3.64)$$

- $K_b$  (Factor de tamaño)

Se obtiene del Shigley, donde se expresa que para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo tanto  $K_b$  será 1.

- $K_c$  (Factor de carga)

Viene definido por la siguiente ecuación:

$$K_c = \alpha(S_{UT})^\beta \quad (3.65)$$

Donde los parámetros  $\alpha$  y  $\beta$  se obtienen de la tabla 7-7 del Shigley.

- $K_d$  (Factor de temperatura)

Estimando la máxima temperatura de operación  $K_d$  se obtiene de la Tabla 7-11 del Shigley.

- $K_e$  (Factor de efectos diversos)

Se estima el valor del factor de efectos diversos en 1, ya que dichos efectos no afectan de manera considerable al cilindro.

Como  $S_{ut}$  es menor que 212 kpsi el límite de resistencia a la fatiga se determina, por medio de la ecuación:

$$S'_e = 0,506S_{ut} \quad (3.66)$$

El exponente  $b$  se calcula mediante la expresión:

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{S'_e}\right)}{\log(2N_e)} \quad (3.67)$$

Donde  $\sigma'_f$  se determina por la siguiente ecuación:

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345MPa \quad (3.68)$$

Seguidamente se calcula  $f$  por medio de la ecuación siguiente:

$$f = \frac{\sigma'_f}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b \quad (3.69)$$

El valor de “ $a$ ” se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} \quad (3.70)$$

Se obtiene  $S_f$  utilizando la siguiente expresión:

$$S_f = aN^b \quad (3.71)$$

Utilizando la relación de Soderberg para determinar el coeficiente de seguridad:

$$\frac{K_f \sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_s} \quad (3.72)$$

Donde:

$K_f$  = factor de concentración de esfuerzo

$\sigma_m$  = esfuerzo medio

$\sigma_a$  = esfuerzo alterno

$S_f$  = límite de resistencia a la fatiga de duración finita

$n_s$  = factor de seguridad

Para calcular los esfuerzos alternantes y medios se hacen a través de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.73)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3.74)$$

### 3.8.4 Diseño de la estructura base de soporte del separador

La estructura base constara de cuatro vigas IPE 270 de 3 m de longitud cada una y 2 vigas IPE 270 de 6 m de longitud. Los cálculos de diseño y selección de las vigas se

presentan en el capítulo IV y en la Fig. 4.14 se aprecia un esquema de esta estructura base.

Las vigas serán de acero estructural A-52 con un límite elástico de 350 MPa. Para ver dimensiones y propiedades de este perfil, consultar la Fig. 7.1 del apéndice N° 7.

### 3.8.5 Diseño y selección de los pernos de anclaje

Para el diseño de los pernos de anclaje se tomará que los sujetadores están sometidos a tracción, entonces la carga que soporta cada sujetador se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$P_i = \frac{P}{n} \quad (3.75)$$

Donde:

$P_i$  = Carga que soporta cada perno (Kg)

$P$  = Carga total (Kg)

$n$  = Número total de pernos

Luego es necesario conocer la fuerza de tracción admisible por cada sujetador:

$$P_{at} = A_v \times F_t \quad (3.76)$$

Donde:

$P_{at}$  = Fuerza admisible en tracción del sujetador (Kg)

$F_t$  = Tensión admisible en tracción del sujetador (Kg/cm<sup>2</sup>)

$A_v$  = Área nominal del sujetador (cm<sup>2</sup>)

Entonces si  $P_{at} \geq P_i$  se evita la falla por tracción en los sujetadores.

### **3.8.6 Detallado de los sujetadores**

La Norma Venezolana COVENIN-MINDUR en su capítulo 17 establece límites sobre la disposición de los sujetadores en la conexión y las especificaciones de todas sus medidas:

#### **3.8.6.1 Separación mínima de los conectores**

La distancia mínima entre los centros de agujeros de remaches y pernos no será menor que 3 veces el diámetro nominal de los mismos. Esta Norma se transcribe en la Tabla 7.3 del apéndice N° 7, en la cual también se dan las distancias recomendadas para agujeros especiales según la AISC.

#### **3.8.6.2 Distancias mínimas a los bordes**

Las distancias mínimas de los centros de los agujeros de remaches o pernos a cualquier borde, utilizadas en el diseño, serán las especificadas en la Tabla 7.4 del apéndice N° 7.

#### **3.8.6.3 Distancias mínimas al borde en la dirección de las tensiones**

En las conexiones de los miembros sometidos a tracción, donde no hay más de 2 remaches o pernos en una línea paralela a la dirección de las tensiones, la distancia desde el centro del sujetador extremo hasta el borde de la parte conectada hacia el cual se dirigen las tensiones, no será menor que el área del sujetador dividida por el espesor de la parte conectada en el caso de sujetadores sometidos a corte sencillo, o dos veces esta distancia cuando los sujetadores trabajen a corte doble.

#### **3.8.7.4 Distancias máximas al borde**

La distancia máxima desde el centro de un conector al borde más cercano de las piezas en contacto será 12 veces el espesor de la plancha, pero no excederá de 15 centímetros.

#### **3.8.7.5 Tamaño de las ranuras para absorber la dilatación y contracción térmica**

Para absorber la expansión y contracción térmica, debe permitirse el movimiento de una de las silletas. En dicha silleta deben usarse ranuras en vez de agujeros circulares para los tornillos de anclaje. En la Tabla 7.5 del Apéndice N° 7 se determinara los valores a tener de dicha ranura.

## **CAPÍTULO 4:**

En todo proyecto estructural es necesario realizar los cálculos que soporten la ingeniería básica y de detalle a la hora de realizar la construcción de una determinada máquina o edificación.

Los planos reales de toda la estructura se pueden consultar después en los apéndices, y en los mismos se refleja el dimensionamiento de cada elemento obtenido en el cálculo estructural.

### **4.1 DISEÑO INTERNO DEL SEPARADOR BIFÁSICO**

#### **4.1.1 Cálculo del área de flujo de vapor**

- Cálculo de la velocidad permisible

Usando la Ec (3.1) se determina la velocidad:

$$V_v = F_{21} \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}} = 0,048 * \sqrt{\frac{900,7168 \text{kg} / \text{m}^3 - 0,636 \text{kg} / \text{m}^3}{0,636 \text{kg} / \text{m}^3}} = 1,8057 \text{ m/s}$$

Usando la Ec. (3.2) se determina el área de flujo:

- Cálculo del área de flujo

$$A_v = \frac{Q_v}{V_v} = \frac{1,3807 \text{m}^3 / \text{s}}{1,8057 \text{m} / \text{s}} = 0,7646 \text{ m}^2$$

## 4.1.2 Dimensionamiento del separador

Para determinar el volumen de retención se usa la Ec. (3.3)

- Volumen de retención

$$V_r = Q_L * T_r = 0,0055 \text{ m}^3/\text{s} * 300 \text{ seg} = 1,65 \text{ m}^3$$

Asumo un valor inicial para  $F_{24}L_{eff}/D$  igual a 2,5; donde  $L_{eff}$  es la longitud efectiva de operación, es decir, la requerida para que el proceso de separación se cumpla, la cual varía dentro de los siguientes rangos:

$P < 250 \text{ psig}$	$1.5 < F_{24}L_{eff}/D < 3.0$
$250 < P < 500$	$3.0 < F_{24}L_{eff}/D < 4.0$
$P > 500$	$4.0 < F_{24}L_{eff}/D < 6.0$

Asumo un valor para el diámetro igual a 1,3716 m ó 54 pulgadas entonces,

$$F_{24}L_{eff}/D = 2,5 \text{ despejando tenemos } L_{eff} = \frac{2,5 * (1,3716 \text{ m})}{1} = 3,429 \text{ m}$$

- Cálculo del área vertical entre el NBL y el NAL

Haciendo uso de la Ec. (3.4) nos queda que el área es:

$$A_{\text{NBL-NAL}} = \frac{V_r}{L_{eff}} = \frac{1,65 \text{ m}^3}{3,429 \text{ m}} = 0,4812 \text{ m}^2$$

Se calcula el área fraccional ( $A_1^*$ ), donde con el valor de  $R_1^*$  se lee el valor correspondiente a  $A_1^*$

R*	L*	A*	R*	L*	A*	R*	L*	A*	R*	L*	A*	R*	L*	A*
0.060	0.475	0.0245	0.120	0.650	0.0680	0.180	0.768	0.1234	0.240	0.854	0.185	0.310	0.925	0.264
0.061	0.479	0.0251	0.121	0.652	0.0688	0.181	0.770	0.1234	0.241	0.855	0.188	0.312	0.927	0.266
0.062	0.482	0.0257	0.122	0.655	0.0696	0.182	0.772	0.1244	0.242	0.857	0.187	0.314	0.928	0.268
0.063	0.486	0.0263	0.123	0.657	0.0705	0.183	0.773	0.1253	0.243	0.858	0.188	0.316	0.930	0.271
0.064	0.490	0.0270	0.124	0.659	0.0713	0.184	0.775	0.1263	0.244	0.859	0.189	0.318	0.931	0.273
0.065	0.493	0.0276	0.125	0.661	0.0721	0.185	0.777	0.1273	0.245	0.860	0.190	0.320	0.933	0.276
0.066	0.497	0.0282	0.126	0.664	0.0730	0.186	0.778	0.1283	0.246	0.861	0.191	0.322	0.934	0.278
0.067	0.500	0.0288	0.127	0.666	0.0738	0.187	0.780	0.1293	0.247	0.863	0.192	0.324	0.936	0.281
0.068	0.503	0.0295	0.128	0.668	0.0747	0.188	0.781	0.1303	0.248	0.864	0.193	0.326	0.937	0.283
0.069	0.507	0.0301	0.129	0.670	0.0755	0.189	0.783	0.1313	0.249	0.865	0.194	0.328	0.939	0.285
0.070	0.510	0.0308	0.130	0.673	0.0764	0.190	0.785	0.1323	0.250	0.866	0.196	0.330	0.940	0.288
0.071	0.514	0.0314	0.131	0.675	0.0773	0.191	0.786	0.1333	0.251	0.867	0.197	0.332	0.942	0.290
0.072	0.517	0.0321	0.132	0.677	0.0781	0.192	0.788	0.1343	0.252	0.868	0.198	0.334	0.943	0.293
0.073	0.520	0.0327	0.133	0.679	0.0790	0.193	0.789	0.1353	0.253	0.869	0.199	0.336	0.945	0.295
0.074	0.524	0.0334	0.134	0.681	0.0798	0.194	0.791	0.1363	0.254	0.871	0.200	0.338	0.946	0.297

Y con la Ec. 3.5 halla  $R_1^*$ :

$$R_1^* = \frac{h_{NBL}}{D} = \frac{0,254m}{1,3716m} = 0,18518 \quad \text{por lo tanto} \quad A_1^* = 0,1273$$

- Cálculo del área vertical entre el NBL y el fondo del tambor

Haciendo uso de la Ec. (3.6) y (3.7) nos queda que el área es:

$$A_{\text{tambor}} = \frac{\pi}{4} * \left( \frac{D}{F_{24}} \right)^2 = \frac{\pi}{4} * \left( \frac{1,3716}{1} \right)^2 = 1,4776m^2$$

$$A_{\text{FON-NBL}} = A_1^* * A_{\text{tambor}} = 0,1273 * 1,4776 m^2 = 0,1881 m^2$$

- Cálculo del área vertical disponible para el flujo de vapor

Usando la Ec. (3.8) se halla el área vertical disponible:

$$A_{VD} = A_{tambor} - (A_{FON-NBL} + A_{NBL-NAL}) = 1,4776 \text{ m}^2 - (0,1881 \text{ m}^2 + 0,4812 \text{ m}^2)$$

$$A_{VD} = 0,8083 \text{ m}^2$$

- Cálculo del área vertical real de líquido entre NAL y NBL

Haciendo uso nuevamente de la Ec.( 3.4) pero con los valores reales obtenidos nos queda que el área es:

$$A_{NBL-NAL} = \frac{Vr}{Leff} = \frac{1,65\text{m}^3}{3,429\text{m}} = 0,4812 \text{ m}^2$$

- Cálculo del área vertical de líquido entre el fondo y el NAL

Usando la Ec. (3.9) se halla el área del fondo al nivel alto de líquido:

$$A_{FON-NAL} = A_{FON-NBL} + A_{NBL-NAL} = 0,1881 \text{ m}^2 + 0,4812 \text{ m}^2 = 0,6693 \text{ m}^2$$

- Distancia vertical entre el fondo y el NAL

La Ecs. (3.10) y (3.11) nos permiten hallar esta distancia

$$A_2^* = \frac{A_{fon-NAL}}{A_{tambor}} = \frac{0,6693\text{m}^2}{1,4776\text{m}^2} = 0,4529 \quad \text{entonces, } R_2^* = 0,465$$

$$h_{fond-NAL} = R_2^* * D = 0,465 * 1,3716 \text{ m} = 0,6378 \text{ m}$$

### 4.1.3 Cálculos de las boquillas presentes en el separador

#### 4.1.3.1 Boquillas de entrada

- Velocidad máxima teórica de la mezcla a la entrada del separador

Con las Ecs. (3.12); (3.13) y (3.14) se determina la velocidad teórica a la entrada del separador

$$\lambda = \frac{QL}{QL + Qv} = \frac{0,0055m^3 / s}{0,0055m^3 / s + 1,3807m^3 / s} = 0,003968$$

$$\begin{aligned}\rho M &= (1 - \lambda)\rho_G + \lambda\rho_L = (1 - 0,003968)0,636kg / m^3 + 0,003968(900,7168kg / m^3) = \\ \rho M &= 4,2075 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

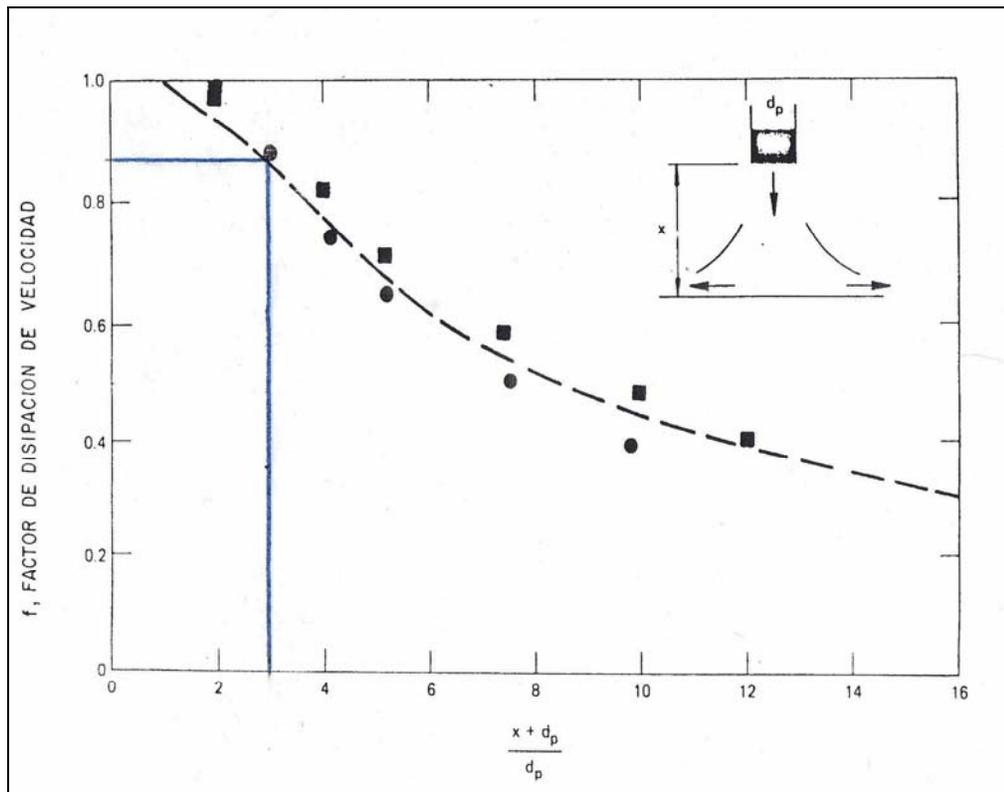
Por lo tanto, la velocidad de la mezcla en la entrada del separador debe ser menor o igual que este valor:

$$V_{s_{\text{maxima}}} = \frac{73,2}{\sqrt{\rho M}} = \frac{73,2}{\sqrt{4,2075}} = 35,6860 \text{ m/s}$$

- Diámetro de las boquillas de entrada

Para determinar el diámetro de la boquilla de entrada, hay que verificar que la velocidad real a la entrada sea menor a la velocidad máxima permisible ( $V_s < V_E$ ), esto para garantizar que no se produzca arrastre del líquido a la entrada del separador.

El valor de “f” se determino para una distancia de  $X= 40$  cm.



**Figura 4.1** Disipación de la velocidad en chorros incidentes [4].

Sustituyendo el valor de “X” y el diámetro de la boquilla de entrada en la grafica, el factor de disipación de velocidad nos da  $f = 0,868$ .

Haciendo uso de la Ec. (3.16) se halla la máxima velocidad permisible:

$$VE = \frac{F_2 * \sigma}{f * \mu_G * \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0,5}} = \frac{5,3 \times 10^{-4} * 26 \text{ dinas/cm}}{0,868 * 0,0127 \text{ cP} * \left(\frac{0,636 \text{ kg/m}^3}{900,7168 \text{ kg/m}^3}\right)^{0,5}} = 47,0472 \text{ pies/s}$$

Llevándolo a unidades del sistema internacional nos queda; 14,3399 m/s y multiplicándolo por 2 como lo indica la norma PDVSA para tambores horizontal, nos queda; 28,6799 m/s.

Ahora procedo a calcular el valor real de la velocidad del fluido a la entrada del separador, con la Ec. (3.15):

$$V_S = \frac{F_{20} 4Q_M}{2 * \pi * d_p^2} \quad \text{Despejando el diámetro nos queda;}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{F_{20} 4Q_M}{2 * \pi * V_S}} = \sqrt{\frac{10^6 * 4 * 1,3862 \text{ m}^3 / \text{s}}{2 * \pi * 35,6861 \text{ m/s}}} = 157,2546 \text{ mm}$$

Nota: Este no es un diámetro comercial y la velocidad de entrada provoca arrastre del líquido, ya que 35,6861 m/s es mayor que 28,6799 m/s. Se usara un diámetro de 8 pulgadas (203,2 mm).

$$V_S = \frac{F_{20} 4Q_M}{2 * \pi * d_p^2} = \frac{10^6 * 4 * 1,3862}{2 * \pi * 203,2^2} = 21,37266 \text{ m/s}$$

Con este valor de diámetro (8 pulg) la velocidad real de entrada de la mezcla da menor a la velocidad de la mezcla máxima permisible ( $V_S < VE$ ), es decir, 21,37266 m/s es menor a 28,6799 m/s. Por lo tanto, se garantiza que no se va a producir arrastre del líquido.

Refuerzo para las boquillas de entrada (8 pulg)

Diámetro interior del casco: 54 pulg. (1371,6 mm)

Presión de diseño: 180 lb/pulg<sup>2</sup> (1241,06 kPa)

Material del casco: placas SA-516-70 con  $t = 0,500$  pulg. y  $S = 17500$  lb/pulg<sup>2</sup>

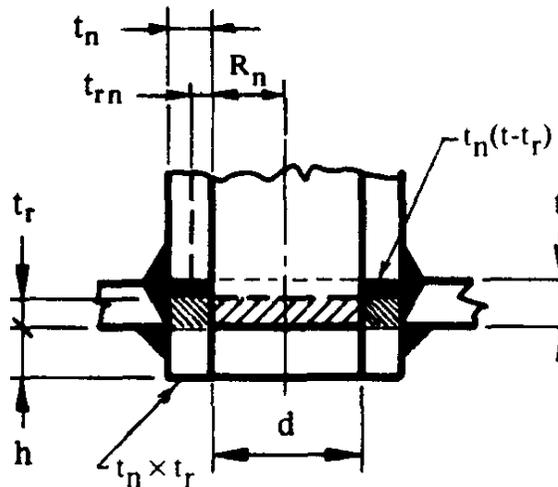
Diámetro de la boquilla: 8 pulg. (203,2 mm)

Material de la boquilla: SA-53B;  $S = 15000$  lb/pulg<sup>2</sup> y  $t_n = 0,322$  pulg. (8,1788 mm)

(Tabla 1.3; Apéndice 1)

Extensión de la boquilla hacia el interior del recipiente: 2 pulg. (50,8 mm)

Relación de los valores de esfuerzo:  $15000/17500 = 0,857$



Espesores requeridos de pared

Usando las Ecs. (3.17) y (3.18) se calculan los espesores requeridos:

$$1) \text{ Casco } t_r = \frac{PR}{SE - 0,6P} = \frac{180 \text{ lb/pulg}^2 * 27 \text{ pulg}}{(17500 \text{ lb/pulg}^2 * 0,85) - (0,6 * 180 \text{ lb/pulg}^2)} =$$

$$t_r = 0,3291 \text{ pulg. (8,3591 mm)}$$

$$2) \text{ Boquilla } trn = \frac{PRn}{SE - 0,6P} = \frac{180lb / pulg^2 * 4pulg}{(15000lb / pulg^2 * 0,85) - (0,6 * 180lb / pulg^2)}$$

**trn = 0,0569 pulg. (1,4452 mm)**

Debido a que el esfuerzo del material de la boquilla es menor que el esfuerzo del material del recipiente, el área requerida para refuerzo debe incrementarse proporcionalmente y las áreas disponibles para refuerzo deben reducirse proporcionalmente.

3) Área de refuerzo requerida:

Estas áreas se hallan con las Ecs. (3.19) y (3.20):

$$A = d * tr = 8 \text{ pulg.} * 0,3291 \text{ pulg.} = \mathbf{2,6328 \text{ pulg}^2 \text{ o } (1698,577 \text{ mm}^2)}$$

$$\text{Incremento de área: } +2 * tn * tr(1 - 0,857) = +2 * 0,322 * 0,3291(1 - 0,857) = \mathbf{0,03031 \text{ pulg}^2 \text{ o } (19,5548 \text{ mm}^2)}$$

$$\text{Área total de refuerzo requerido} = 1698,577 \text{ mm}^2 + 19,5548 \text{ mm}^2 =$$

$$\text{Área total de refuerzo requerido} = \mathbf{1718,13 \text{ mm}^2}$$

4) Área de refuerzo disponible:

Estas áreas se hallan con las Ecs. (3.21), (3.22) y (3.23):

$A_1 =$  (Exceso en el casco) El mayor de los siguientes valores:

$$(t - tr)(tn + t) * 2 = (0,5 - 0,3291)(0,322 + 0,5) * 2 = 0,28096 \text{ pulg}^2.$$

$$(t - tr) * d = (0,5 - 0,3291) * 8 = 1,3672 \text{ pulg}^2.$$

$$\text{Área reducida: } -2 * tn * (t - tr)(1 - 0,857) = -2 * 0,322(0,5 - 0,3291)(1 - 0,857) = 0,015738 \text{ pulg}^2.$$

$$A_1 \text{ total} = 1,3672 \text{ pulg}^2 - 0,015738 \text{ pulg}^2 = \mathbf{1,35146 \text{ pulg}^2 \text{ o } (871,9079 \text{ mm}^2)}$$

Para hallar el exceso en el cuello se usan las Ecs. (3.24) y (3.25):

$A_2$  = (Exceso en el cuello de la boquilla) El menor de los siguientes valores:

$$(t_n - t_r) * 5t = (0,322 - 0,0569) * 5(0,5) = 0,66275 \text{ pulg}^2$$

$$(t_n - t_r) * 5t_n = (0,322 - 0,0569) * 5(0,322) = 0,426811 \text{ pulg}^2$$

“Debido a que el esfuerzo de la boquilla es menor que el del casco, debe considerarse un área disminuida”

Usando la ecuación 3.1.26 se calcula el área reducida:

$$\text{Área reducida: } 0,857 * 0,426811 = \mathbf{0,36577 \text{ pulg}^2 \text{ o } (235,9802 \text{ mm}^2)}$$

$A_3$  = (Extensión de la boquilla hacia el interior)

Para hallar la extensión de la boquilla se usan las Ecs. 3.27 y 3.28:

$$t_n * 2h = 0,322 * 2 * 2 = 1,288 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Área disminuida: } 1,288 * 0,857 = \mathbf{1,103816 \text{ pulg}^2 \text{ o } (712,1379 \text{ mm}^2)}$$

$$\text{Área total de refuerzo disponible} = 871,9079 + 235,9802 \text{ mm}^2 + 712,1379 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área total de refuerzo disponible} = \mathbf{1820,26 \text{ mm}^2}$$

“Como el área total de refuerzo disponible es mayor que el área total de refuerzo requerido, no es necesario un refuerzo adicional”.

### 4.1.3.2 Boquillas de salida

- Diámetro de la boquilla de salida del gas

Haciendo uso de la Ec. 3.29 se calcula la velocidad máxima del gas:

$$V_{S_{GAS}} = \frac{73,2}{\sqrt{\rho G}} = \frac{73,2}{\sqrt{0,636}} = 91,7873 \text{ m/s}$$

La ecuación 3.1.30 nos permite hallar el diámetro de la boquilla:

$$d_{p_{GAS}} = \sqrt{\frac{F_{20} 4Q_G}{\pi * V_{S_{GAS}}}} = \sqrt{\frac{10^6 * 4 * 1,3807 \text{ m}^3 / \text{s}}{\pi * 91,7873 \text{ m} / \text{s}}} = 138,3927 \text{ mm (5,44 pulg)}$$

Como ese diámetro de boquilla no es un valor comercial se usara una boquilla de 6 pulgadas.

- Refuerzo para la boquilla de salida del gas (6 pulg)

Diámetro interior del casco: 54 pulg. (1371,6 mm)

Presión de diseño: 180 lb/pulg<sup>2</sup> (1241,06 kPa)

Material del casco: placas SA-516-70 con t = 0,500 pulg. y S = 17500 lb/pulg<sup>2</sup>

Diámetro de la boquilla: 6 pulg. (152,4 mm)

Material de la boquilla: SA-53B; S = 15000 lb/pulg<sup>2</sup> y tn = 0,280 pulg. (7,112 mm)

(Tabla 1.3; Apéndice 1)

Extensión de la boquilla hacia el interior del recipiente: 2 pulg. (50,8 mm)

Relación de los valores de esfuerzo: 15000/17500 = 0,857

Espesores requeridos de pared

Usando las Ecs. (3.17) y (3.18) se calculan los espesores requeridos:

$$1) \text{ Casco } tr = \frac{PR}{SE - 0,6P} = \frac{180lb/pulg^2 * 27 pulg}{(17500lb/pulg^2 * 0,85) - (0,6 * 180lb/pulg^2)} =$$

$$tr = \mathbf{0,3291 \text{ pulg. (8,3591 mm)}}$$

$$2) \text{ Boquilla } trn = \frac{PRn}{SE - 0,6P} = \frac{180lb/pulg^2 * 3 pulg}{(15000lb/pulg^2 * 0,85) - (0,6 * 180lb/pulg^2)}$$

$$trn = \mathbf{0,04271 \text{ pulg. (1,0848 mm)}}$$

Debido a que el esfuerzo del material de la boquilla es menor que el esfuerzo del material del recipiente, el área requerida para refuerzo debe incrementarse proporcionalmente y las áreas disponibles para refuerzo deben reducirse proporcionalmente.

3) Área de refuerzo requerida:

Estas áreas se hallan con las Ecs. (3.19) y (3.20):

$$A = d * tr = 6 \text{ pulg.} * 0,3291 \text{ pulg.} = \mathbf{1,9746 \text{ pulg}^2 \text{ o } 1273,9329 \text{ mm}^2}$$

$$\text{Incremento de área: } +2 * tn * tr(1 - 0,857) = +2 * 0,280 * 0,3291(1 - 0,857) = \mathbf{0,02635 \text{ pulg}^2}$$

$$\mathbf{\text{o } 17 \text{ mm}^2}$$

$$\text{Área total de refuerzo requerido} = 1273,9329 \text{ mm}^2 + 17 \text{ mm}^2 =$$

$$\text{Área total de refuerzo requerido} = \mathbf{1290,9329 \text{ mm}^2}$$

4) Área de refuerzo disponible:

Estas áreas se hallan con las Ecs. (3.21), (3.22) y (3.23):

$A_1$  = (Exceso en el casco) El mayor de los siguientes valores:

$$(t - tr)(tn + t)*2 = (0,5 - 0,3291)(0,280 + 0,5)*2 = 0,2666 \text{ pulg}^2.$$

$$(t - tr)*d = (0,5 - 0,3291)*6 = 1,0254 \text{ pulg}^2.$$

$$\text{Área reducida: } -2*tn*(t - tr)(1 - 0,857) = -2*0,280(0,5 - 0,3291)(1 - 0,857) = -0,013685 \text{ pulg}^2.$$

$$A_1 \text{ total} = 1,0254 \text{ pulg}^2 - 0,013685 \text{ pulg}^2 = \mathbf{1,0117 \text{ pulg}^2 \text{ o } 652,7084 \text{ mm}^2}$$

Para hallar el exceso en el cuello se usan las Ecs. (3.24) y (3.25):

$A_2$  = (Exceso en el cuello de la boquilla) El menor de los siguientes valores:

$$(tn - trn)*5t = (0,280 - 0,04271)*5(0,5) = 0,5932 \text{ pulg}^2$$

$$(tn - trn)*5tn = (0,280 - 0,04271)*5(0,280) = 0,3322 \text{ pulg}^2$$

“Debido a que el esfuerzo de la boquilla es menor que el del casco, debe considerarse un área disminuida”

Usando la ecuación 3.1.26 se calcula el área reducida:

$$\text{Área reducida: } 0,857*0,3322 = \mathbf{0,2847 \text{ pulg}^2 \text{ o } 183,6771 \text{ mm}^2}$$

$A_3$  = (Extensión de la boquilla hacia el interior)

Para hallar la extensión de la boquilla se usan las Ecs. (3.27) y (3.28):

$$tn*2h = 0,280*2*2 = 1,12 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Área disminuida: } 1,12*0,857 = \mathbf{0,95984 \text{ pulg}^2 \text{ o } 619,2504 \text{ mm}^2}$$

$$\text{Área total de refuerzo disponible} = 652,7084 \text{ mm}^2 + 183,6771 \text{ mm}^2 + 619,254 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área total de refuerzo disponible} = \mathbf{1455,6395 \text{ mm}^2}$$

“Como el área total de refuerzo disponible es mayor que el área total de refuerzo requerido, no es necesario un refuerzo adicional”.

- Diámetro de la boquilla de salida del líquido

Como ya se estableció que la velocidad del líquido a la salida no puede ser mayor que 1 m/s, el diámetro lo determinamos con la Ec. (3.31):

$$d_{pLIQUIDO} = \sqrt{\frac{F_{20} 4Q_L}{\pi * V_{S_{LIQUIDO}}}} = \sqrt{\frac{1 \times 10^6 * 4 * 0,0055 m^3 / s}{\pi * 1 m / s}} = 83,6828 \text{ mm (3,29 pulg)}$$

Como ese diámetro de boquilla no es un valor comercial se usara una boquilla de 4 pulgadas.

- Refuerzo para la boquilla de salida del líquido (4 pulg)

Diámetro interior del casco: 54 pulg. (1371,6 mm)

Presión de diseño: 180 lb/pulg<sup>2</sup> (1241,06 kPa)

Material del casco: placas SA-516-70 con t = 0,500 pulg. y S = 17500 lb/pulg<sup>2</sup>

Diámetro de la boquilla: 4 pulg. (101,6 mm)

Material de la boquilla: SA-53B; S = 15000 lb/pulg<sup>2</sup> y tn = 0,237 pulg. (6,0198 mm)

(Tabla 1.3; Apéndice 1)

Extensión de la boquilla hacia el interior del recipiente: 0,1250 pulg. (3,175 mm)

(Tabla 1.4; Apéndice 1)

Relación de los valores de esfuerzo: 15000/17500 = 0,857

Espesores requeridos de pared

Usando las Ecs. 3.17 y 3.18 se calculan los espesores requeridos:

$$1) \quad \text{Casco } tr = \frac{PR}{SE - 0,6P} = \frac{180lb/pulg^2 * 27 pulg}{(17500lb/pulg^2 * 0,85) - (0,6 * 180lb/pulg^2)} =$$

$$\mathbf{tr = 0,3291 pulg. (8,3591 mm)}$$

$$2) \quad \text{Boquilla } trn = \frac{PRn}{SE - 0,6P} = \frac{180lb/pulg^2 * 2 pulg}{(15000lb/pulg^2 * 0,85) - (0,6 * 180lb/pulg^2)}$$

$$\mathbf{trn = 0,02848 pulg. (0,7233 mm)}$$

Debido a que el esfuerzo del material de la boquilla es menor que el esfuerzo del material del recipiente, el área requerida para refuerzo debe incrementarse proporcionalmente y las áreas disponibles para refuerzo deben reducirse proporcionalmente.

3) Área de refuerzo requerida:

Estas áreas se hallan con las Ecs (3.19) y (3.20):

$$A = d * tr = 4 pulg. * 0,3291 pulg. = \mathbf{1,3164 pulg^2 \text{ o } 849,2886 mm^2}$$

$$\text{Incremento de área: } +2 * tn * tr(1-0,857) = +2 * 0,237 * 0,3291(1-0,857) = \mathbf{0,02231 pulg^2}$$

$$\mathbf{o 14,3935 mm^2}$$

$$\text{Área total de refuerzo requerido} = 849,2886 mm^2 + 14,3935 mm^2$$

$$\text{Área total de refuerzo requerido} = \mathbf{863,6821 mm^2}$$

4) Área de refuerzo disponible:

Estas áreas se hallan con las Ecs. (3.21), (3.22) y (3.23):

$A_1$  = (Exceso en el casco) El mayor de los siguientes valores:

$$(t - tr)(tn + t)*2 = (0,5 - 0,3291)(0,237 + 0,5)*2 = 0,2519 \text{ pulg}^2.$$

$$(t - tr)*d = (0,5 - 0,3291)*4 = 0,6836 \text{ pulg}^2.$$

$$\text{Área reducida: } -2*tn*(t - tr)(1 - 0,857) = -2*0,237(0,5 - 0,3291)(1 - 0,857) = -0,01158 \text{ pulg}^2.$$

$$A_1 \text{ total} = 0,6836 \text{ pulg}^2 - 0,01158 \text{ pulg}^2 = \mathbf{0,6720 \text{ pulg}^2 \text{ o } 433,5475 \text{ mm}^2}$$

Para hallar el exceso en el cuello se usan las Ecs. (3.24) y (3.25):

$A_2$  = (Exceso en el cuello de la boquilla) El menor de los siguientes valores:

$$(tn - trn)*5t = (0,237 - 0,02848)*5(0,5) = 0,5213 \text{ pulg}^2$$

$$(tn - trn)*5tn = (0,280 - 0,02848)*5(0,237) = 0,2471 \text{ pulg}^2$$

“Debido a que el esfuerzo de la boquilla es menor que el del casco, debe considerarse un área disminuida”

Usando la Ec. (3.26) se calcula el área reducida:

$$\text{Área reducida: } 0,857*0,2471 = \mathbf{0,21176 \text{ pulg}^2 \text{ o } 136,6191 \text{ mm}^2}$$

$A_3$  = (Extensión de la boquilla hacia el interior)

Para hallar la extensión de la boquilla se usan las Ecs. (3.27) y (3.28):

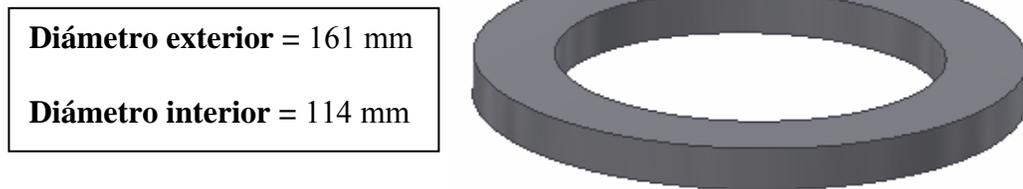
$$tn*2h = 0,237*2*0,1250 = 0,05925 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Área disminuida: } 1,12*0,857 = \mathbf{0,05077 \text{ pulg}^2 \text{ o } 32,7548 \text{ mm}^2}$$

$$\text{Área total de refuerzo disponible} = 433,5475 \text{ mm}^2 + 136,6191 \text{ mm}^2 + 32,7548 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área total de refuerzo disponible} = \mathbf{602,9214 \text{ mm}^2}$$

Como el área total de refuerzo disponible es menor que el área total de refuerzo requerido, es necesario un refuerzo adicional. Este puede ser un cuello de boquilla más grueso, una prolongación mayor de la boquilla hacia el interior del recipiente o un parche de refuerzo. Se va a optar por esta última opción, la forma más simple y practica de hacerlo es usando un parche de refuerzo con un área de sección transversal igual al área de metal que se eliminó para la abertura. Se recomienda usar para el parche, el mismo material que se uso para el recipiente. Por lo tanto, se usara una placa de SA – 516 de 0,5 pulg. (12,7 mm) de espesor, con las siguientes dimensiones:



**Figura 4.2** Refuerzo para la boquilla de salida del líquido.

#### **4.1.4 Longitud tangente a tangente del tambor separador**

$$\text{Longitud tangente a tangente} = L_{\text{eff}} + dp + dp_{\text{GAS}}$$

$$\text{Longitud tang. a tang.} = 3,429 \text{ m} + 2*(0,2032 \text{ m}) + 0,1524 \text{ m} = 3,9878 \text{ m} \text{ (13 pie)}$$

La norma PDVSA MDP – 03 – S – 03 [8] establece que se le debe sumar un 10 % por tolerancias mecánicas, lo cual arroja por resultado una longitud total de 4,5720m o 15 pie.

#### 4.1.5 Diseño de la malla separadora

Para calcular al área de la malla se usa la Ec. (3.33):

$$A_{\text{malla}} = \frac{Q_v}{V_v} = \frac{1,3807 \text{ m}^3 / \text{s}}{1,8057 \text{ m} / \text{s}} = 0,7646 \text{ m}^2$$

De acuerdo a la norma PDVSA MDP-03-S-03 [8] la malla debe tener un espesor de 150 mm (6 pulg.) con 80 kg/m<sup>3</sup> de densidad.

- Cálculo del ancho de la malla.

Haciendo uso de la Ec. (3.34) se determino el área total de la malla:

$$A_{\text{malla}} = F_{25} * (A_{\text{malla}})^{1/2} = 1000 \sqrt{0,7646 \text{ m}^2} = 874,414 \text{ mm}$$

- Distancia mínima permisible  $h_o$  entre la malla y la boquilla de salida del gas

Con la Ec. (3.34) se halla la distancia  $h_o$ :

$$h_o = \frac{F_8 * D_{\text{malla}} - d_o}{2} = \frac{1 * 874,414 \text{ mm} - 152,4 \text{ mm}}{2} = 361,007 \text{ mm}$$

“Esta distancia es impractica debido a que no cumple con los requerimientos de espacios disponibles en el separador, por lo tanto se deberá usar un recolector de gas con ranuras”.

Usando las Ecs. (3.36) y (3.37):

$$ho_1 = \frac{\left(\frac{F_8 * L_{malla}}{Ns}\right) - Sran}{2} = \frac{\left(\frac{1 * 1390,18mm}{11}\right) - 15mm}{2} = 55,69 \text{ mm}$$

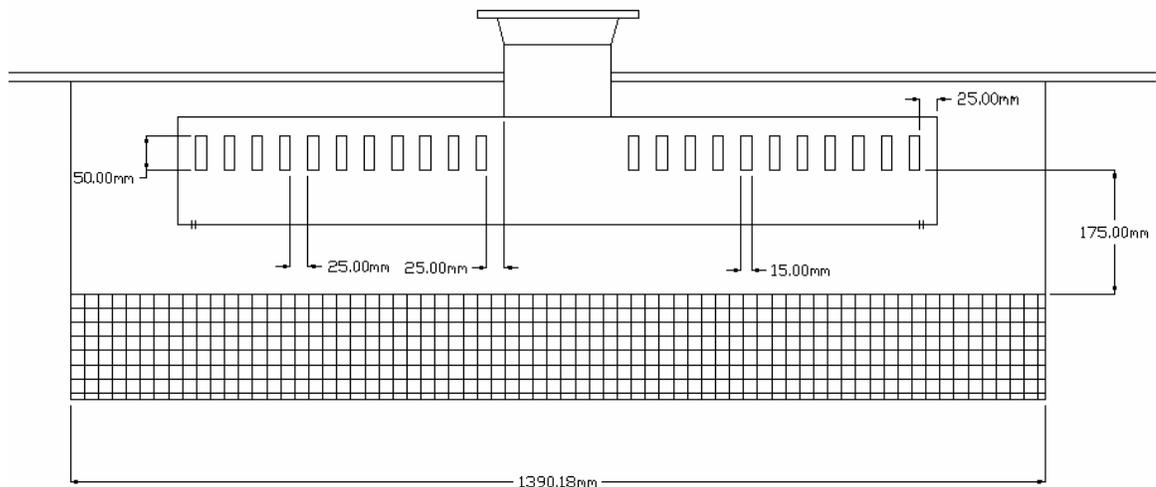
$$ho_2 = \frac{F_8 * S_{malla} - Lran * Nr}{2} = \frac{1 * 550mm - 50mm * 4}{2} = 175 \text{ mm}$$

Se utiliza el mayor de estos 2 valores calculados, es decir, 175 mm.

- Distancia vertical disponible entre el fondo de la malla y NAL.

$$h_{malla-NAL} = D - (h_{fon-NAL}) - ho - e_{malla} = 1,3716 \text{ m} - 0,6378 \text{ m} - 0,175 \text{ m} - 0,150 \text{ m}$$

$$h_{malla-NAL} = 0,4088 \text{ m} ; \text{ la distancia es mayor que la mínima requerida, } D_{min} = 300 \text{ mm}$$



**Figura 4.3** Recolector de gases.

#### 4.1.6 Cálculo de la placa de choque

- Cálculo de la fuerza con que sale el chorro de la boquilla de entrada

Al usar la Ec. (3.38) se puede determinar la fuerza con que el chorro golpea la placa de choque:

$$F = \rho_{fluido} * Q_{fluido} * V_{fluido} = 900,7168kg / m^3 * 0,6931m^3 / s * 21,3766m / s =$$

$$F = 13345,1295 \text{ New}$$

$$W = \frac{F}{A} = \frac{13345,1295N}{\pi * (0,1524m)^2} = 182895,4855 \text{ N/m}^2$$

- Cálculo del espesor de la placa de choque

$$D_{placa} = 1,5 * D_p = 1,5 * 203,2 \text{ mm} = 304,8 \text{ mm}$$

$$S_{fluenciaa} = 30000 \text{ Psi} = 206 \text{ MPa}$$

$$S_{adm} = 0,6 * S = 0,6 * 206 \text{ Mpa} = 123,6 \text{ MPa}$$

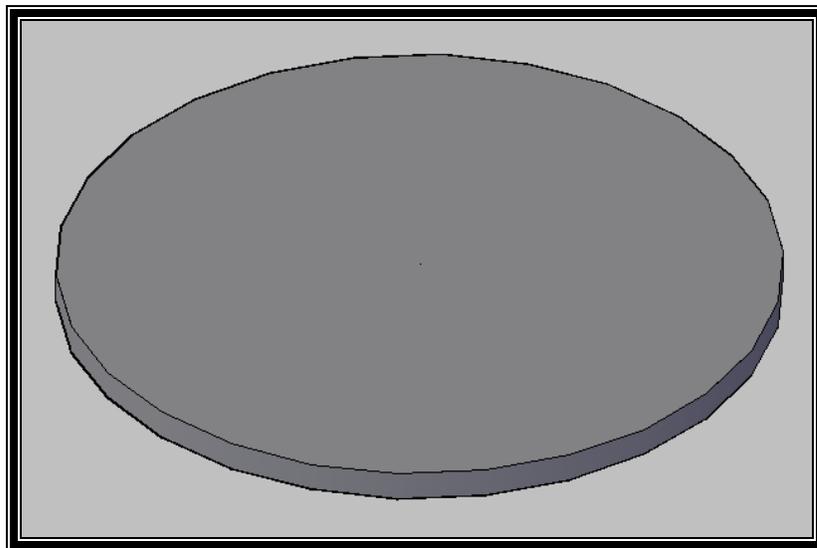
La Ec. (3.39) nos sirve para hallar el espesor de la placa:

$$S_m = \frac{k * W * r^2}{t^2} \quad \text{despejando } t; \text{ nos queda}$$

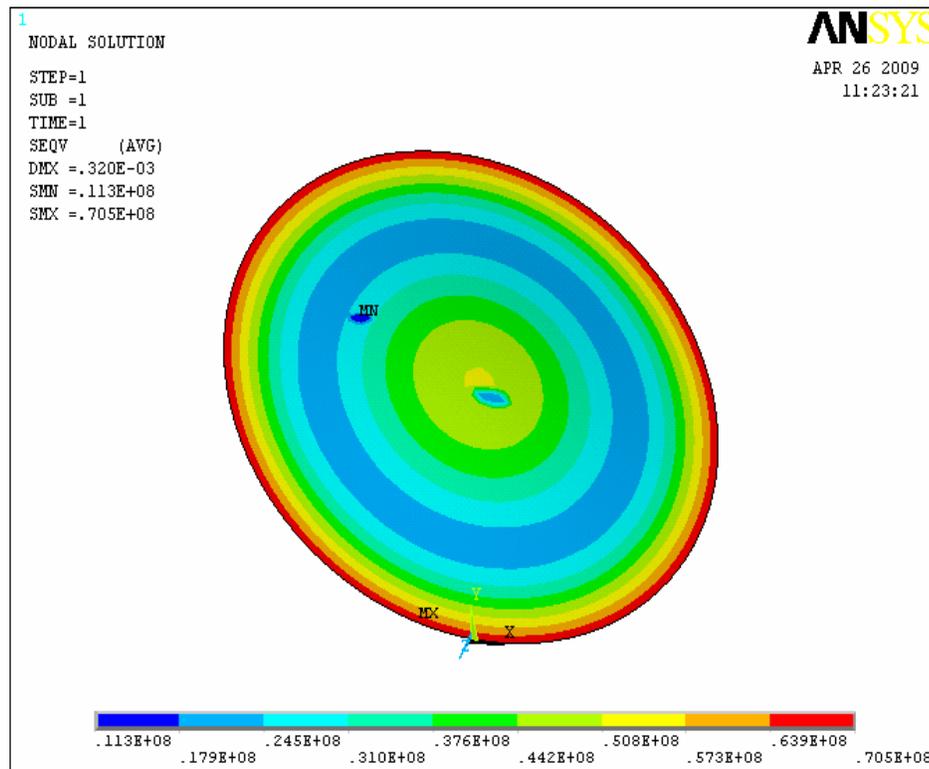
$$t = \sqrt{\frac{k * W * r^2}{S_m}} = \sqrt{\frac{0,75 * 182895,4855 \text{ N/m}^2 * (0,1524 \text{ m})^2}{123,6 \times 10^6 \text{ pa}}} = 0,005077 \text{ m}$$

$$t = 5,077 \text{ mm } \text{ ó } 0,2 \text{ pulg}$$

Se usara un acero AISI 1020 con un espesor de  $\frac{1}{4}$  de pulgadas y un diámetro de 12 pulg. (0,3048 m)

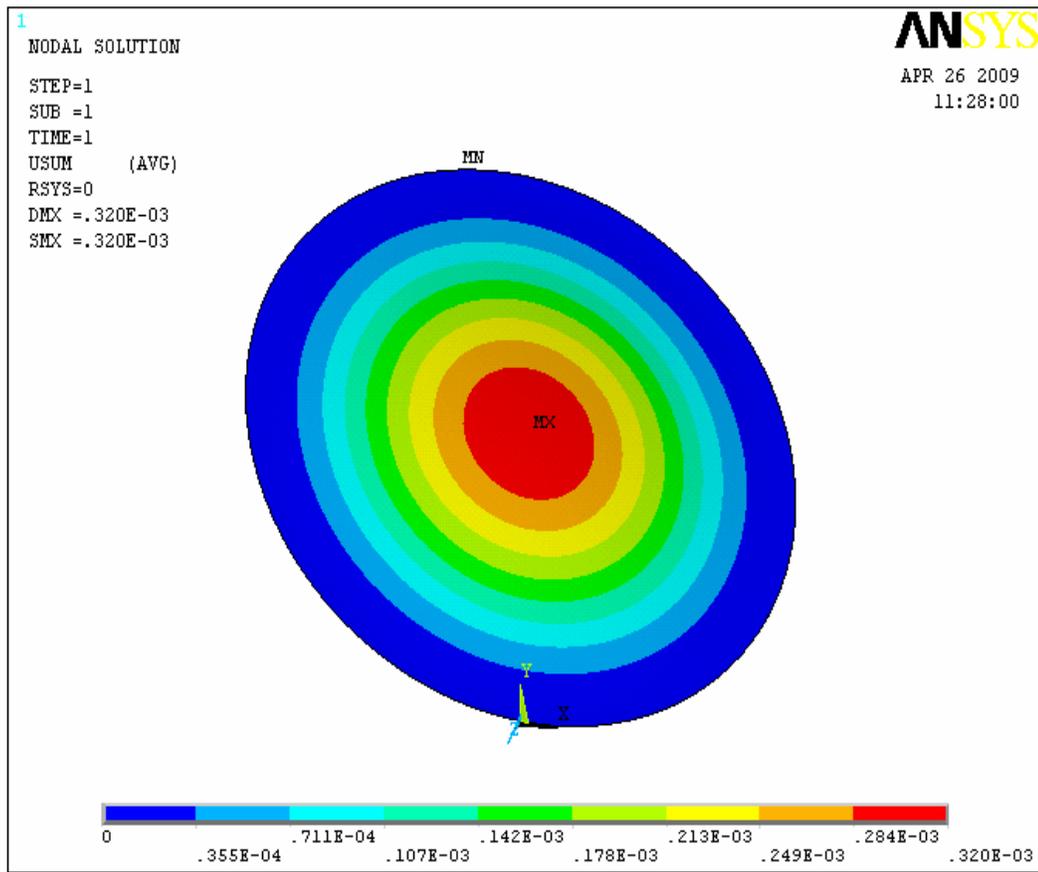


**Figura 4.4** Placa de choque.



**Figura 4.5** Esfuerzo máximo a la cual estará sometida la placa de choque en el separador, ANSYS 11.0

El esfuerzo de Von mises máximo en la placa de choque (70,5 MPa) obtenido a través de la utilización del programa ANSYS 11.0, no sobrepasa la resistencia de fluencia del Acero AISI 1020 (206 MPa), ni el esfuerzo admisible (123,6 MPa). Con lo cual se evidencia que la placa cumplirá con los requerimientos exigidos en el diseño.



**Figura 4.6** Máxima deformación elástica alcanzada por la placa de choque, ANSYS

11.0

La máxima deformación elástica que se producirá en la placa de choque, se localizará en el centro de la misma.

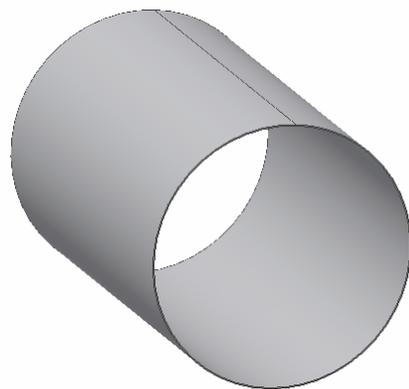
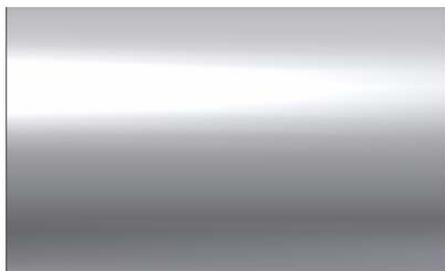
## **4.2 DISEÑO MECÁNICO DEL SEPARADOR BIFÁSICO GAS – LÍQUIDO**

### **4.2.1 Selección del Materia del Cilindro**

Para la selección se debe cumplir con las normas de PDVSA, específicamente con la PDVSA D-211-PRT, la cual especifica que para el diseño de este tipo de

recipiente a presión, se recomienda acero al carbono. Por lo tanto se selecciona el acero SA - 516 Gr.70 que contiene: Carbono, Manganeso y Silicio, por ofrecer un esfuerzo máximo permitido de 17500 psi en un amplio rango de temperatura de operación y además se manufactura en láminas (Plate). Esta información se obtiene de la sección II del código ASME, línea 23, Anexo g,

#### 4.2.2 Cálculos del espesor del cuerpo del separador



$$P = 150 \text{ psi} + 30 \text{ psi} = 180 \text{ psi} \quad (1241,0604 \text{ kPa})$$

$$R = Di/2 = 54 \text{ pulg} / 2 = 27 \text{ pulg} \quad (685,8 \text{ mm})$$

$$S = 17500 \text{ psi} \quad (120,658 \text{ MPa})$$

$$E = 0,85 \text{ segun la norma UW-12, Tabla Uw 12 y radigrafia local.}$$

Sustituyendo los valores en la Ecs. (3.40) y (3.41):

- Esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} = 0,3291 \text{ pulg} \quad (8,3591 \text{ mm})$$

- Esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} = 0,1386 \text{ pulg} (3,5204 \text{ mm})$$

Se escoge el valor más crítico, en este caso el de mayor espesor, que es el que arroja el Esfuerzo circunferencial  $t = 0,3291 \text{ pulg}$  ó  $8,3591 \text{ mm}$ . A este valor se le añade el espesor por corrosión que es igual a  $1/8$  de pulg ( $0,125 \text{ pulg}$ ), y nos queda:

$$t_{no \text{ min } al} + t_{corrosion} = 0,3291 \text{ pulg} + 0,125 \text{ pulg} = 0,4541 \text{ pulg} (11,5341 \text{ mm})$$

Como  $t = 0,4541 \text{ pulg}$ . No es un espesor comercial, se escogió el inmediatamente superior,  $t = 0,5 \text{ pulg}$ . ( $12,7 \text{ mm}$ )

### **4.2.3 Cálculos del espesor de los cabezales semi-elípticos del separador**

Según las norma de PDVSA D - 251 - PRT establece que los cabezales deben ser de diseño elipsoidal o toriesférico. Además, se selecciona un cabezal elipsoidal de relación 2:1, por ser el más adecuado para la presión de trabajo ( $180 \text{ psi}$ ).



$$D_{\text{interno}} = 54 \text{ pulg}$$

$$P_{\text{diseño}} = 180 \text{ psi}$$

Sustituyendo los valores en la Ec. (3.42):

$$h = \frac{D}{4} = 13,5 \text{ pulg (342,9 mm)}$$

Para el cálculo de los cabezales se usaran los mismos valores de eficiencia de la junta y de esfuerzo máximo permitido utilizados para el cálculo del cuerpo del separador.

Sustituyendo los valores en la Ec. (3.43):

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} = 0,3271 \text{ pulg (8,3083 mm)}$$

A este valor se le añade el espesor por corrosión que es igual a 1/8 de pulg (0,125 pulg), y nos queda:

$$t_{\text{no min al}} + t_{\text{corrosion}} = 0,3271 \text{ pulg} + 0,125 \text{ pulg} = 0,4521 \text{ pulg (11,4833 mm)}$$

### 4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES DE CONEXIÓN EN EL SEPARADOR (TUBERÍAS, BRIDAS y ACCESORIOS).

**4.3.1 Tuberías.** A continuación se presenta el procedimiento de selección del material y las dimensiones del tubo.

Se selecciona las tuberías de material SA-53 B por ser aptas para prestar este tipo de servicio y con un rango de temperaturas de -20 a 650°F (ver tabla 4.1)

**Tabla 4.1** Tipo de material para tuberías [2].

Bridas y accesorios	C - Mn - Si	SA-105		Para servicio a alta temperatura
	C - Si	SA-181	I	Para servicio general
	C - Mn C - Mn - Si	SA-350	LF1 LF2	Para servicio a baja temperatura
Tubería	C - Mn	SA-53	B	Para servicio general
	C - Mn	SA-106	B	Para servicio a alta temperatura
Tornillería	1Cr-1/5 Mo.	SA-193	B7	Para servicio a alta temperatura; tornillos pasantes de 2 1/2 pulg de diámetro o menos
		SA-194	2H	Para tuercas para servicio a alta temperatura
		SA-307	B	Tornillo de máquina para uso general

#### 4.3.1.1 Tubería para la entrada del crudo (8 pulgadas)

La norma PDVSA H-221 establece que para tuberías que trabajen con este tipo de servicio la más recomendable es la que posee las siguientes características:

<b>Clase</b>	AA1
<b>Clasificación</b>	150RF
<b>Material</b>	Acero al carbono

<b>Corrosión</b>	1,5875 mm (1/16 pulg)
<b>Diámetro de tubería entre 3 y 6 pulg.</b>	Sch. 20; extremo biselado, SA-53B

En este punto, se procederá a determinar el espesor de pared mínima requerida para el tubo, usando nuevamente las Ecs. (3.40) y (3.41) hallamos los espesores de las tuberías:

- Esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{P_i \cdot r_i}{2SE + 0,4P_i} = \frac{180 \text{ psi} * 4}{2 * 14600 * 0,85 + 0,4 * 180 \text{ psi}} = 0,02892 \text{ pulg (0,7345 mm)}$$

- Esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{P_i \cdot r_i}{SE - 0,6P_i} = \frac{180 \text{ psi} * 4}{14600 * 0,85 - 0,6 * 180 \text{ psi}} = 0,0585 \text{ pulg (1,4859 mm)}$$

Tomándose el mayor valor del espesor entre los anteriores y sumando la tolerancia a la corrosión ( $C_a$ ), se obtiene el espesor de pared mínimo efectivo ( $t_e$ ):

$$t_e = t + C_a = 1,4859 \text{ mm} + 1,5875 \text{ mm} = 3,0734 \text{ mm}$$

**Tabla 4.2** Espesores para tuberías de 8 pulgadas [2].

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIGNACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION EN PULGADAS				
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4
6	Est.	0.280	0.245	<u>1143</u>	845	551	262	
	Reforzado	0.432	0.378	1793	<u>1485</u>	<u>1181</u>	882	588
	Céd. 120	0.562	0.492	2368	2051	1738	<u>1431</u>	<u>1128</u>
	Céd. 160	0.718	0.628	3077	2748	2425	2106	1793
	Doblemente ref.	0.864	0.756	3767	3427	3093	2764	2440
8	Céd. 20	0.250	0.219	777	552	329	<u>113</u>	
	Céd. 30	0.277	0.242	861	634	411	190	
	Est.	0.322	0.282	<u>1007</u>	779	554	331	111
	Céd. 60	0.406	0.355	1276	<u>1045</u>	817	591	368
	Reforzado	0.500	0.438	1587	1353	<u>1121</u>	892	665
	Céd. 100	0.593	0.519	1896	1658	1422	<u>1189</u>	959
	Céd. 120	0.718	0.628	2319	2075	1835	<u>1597</u>	<u>1362</u>

Por lo que se selecciona un tubo con un espesor de 0,250 pulg (6,35 mm).

**Tabla 4.3** Características del tubo seleccionado.

- Designación: SA – 53B
- Composición: C - Mn
- Diámetro (8 pulg)
- Espesor 6,35mm (0,25 pulg)

#### 4.3.1.2 Tubería para la salida del gas (6 pulgadas)

La norma PDVSA H-221 establece que para tuberías que trabajen con este tipo de servicio la más recomendable posee las siguientes características:

Clase	AA1
-------	-----

<b>Clasificación</b>	150RF
<b>Material</b>	Acero al carbono
<b>Corrosión</b>	1,5875 mm (1/16 pulg)
<b>Diámetro de tubería entre 3 y 6 pulg.</b>	Sch. 40; extremo biselado, SA-53B

En este punto, se procederá a determinar el espesor de pared mínima requerida para el tubo, usando nuevamente las Ecs. (3.40) y (3.41) hallamos los espesores de las tuberías:

- Esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{P_i r_i}{2SE + 0,4P_i} = \frac{180 \text{ psi} * 3}{2 * 14600 * 0,85 + 0,4 * 180 \text{ psi}} = 0,02169 \text{ pulg (0,5509 mm)}$$

- Esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{P_i r_i}{SE - 0,6P_i} = \frac{180 \text{ psi} * 3}{14600 * 0,85 - 0,6 * 180 \text{ psi}} = 0,04389 \text{ pulg (1,1148 mm)}$$

Tomándose el mayor valor del espesor entre los anteriores y sumando la tolerancia a la corrosión ( $C_a$ ), se obtiene el espesor de pared mínimo efectivo ( $t_e$ ):

$$t_e = t + C_a = 1,1148 \text{ mm} + 1,5875 \text{ mm} = 2,7023 \text{ mm}$$

**Tabla 4.4** Espesores para tuberías de 6 pulgadas [2].

Tam. nominal del tubo	No. de ódula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>	
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables										
6	...	10S	....	6.625	6.357	.134	9.99	13.70	1.735	1.660	31.75	
	...	...	....	6.625	6.287	.169	11.56	13.45	1.735	1.650	31.00	
	...	...	....	6.625	6.265	.180	12.50	13.38	1.735	1.640	30.81	
	...	...	....	6.625	6.249	.188	12.93	13.31	1.735	1.639	30.70	
	...	...	....	6.625	6.187	.219	15.02	13.05	1.735	1.620	30.10	
	...	...	....	6.625	6.125	.250	17.02	12.80	1.735	1.606	29.50	
	...	...	....	6.625	6.071	.277	18.86	12.55	1.735	1.591	28.95	
	...	40	40S	Est.	6.625	6.065	.280	18.97	12.51	1.735	1.587	28.99
	...	...	...	....	6.625	5.875	.375	25.10	11.75	1.735	1.540	27.10
	...	80	80S	Ref.	6.625	5.761	.432	28.57	11.29	1.735	1.510	26.07
	...	...	...	....	6.625	5.625	.500	32.79	10.85	1.735	1.475	24.85
	...	120	...	....	6.625	5.501	.562	36.40	10.30	1.735	1.470	23.77
	...	150	...	....	6.625	5.189	.718	45.30	9.16	1.735	1.359	21.15
	...	...	Doble Ref.	....	6.625	4.897	.864	53.16	8.14	1.735	1.280	18.83

Por lo que se selecciona un tubo con un espesor de 0,280 pulg (7,112 mm).

**Tabla 4.5** Características del tubo seleccionado.

- Designación: SA – 53B
- Composición: C - Mn
- Diámetro (6 pulg)
- Espesor 7,112 mm (0,280 pulg)

#### 4.3.1.3 Tubería para la salida del líquido (4 pulgadas)

La norma PDVSA H-221 establece que para tuberías que trabajen con este tipo de servicio la más recomendable es la que posee las siguientes características:

Clase	AA1
-------	-----

<b>Clasificación</b>	150RF
<b>Material</b>	Acero al carbono
<b>Corrosión</b>	1,5875 mm (1/16 pulg)
<b>Diámetro de tubería entre 3 y 6 pulg.</b>	Sch. 40; extremo biselado, SA-53B

En este punto, se procederá a determinar el espesor de pared mínima requerida para el tubo, usando nuevamente las Ecs. (3.40) y (3.41) hallamos los espesores de las tuberías:

- Esfuerzo circunferencial:

$$t = \frac{P_i \cdot r_i}{2SE + 0,4P_i} = \frac{180 \text{ psi} * 2}{2 * 14600 * 0,85 + 0,4 * 180 \text{ psi}} = 0,01446 \text{ pulg (0,3673 mm)}$$

- Esfuerzo longitudinal:

$$t = \frac{P_i \cdot r_i}{SE - 0,6P_i} = \frac{180 \text{ psi} * 2}{14600 * 0,85 - 0,6 * 180 \text{ psi}} = 0,02926 \text{ pulg (0,7432 mm)}$$

Tomándose el mayor valor del espesor entre los anteriores y sumando la tolerancia a la corrosión ( $C_a$ ), se obtiene el espesor de pared mínimo efectivo ( $t_e$ ):

$$t_e = t + C_a = 0,7432 \text{ mm} + 1,5875 \text{ mm} = 2,3307 \text{ mm}$$

**Tabla 4.6** Espesores para tuberías de 4 pulgadas [2].

Tam. nominal del tubo	No. de ódula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>	
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables										
<b>4</b> (Cont.)	...	...	...	4.500	4.090	.205	9.39	5.71	1.178	1.071	13.15	
	<b>40</b>	<b>40S</b>	<b>Est.</b>	4.500	4.026	.237	10.79	5.51	1.178	1.055	12.73	
	...	...	...	4.500	4.000	.250	11.35	5.45	1.178	1.049	12.57	
	...	...	...	4.500	3.958	.271	12.24	5.35	1.178	1.038	12.31	
	...	...	...	4.500	3.938	.281	12.67	5.27	1.178	1.031	12.17	
	...	...	...	4.500	3.900	.300	13.42	5.19	1.178	1.023	11.96	
	...	...	...	4.500	3.876	.312	14.00	5.12	1.178	1.013	11.80	
	...	<b>80</b>	<b>80S</b>	<b>Ref.</b>	4.500	3.826	.337	14.98	4.98	1.178	1.002	11.50
	...	...	...	...	4.500	3.750	.375	16.52	4.78	1.178	.982	11.04
	...	<b>120</b>	...	...	4.500	3.624	.438	19.00	4.47	1.178	.949	10.32
	...	...	...	...	4.500	3.500	.500	21.36	4.16	1.178	.916	9.62
	...	<b>160</b>	...	...	4.500	3.438	.531	22.60	4.02	1.178	.900	9.28
	...	...	...	<b>Doble Ref.</b>	4.500	3.152	.674	27.54	3.38	1.178	.826	7.80

Por lo que se selecciona un tubo con un espesor de 0,237 pulg (6,0198 mm).

**Tabla 4.7** Características del tubo seleccionado con diámetro de 4 pulgadas

- Designación: SA – 53B
- Composición: C - Mn
- Diámetro (4 pulg)
- Espesor 6,0198mm (0,237 pulg)

**4.3.2 Bridas.** A continuación se presenta el procedimiento de selección del material y las dimensiones de las bridas. La clase de brida ó la relación Presión – Temperatura, que indica la máxima presión de trabajo permisible a determinada temperatura aplicable para un material. Se puede hallar en la Norma ASME B16.5. Véase Tabla 4.8. En esta tabla se puede apreciar que para la temperatura de diseño 140°F (60°C) la clase 150 puede soportar una presión de operación de

aproximadamente 205 psi (1413.4 kPa), una magnitud incluso mayor a la presión de diseño establecida. (Ver Tabla 2.1 del Apéndice N° 2 para características generales)

**Tabla 4.8** Clasificación Presión-Temperatura para el grupo de materiales 1.1 Norma ASME B16.5 [9].

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C-Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 515 Gr. 70 (1)
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1)(2) A 537 Cl. 1 (3)
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. 1 (4)		

**NOTES:**

- (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
- (2) Not to be used over 850°F.
- (3) Not to be used over 700°F.
- (4) Not to be used over 500°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig							
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430

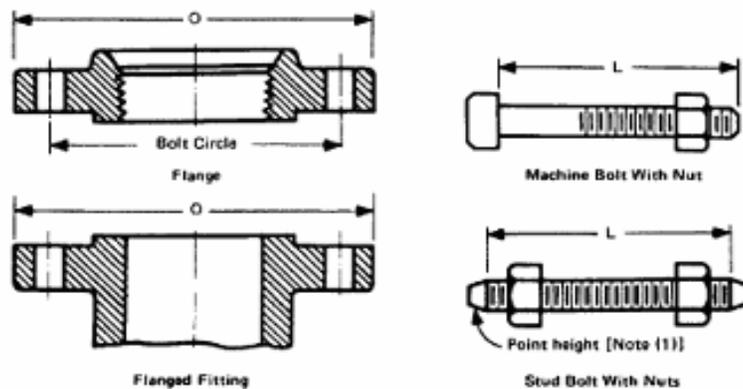
### 4.3.2.1 Bridas para la tubería de 8 pulgadas

El próximo paso es la determinación de las dimensiones, esto se realiza en base a las dimensiones de la tubería a la cual se van a conectar las bridas, en este caso se cuenta

con un diámetro 8 pulg. Con este dato, empleando la Norma ASME 16.5, se determinan las dimensiones para el diseño de las mismas. Ver Tablas 4.9 y 4.10.

**Tabla 4.9** Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 8 pulgadas según ASME 16.5 [9].

1 Nominal Pipe Size	2 Outside Diameter of Flange O	3 Drilling [(3),(4)]				7 Length of Bolts (5) L		
		3 Diameter of Bolt Circle	4 Diameter of Bolt Holes	5 Number of Bolts	6 Diameter of Bolts	8 Stud Bolts (1)		9 Machine Bolts
						0.06 in. Raised Face	Ring Joint	
1/2	3.50	2.38	0.62	4	1/2	2.25	...	2.00
3/4	3.88	2.75	0.62	4	1/2	2.50	...	2.00
1	4.25	3.12	0.62	4	1/2	2.50	3.00	2.25
1 1/4	4.62	3.50	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.25
1 1/2	5.00	3.88	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.50
2	6.00	4.75	0.75	4	5/8	3.25	3.75	2.75
2 1/2	7.00	5.50	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3	7.50	6.00	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3 1/2	8.50	7.00	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
4	9.00	7.50	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
5	10.00	8.50	0.88	8	3/4	3.75	4.25	3.25
6	11.00	9.50	0.88	8	3/4	4.00	4.50	3.25
8	13.50	11.75	0.88	8	3/4	4.25	4.75	3.50
10	16.00	14.25	1.00	12	7/8	4.50	5.00	4.00
12	19.00	17.00	1.00	12	7/8	4.75	5.25	4.00
14	21.00	18.75	1.12	12	1	5.25	5.75	4.50
16	23.50	21.25	1.12	16	1	5.25	5.75	4.50
18	25.00	22.75	1.25	16	1 1/8	5.75	6.25	5.00
20	27.50	25.00	1.25	20	1 1/8	6.25	6.75	5.50
24	32.00	29.50	1.38	20	1 1/4	6.75	7.25	6.00



**Tabla 4.10** Dimensiones para el diseño de bridas para las tuberías de 8 pulg. (Clase 150) según ASME 16.5 [9].

1 Nominal Pipe Size	2 Outside Diameter of Flange O	3 Thickness of Flange [(9)-(11)], Min. C	4 Diameter of Hub X	5 Hub Diameter Begin- ning of Chamfer Welding Neck (12) A	6 Length Through Hub			9 Thread Length Threaded Flange (13), Min. T	10 Bore			13 Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe r	14 Depth of Socket D
					6 Threaded Slip-On Socket Welding Y	7 Lapped Y	8 Welding Neck Y		10 Slip-On Socket Welding, Min. B	11 Lapped, Min. B	12 Welding Neck Socket Welding (14) B		
1/8	3.50	0.44	1.19	0.84	0.62	0.62	1.88	0.62	0.88	0.90	0.62	0.12	0.38
3/8	3.88	0.50	1.50	1.05	0.62	0.62	2.06	0.62	1.09	1.11	0.82	0.12	0.44
1	4.25	0.56	1.94	1.32	0.69	0.69	2.19	0.69	1.38	1.38	1.06	0.12	0.50
1 1/4	4.62	0.62	2.31	1.66	0.81	0.81	2.25	0.81	1.70	1.72	1.38	0.19	0.56
1 1/2	5.00	0.69	2.56	1.90	0.88	0.88	2.44	0.88	1.95	1.97	1.61	0.25	0.62
2	6.00	0.75	3.06	2.38	1.00	1.00	2.50	1.00	2.44	2.46	2.07	0.31	0.69
2 1/2	7.00	0.88	3.56	2.88	1.12	1.12	2.75	1.12	2.94	2.97	2.47	0.31	0.75
3	7.50	0.94	4.25	3.50	1.19	1.19	2.75	1.19	3.57	3.60	3.07	0.38	0.81
3 1/2	8.50	0.94	4.81	4.00	1.25	1.25	2.81	1.25	4.07	4.10	3.55	0.38	...
4	9.00	0.94	5.31	4.50	1.31	1.31	3.00	1.31	4.60	4.60	4.03	0.44	...
5	10.00	0.94	6.44	5.56	1.44	1.44	3.50	1.44	5.66	5.69	5.05	0.44	...
6	11.00	1.00	7.56	6.63	1.56	1.56	3.50	1.56	6.72	6.75	6.07	0.50	...
8	13.50	1.12	9.69	8.63	1.75	1.75	4.00	1.75	8.72	8.75	7.98	0.50	...
10	15.00	1.19	12.00	10.75	1.94	1.94	4.00	1.94	10.88	10.92	10.02	0.50	...
12	19.00	1.25	14.38	12.75	2.19	2.19	4.50	2.19	12.88	12.92	12.00	0.50	...
14	21.00	1.38	15.75	14.00	2.25	3.12	5.00	2.25	14.14	14.18	To be specified by purchaser	0.50	...
16	23.50	1.44	18.00	16.00	2.50	3.44	5.00	2.50	16.16	16.19	To be specified by purchaser	0.50	...
18	25.00	1.56	19.88	18.00	2.69	3.81	5.50	2.69	18.18	18.20	To be specified by purchaser	0.50	...
20	27.50	1.69	22.00	20.00	2.88	4.06	5.69	2.88	20.20	20.25	To be specified by purchaser	0.50	...
24	32.00	1.88	26.12	24.00	3.25	4.38	6.00	3.25	24.25	24.25	To be specified by purchaser	0.50	...

Finalmente, se selecciona el tipo de brida, se utilizara las bridas welding neck ó con cuello para soldar, la cual minimiza el número de soldaduras en pequeñas piezas a la vez que contribuye a contrarrestar la corrosión en la junta soldada.

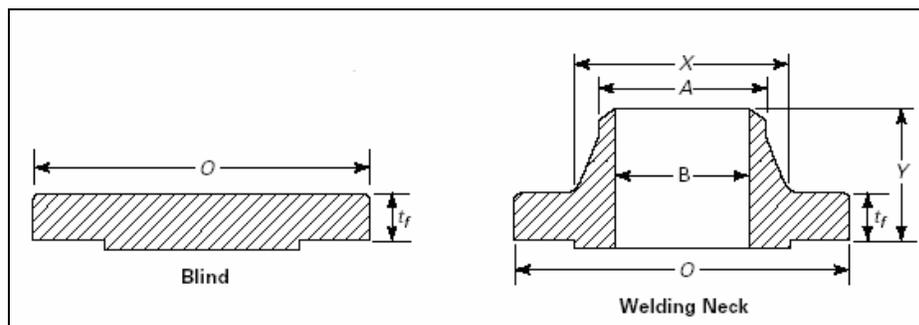


Figura 4.7 Dimensiones de bridas cuello para soldar y ciega según ASME 16.5

**4.3.2.2 Bridas para la tubería de 6 pulgadas**

El próximo paso es la determinación de las dimensiones, esto se realiza en base a las dimensiones de la tubería a la cual se van a conectar las bridas, en este caso se cuenta con un diámetro 6 pulg. Con este dato, empleando la Norma ASME 16.5, se determinan las dimensiones para el diseño de las mismas. Ver Tablas 4.11 y 4.12

**Tabla 4.11** Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 6 pulgadas según ASME 16.5 [9].

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Drilling [(3),(4)]				Length of Bolts (5) L		
		Diameter of Bolt Circle	Diameter of Bolt Holes	Number of Bolts	Diameter of Bolts	Stud Bolts (1)		Machine Bolts
						0.06 in. Raised Face	Ring Joint	0.06 in. Raised Face
1/2	3.50	2.38	0.62	4	1/2	2.25	...	2.00
3/4	3.88	2.75	0.62	4	1/2	2.50	...	2.00
1	4.25	3.12	0.62	4	1/2	2.50	3.00	2.25
1 1/4	4.62	3.50	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.25
1 1/2	5.00	3.88	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.50
2	6.00	4.75	0.75	4	5/8	3.25	3.75	2.75
2 1/2	7.00	5.50	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3	7.50	6.00	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3 1/2	8.50	7.00	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
4	9.00	7.50	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
5	10.00	8.50	0.88	8	3/4	3.75	4.25	3.25
6	11.00	9.50	0.88	8	3/4	4.00	4.50	3.25
8	13.50	11.75	0.88	8	3/4	4.25	4.75	3.50
10	16.00	14.25	1.00	12	7/8	4.50	5.00	4.00
12	19.00	17.00	1.00	12	7/8	4.75	5.25	4.00
14	21.00	18.75	1.12	12	1	5.25	5.75	4.50
16	23.50	21.25	1.12	16	1	5.25	5.75	4.50
18	25.00	22.75	1.25	16	1 1/8	5.75	6.25	5.00
20	27.50	25.00	1.25	20	1 1/8	6.25	6.75	5.50
24	32.00	29.50	1.38	20	1 1/2	6.75	7.25	6.00

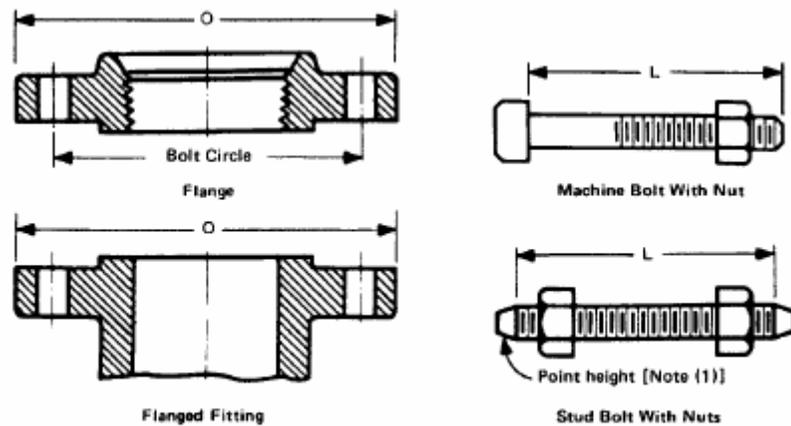


Tabla 4.12 Dimensiones para el diseño de bridas para las tuberías de 6 pulg. (Clase 150) según ASME 16.5 [9].

1	2	3	4	5	6			9	10			13	14
					7	8	Thread Length Threaded Flange (13), Min. T		Bore		Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe r		
Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Thickness of Flange [(9)-(11)], Min. C	Diameter of Hub X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck (12) A				Threaded Slip-On Socket Welding Y	Lapped Y	Welding Neck Y		Slip-On Socket Welding, Min. B	Lapped, Min. B
1/2	3.50	0.44	1.19	0.84	0.62	0.62	1.88	0.62	0.89	0.90	0.62	0.12	0.38
3/4	3.88	0.50	1.50	1.05	0.62	0.62	2.06	0.62	1.09	1.11	0.62	0.12	0.44
1	4.25	0.56	1.94	1.32	0.69	0.69	2.19	0.69	1.36	1.38	1.05	0.12	0.50
1 1/4	4.62	0.62	2.31	1.66	0.81	0.81	2.25	0.81	1.70	1.72	1.38	0.19	0.56
1 1/2	5.00	0.69	2.56	1.90	0.88	0.88	2.44	0.88	1.95	1.97	1.61	0.25	0.62
2	6.00	0.75	3.06	2.38	1.00	1.00	2.50	1.00	2.44	2.46	2.07	0.31	0.69
2 1/2	7.00	0.88	3.56	2.88	1.12	1.12	2.75	1.12	2.94	2.97	2.47	0.31	0.75
3	7.50	0.94	4.25	3.50	1.19	1.19	2.75	1.19	3.57	3.60	3.07	0.38	0.81
3 1/2	8.50	0.94	4.81	4.00	1.25	1.25	2.81	1.25	4.07	4.10	3.55	0.38	...
4	9.00	0.94	5.31	4.50	1.31	1.31	3.00	1.31	4.60	4.60	4.03	0.44	...
5	10.00	0.94	6.44	5.56	1.44	1.44	3.50	1.44	5.66	5.69	5.05	0.44	...
6	11.00	1.00	7.56	6.63	1.56	1.56	3.50	1.56	6.72	6.75	6.07	0.50	...
8	13.50	1.12	9.69	8.63	1.75	1.75	4.00	1.75	8.72	8.75	7.98	0.50	...
10	15.00	1.19	12.00	10.75	1.94	1.94	4.00	1.94	10.88	10.92	10.02	0.50	...
12	19.00	1.25	14.38	12.75	2.19	2.19	4.50	2.19	12.88	12.92	12.00	0.50	...
14	21.00	1.38	15.75	14.00	2.25	3.12	5.00	2.25	14.14	14.18	To be specified by purchaser	0.50	...
16	23.50	1.44	18.00	16.00	2.50	3.44	5.00	2.50	16.16	16.19		0.50	...
18	25.00	1.56	19.88	18.00	2.69	3.81	5.50	2.69	18.18	18.20		0.50	...
20	27.50	1.69	22.00	20.00	2.88	4.06	5.69	2.88	20.20	20.25		0.50	...
24	32.00	1.88	26.12	24.00	3.25	4.38	6.09	3.25	24.25	24.25		0.50	...

Igualmente como la brida en el caso de la tubería de 8 pulg., se selecciona un tipo de brida welding neck ó con cuello para soldar, la cual minimiza el número de

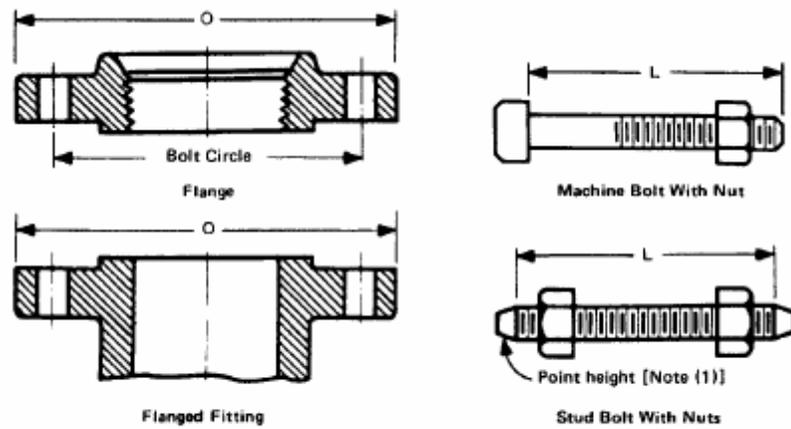
soldaduras en pequeñas piezas a la vez que contribuye a contrarrestar la corrosión en la junta soldada.

### 4.3.2.3 Bridas para la tubería de 4 pulgadas

El siguiente paso es la determinación de las dimensiones, esto se realiza en base a las dimensiones de la tubería a la cual se van a conectar las bridas, en este caso se cuenta con un diámetro 4 pulg. Con este dato, empleando la Norma ASME 16.5, se determinan las dimensiones para el diseño de las mismas. Ver Tablas 4.13 y 4.14

**Tabla 4.13** Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 4 pulgadas según ASME 16.5 [9].

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Drilling [(3),(4)]				Length of Bolts (5) L		
		Diameter of Bolt Circle	Diameter of Bolt Holes	Number of Bolts	Diameter of Bolts	Stud Bolts (1)		Machine Bolts
						0.06 in. Raised Face	Ring Joint	0.06 in. Raised Face
1/2	3.50	2.38	0.62	4	1/2	2.25	...	2.00
3/4	3.88	2.75	0.62	4	1/2	2.50	...	2.00
1	4.25	3.12	0.62	4	1/2	2.50	3.00	2.25
1 1/4	4.62	3.50	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.25
1 1/2	5.00	3.88	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.50
2	6.00	4.75	0.75	4	5/8	3.25	3.75	2.75
2 1/2	7.00	5.50	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3	7.50	6.00	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3 1/2	8.50	7.00	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
4	9.00	7.50	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
5	10.00	8.50	0.88	8	3/4	3.75	4.25	3.25
6	11.00	9.50	0.88	8	3/4	4.00	4.50	3.25
8	13.50	11.75	0.88	8	3/4	4.25	4.75	3.50
10	16.00	14.25	1.00	12	7/8	4.50	5.00	4.00
12	19.00	17.00	1.00	12	7/8	4.75	5.25	4.00
14	21.00	18.75	1.12	12	1	5.25	5.75	4.50
16	23.50	21.25	1.12	16	1	5.25	5.75	4.50
18	25.00	22.75	1.25	16	1 1/8	5.75	6.25	5.00
20	27.50	25.00	1.25	20	1 1/8	6.25	6.75	5.50
24	32.00	29.50	1.38	24	1 1/2	6.75	7.25	6.00



**Tabla 4.14** Dimensiones para el diseño de bridas y pernos (Clase 150) para diámetros de 4 pulgadas según ASME 16.5 [9].

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Thickness of Flange [(9)-(11)], Min. C	Diameter of Hub X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck (12) A	Length Through Hub			Thread Length Threaded Flange (13), Min. T	Bore			Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe r	Depth of Socket D
					Threaded Slip-On Socket Welding Y	Lapped Y	Welding Neck Y		Slip-On Socket Welding, Min. B	Lapped, Min. B	Welding Neck Socket Welding (14) B		
1/2	3.50	0.44	1.19	0.84	0.62	0.62	1.88	0.62	0.88	0.90	0.62	0.12	0.38
3/4	3.88	0.50	1.50	1.05	0.62	0.62	2.06	0.62	1.09	1.11	0.62	0.12	0.44
1	4.25	0.56	1.94	1.32	0.69	0.69	2.19	0.69	1.36	1.38	1.05	0.12	0.50
1 1/4	4.62	0.62	2.31	1.66	0.81	0.81	2.25	0.81	1.70	1.72	1.38	0.19	0.56
1 1/2	5.00	0.69	2.56	1.90	0.88	0.88	2.44	0.88	1.95	1.97	1.61	0.25	0.62
2	5.00	0.75	3.06	2.38	1.00	1.00	2.50	1.00	2.44	2.46	2.07	0.31	0.69
2 1/2	7.00	0.88	3.56	2.88	1.12	1.12	2.75	1.12	2.94	2.97	2.47	0.31	0.75
3	7.50	0.94	4.25	3.50	1.19	1.19	2.75	1.19	3.57	3.60	3.07	0.38	0.81
3 1/2	8.50	0.94	4.81	4.00	1.25	1.25	2.81	1.25	4.07	4.10	3.55	0.38	...
4	9.00	0.94	5.31	4.50	1.31	1.31	3.00	1.31	4.60	4.60	4.03	0.44	...
5	10.00	0.94	6.44	5.56	1.44	1.44	3.50	1.44	5.66	5.69	5.05	0.44	...
6	11.00	1.00	7.56	6.63	1.56	1.56	3.50	1.55	6.72	6.75	6.07	0.50	...
8	13.50	1.12	9.69	8.63	1.75	1.75	4.00	1.75	8.72	8.75	7.98	0.50	...
10	15.00	1.19	12.00	10.75	1.94	1.94	4.00	1.94	10.88	10.92	10.02	0.50	...
12	19.00	1.25	14.38	12.75	2.19	2.19	4.50	2.19	12.88	12.92	12.00	0.50	...
14	21.00	1.38	15.75	14.00	2.25	3.12	5.00	2.25	14.14	14.18	To be specified by purchaser	0.50	...
16	23.50	1.44	18.00	16.00	2.50	3.44	5.00	2.50	16.16	16.19		0.50	...
18	25.00	1.56	19.88	18.00	2.69	3.81	5.50	2.69	18.18	18.20		0.50	...
20	27.50	1.69	22.00	20.00	2.88	4.06	5.69	2.88	20.20	20.25		0.50	...
24	32.00	1.88	26.12	24.00	3.25	4.38	6.00	3.25	24.25	24.25		0.50	...

De Igual manera como en los 2 casos anteriores, se selecciona un tipo de brida welding neck ó con cuello para soldar.

**4.3.3 Empacadura.** Es un accesorio utilizado para realizar sellados en juntas mecanizadas existentes en líneas de servicio o plantas en proceso. A continuación se presenta el procedimiento de selección del material y las dimensiones de la empacadura.

El tipo de empacadura a utilizar, la cual es recomendada por la norma PDVSA H-221 para este tipo de servicio es devanada en espiral, 304 SS, rellena con asbesto, flexitallic CG o equivalente.

Las dimensiones de las empacaduras para las tuberías de 8, 6 y 4 pulgadas se encuentran disponibles en las Norma ASME 16.20, y se pueden observar en la Tabla 4.15; 4.16 y 4.17 respectivamente

**Tabla 4.15** Dimensiones de la empacadura para un diámetro nominal de la brida de 8 pulgadas [13].

Flange Size (NPS)	Outside Diameter of Gasket (2)		Inside Diameter of Gasket by Class (3)							Outside Diameter of Centering Ring by Class (4)						
	Classes 150, 300, 400, 600	Classes 900, 1500, 2500	150	300	400 (5)	600	900 (1, 5)	1500 (1)	2500 (1, 5)	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)
	1/2	1.25	1.25	0.75	0.75	...	0.75	...	0.75	0.75	1.88	2.13	...	2.13	...	2.50
3/4	1.56	1.56	1.00	1.00	...	1.00	...	1.00	1.00	2.25	2.63	...	2.63	...	2.75	3.00
1	1.88	1.88	1.25	1.25	...	1.25	...	1.25	1.25	2.63	2.88	...	2.88	...	3.13	3.38
1 1/4	2.38	2.38	1.88	1.88	...	1.88	...	1.56	1.56	3.00	3.25	...	3.25	...	3.50	4.13
1 1/2	2.75	2.75	2.13	2.13	...	2.13	...	1.88	1.88	3.38	3.75	...	3.75	...	3.88	4.63
2	3.38	3.38	2.75	2.75	...	2.75	...	2.31	2.31	4.13	4.38	...	4.38	...	5.63	5.75
2 1/2	3.88	3.88	3.25	3.25	...	3.25	...	2.75	2.75	4.88	5.13	...	5.13	...	6.50	6.63
3	4.75	4.75	4.00	4.00	...	4.00	3.75	3.63	3.63	5.38	5.88	...	5.88	6.63	6.88	7.75
4	5.88	5.88	5.00	5.00	4.75	4.75	4.75	4.63	4.63	6.88	7.13	7.00	7.63	8.13	8.25	9.25
5	7.00	7.00	6.13	6.13	5.81	5.81	5.81	5.63	5.63	7.75	8.50	8.38	9.50	9.75	10.00	11.00
6	8.25	8.25	7.19	7.19	6.88	6.88	6.88	6.75	6.75	8.75	9.88	9.75	10.50	11.38	11.13	12.50
8	10.38	10.13	9.19	9.19	8.88	8.88	8.75	8.50	8.50	11.00	12.13	12.00	12.63	14.13	13.88	15.25
10	12.50	12.25	11.31	11.31	10.81	10.81	10.88	10.50	10.63	13.38	14.25	14.13	15.75	17.13	17.13	18.75
12	14.75	14.50	13.38	13.38	12.88	12.88	12.75	12.75	12.50	16.13	16.63	16.50	18.00	19.63	20.50	21.63
14	16.00	15.75	14.63	14.63	14.25	14.25	14.00	14.25	...	17.75	19.13	19.00	19.38	20.50	22.75	...
16	18.25	18.00	16.63	16.63	16.25	16.25	16.25	16.00	...	20.25	21.25	21.13	22.25	22.63	25.25	...
18	20.75	20.50	18.69	18.69	18.50	18.50	18.25	18.25	...	21.63	23.50	23.38	24.13	25.13	27.75	...
20	22.75	22.50	20.69	20.69	20.50	20.50	20.50	20.25	...	23.88	25.75	25.50	26.88	27.50	29.75	...
24	27.00	26.75	24.75	24.75	24.75	24.75	24.75	24.25	...	28.25	30.50	30.25	31.13	33.00	35.50	...

**Tabla 4.16** Dimensiones de la empackadura para un diámetro nominal de la brida de 6 pulgadas [13].

Flange Size (NPS)	Outside Diameter of Gasket (2)		Inside Diameter of Gasket by Class (3)								Outside Diameter of Centering Ring by Class (4)						
	Classes 150, 300, 400, 600	Classes 900, 1500, 2500	150	300	400 (5)	600	900 (1, 5)	1500 (1)	2500 (1, 5)	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)	
	1/2	1.25	1.25	0.75	0.75	...	0.75	...	0.75	0.75	1.88	2.13	...	2.13	...	2.50	2.75
3/4	1.56	1.56	1.00	1.00	...	1.00	...	1.00	1.00	2.25	2.63	...	2.63	...	2.75	3.00	
1	1.88	1.88	1.25	1.25	...	1.25	...	1.25	1.25	2.63	2.88	...	2.88	...	3.13	3.38	
1 1/4	2.38	2.38	1.88	1.88	...	1.88	...	1.56	1.56	3.00	3.25	...	3.25	...	3.50	4.13	
1 1/2	2.75	2.75	2.13	2.13	...	2.13	...	1.88	1.88	3.38	3.75	...	3.75	...	3.88	4.63	
2	3.38	3.38	2.75	2.75	...	2.75	...	2.31	2.31	4.13	4.38	...	4.38	...	5.63	5.75	
2 1/2	3.88	3.88	3.25	3.25	...	3.25	...	2.75	2.75	4.88	5.13	...	5.13	...	6.50	6.63	
3	4.75	4.75	4.00	4.00	...	4.00	3.75	3.63	3.63	5.38	5.88	...	5.88	6.63	6.88	7.75	
4	5.88	5.88	5.00	5.00	4.75	4.75	4.75	4.63	4.63	6.88	7.13	7.00	7.63	8.13	8.25	9.25	
5	7.00	7.00	6.13	6.13	5.81	5.81	5.81	5.63	5.63	7.75	8.50	8.38	9.50	9.75	10.00	11.00	
6	8.25	8.25	7.19	7.19	6.88	6.88	6.88	6.75	6.75	8.75	9.88	9.75	10.50	11.38	11.13	12.50	
8	10.38	10.13	9.19	9.19	8.88	8.88	8.75	8.50	8.50	11.00	12.13	12.00	12.63	14.13	13.88	15.25	
10	12.50	12.25	11.31	11.31	10.81	10.81	10.88	10.50	10.63	13.38	14.25	14.13	15.75	17.13	17.13	18.75	
12	14.75	14.50	13.38	13.38	12.88	12.88	12.75	12.75	12.50	16.13	16.63	16.50	18.00	19.63	20.50	21.63	
14	16.00	15.75	14.63	14.63	14.25	14.25	14.00	14.25	...	17.75	19.13	19.00	19.38	20.50	22.75	...	
16	18.25	18.00	16.63	16.63	16.25	16.25	16.25	16.00	...	20.25	21.25	21.13	22.25	22.63	25.25	...	
18	20.75	20.50	18.69	18.69	18.50	18.50	18.25	18.25	...	21.63	23.50	23.38	24.13	25.13	27.75	...	
20	22.75	22.50	20.69	20.69	20.50	20.50	20.50	20.25	...	23.88	25.75	25.50	26.88	27.50	29.75	...	
24	27.00	26.75	24.75	24.75	24.75	24.75	24.75	24.25	...	28.25	30.50	30.25	31.13	33.00	35.50	...	

**Tabla 4.17** Dimensiones de la empackadura para un diámetro nominal de la brida de 4 pulgadas [13].

Flange Size (NPS)	Outside Diameter of Gasket (2)		Inside Diameter of Gasket by Class (3)								Outside Diameter of Centering Ring by Class (4)						
	Classes 150, 300, 400, 600	Classes 900, 1500, 2500	150	300	400 (5)	600	900 (1, 5)	1500 (1)	2500 (1, 5)	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)	
	1/2	1.25	1.25	0.75	0.75	...	0.75	...	0.75	0.75	1.88	2.13	...	2.13	...	2.50	2.75
3/4	1.56	1.56	1.00	1.00	...	1.00	...	1.00	1.00	2.25	2.63	...	2.63	...	2.75	3.00	
1	1.88	1.88	1.25	1.25	...	1.25	...	1.25	1.25	2.63	2.88	...	2.88	...	3.13	3.38	
1 1/4	2.38	2.38	1.88	1.88	...	1.88	...	1.56	1.56	3.00	3.25	...	3.25	...	3.50	4.13	
1 1/2	2.75	2.75	2.13	2.13	...	2.13	...	1.88	1.88	3.38	3.75	...	3.75	...	3.88	4.63	
2	3.38	3.38	2.75	2.75	...	2.75	...	2.31	2.31	4.13	4.38	...	4.38	...	5.63	5.75	
2 1/2	3.88	3.88	3.25	3.25	...	3.25	...	2.75	2.75	4.88	5.13	...	5.13	...	6.50	6.63	
3	4.75	4.75	4.00	4.00	...	4.00	3.75	3.63	3.63	5.38	5.88	...	5.88	6.63	6.88	7.75	
4	5.88	5.88	5.00	5.00	4.75	4.75	4.75	4.63	4.63	6.88	7.13	7.00	7.63	8.13	8.25	9.25	
5	7.00	7.00	6.13	6.13	5.81	5.81	5.81	5.63	5.63	7.75	8.50	8.38	9.50	9.75	10.00	11.00	

**4.3.4 Tornillos.** La selección del material de los tornillos se realiza en base al material de la brida, la clase de la misma y el rango de la temperatura normal de operación según las recomendaciones de la Norma PDVSA H-221 y la Norma GEMS J-2-D28 y, Tabla 4.18. Con respecto a las dimensiones de los tornillos, se encuentran en las Tablas 4.9; 4.11 y 4.13, de acuerdo al tamaño de las bridas.

**Tabla 4.18** Selección del material de los tornillos de acuerdo con GEMS J-2D28

<u>FLANGE MATERIAL</u>	<u>PRESSURE CLASS</u>	<u>NORMAL FLOW TEMPERATURE RANGE (1)</u>	<u>BOLTING MATERIAL TYPE</u>
CAST IRON	125 & 250	-20°F TO 500°F	B7
<b>CARBON STEEL</b>	150 & 300	-50°F TO -20°F (2)	L7
	<b>150 - 1500</b>	<b>-20°F TO 1000°F</b>	<b>B7</b>
FERRITIC ALLOY	150 - 1500	-20°F TO 1150°F	B7
AUSTENITIC ALLOYS	150 & 300	-325°F TO -20°F (2)	B8
	150	-20°F TO 500°F	B7
	300 - 1500	-20°F TO 1000°F	B7
	300 - 1500	1001°F TO 1200°F	B16
MONEL	150 & 300	-20°F TO 500°F	B7
SECTION B: BOLTING MATERIAL DESIGNATIONS			
<u>TYPE</u>	<u>DESCRIPTION</u>	<u>BOLTS ASTM DESIGNATION</u>	<u>MARK</u>
<b>B7</b>	<b>STUD BOLT</b>	<b>A 193 GR-B7 (CR-MO)</b>	<b>B7</b>
B16	STUD BOLT	A 193 GR-B16 (CR-MO-VANAD)	B16
L7	STUD BOLT	A 320 GR-L7 (CR-MO)	L7
B8	STUD BOLT	A 320 GR-B8 CL 2 (TYPE 304)	B8

**Características de los tornillos seleccionados**

- Para las bridas de 8, 6 y 4 pulgadas
- Designación A193 GR-B7
- Composición Cr-Mo

**4.3.5 Tuercas y arandelas.** A continuación se muestra el procedimiento para la selección de las tuercas y las arandelas.

A partir de las condiciones críticas y las normas de diseño se procede a la selección del material de las tuercas y arandelas de acuerdo a la Norma PDVSA H-221 y la Norma GEMS J-2-D28, según la Tabla 4.19:

**Tabla 4.19** Selección del material de las tuercas y arandelas de acuerdo con GEMS J-2D28

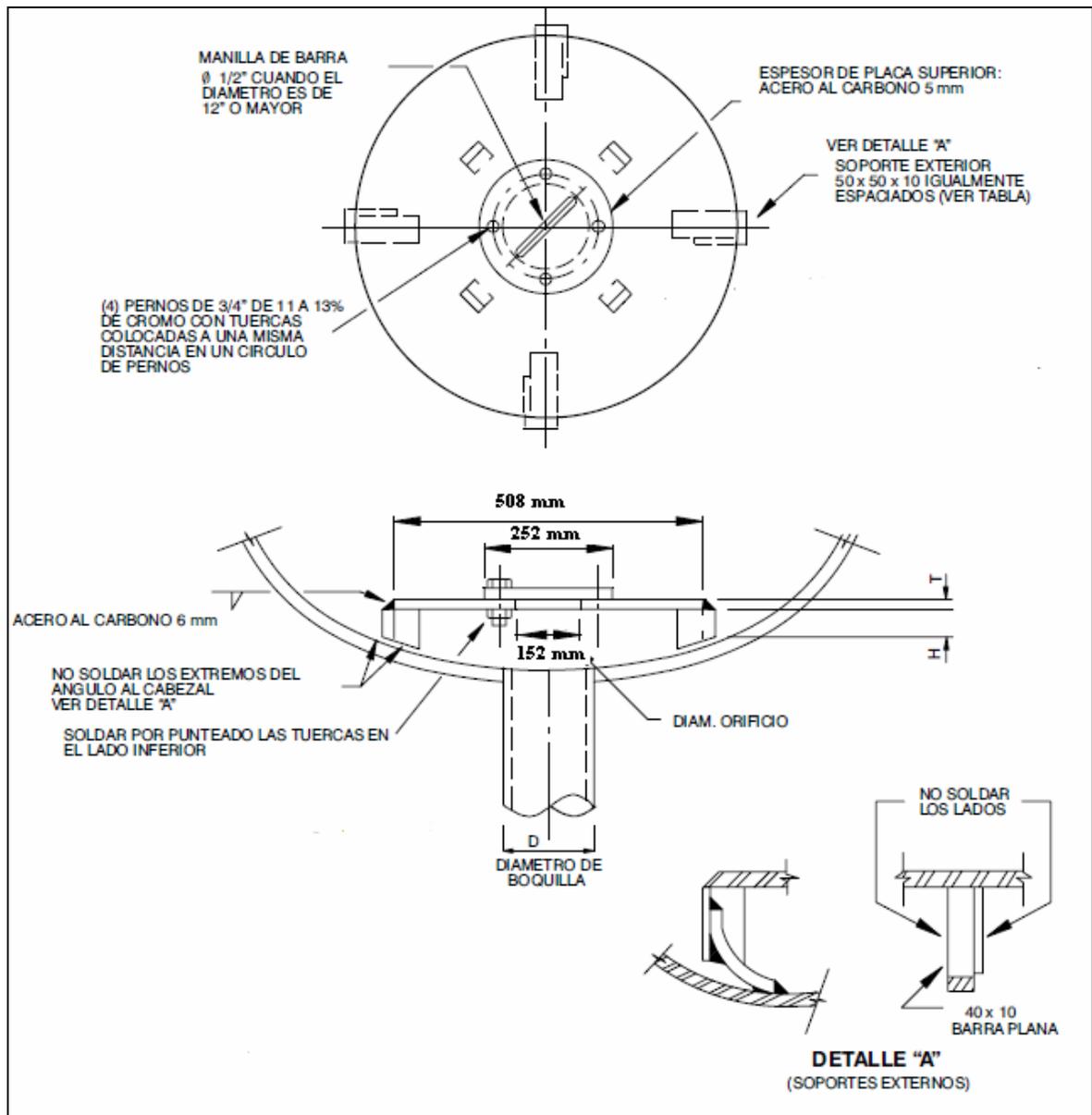
<u>NUTS</u> <u>ASTM DESIGNATION</u>	<u>MARK</u>
A 194 GR-2H COLD PRESSED HEAVY HEX. SERIES	2H
A 194 GR-4 PRESSED HEAVY HEX SERIES	4
A 194 GR-2H COLD PRESSED HEAVY HEX SERIES	2H
A 194 GR-8 (TYPE 304)	8

#### Características de las tuercas y arandelas seleccionadas

- Tuercas hexagonales pesadas, designación A194 GR-2H
- Composición Cr-Mo

**4.3.6 Rompe vórtice.** A continuación se muestra el procedimiento para la selección del rompe vórtice:

El material escogido es una placa de acero al carbono de  $\frac{1}{4}$  de pulgada. Para lograr un alto grado de eficacia bajo condiciones severas de remolino, la anchura de la mampara debe ser igual a 5 veces el diámetro de la boquilla (508 mm). En la figura 4.8 se ven los detalles del rompe vórtice seleccionado.



**Figura 4.8** Dimensiones y características de la plancha rompe vórtice seleccionada.

**Tabla 4.20** Características que debe cumplir el rompe vórtice dependiendo del diámetro de la boquilla de salida [8].

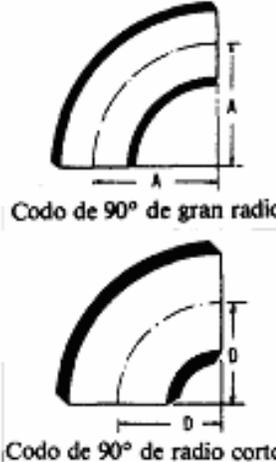
D Diámetro boquilla	Espesor T		N° de Soportes		H mm.
	Ac. Carb. mm	Aleación mm	Externos	Internos	
1 1/2" a 3"	6	5	3	–	25
4" a 6"	10	6	4	–	50
8" a 12"	12	10	6	4	100
14" a 18"	16	12	8	4	150
20" a 24"	20	16	8	4	200

**4.3.7 Codos.** A continuación se muestra el procedimiento para la selección de los codos:

Se seleccionaran 3 conjuntos de codos diferentes, 2 codos internos en las boquillas de entrada, con diámetro nominal de 8 pulgadas (0,2032 m) y debido al límite de espacio dentro del separador, serán codos de 90° de “radio corto”. Para la salida del gas se usaran 2 codos en la parte externa del separador con un diámetro nominal de 6 pulgadas (0,1524 m) y como no hay limitante de espacio se usaran codo de 90° de tipo “radio largo”. Y 2 codos con diámetro nominal de 4 pulgadas (0,1016 m) para la salida del líquido en la parte externa del separador, de igual manera con ángulo de 90° y de tipo “radio largo”.

En la tabla 4.21 se muestran las dimensiones y características de los conjuntos de codos seleccionados de acuerdo al diámetro nominal y al tipo de codo, todas las dimensiones están en pulgadas.

**Tabla 4.21** Características y dimensiones de los codos presentes en el diseño del separador [2].



Tamaño nominal del tubo	Dimensiones							
	Diámetro exterior	A	B	C	D	E	F <sup>5</sup> <sub>1</sub>	F <sup>5</sup> <sub>2</sub>
1/2	0.840	1 1/2	3/8	1 3/8	.....	.....	1	.....
3/4	1.050	1 3/4	7/16	1 11/16	.....	.....	1 1/2	.....
1	1.315	1 7/8	3/4	2 1/8	1	1 3/4	1 1/2	1 1/2
1 1/4	1.660	1 7/8	1	2 3/4	1 1/4	2 1/8	1 1/2	1 1/2
1 1/2	1.900	2 1/4	1 1/4	3 3/4	1 1/2	2 1/8	1 1/2	1 1/2
2	2.375	3	1 3/4	4 3/8	2	3 3/16	1 3/4	1 3/4
2 1/2	2.875	3 3/4	1 3/4	5 3/8	2 1/2	3 3/8	1 3/4	2
3	3.500	4 1/2	2	6 3/4	3	4 3/4	2	2 1/2
3 1/2	4.000	5 1/4	2 1/4	7 3/4	3 1/2	5 1/2	2 1/2	3
4	4.500	6	2 1/2	8 1/4	4	6 1/4	2 1/2	3
5	5.563	7 1/8	3 3/8	10 1/16	5	7 3/4	3	3 1/2
6	6.625	9	3 3/4	12 1/16	6	9 1/16	3 3/8	4
8	8.625	12	5	16 1/16	8	12 1/16	4	5
10	10.750	15	6 1/4	20 3/8	10	15 3/8	5	6
12	12.750	18	7 1/2	24 3/8	12	18 3/8	6	7
14	14.000	21	8 3/4	28	14	21	6 1/2	7 1/2

#### 4.4 CÁLCULOS DE LOS MEDIOS DE UNIÓN QUE ESTAN PRESENTES EN EL SEPARADOR

##### 4.4.1 Cálculos de las soldaduras entre las tapas y el cuerpo del separador

##### 4.4.1.1 Cálculo de los esfuerzos longitudinales y circunferenciales:

Usando las Ecs. (3.45) y (3.46) se hallan los 2 tipos de esfuerzos

- Para esfuerzos longitudinales

$$\sigma_1 = \frac{P * R}{t} = \frac{180 \text{ psi} * 27 \text{ pulg}}{0,5 \text{ pulg}} = 9720 \text{ psi} \quad (67,017 \text{ MPa})$$

- Para esfuerzos circunferenciales o de costilla

$$\sigma_2 = \frac{P * R}{2t} = \frac{180 \text{ psi} * 27 \text{ pulg}}{2 * 0,5 \text{ pulg}} = 4860 \text{ psi} \quad (33,509 \text{ MPa})$$

#### 4.4.1.2 Cálculo de las fuerzas o cargas de tensión

Usando las Ecs. (3.47); (3.48) y las Ecs. (3.49); (3.50) para esfuerzos longitudinales y circunferenciales, respectivamente, se hallan las fuerzas presentes para cada caso:

- Para las fuerzas presentes en los esfuerzos longitudinales

$$A_{S1} = t * l = 0,5 \text{ pulg.} * 180 \text{ pulg.} = 90 \text{ pulg}^2 \quad (0,058064 \text{ m}^2)$$

$$F_1 = \sigma_1 * A_{S1} = 9720 \text{ psi} * 90 \text{ pulg}^2 = 874800 \text{ lbf} \quad (3891,305 \text{ KNew})$$

- Para las fuerzas presentes en los esfuerzos circunferenciales

$$A_{S2} = \pi * (r_o^2 - r_i^2) = \pi * (27 \text{ pulg}^2 - 26,5 \text{ pulg}^2) = 84,0376 \text{ pulg}^2 \quad (0,054218 \text{ m}^2)$$

$$F_2 = \sigma_2 * A_{S2} = 4860 \text{ psi} * 84,0376 \text{ pulg}^2 = 408423 \text{ lbf} \quad (1816,755 \text{ KNew})$$

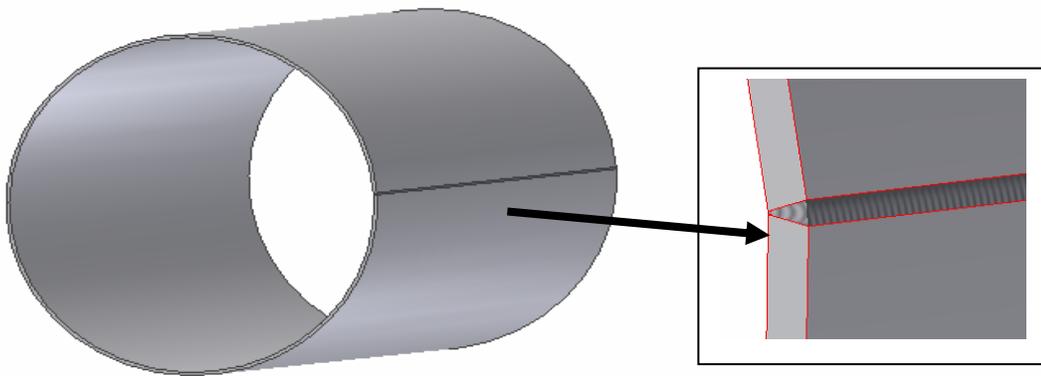
### 4.4.1.3 Cálculo del esfuerzo presente en el cordón de soldadura

- Esfuerzo presente en el cordón de soldadura que esta longitudinalmente

Para determinar el esfuerzo presente en el cordón se soldadura se utilizara la Ec.

(3.44):

$$\sigma_s = \frac{F}{h_g * l} = \frac{874800lb}{0,5pulg * 180pulg} = 9720 \text{ lb/pulg}^2 \quad (67,017 \text{ MPa})$$



**Figura 4.9** Cordón de soldadura en el casco del separador.

- Esfuerzo presente en el cordón de soldadura que esta circunferencialmente

Para determinar este esfuerzo presente en el cordón se soldadura se utilizara nuevamente la Ec. (3.44):

$$\sigma_s = \frac{F}{h_g * l} = \frac{408423lb}{0,5pulg * 169,646pulg} = 4815,003 \text{ lb/pulg}^2 \quad (33,1985 \text{ MPa})$$



**Figura 4.10** Cordón de soldadura entre el casco y los cabezales del separador.

Para la unión de la plancha y los cabezales al cuerpo se utilizarán electrodos E70XX ( $F_u = 70$  Ksi. Según Apéndice 3 tabla 3.1).

Como el estado es tensional en la soldadura y de acuerdo a la tabla 9.4 del shigley los esfuerzos admisibles serán:

$$F_{v_{\text{electrodo}}} = 0,3F_u = 0,3(70000 \text{ lb/pulg}^2) = 21000 \text{ lb/pulg}^2 \quad (145 \text{ MPa}) \quad (\text{E70XX})$$

$$F_{v_{\text{Metal base}}} = 0,6 S_y = 0,6(38000 \text{ lb/pulg}^2) = 22800 \text{ lb/pulg}^2 \quad (157 \text{ MPa}) \quad (\text{ASTM SA-516})$$

El código ASME recomienda un excedente en el cálculo cuando no se realiza prueba o radiografía a la soldadura, por lo tanto se tiene:

$$\sigma_s = \frac{9720 \text{ lb/pulg}^2}{0,7} \rightarrow \sigma_s = 13885,7143 \text{ lb/pulg}^2 \quad (95,739 \text{ MPa})$$

$$\sigma_s = \frac{4815,003 \text{ lb/pulg}^2}{0,7} \rightarrow \sigma_s = 6878,5757 \text{ lb/pulg}^2 \quad (47,426 \text{ MPa})$$

Se puede observar que  $\sigma_s < F_v$  (tanto del electrodo como del metal base) lo que indica que la soldadura resiste la carga.

#### 4.4.2 Soldaduras de las diferentes boquillas en el separador

##### 4.4.2.1 Cálculo del cordón de soldadura para la boquilla de 4 pulgadas

Los espesores involucrados son:

$$t_1 = 0,5 \text{ pulg} = 0,0127 \text{ m}$$

$$t_2 = 0,237 \text{ pulg} = 0,00602 \text{ m}$$

De la tabla 3.3 mostrada en el apéndice N° 3 se obtiene el espesor máximo del cordón de soldadura.

$$D_{\text{máx}} = t_1 - 2 \text{ mm} = 12,7 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 10,7 \text{ mm}$$

De la tabla 3.4 mostrada en el apéndice N° 3 se obtiene el espesor mínimo del cordón de soldadura. Como el espesor más grueso de 12,7 mm se encuentra en el intervalo entre 6 hasta 13, el espesor mínimo que corresponde a este intervalo será:

$$D_{\text{min}} = 5 \text{ mm}$$

Adoptando un espesor de soldadura  $e = 8 \text{ mm}$  (0,008 m), se procede a calcular el área del cordón de soldadura:

El área de soldadura se determina con la Ec.( 3.51):

$$A_{\text{sold.}} = \Pi * D_{\text{ext}} * e = \Pi * 0,11364 \text{ m} * 0,008 \text{ m} = 0,002856 \text{ m}^2$$

Para calcular el esfuerzo se necesita la carga a la cual estará sometido el cordón de soldadura, dicha carga es la siguiente:

$$F = 8,1251 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 79,7072 \text{ N}$$

Con en el área y la carga se calcula el esfuerzo en el cordón de soldadura mediante la Ec. (3.52):

$$\sigma_s = \frac{F}{A_{sold.}} = \frac{79,7072N}{0,002856m^2} = 27907,8557 \text{ N/m}^2 \text{ (4,0485 lb/pulg}^2\text{)}$$

#### 4.4.2.2 Cálculo del cordón de soldadura para la boquilla de 6 pulgadas

Los espesores involucrados son:

$$t_1 = 0,5 \text{ pulg} = 0,0127 \text{ m}$$

$$t_2 = 0,280 \text{ pulg} = 0,007112 \text{ m}$$

De la tabla 3.3 mostrada en el apéndice N° 3 se obtiene el espesor máximo del cordón de soldadura

$$D_{\text{máx}} = t_1 - 2 \text{ mm} = 12,7 \text{ mm} - 2\text{mm} = 10,7 \text{ mm}$$

De la tabla 3.4 mostrada en el apéndice N° 3 se obtiene el espesor mínimo del cordón de soldadura. Como el espesor más grueso de 12,7 mm se encuentra en el intervalo entre 6 hasta 13, el espesor mínimo que corresponde a este intervalo será:

$$D_{\text{min}} = 5 \text{ mm}$$

Adoptando un espesor de soldadura  $e = 8 \text{ mm}$  (0,008 m), se procede a calcular el área del cordón de soldadura:

El área de soldadura se determina con la Ec. (3.51):

$$A_{\text{sold.}} = \Pi * D_{\text{ext}} * e = \Pi * 0,1666 \text{ m} * 0,008 \text{ m} = 0,004187 \text{ m}^2$$

Para calcular el esfuerzo se necesita la carga a la cual estará sometido el cordón de soldadura, dicha carga es la siguiente:

$$F = 13,7587 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 134,9729 \text{ N}$$

Con en el área y la carga se calcula el esfuerzo en el cordón de soldadura mediante la Ec. (3.52):

$$\sigma_s = \frac{F}{A_{\text{sold.}}} = \frac{134,9729 \text{ N}}{0,004187 \text{ m}^2} = 32236,18342 \text{ N/m}^2 \text{ (4,67545 lb/pulg}^2\text{)}$$

#### **4.4.2.3.- Cálculo del cordón de soldadura para la boquilla de 6 pulgadas.**

Los espesores involucrados son:

$$t_1 = 0,5 \text{ pulg} = 0,0127 \text{ m}$$

$$t_2 = 0,250 \text{ pulg} = 0,00635 \text{ m}$$

De la tabla 3.3 mostrada en el apéndice N° 3 se obtiene el espesor máximo del cordón de soldadura

$$D_{\text{máx}} = t_1 - 2 \text{ mm} = 12,7 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 10,7 \text{ mm}$$

De la tabla 3.4 mostrada en el apéndice N° 3 se obtiene el espesor mínimo del cordón de soldadura. Como el espesor más grueso de 12,7 mm se encuentra en el intervalo entre 6 hasta 13, el espesor mínimo que corresponde a este intervalo será:

$$D_{\min} = 5 \text{ mm}$$

Adoptando un espesor de soldadura  $e = 8 \text{ mm}$  (0,008 m), se procede a calcular el área del cordón de soldadura:

El área de soldadura se determina con la Ec. (3.51):

$$A_{\text{sold.}} = \Pi * D_{\text{ext}} * e = \Pi * 0,2159 \text{ m} * 0,008 \text{ m} = 0,005426 \text{ m}^2$$

Para calcular el esfuerzo se necesita la carga a la cual estará sometido el cordón de soldadura, dicha carga es la siguiente:

$$F = 33,5051 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 328,6850 \text{ N}$$

Con en el área y la carga se calcula el esfuerzo en el cordón de soldadura mediante la Ec. (3.52):

$$\sigma_s = \frac{F}{A_{\text{sold.}}} = \frac{328,6850 \text{ N}}{0,005426 \text{ m}^2} = 64575,9307 \text{ N/m}^2 \text{ (9,3659 lb/pulg}^2\text{)}$$

Para la unión de las boquillas al casco se utilizarán electrodos E70XX ( $F_u = 70 \text{ Ksi}$ . Según Apéndice N° 3 tabla 3.1).

Como el estado tensional de la soldadura será corte, de acuerdo a la Tabla 9.4 del shigley los esfuerzos admisibles serán:

$$F_{\text{electrodo}} = 0.3F_u = 0,3(70000 \text{ lb/pulg}^2) = 21000 \text{ lb/pulg}^2 \text{ (145 MPa) (E70XX)}$$

$F_{V_{Metal\ base}} = 0,4 S_y = 0,4(35000\ lb/pulg^2) = 14000\ lb/pulg^2$  (97 MPa) (ASTM SA-53B)

El código ASME recomienda un excedente en el cálculo cuando no se realiza prueba o radiografía a la soldadura, por lo tanto se tiene:

$$\sigma_s = \frac{4,04848\ lb/pulg^2}{0,7} \rightarrow \sigma_s = 5,7835\ lb/pulg^2 \quad (39,876\ KPa)$$

$$\sigma_s = \frac{4,67545\ lb/pulg^2}{0,7} \rightarrow \sigma_s = 6,6792\ lb/pulg^2 \quad (46,052\ KPa)$$

$$\sigma_s = \frac{9,3659\ lb/pulg^2}{0,7} \rightarrow \sigma_s = 13,3798\ lb/pulg^2 \quad (92,251\ KPa)$$

Se puede observar que  $\sigma_s < F_v$  (tanto del electrodo como del metal base) lo que indica que las soldaduras de las distintas boquillas, resisten la carga.

### 4.4.3 Soldadura en las siletas

#### 4.4.3.1 Cálculo del cordón de soldadura entre la sileta y el casco

Los espesores involucrados son:

$$t_1 = 0,5\ pulg = 0,0127\ m$$

$$t_2 = 0,25\ pulg = 0,00635\ m$$

De la Tabla 3.3 mostrada en el Apéndice N° 3 se obtiene el espesor máximo del cordón de soldadura

$$D_{\text{máx}} = t_1 - 2 \text{ mm} = 12,7 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 10,7 \text{ mm}$$

De la Tabla 3.4 mostrada en el Apéndice N° 3 se obtiene el espesor mínimo del cordón de soldadura. Como el espesor más grueso de 12,7 mm se encuentra en el intervalo entre 6 hasta 13, el espesor mínimo que corresponde a este intervalo será:

$$D_{\text{min}} = 5 \text{ mm}$$

Adoptando un espesor de soldadura  $e = 8 \text{ mm}$  (0,008 m), se procede a calcular el área del cordón de soldadura:

El área de soldadura se determina con la Ec. (3.52):

$$A_{\text{sold}} = \Pi * \frac{D_{\text{ext}}}{3} * e = \Pi * \frac{1,397 \text{ m}}{3} * 0,008 \text{ m} = 0,0117 \text{ m}^2$$

Para calcular el esfuerzo se necesita la carga a la cual estará sometido el cordón de soldadura, dicha carga es la siguiente:

$$F = 28982,5578 \text{ N}$$

Con en el área y la carga se calcula el esfuerzo en el cordón de soldadura mediante la Ec. (3.52):

$$\sigma_s = \frac{F}{A_{\text{sold.}}} = \frac{28982,5578 \text{ N}}{0,0117 \text{ m}^2} = 2,476 \text{ MPa} \quad (359,1709 \text{ lb/pulg}^2)$$

Para la unión de las boquillas al casco se utilizarán electrodos E70XX ( $F_u = 70$  Ksi. Según Apéndice N° 3 tabla 3.1).

Como el estado tensional de la soldadura será corte, de acuerdo a la Tabla 9.4 del shigley los esfuerzos admisibles serán:

$$F_{V_{\text{electrodo}}} = 0.3F_u = 0,3(70000 \text{ lb/pulg}^2) = 21000 \text{ lb/pulg}^2 \quad (145 \text{ MPa}) \quad (\text{E70XX})$$

$$F_{V_{\text{Metal base}}} = 0,4 S_y = 0,4(38000 \text{ lb/pulg}^2) = 15200 \text{ lb/pulg}^2 \quad (105 \text{ MPa}) \quad (\text{ASTM SA-516})$$

El código ASME recomienda un excedente en el cálculo cuando no se realiza prueba o radiografía a la soldadura, por lo tanto se tiene:

$$\sigma_s = \frac{359,1709 \text{ lb/pulg}^2}{0,7} \rightarrow \sigma_s = 513,1012 \text{ lb/pulg}^2 \quad (3,538 \text{ MPa})$$

Se puede observar que  $\sigma_s < F_v$  (tanto del electrodo como del metal base) lo que indica que la soldadura, resiste la carga.

## 4.5 SELECCIÓN DE LAS VALVULAS DE CONTROL DEL SEPARADOR

### 4.5.1 Selección de la Válvula para manejar el líquido

Para seleccionar y hacer el dimensionamiento de la válvula se calcula el coeficiente  $C_v$  mediante la Ec. (3.53):

$$C_v = q \sqrt{\frac{G_f}{\Delta p}} = 87,1768 \text{ gpm} \sqrt{\frac{0,9160}{1 \text{ Psi}}} = 83,4351$$

Con este valor buscamos en la Figura N° 8.1 del Apéndice N° 8 y escogemos el tamaño y la abertura de la válvula más adecuado. Para este caso con un tamaño de 4 pulgadas el inmediatamente superior es el de un  $C_v = 125$  con una abertura de la válvula de 70 %.

#### 4.5.2 Selección de la válvula para manejar el gas

Para seleccionar y hacer el dimensionamiento de la válvula se calcula el coeficiente  $C_g$  mediante la Ec. (3.54):

Pero antes hallamos primero el valor de  $C_1$  mediante la Ec. (3.55):

$$C_1 = 39,76 * \sqrt{X_T} = 39,76 * \sqrt{0,736} = 34,1103$$

Sustituyendo este valor en la Ec. (3.54) calculamos el valor de  $C_g$ :

$$C_g = \frac{Q_{scfh}}{\sqrt{\frac{520}{G * T} * P * \text{sen} \left[ \left( \frac{3417}{C_1} \right) * \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{grad}}} = \frac{175530,06}{\sqrt{0,6 * 599,67^\circ R * 150 \text{ Psi} * \text{sen} \left[ \left( \frac{3417}{34,1103} \right) \sqrt{\frac{10 \text{ Psi}}{150 \text{ Psi}}} \right]}}$$

$$C_g = 2231,2673$$

Como  $C_g = C_v * C_1$  entonces nos queda que  $C_v = \frac{C_g}{C_1} = \frac{2231,2673}{34,1103} = 65,4133$

Con este nuevo valor buscamos en la Figura N° 8.1 del Apéndice N° 8 y escogemos el tamaño y la abertura de la válvula más adecuado. Para este caso con un tamaño de 6 pulgadas, el inmediatamente superior es el de un  $C_v = 239$  con una apertura de la válvula de 70 %.

### **4.6 CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS DE SOPORTE DEL SEPARADOR**

Primero hay que determinar el peso total del recipiente para proceder a calcular los elementos de soporte del separador.

#### **4.6.1 Cálculos de los pesos de los distintos elementos del separador**

##### **4.6.1.1 Calculo del peso tanto del casco como de los cabezales del separador**

Para determinar el peso del casco y de los cabezales se usara la Tabla 4.22. Los pesos del casco que aparecen en la tabla son para un pie lineal de longitud del casco y los tabulados en las columnas encabezadas con “D.I” y “D.E” son los pesos del casco cuando el diámetro dado es el diámetro interior o el diámetro exterior del casco. Todas las dimensiones están expresadas en pulgadas y todos los pesos en libras.

**Tabla 4.22** Peso del casco y de los cabezales [2].

<b>PESO DE CASCOS Y CABEZAS</b>										
<b>DIAM. DEL RECI- PIENTE</b>	<b>ESPESOR DE PARED</b>									
	<b>1/2"</b>					<b>9/16"</b>				
	<b>CASCO</b>		<b>CABEZA</b>			<b>CASCO</b>		<b>CABEZA</b>		
	<b>D. I.</b>	<b>D. E.</b>	<b>ELIP</b>	<b>B Y C</b>	<b>HEMIS</b>	<b>D. I.</b>	<b>D. E.</b>	<b>ELIP.</b>	<b>B Y C</b>	<b>HEMIS</b>
32	174	168	206	161	290	196	189	231	181	327
34	184	178	230	178	327	208	201	259	200	369
36	195	189	256	196	366	220	213	288	220	413
38	206	200	283	220	407	232	225	319	247	459
40	217	211	313	240	450	244	237	352	270	508
42	227	221	343	261	496	256	249	386	294	560
48	259	253	442	337	646	292	285	497	379	728
54	291	285	553	421	815	328	321	622	473	919
60	323	317	677	514	1005	364	357	762	578	1133
66	355	349	813	617	1214	400	393	915	694	1368

Por lo tanto nos queda que el casco del separador y las cabezas elipsoidales tendrán un peso de:

$$P_{\text{casco}} = 291 \text{ lb/pie} \cdot 15 \text{ pie} = 4365 \text{ lb} \quad (1979,9307 \text{ kg})$$

$$P_{\text{cabezas}} = 553 \text{ lb} \quad (250,8366 \text{ kg}) \text{ por cada cabeza elipsoidal}$$

#### 4.6.1.2 Cálculo del peso de los distintos accesorios que están presentes en el separador (Boquillas, bridas, codos, etc)

En la Tabla 4.23 todas las dimensiones están expresadas en pulgadas y todos los pesos en libras.

Tabla 4.23 Peso de las boquillas y accesorios [2].

PESO DE TUBOS Y ACCESORIOS									
TAM. NOM. DEL TUBO	DESIGNACION	ESP. NOM. DE PARED	1 PIE DE TUBO	CODO			CODO EN U		T
				DE 90° G.R.	de 90° R.C.	de 45° G.R.	de 180° G.R.	de 180° R.C.	
4	EST.	.237	10.8	9.0	6.3	4.5	18.5	12.5	12.0
	REF.	.337	15.0	13.5	8.5	6.1	25.0	17.0	15.8
	CED 120	.438	19.0	15.6	10.4	7.8	31.3	20.8	23.5
	CED 160	.531	22.5	18.0	12.0	8.8	40.0	24.0	25.0
	DOBLE REF.	.674	27.5	20.0	13.0	10.8	40.0	27.0	25.0
6	EST.	.280	19.0	24.5	18.0	12.0	50.0	35.0	34.0
	REF.	.432	28.6	35.0	23.0	17.5	70.0	46.0	40.0
	CED 120	.562	36.4	45.2	30.0	22.6	90.3	60.0	64.0
	CED 160	.718	45.3	57.0	38.0	30.0	120.0	76.0	62.0
	DOBLE REF.	.864	53.2	65.0	44.0	32.0	130.0	87.0	68.0
8	CED 20	.250	22.4	36.5	24.4	18.2	73.0	48.8	54.0
	CED 30	.277	24.7	40.9	27.0	20.4	81.9	54.0	57.0
	EST.	.322	28.6	50.0	34.0	23.0	95.0	68.0	55.0
	CED 60	.406	35.6	58.0	39.1	29.4	117.0	78.0	76.0
	REF.	.500	43.4	71.0	47.5	35.0	142.0	100.0	75.0
	CED 100	.593	50.9	84.0	56.0	42.0	168.0	112.0	97.0
	CED 120	.718	60.6	100.8	66.0	50.4	202.0	133.0	115.0
	CED 140	.812	67.8	111.0	74.0	55.0	222.0	149.0	133.0
	CED 160	.906	74.7	120.0	80.0	62.0	230.0	160.0	152.0
	DOBLE REF.	.875	72.4	118.0	79	60.0	236.0	158.0	148.0

1) PESO DE LAS BOQUILLAS

Para determinar el peso de las boquillas se usara la Tabla 4.23:

- Peso de la tubería para la realización de la boquilla de 4 pulgadas (0,1016 m).

La tubería tendrá un largo de 2,1250 pulgadas (0,05398 m) ó 0,1771 pie, por lo tanto:  
 $0,1771 \text{ pie} * 10,8 \text{ lb/pie} = 1,9127 \text{ lb} \text{ (0,8676 kg)}$ .

- Peso de la tubería para la realización de la boquilla de 6 pulgadas (0,1524 m).

La tubería tendrá un largo de 4 pulgadas (0,1016 m) ó 0,3333 pie, por lo tanto:  
 $0,3333 \text{ pie} * 19 \text{ lb/pie} = 6,3327 \text{ lb} \text{ (2,8725 kg)}$ .

- Peso de la tubería para la realización de la boquilla de 8 pulgadas (0,2032 m).

La tubería tendrá un largo de 4 pulgadas (0,1016 m) ó 0,3333 pie, por lo tanto:  
 $0,3333 \text{ pie} * 22,4 \text{ lb/pie} = 7,4659 \text{ lb} \text{ (3,3865 kg)}$ .

Por lo tanto, el peso total del conjunto de boquillas es:

$$P_{\text{total}} = 0,8676 \text{ kg} + 2,8725 \text{ kg} + 3,3865 \text{ kg} + 3,3865 \text{ kg} = \mathbf{10,5131 \text{ kg}}$$

2) PESO DE LOS CODOS

Para determinar el peso de los codos se usara la Tabla 4.23:

- Peso de los codos con diámetro nominal de 4 pulgadas (0,1016 m).  
 Son 2 codos de radio largo con un peso para cada uno de 9 lb (4,0823 kg).

- Peso de los codos con diámetro nominal de 6 pulgadas (0,1524 m).

Son 2 codos de radio largo con un peso para cada uno de 24,5 lb (11,1130 kg).

- Peso de los codos con diámetro nominal de 8 pulgadas (0,2032 m).

Son 2 codos de radio corto con un peso para cada uno de 24,4 lb (11,0677 kg)

Por lo tanto, el peso total del conjunto de codos es:

$$P_{\text{total}} = 2*(4,0823 \text{ kg}) + 2*(11,1130 \text{ kg}) + 2*(11,0677 \text{ kg}) = \mathbf{52,526 \text{ kg}}$$

### 3) PESO DE LAS BRIDAS

Para determinar el peso de las bridas se usara la Tabla 4.24:

- Peso de las bridas para las tuberías de 4 pulgadas (0,1016 m).

Son 2 bridas de clase 150 con un peso para cada una de 16 lb (7,2575 kg)

- Peso de las bridas para las tuberías de 6 pulgadas (0,1524 m).

Son 2 bridas de clase 150 con un peso para cada una de 24 lb (10,8862 kg)

- Peso de las bridas para las tuberías de 8 pulgadas (0,2032 m).

Son 2 bridas de clase 150 con un peso para cada una de 42 lb (19,0509 kg)

Por lo tanto, el peso total del conjunto de bridas es:

$$P_{\text{total}} = 2*(7,2575 \text{ kg}) + 2*(10,8862 \text{ kg}) + 2*(19,0509 \text{ kg}) = 74,3892 \text{ kg}$$

Tabla 4.24 Peso de las bridas [2].

PESO DE BRIDAS										
TAM. NOMINAL DEL TUBO	150 lb					300 lb				
	DESLIZABLE	DE CUELLO SOLDABLE	DE CUELLO SOLDABLE LARGO	CIEGA	DE ESPARRAGOS	DESLIZABLE	DE CUELLO SOLDABLE	DE CUELLO SOLDABLE LARGO	CIEGA	DE ESPARRAGOS
3½	11.0	12.0	31.0	13.0	3.5	16.0	20.0	45.0	21.0	7.5
4	12.0	16.0	47.0	17.0	4.0	21.0	25.0	54.0	27.0	7.5
5	13.0	20.0	57.0	20.0	6.0	26.0	34.0	86.0	35.0	8.0
6	18.0	24.0	77.0	26.0	6.0	35.0	45.0	108.0	50.0	11.5
8	28.0	42.0	103	45.0	6.5	54.0	70.0	150	81.0	18.0
10	37.0	55.0	150	70.0	15.0	77.0	99.0	218	127	38.0
12	60.0	85.0	215	110	15.0	110	142	289	184	49.0
14	77.0	114	221	131	22.0	164	186	342	236	62.0

4) MALLA SEPARADORA

La malla separadora que posee una densidad de  $80 \text{ kg/m}^3$  y un volumen de  $0,1147 \text{ m}^3$ , por lo tanto tendrá un peso de:

$$P_{\text{malla}} = 80 \text{ kg/m}^3 * 0,1147 \text{ m}^3 = \mathbf{9,1752 \text{ kg}}$$

#### 5) PLACA DE CHOQUE

El acero para la placa de choque posee una densidad de  $7850 \text{ kg/m}^3$ , por lo tanto cada placa tendrá un peso de:

$$P_{\text{placa}} = \pi * r^2 * e * \rho_{\text{acero}} = \pi * (0,1524\text{m})^2 * 0,00635\text{m} * 7850\text{kg} / \text{m}^3 = 3,6371 \text{ kg}$$

Como son 2 placas de choque, una en cada boquilla de entrada, el peso total es igual:

$$P_{\text{total}} = 2 * 3,6371 \text{ kg} = 7,2743 \text{ kg}$$

#### 6) TUBERIA EXTERNA DEL SEPARADOR Y VALVULAS DE CONTROL

El cálculo de las tuberías externas del separador se basa para una longitud total de tuberías de 6 pulg. de 171 pulg. de longitud ó 14,25 pie (4,5 m) y para la tubería de 4 pulg.; 115 pulg. de longitud ó 9,5 pie (3 m). Se usara la Tabla 4.23 para determinar el peso total de tuberías.

- Peso de la tubería de 4 pulgadas (0,1016 m).

La tubería tendrá un largo de 115 pulgadas (3 m) ó 9,5 pie, por lo tanto:

$$9,5 \text{ pie} * 10,8 \text{ lb/pie} = 102,6 \text{ lb} (46,5386 \text{ kg}).$$

- Peso de la tubería de 6 pulgadas (0,1524 m).

La tubería tendrá un largo de 171 pulgadas (4,5 m) ó 14,25 pie, por lo tanto:

$$14,25 \text{ pie} * 19 \text{ lb/pie} = 270,75 \text{ lb} \quad (122,8101 \text{ kg}).$$

Por lo tanto, el peso total del conjunto de tuberías es:

$$P_{\text{total}} = 46,5386 \text{ kg} + 122,8101 \text{ kg} = \mathbf{169,3487 \text{ kg}}$$

#### **4.6.1.2 Calculo del peso del volumen de líquido cuando se encuentra en el NAL, NBL o cuando el recipiente está completamente lleno de agua**

- Peso del líquido con el volumen del NAL

Cuando el líquido alcanza el nivel alto de líquido, este posee un volumen de 3,0738 m<sup>3</sup>, por lo tanto, el peso será:

$$P_{\text{líquido}} = 900,7168 \text{ kg/m}^3 * 3,0738 \text{ m}^3 = 2768,6233 \text{ kg}$$

- Peso del líquido con el volumen del NBL

Cuando el líquido alcanza el nivel bajo de líquido, este posee un volumen de 0,8599 m<sup>3</sup>, por lo tanto, el peso será:

$$P_{\text{líquido}} = 900,7168 \text{ kg/m}^3 * 0,8599 \text{ m}^3 = 774.5264 \text{ kg}$$

- Peso del recipiente completamente lleno de agua

Cuando el recipiente está completamente lleno de agua, este posee un volumen de  $7,4275 \text{ m}^3$ , por lo tanto el peso será.

$$P_{\text{agua}} = 1000 \text{ kg/m}^3 * 7,4275 \text{ m}^3 = 7427,5 \text{ kg}$$

Por ser la situación más crítica cuando el recipiente se encuentra completamente lleno de agua se tomara el peso de **7427,5 kg**.

#### 4.6.1.3 Calculo del peso total del separador

Se sumaran todos los pesos calculados anteriormente para determinar el peso total. Para hallar el peso real del separador se le agregara un 6 % del peso total, para cubrir los excedentes de peso con que se surte el material dentro de sus tolerancias de fabricación y el peso de soldaduras.

$$P_{\text{total}} = P_{\text{casco}} + P_{\text{cabezas}} + P_{\text{boquilla}} + P_{\text{codo}} + P_{\text{brida}} + P_{\text{malla}} + P_{\text{tubería}} + P_{\text{placa}} + P_{\text{líquido}}$$

$$P_{\text{total}} = 1979,9307 \text{ kg} + 2*(250,8366 \text{ kg}) + 10,5131 \text{ kg} + 52,526 \text{ kg} + 74,3892 \text{ kg} + 9,1752 \text{ kg} + 169,3487 \text{ kg} + 7,2743 \text{ kg} + 7427,5 \text{ kg}$$

$$P_{\text{total}} = 10232,3537 \text{ kg}$$

A este peso se le agrega un 6 % (613,9412 kg) y nos queda que el peso real del separador es de 10846,2949 kg.

Por lo tanto, la carga total del separador es:

$$Q_{\text{total}} = 10846,2949 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 106402,1532 \text{ N} \quad (23920,1510 \text{ lbf})$$

#### 4.6.2 Cálculos de las silletas que soportaran el peso del separador

En la Tabla 4.25 vemos las principales dimensiones y valores necesarios para hacer el diseño de las silletas.

**Tabla 4.25** Dimensiones del separador.

Parámetro	Valor
A (Pulg.)	30
B (Pulg.)	0,25
H (Pulg.)	13,5
L (Pulg.)	180
P (lb/pulg <sup>2</sup> )	180
R (Pulg.)	27,5
t <sub>h</sub> (Pulg.)	0,5
Θ (°)	120
Q (lb/pulg <sup>2</sup> )	11960,0577
Material	Sa - 516
E	0,85

#### 4.6.2.1 Esfuerzo flexionante longitudinal (S<sub>1</sub>)

Para determinar el esfuerzo flexionante longitudinal se usaran las Ecs. (3.56); (3.57) y (3.58):

- Esfuerzo en las silletas

$$S_1 = \frac{11960,0755 \text{ lbf} * 30 \text{ pulg}}{0,335 * (27,5 \text{ pulg})^2 * 0,5 \text{ pulg}} \left( 1 - \frac{1 - \frac{30 \text{ pulg}}{180 \text{ pulg}} + \frac{(27,5 \text{ pulg})^2 - (13,5 \text{ pulg})^2}{2 * 30 \text{ pulg} * 180 \text{ pulg}}}{1 + \frac{4 * 13,5 \text{ pulg}}{3 * 180 \text{ pulg}}} \right) =$$

$$S_1 = 823,53274 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb / pulg}^2} = 5678,0935 \text{ KPa}$$

- Esfuerzo a la mitad del claro

$$S_1 = \frac{\frac{11960,0755 \text{ lbf} * 180 \text{ pulg}}{4} \left( \frac{1 + 2 * \frac{(27,5 \text{ pulg})^2 - (13,5 \text{ pulg})^2}{(180 \text{ pulg})^2} - \frac{4 * 30 \text{ pulg}}{180 \text{ pulg}}}{1 + \frac{4 * 13,5 \text{ pulg}}{3 * 180 \text{ pulg}}} \right)}{\pi * (27,5 \text{ pulg})^2 * 0,5 \text{ pulg}} =$$

$$S_a = 124,2768 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb/pulg}^2} = 856,8636 \text{ Kpa}$$

- Esfuerzo debido a la presión interna

$$S_{\text{presión}} = \frac{180 \text{ psi} * 27,5 \text{ pulg}}{2 * 0,5 \text{ pulg}} = 4950 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb/pulg}^2} = 34129,1619 \text{ KPa}$$

Como el esfuerzo en las silletas dio mayor que el esfuerzo a la mitad del claro, entonces, la tensión se encuentra en la parte superior.

La suma de los esfuerzos de tensión: 5,678 MPa + 34,129 MPa = 39,807 MPa

Este valor no es mayor que el esfuerzo en la costura circunferencial:

$$17500 \text{ lb/pulg}^2 * 0,85 = 14875 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb/pulg}^2} = 102,56 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, no es necesario usar anillo atiesador.

#### 4.6.2.2 Esfuerzo cortante tangencial ( $S_2$ )

Para determinar este el esfuerzo cortante se usara la Ec. (3.59):

$$S_2 = \frac{1,171 * 11960,0755 \text{ lbf}}{27,5 \text{ pulg} * 0,5 \text{ pulg}} * \left( \frac{180 \text{ pulg} - 2 * 30 \text{ pulg}}{180 \text{ pulg} + \frac{4}{3} * 13,5 \text{ pulg}} \right) =$$

$$S_2 = 617,3112 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb/ pulg}^2} = 4256,2374 \text{ KPa}$$

La norma nos indica que el esfuerzo cortante no debe exceder en más de 0,8 veces el esfuerzo permitido del material del recipiente  $17500 * 0,8 = 14000 \text{ lb/pulg}^2$  (96526,92 KPa).  $S_2$  no es mayor que 96526,92 KPa, por lo tanto cumple con la norma.

#### 4.6.2.3 Esfuerzo circunferencial ( $S_4$ )

Para determinar el esfuerzo circunferencial se usaran las Ecs. (3.60) para determinar el esfuerzo en el cuerno de la silueta y la (3.61) para determinar el esfuerzo en la parte inferior de la silleta:

- Esfuerzo en el cuerno de la silueta:

$$S_4 = - \frac{11960,0577 \text{ lbf}}{4 * 0,5 \text{ pulg} * (0,25 \text{ pulg} + 1,56 \sqrt{27,5 \text{ pulg} * 0,5 \text{ pulg}})} - \frac{12 * 0,053 * 11960,0577 \text{ lbf} * 27,5 \text{ pulg}}{180 \text{ pulg} * (0,5 \text{ pulg})^2}$$

$$S_4 = - 5639,4269 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb/ pulg}^2} = 38882,72127 \text{ KPa}$$

La norma nos indica que el esfuerzo en el cuerno de la silueta no debe exceder en más de 1,5 veces el esfuerzo permitido del material del recipiente  $17500 * 1,5 = 26250 \text{ lb/pulg}^2$  (181 MPa),  $S_4$  no es mayor que 181 MPa, por lo tanto cumple con la norma.

- Esfuerzo en la parte inferior de la silleta.

$$S_5 = - \frac{0,760 * 11960,0577 \text{ lbf}}{0,5 \text{ pulg} * \left( 0,25 \text{ pulg} + 1,56 \sqrt{27,5 \text{ pulg} * 0,5 \text{ pulg}} \right)}$$

$$S_5 = - 3012,4918 \text{ lb/pulg}^2 * \frac{6,8948 \text{ KPa}}{1 \text{ lb/pulg}^2} = 20770,52823 \text{ KPa}$$

La norma nos indica que el esfuerzo en la parte inferior de la silleta no debe exceder en más de 0,5 veces el punto de cedencia por compresión del material del recipiente  $38000 * 0,5 = 19000 \text{ lb/pulg}^2$  (131 MPa).  $S_5$  no es mayor que 131 MPa, por lo tanto cumple con la norma.

#### 4.6.2.4 Esfuerzo en la placa del alma ( $S_{\text{alma}}$ )

La fuerza horizontal se calcula mediante la Ec. (3.62):

$$F_H = 0,204 * 11960,0755 \text{ lbf} = 2439,8554 \text{ lbf}$$

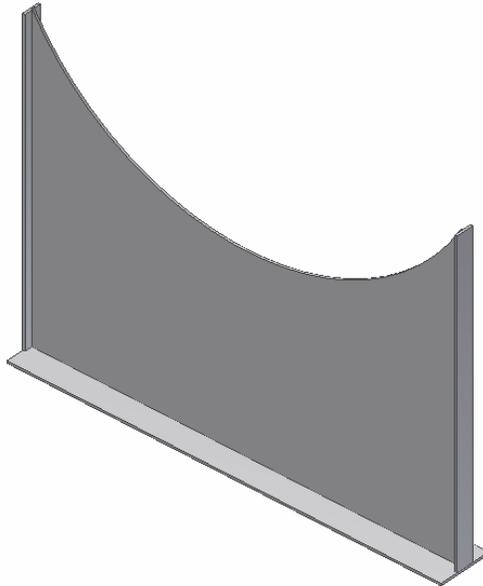
Para soportar esta fuerza el área efectiva de la placa del alma debe ser  $R/3 * \text{espesor}$  del alma:

$(27,5) / 3 \text{ pulg} * 0,25 \text{ pulg} = 2,2917 \text{ pulg}^2$ ; por lo tanto el esfuerzo es:

$$S_{\text{alma}} = \frac{2439,8554 \text{ lbf}}{2,2917 \text{ pulg}^2} = 1064,6487 \text{ lb/pulg}^2 \quad (7340,5188 \text{ Kpa})$$

La norma nos indica que el esfuerzo no debe exceder  $2/3$  veces el esfuerzo a la tensión permitido del material de la silleta  $17500 * 2/3 = 11666,667 \text{ lb/pulg}^2$ .  $S_{\text{alma}}$  no es mayor que  $11666,667 \text{ lb/pulg}^2$ , por lo tanto, el espesor de la placa del alma (0,25

pulg) es satisfactorio para la fuerza horizontal (F). Ver Figura 4.11 para una vista isométrica de la silleta.



**Figura 4.11** Vista isométrica de la silleta.

### 4.6.3 Cálculos de fatiga de las silletas que sostienen al separador

El límite de resistencia a la fatiga se obtiene por medio de la Ec. (3.63):

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e$$

Por lo tanto primero hay que determinar los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

- $K_a$  (Factor de superficie)

De la tabla 7-5 del Shigley para un acabado superficial laminado en frío se tiene

:

$$a = 2,67 \text{ ksi}$$

$$b = -0,265$$

Sustituyendo en la Ec. (3.64) queda:

$$K_a = aS_{ut}^b = 2,67 \text{Ksi}(70 \text{Ksi})^{-0,265} = 0,8661$$

- $K_b$  (Factor de tamaño)

Se obtiene del Shigley , donde se expresa que para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo tanto  $K_b$  será:

$$K_b = 1$$

- $K_c$  (Factor de carga)

Los parámetros  $\alpha$  y  $\beta$  se obtienen de la tabla 7-7 del Shigley, donde como la silleta estará sometida a carga axial nos queda:

$$\alpha = 1,23$$

$$\beta = 0,078$$

Usando la Ec. (3.65) nos queda:

$$K_c = \alpha(S_{UT})^\beta = 1,23 * (70)^{-0,078} = 0,8831$$

- $K_d$  (Factor de temperatura)

Estimando la máxima temperatura ambiente a la cual estarán sometidas las silletas en 50 °C,  $K_d$  se obtiene de la tabla 7-11 del Shigley.

$$K_d = 1,010$$

- $K_e$  (Factor de efectos diversos)

Se estima el valor del factor de efectos diversos en 1, ya que dichos efectos no afectan de manera considerable a la silleta.

Como  $S_{ut}$  es menor que 212 ksi el límite de resistencia a la fatiga se determina, por medio de la ecuación 3.6.11:

$$S'_e = 0,506S_{ut} = 0,506(70ksi)$$

$$S'_e = 35,42ksi$$

Sustituyendo los valores anteriormente obtenidos en la Ec. (3.63), el límite de resistencia a la fatiga será:

$$S_e = 0,8661 \times 1 \times 0,8831 \times 1,010 \times 1 \times 35,42ksi$$

$$S_e = 27,362ksi$$

El exponente b se calcula mediante la Ec. (3.67):

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{S_e}\right)}{\log(2N_e)}$$

Pero antes usamos la Ec. (3.68):

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345MPa = 482,634MPa + 345MPa = 827,634 \text{ Mpa}$$

Estimando la vida a la fatiga límite en  $10^6$ , se obtiene el exponente b:

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{S_e}\right)}{\log(2N_e)} = -\frac{\log\left(\frac{827,634MPa}{188,654MPa}\right)}{\log(2 * 10^6)} = -0,10192$$

Seguidamente se calcula f por medio de la Ec. (3.69):

$$f = \frac{\sigma'_f}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b = \frac{827,634MPa}{482,634MPa} * (2 * 10^3)^{-0,10192} = 0,79028$$

El valor de “a” se calcula utilizando la Ec. (3.70):

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} = \frac{(0,79028)^2 * (482,634MPa)^2}{188,654MPa} = 771,1374 \text{ MPa}$$

Estimando el número de ciclos a la falla en 5500 (20 años de servicio a 275 días por año), se obtiene  $S_f$  utilizando la Ec. (3.71):

$$S_f = aN^b = 771,1374\text{Mpa}(5500)^{-0,10192} = 320,5635\text{MPa}$$

Seguidamente utilizamos la relación de Soderberg para determinar el coeficiente de seguridad, Ec. (3.72):

$$\frac{K_f \sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_s} =$$

$K_f$  se asume igual a 1 por ser los concentradores de esfuerzo despreciables. Luego se calculan los esfuerzos alternantes y medios a través de las Ecs. (3.73) y (3.74):

El esfuerzo máximo será cuando el líquido alcance el nivel alto de líquido y el mínimo cuando el líquido se encuentre en el nivel bajo de líquido, tomando en consideración esto el esfuerzo medio será:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{3,998\text{MPa} + 2,567\text{MPa}}{2} = 3,2825 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo alternante será:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{3,998\text{MPa} - 2,567\text{MPa}}{2} = 0,7155 \text{ Mpa}$$

Sustituyendo los valores en la Ec. (3.72), el factor de seguridad nos queda en:

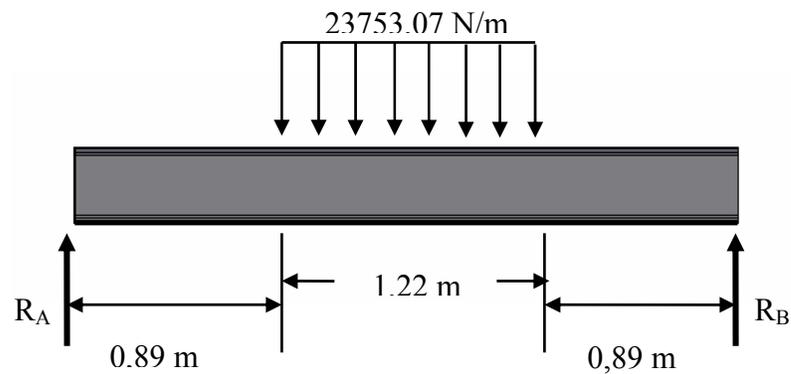
$$n_s = 67,7479$$

Como el factor de seguridad que se obtuvo mediante la relación de Soderberg  $n_s$  (67,7479) es mayor que uno (1), el diseño de la camisa resulta seguro y resistirá la carga cíclica aplicada durante el tiempo especificado.

### 4.6.3 Cálculo de la estructura base de soporte del separador

$W_{SEP}$ : Peso soportado en cada silleta = 28978,74 N

$Q_w = 23753,07$  N/m



**Figura 4.12** Viga transversal de soporte de la estructura base.

Se obtienen mediante el programa de Cálculo de Vigas (VIGAG V4.1b de Edwin Córdoba 2001), para calculadora Hp 50g.

$$R_A = 17677,0314 \text{ N}$$

$$R_B = - 17677,0314 \text{ N}$$

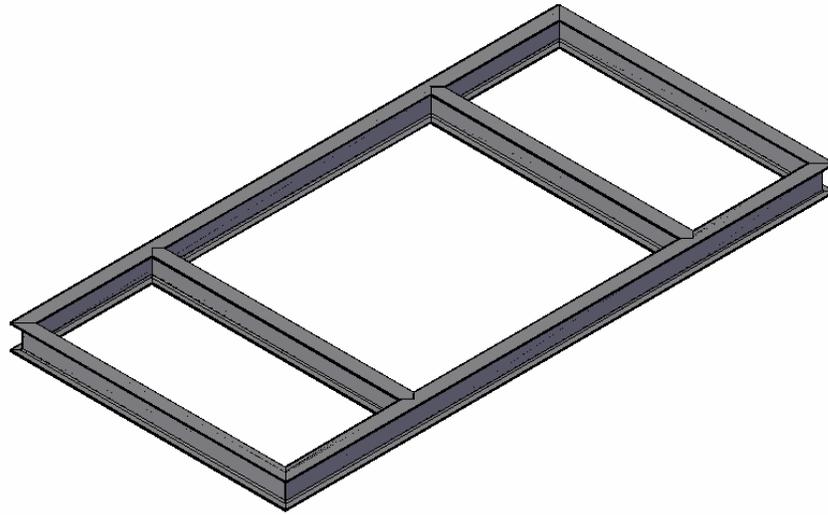
$$M_{M\acute{a}x} = 12526,93 \text{ N.m}$$

**Figura 4.13** Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector ejercido en las vigas de la estructura base.

$$\sigma_{adm} = 0,6 \cdot (350 \text{ MPa}) = 210 \text{ MPa}$$

$$W_x = \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} = \frac{12526,93 \text{ N.m}}{210 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 5,965 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (59,65 \text{ cm}^3)$$

Con este valor nos vamos a la Figura 7.1 del Apéndice N° 7 y seleccionamos una viga IPE 270 con un valor de modulo resistencia de  $62,1 \text{ cm}^3$ .



**Figura 4.14** Estructura base de soporte del separador.

#### 4.6.4 Cálculos de los pernos de anclaje

Para unir la estructura del separador con la estructura base se usaran 4 pernos en cada silleta, el peso de la estructura base será el siguiente:

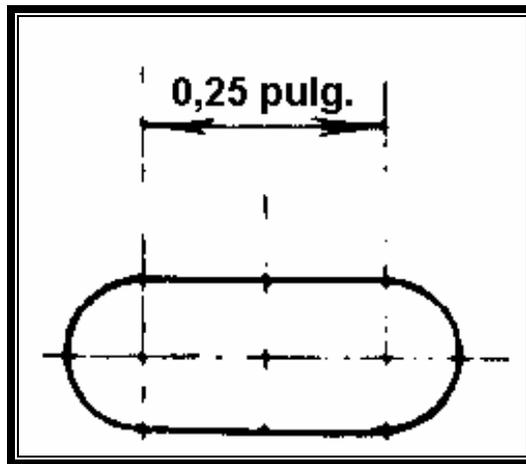
La Figura 7.1 del Apéndice N° 7 nos dice que las vigas IPE 270 tiene un peso por cada metro de longitud de 36,1 Kg/m, por lo tanto si la longitud total de vigas a usar es de 24 mts, tenemos un peso total de 866,4 Kg.

Usando la Ec. (3.63) determinamos el peso que soportara cada perno

$$P_i = \frac{P}{n} = \frac{866,4 \text{ Kg}}{8} = 108,3 \text{ Kg}$$

Con la Tabla 7.2 del Apéndice N° 7 para un perno ASTM A-307 de ½ pulgadas de diámetro la fuerza admisible de tracción es de 1780 Kg, por lo tanto  $P_{at} \geq P$  lo cual evita la falla por tracción de los sujetadores.

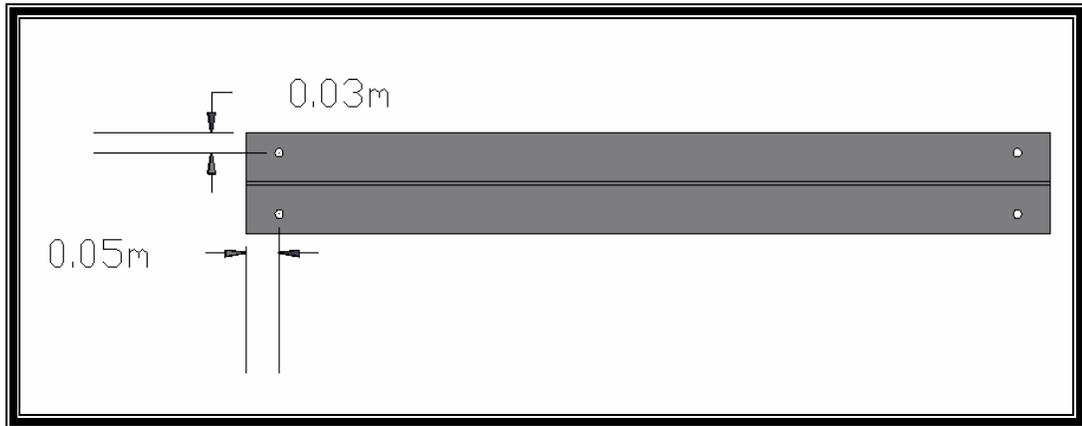
También hay que tomar en cuenta la dilatación y contracción térmica de las silletas, por lo tanto en una de las silletas en vez de agujeros, se colocaran ranuras. Con la Tabla 7.5 del Apéndice N° 7 se determina que la ranura debe poseer un ancho de ¾ de pulg. y una longitud “a” de ¼ de pulg. para una distancia entre silletas de 3,05 (10 pies). Ver Figura 4.15 para detalles de la ranura.



**Figura 4.15** Distancia centro - centro de la ranura.

#### 4.6.5 Detalles de los sujetadores

En la figura 4.16 se observa los detalles de las distancias centro a centro, centro a borde, etc. Tomando en consideración las mínimas distancias establecidas por la Norma Venezolana COVENIN-MINDUR.



**Figura 4.16** Detalles de las distancias de los agujeros para los pernos.

## CONCLUSIONES

Una vez finalizado el proyecto que permitió el diseño de un separador bifásico de tipo horizontal, de acuerdo a los requerimientos de la empresa ALMECA, se concluye lo siguiente:

1. El procedimiento de selección y dimensionado de los componentes internos del separador bifásico ha sido presentado.
2. Los espesores de las paredes y cabezales del separador, cumplen con las Normas ASME, dando como resultado un recipiente separador con un diámetro de 1,3716 m (54 pulg) y una longitud de 4,5720 m (15 pies). Y unos espesores de pared, tanto para el cuerpo como para los cabezales de 0,0127 m (0,5 pulg).
3. Se decidió colocar 2 boquillas de entrada, una en cada extremo del recipiente con diámetro de 0,2032 m (8 pulg). Una boquilla central para la salida del gas en la parte superior con un diámetro de 0,1524 m (6 pulg) y otra para la salida del líquido en la parte inferior con un diámetro de 0,1016 m (4 pulg).
4. El procedimiento de selección y dimensionado de los componentes mecánicos para el separador bifásico ha sido presentado.
5. Para manejar la salida del gas se seleccionó una válvula de control Fisher de 6 pulgadas (0,1524 m) con un  $C_v$  de 239. Y para manejar la salida de líquido se seleccionó una válvula Fisher de 4 pulgadas (0,1016 m) con un  $C_v$  de 125.
6. El diseño de las silletas de soporte del separador, se hicieron por falla por fluencia y por resistencia a la fatiga para 20 años de servicio considerando 275 días de trabajo por año.

7. Los planos mecánicos con la geometría para el diseño del separador bifásico de tipo horizontal han sido presentados.

## **RECOMENDACIONES**

Una vez finalizado el proyecto que permitió el diseño de un separador bifásico de tipo horizontal, de acuerdo a los requerimientos de la empresa ALMECA, se recomienda lo siguiente:

- Hacer el diseño de los pernos de anclaje entre la estructura del separador y la placa base, donde va hacer instalado finalmente el equipo separador
- Hacer un estudio detallado que permita seleccionar la válvula de alivio de presión del sistema de separación bifásico-horizontal.
- Se recomienda el uso de los materiales y equipos especificados en el proyecto, para así evitar problemas o fallas originadas por las presiones a las cuales trabaja el equipo.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- [1] Arrizabalaga Larburu, Nicolas. (1979) **Calderería Técnica**. (Vol I). Editorial Graficas Torroba. Paraninfo S.A.
- [2] Megyesy, E. (1992) **Manual de recipientes a presión**. Editorial Limusa, S.A. Grupo Noriega Editores.
- [3] PDVSA. (1994). **Manual de ingeniería de diseño para separadores liquido-vapor (90616.1.027)**.
- [4] Shames, I. (1995). **Mecánica de fluidos**. (3ª ed). Barcelona. España. Editorial McGraw-Hill.
- [5] Shigley, J. y Mischke, C. (2002). **Diseño en ingeniería mecánica**. (6ª ed). Ciudad de México. México. Editorial McGraw-Hill.
- [6] Caloca J, (2002) **Optimización del proceso de separación Gas-Crudo a través del uso de un intercambiador de calor de carcasa y tubos**. Tesis de grado. Departamento de Mecánica. Escuela de ingeniería. Universidad de Oriente (UDO). Núcleo de Anzoátegui.
- [7] Pessolano, G. (2003) **Determinación de la Vida Útil de un Separador Gas-Crudo Mediante un Análisis de Fatiga**. Tesis de grado. Departamento de Mecánica. Escuela de ingeniería. Universidad de Oriente (UDO). Núcleo de Anzoátegui.
- [8] PDVSA. (2005). **Manual de diseño de procesos para tambores separadores liquido-vapor (MPD – 03 – S – 03)**.
- [9] Norma. **Pipe flanges and flanged fittings**, ASME B16.5, (2003).
- [10] Norma. **Pressure Vessels**, ASME DIVISIÓN VIII - UW, UG, Uf, UCL. (2003).
- [11] PDVSA. (1992). **Manual de ingeniería de diseño, volumen 13-1, materiales de tuberías (H-221)**.
- [12] EUROPEAN SEALING ASSOCIATION (2000). **Guía para la utilización segura de elementos de sellado**. Editorial ESA, Madrid
- [13] Norma. ASME B16.20, (2003).

[14] Sterlacci, G. **Manual de cálculo de conexiones en estructuras de acero.** Construcciones metálicas. Universidad de Oriente.

[15] Greene, R. **Válvulas, Selección, uso y mantenimiento.** Editorial McGraw-Hill.

[16] Toro, N. (2007) **Determinación de la Vida Útil de un Separador Gas-Crudo Mediante un Análisis de Fatiga.** Tesis de grado. Departamento de Mecánica. Escuela de ingeniería. Universidad de Oriente (UDO). Núcleo de Anzoátegui.

[17] Coulson, J. y Richardson, J. **Ingeniería química, diseño de reactores químicos, ingeniería de la reacción bioquímica, control y métodos de cálculos con ordenadores.** (Tomo III). 1era edición. Editorial Reverte, sa.

[16] [Página Web en línea]. Revisada en la fecha: 01/feb/2008. Disponible en: [http://www.ahmsa.com/Acero/Productos/Rollo\\_Cal/Prod\\_lamcal\\_Rollo\\_rp.htm](http://www.ahmsa.com/Acero/Productos/Rollo_Cal/Prod_lamcal_Rollo_rp.htm)

