

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO  
MECÁNICO DE RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN QUE ALMACENAN  
HIDROCARBUROS EN EL DEPARTAMENTO DE SANTANDER BAJO LA  
NORMA ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1

MICHELL DAYANA ALFÉREZ GUTIÉRREZ

WILSON FERNANDO RUEDA ORTIZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2020

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO  
MECÁNICO DE RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN QUE ALMACENA  
HIDROCARBUROS EN EL DEPARTAMENTO DE SANTANDER BAJO LA  
NORMA ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1

MICHELL DAYANA ALFÉREZ GUTIÉRREZ

WILSON FERNANDO RUEDA ORTIZ

Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico

Director

Manuel de Jesús Martínez

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2020

## **DEDICATORIA**

Después de haber pasado por tantas cosas durante la realización de este proyecto, va dedicado a Dios y principalmente a mi hija quien, aunque se encuentre lejos es mi motivación para luchar y enfocarme en lograr las metas que me proponga, para mis padres por su esfuerzo y dedicación en lograr formarme profesionalmente, a mis hermanos por apoyarme en los momentos que más los necesite, a mi compañera con quien a pesar de las adversidades logramos culminar esta etapa de nuestras vidas.

Wilson Fernando Rueda Ortiz.

A mi hija Ariana Louane por ser el motivo de mis sonrisas y esperanzas, a mi familia, a mi compañero, a mis amigos, a dios y a la vida porque gracias a ellos, a sus esfuerzos y a las experiencias vividas soy la persona que hoy todos pueden distinguir, con cualidades y defectos, pero siempre dispuesta a dar lo mejor de sí por cada uno de ustedes, gracias a todos por darme motivos para ser mejor cada día.

Michell Dayana Alférez Gutiérrez

## **AGRADECIMIENTOS.**

A nuestro director de proyecto Manuel de Jesús Martínez, por orientarnos y brindarnos el conocimiento para la culminación de este proyecto.

Al programador José Camilo Rojas Páez por la colaboración y el tiempo dedicado en guiarnos durante el desarrollo del algoritmo de programación.

A la empresa INGESOL LATINO AMÉRICA, Por brindarnos la oportunidad de conocer el proceso de fabricación de recipientes y además facilitarnos los ejemplos para poder probar el programa.

Gracias a nuestros familiares, compañeros y amigos que hicieron parte de este proceso y nos ayudaron a crecer y superar cada dificultad presentada.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>18</b>
<b>1. OBJETIVOS.....</b>	<b>19</b>
1.1 OBJETIVO GENERAL .....	19
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	19
<b>2. SELECCIÓN DEL ÁREA DEL DEPARTAMENTO DE SANTANDER .....</b>	<b>20</b>
<b>3. TEORÍA DE RECIPIENTES A PRESIÓN .....</b>	<b>22</b>
<b>3.1 RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN .....</b>	<b>22</b>
3.1.1 Tipos de recipientes sometidos a presión en la industria del petróleo .....	22
3.1.2 Partes de un recipiente a presión .....	22
3.1.3 Presión .....	23
<b>3.2 CARGAS .....</b>	<b>24</b>
3.2.1 Clasificación de las cargas. ....	25
<b>3.3 ESFUERZOS .....</b>	<b>25</b>
3.2.1 Clases de esfuerzos .....	26
<b>3.4 TEORÍA DE ESFUERZOS Y FALLAS .....</b>	<b>27</b>
3.4.1 Teoría del máximo esfuerzo .....	27
3.4.2 Teoría de máximo esfuerzo cortante .....	27
<b>3.5 FALLAS.....</b>	<b>28</b>
<b>3.6 CASCARONES DE REVOLUCIÓN DE PARED DELGADA.....</b>	<b>28</b>
<b>4. MATERIALES .....</b>	<b>31</b>
<b>4.1 CLASES DE MATERIALES .....</b>	<b>31</b>

<b>4.2 MATERIALES PARA LA FABRICACIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN ...</b>	<b>31</b>
<b>4.3 MATERIALES SEGÚN EL CÓDIGO ASME SECCION VIII DIV. 1 .....</b>	<b>32</b>
<b>4.4 MÉTODOS DE FABRICACIÓN .....</b>	<b>33</b>
<b>4.5 REQUERIMIENTOS PARA RECIPIENTES FABRICADOS POR SOLDADURA .....</b>	<b>33</b>
<b>4.6 EFICIENCIA DE JUNTA SEGÚN TIPO DE UNIONES SOLDADAS.....</b>	<b>34</b>
<b>5. GENERALIDADES DEL CÓDIGO ASME .....</b>	<b>36</b>
<b>5.1 HISTORIA DEL CÓDIGO ASME PARA RECIPIENTES A PRESIÓN .....</b>	<b>36</b>
<b>5.2 DESCRIPCIÓN DEL CÓDIGO ASME .....</b>	<b>36</b>
<b>5.3 CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII .....</b>	<b>37</b>
<b>5.4 CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1 .....</b>	<b>38</b>
<b>5.5 ALCANCE DE LA SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1 .....</b>	<b>38</b>
<b>6. DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN SEGÚN EL CÓDIGO ASME. ....</b>	<b>40</b>
<b>6.1 FORMULAS PARA RECIPIENTES CILÍNDRICOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA.....</b>	<b>41</b>
<b>6.2 FORMULAS PARA EL CALCULO DE CABEZALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA.....</b>	<b>43</b>
6.2.1 Cabezal semiesférico .....	43
6.2.2 Cabezal elipsoidal.....	44
6.2.3 Cabezales toriesfericos .....	45
6.2.4 Cabezal y sección cónica .....	47
<b>6.3 FORMULAS PARA RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESION EXTERNA....</b>	<b>49</b>
6.3.1 Formulas para recipientes cilíndricos sometidos a presión externa.....	49
6.3.2 Formulas para el cálculo de cabezales sometidos a presión externa .....	52
6.3.3 Anillos de refuerzo para recipientes cilíndricos sometidos a presión externa según ug-29.....	54
<b>7. CONEXIONES .....</b>	<b>57</b>
<b>7.1 CUELLO DE LA CONEXIÓN EN RECIPIETES A PRESION.....</b>	<b>57</b>

<b>7.2 ESPEORES DE LOS CUELLOS DE LAS CONEXIONES.....</b>	<b>58</b>
<b>7.3 DISEÑO DE LA CONEXIÓN .....</b>	<b>58</b>
7.3.1 Cálculo de áreas en la conexión.....	59
7.3.2 Límite del refuerzo en una conexión.....	61
7.3.3 Refuerzos de múltiples conexiones .....	61
7.3.4 Resistencia del refuerzo .....	62
<b>7.4 TIPOS DE BRIDAS PARA CONEXIONES.....</b>	<b>64</b>
7.4.1 Selección del tipo de brida según ANSI B16.5 .....	64
<b>8. DISEÑO POR CARGAS DE VIENTO Y SISMO .....</b>	<b>66</b>
<b>8.1 CARGAS POR SISMO .....</b>	<b>66</b>
8.1.1 Proceso de diseño para cargas por sismo.....	66
8.1.2 Análisis de vibraciones .....	69
8.1.3 Fuerzas y momentos cortantes sísmicos en la base .....	70
<b>8.2 CARGAS DE VIENTO .....</b>	<b>71</b>
8.2.1 Fuerzas de viento .....	72
8.2.1.1 Presión dinámica del viento (qz):.....	72
8.2.1.2 Coeficiente de exposición de presión por velocidad Kz:.....	72
8.2.1.3 Factor topográfico:.....	73
8.2.1.4 Velocidad básica de viento (v):.....	73
8.2.1.5 Factor de direccionamiento (kd): .....	74
8.2.1.6 Coeficiente de importancia i: .....	74
8.2.1.7 Factor de ráfaga g: .....	75
8.2.1.8 Coeficiente de fuerza neta (cf):.....	75
<b>9. CARGAS POR PESO PROPIO .....</b>	<b>76</b>
<b>9.1 PESO DE OPERACIÓN .....</b>	<b>76</b>
<b>9.2 PESO DE PRUEBA.....</b>	<b>76</b>
<b>9.3 PESO DE ACCESORIOS .....</b>	<b>76</b>
<b>9.4 ANÁLISIS DE PESO .....</b>	<b>76</b>
<b>10. SOPORTES PARA LOS RECIPIENTES A PRESION .....</b>	<b>78</b>
<b>10.1 CARGAS COMBINADAS.....</b>	<b>78</b>

<b>10.2 SOPORTES TIPO SILLETA PARA RECIPIENTES HORIZONTALES.....</b>	<b>78</b>
10.2.1 Cargas presentes en las silletas .....	79
10.2.2 Ubicación de las silletas.....	79
10.2.3 Esfuerzos en silletas .....	80
10.2.3.1 Esfuerzo longitudinal por flexión.....	80
10.2.3.2 Esfuerzo de corte tangenciales .....	81
10.2.3.3 Esfuerzos circunferenciales.....	81
10.2.4 Cálculos de las dimensiones de las silletas .....	82
<b>10.3 SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES.....</b>	<b>85</b>
10.3.1 Soportes tipo faldón .....	86
10.3.2 Diseño de anillo base .....	88
10.3.2.1 Procedimiento de diseño .....	88
<b>11. OREJAS DE IZAJE .....</b>	<b>92</b>
<b>12. DESARROLLO DEL PROGRAMA.....</b>	<b>94</b>
<b>12.1 FLUJOGRAMAS .....</b>	<b>94</b>
12.1.1 Cabezal semiesférico .....	95
12.1.2 Cabezal elipsoidal.....	95
12.1.3 Cabezal conico .....	96
12.1.4 Cabezal toriesférico .....	96
12.1.5 Secciones intermedias.....	97
12.1.6 Conexiones.....	99
12.1.7 Análisis de viento.....	100
12.1.8 Análisis de sismo .....	101
12.1.9 Peso .....	102
12.1.10 Oreja de izaje.....	102
12.1.11 Pernos de anclaje y anillo base .....	103
12.1.12 Presión externa.....	104
12.1.13 SILLETA .....	105
<b>12.2 PRESENTACIÓN DE INFORMES.....</b>	<b>105</b>
<b>12.3 PRESENTACIÓN DE PLANOS.....</b>	<b>105</b>
.....	106
<b>13. VERIFICACIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>107</b>

<b>13.1 RECIPIENTE VERTICAL.....</b>	<b>107</b>
13.1.1 Verificación de espesores.....	108
13.1.2 Verificación de presiones.....	109
13.1.3 Verificación de pesos.....	110
13.1.4 Verificación de conexiones.....	111
13.1.5 Verificación de viento.....	113
13.1.6 Verificación de sismo.....	114
<b>14. CONCLUSIONES .....</b>	<b>116</b>
<b>15. RECOMENDACIONES.....</b>	<b>118</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>119</b>

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
TABLA 1. MÁXIMO VALOR ADMISIBLE DE LA EFICIENCIA DE JUNTA E.....	35
TABLA 2. SECCIONES DEL CÓDIGO ASME.....	37
TABLA 3. DIVISIONES DEL CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1 .....	37
TABLA 4. SUBSECCIONES DE LA DIVISIÓN 1 .....	38
TABLA 5. DIMENSIONES DE TUBERÍAS.....	57
TABLA 6. FÓRMULAS PARA DETERMINAR LAS ÁREAS EN CONEXIONES SIN REFUERZO .....	60
TABLA 7. FÓRMULAS PARA DETERMINAR LAS ÁREAS EN CONEXIONES CON REFUERZO .....	60
TABLA 8. CLASIFICACIÓN DE LOS TIPOS DE SUELOS .....	67
TABLA 8. COEFICIENTE DE IMPORTANCIA.....	69
TABLA 9. CONSTANTE DE EXPOSICION DEL TERRENO.....	73
TABLA 10. FACTOR DE DIRECCIONALIDAD DEL VIENTO .....	74
TABLA 11. FACTOR DE IMPORTANCIA.....	75
TABLA 12. COMPARATIVA ESPESORES .....	108

<b>TABLA 13. COMPARATIVA DE PRESIONE.....</b>	<b>109</b>
<b>TABLA 14. COMPARATIVA DE PESO .....</b>	<b>110</b>
<b>TABLA 15. CONEXIONES RECIPIENTE VERTICAL.....</b>	<b>111</b>
<b>TABLA 16. COMPARATIVA DE CONEXIONES .....</b>	<b>112</b>
<b>TABLA 17. COMPARATIVA DE VIENTO.....</b>	<b>114</b>
<b>TABLA 18. COMPARATIVA DE VIENTO.....</b>	<b>115</b>

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
FIGURA 1. DISTRIBUCIÓN PETROLERA EN EL MAGDALENA MEDIO .....	20
FIGURA 2. CAMPOS PETROLEROS EN SANTANDER.....	21
FIGURA 3. PARTES DE LOS RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN.....	23
FIGURA 4. ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL EN CASCARONES DE REVOLUCIÓN .....	29
FIGURA 5. ESFUERZO LONGITUDINAL RECIPIENTES PARED DELGADA....	30
FIGURA 6. CATEGORÍAS DE UNIONES SOLDADAS .....	33
FIGURA 7. SECCIÓN CILÍNDRICA .....	41
FIGURA 8. CABEZAL SEMIESFÉRICO .....	43
FIGURA 9. CABEZAL ELIPSOIDAL.....	44
FIGURA 10. CABEZAL TORIESFERICO .....	45
FIGURA 11. CABEZAL Y SECCIÓN CÓNICA .....	47
FIGURA 12. ÁREAS PRESENTES EN UNA CONEXIÓN .....	59
FIGURA 13. REFUERZO EN MÚLTIPLES CONEXIONES.....	62
FIGURA 14. TIPOS DE BRIDAS.....	64

<b>FIGURA 15. COEF. DE AMPLIFICACION FA EN PERIODOS CORTOS.....</b>	<b>68</b>
<b>FIGURA 16. COEF. DE AMPLIFICACION FV EN PERIODOS INTERMEDIOS...68</b>	<b>68</b>
<b>FIGURA 18. DIMENSIONES BÁSICAS DEL FALDÓN Y ANILLO BASE.....</b>	<b>90</b>
<b>FIGURA 19. FLUJOGRAMA CABEZAL SEMIESFÉRICO .....</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 21. FLUJOGRAMA CABEZAL ELIPSOIDAL.....</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 23. FLUJOGRAMA CABEZAL CÓNICO .....</b>	<b>96</b>
<b>FIGURA 25. FLUJOGRAMA CABEZAL TORIESFÉRICO .....</b>	<b>96</b>
<b>FIGURA 27. FLUJOGRAMA SECCIÓN CILÍNDRICA .....</b>	<b>97</b>
<b>FIGURA 28. FLUJOGRAMA SECCIÓN CÓNICA.....</b>	<b>98</b>
<b>FIGURA 30. FLUJOGRAMA CONEXIONES .....</b>	<b>99</b>
<b>FIGURA 34. FLUJOGRAMA VIENTO.....</b>	<b>100</b>
<b>FIGURA 36. FLUJOGRAMA SISMO .....</b>	<b>101</b>
<b>FIGURA 32. FLUJOGRAMA PESO .....</b>	<b>102</b>
<b>FIGURA 38. FLUJOGRAMA OREJA DE IZAJE.....</b>	<b>102</b>
<b>FIGURA 40. FLUJOGRAMA PERNOS DE ANCLAJE Y ANILLO BASE.....</b>	<b>103</b>
<b>FIGURA 44. FLUJOGRAMA PRESIÓN EXTERNA.....</b>	<b>104</b>
<b>FIGURA 42. FLUJOGRAMA SILLETA .....</b>	<b>105</b>

## LISTA DE CUADROS

Pág.

<b>CUADRO 1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES.</b>	<b>83</b>
<b>CUADRO 2. ANILLOS RIGIDIZADORES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES.</b> .....	<b>84</b>
<b>CUADRO 3. FUERZA HORIZONTAL EN LA SILLETA.....</b>	<b>85</b>
<b>CUADRO 4. TABLAS UTILIZADAS EN LOS CALCULOS .....</b>	<b>89</b>
<b>CUADRO 5. DATOS GENERALES RECIPIENTE VERTICAL .....</b>	<b>107</b>
<b>CUADRO 6. DATOS VIENTO .....</b>	<b>113</b>
<b>CUADRO 7. DATOS SISMO .....</b>	<b>115</b>

## **LISTA DE ANEXOS**

**ANEXO A. MANUAL DE USUARIO**

**ANEXO B. INFORME RECIPIENTE VERTICAL**

**ANEXO C. PLANOS RECIPIENTE VERTICAL**

**ANEXO D. INFORME RECIPIENTE HORIZONTAL**

**ANEXO E. PLANOS RECIPIENTE HORIZONTAL**

**ANEXO F. LISTA DE MATERIALES**

**ANEXO G. FACTORES PARA PRESIÓN EXTERNA**

**ANEXO H. ZONA DE AMENAZA SÍSMICA**

**ANEXO I. ACELERACIÓN Y VELOCIDAD PICO EFECTIVA**

**ANEXO J. MAPA DE AMENAZA EÓLICA**

**ANEXO K. VALORES CONSTANTE K ANÁLISIS DE ESFUERZOS**

**ANEXO L. DIMENSIONES SILLETAS**

**ANEXO M. DIMENSIONES OREJAS DE IZAJE**

**“Los anexos están adjuntos y puede visualizarlos en base de datos de la biblioteca UIS”**

## RESUMEN

**TÍTULO:** DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO MECÁNICO DE RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN QUE ALMACENA HIDROCARBUROS EN EL DEPARTAMENTO DE SANTANDER BAJO LA NORMA ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1

**AUTOR:** MICHELLE DAYANA ALFÉREZ GUTIÉRREZ Y WILSON FERNANDO RUEDA ORTIZ\*\*

**PALABRAS CLAVE:** CÓDIGO ASME, DISEÑO, RECIPIENTE, PRESIÓN, SOFTWARE, ESPESOR, ESFUERZOS, CÁLCULOS

### DESCRIPCIÓN:

En la industria petrolera es de vital importancia la utilización de recipientes sometidos a presión, debido a los diversos procesos que están relacionados con estos equipos. El código ASME sección VIII división 1, es el encargado de dictar los requisitos que se deben tener en cuenta durante el proceso de diseño, el cual termina siendo un poco largo y complejo con altas probabilidades de cometer algún error debido a la cantidad de cálculos que se deben realizar, lo cual puede generar un sobre costo en la consecución de este tipo de trabajos

El programa W&M se encarga de realizar los cálculos correspondientes para el análisis de cada uno de los componentes presentes en estos equipos, teniendo como base en su algoritmo de programación lo descrito por el código ASME sección VIII división 1, y el reglamento de sismo resistencia colombiano NSR-10. Por medio de esta herramienta se podrá generar un informe el cual contará con la información necesaria para el proceso de fabricación, operación y mantenimiento del equipo.

---

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ingeniero Mecánico Manuel de Jesús Martínez Nombre completos con su título académico completo de mayor rango. Codirector: Nombre completos con su título académico completo de mayor rango.

## ABSTRACT

**TITLE:** DEVELOPMENT OF A COMPUTER TOOL FOR THE MECHANICAL DESIGN OF VESSELS UNDER PRESSURE THAT STORE HYDROCARBONS IN THE SANTANDER DEPARTMENT UNDER THE ASME SECTION VIII DIVISION 1 STANDARD\*

**AUTHOR:** MICHELLE DAYANA ALFÉREZ GUTIÉRREZ Y WILSON FERNANDO RUEDA ORTIZ\*\*\*\*

**KEY WORDS:** ASME CODE, DESIGN, VESSEL, PRESSURE, SOFTWARE, THICKNESS, STRESSES, CALCULATIONS

### DESCRIPTION:

In the oil industry, the use of pressure vessels is of vital importance, due to the various processes that are related to equipment. The ASME section VIII division 1 code is in charge of dictating the requirements that must be taken into account during the design process, which ends up being a bit long and complex with a high probability of making an error due to the amount of calculations that must be carried out, which can generate an extra cost in the achievement of this type of work

The W&M program is in charge of carrying out the corresponding calculations for the analysis of each of the components present in this equipment, based on its programming algorithm as described by the ASME code section VIII division 1, and the Colombian earthquake resistance regulations. NSR-10. Through this tool, a report can be generated which will have the necessary information for the manufacturing, operation and maintenance process of the equipment

---

\* Degree work

\*\* Faculty of Physicomechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Manuel de Jesús Martínez.

## INTRODUCCIÓN

En la industria petrolera son muy utilizados los recipientes sometidos a presión para almacenar y procesar el petróleo con sus derivados, durante el diseño de estos es indispensable conocer algunas variables para la selección del recipiente adecuado como lo son: presión, temperatura, cargas externas, ubicación geográfica, geometría de sus componentes, etc. Este gran número de datos hace que el proceso de diseño sea largo y tedioso, lo que implica tiempo en el desarrollo de los cálculos y aun así sin la certeza de que sean correctos, ya que esto hace que se puedan cometer un sinnúmero de errores.

En la actualidad son muy pocas, costosas e inasequibles las herramientas computacionales utilizadas para la simplificación del proceso de diseño de los recipientes a presión, aún no ha sido desarrollada una herramienta que integre todas las variables y que posea un bajo costo para agilizar el proceso en el departamento, por tanto surge la necesidad de crear un programa computacional integrado que brinde al usuario la facilidad de realizar este proceso de una manera rápida versátil y confiable por un costo mucho menor de los que actualmente encontramos en el mercado proporcionando al usuario un análisis completo y detallado del diseño mecánico del recipiente y de las cargas que lo afectan.

Debido a la alta producción de petróleo que posee el departamento de Santander especialmente en la zona del Magdalena medio, se opta por desarrollar una herramienta computacional para el diseño de recipientes sometidos a presión que sea económica, versátil y práctica, que facilite el trabajo ingenieril minimizando el tiempo empleado en el diseño y disminuyendo el porcentaje de errores cometidos durante el proceso del mismo, dando de esta manera a los cálculos exactitud y confiabilidad para mantener un estándar de alta calidad y producción, permitiéndole a la industria petrolera de la región ser más competitiva en el mercado.

## **1. OBJETIVOS**

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

Elaborar una herramienta computacional para el diseño mecánico de recipientes sometidos a presión que almacenan petróleo y sus derivados en el departamento de Santander buscando el desarrollo de la región generando una herramienta útil para la industria implementando herramientas tecnológicas a los conocimientos adquiridos en el desarrollo de la carrera.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

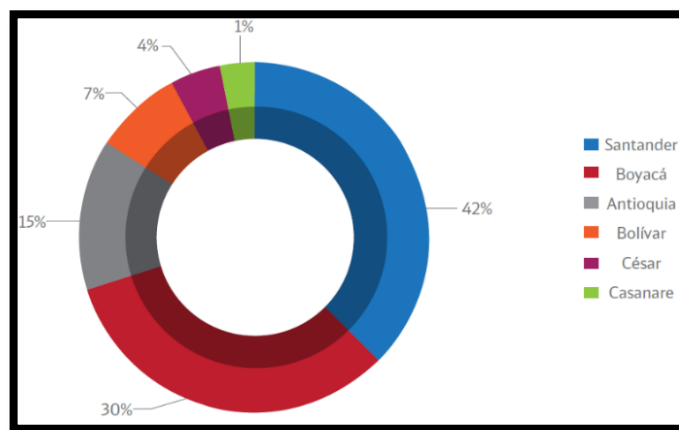
- Realizar los cálculos necesarios para el diseño mecánico de los recipientes según la norma ASME sección VIII división 1 del año 2013.
- Seleccionar un área determinada en el departamento de Santander para la determinación de las variables de acuerdo a las condiciones de trabajo presentes en esta que posteriormente llevaran al desarrollo del programa.
- Calcular el mínimo espesor posible para soportar las presiones internas debidas a los esfuerzos generados dentro del recipiente y para soportar las cargas externas de viento y sísmica.
- Elaborar los diagramas de flujo para la elaboración del código en un lenguaje de programación.
- Elaborar los planos de los diferentes tipos de recipientes estudiados.

## 2. SELECCIÓN DEL ÁREA DEL DEPARTAMENTO DE SANTANDER

El departamento de Santander cuenta con una buena parte de la industria petrolera del país, la mayor parte de nacimientos de crudo actualmente se encuentran en los municipios que están situados sobre la cuenca del valle del Magdalena medio, como lo son Barrancabermeja, San Vicente de Chucuri, Sabana de Torres, Rionegro, Puerto Wilches, El Carmen de Chucuri, Betulia, Puerto Parra, Simacota y Cimitarra.

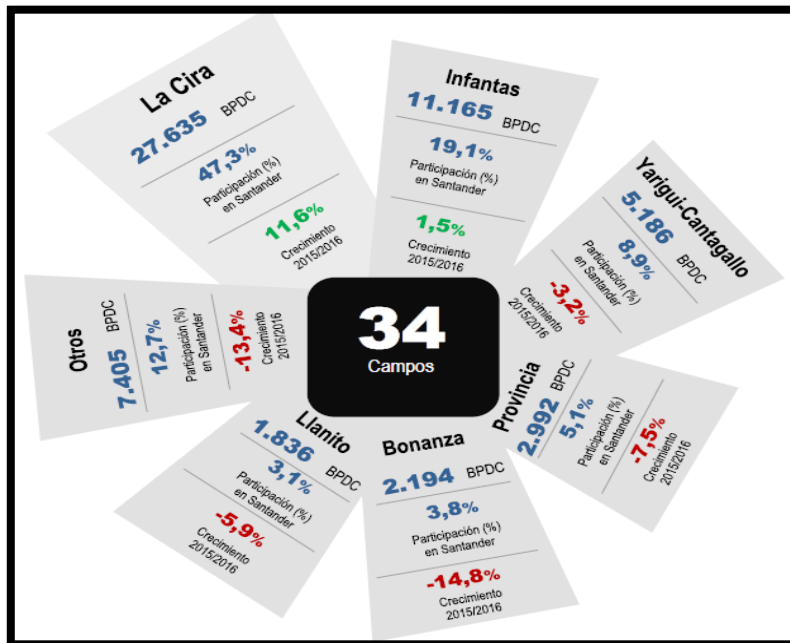
Según informes del año 2015 de la agencia nacional de hidrocarburos, el área comprendida por esta cuenca aportó el 15,2% de la producción nacional de petróleo, de este porcentaje el departamento de Santander provee cerca del 42% de la producción, como se denota en la figura 1, lo que hace equivalencia al 6,9% de la producción total nacional de petróleo, razón por la que este es el tercer departamento con más producción de petróleo en Colombia con aproximadamente 58.414 bcpd extraído de 34 campos como lo indica la figura 2, superado únicamente por el departamento del Meta y Casanare.

FIGURA 1. Distribución petrolera en el Magdalena medio



Fuente: Cámara comercio Bucaramanga. Producción de petróleo Santander. [Base de datos en línea]. Enero 2018. (Recuperado en 7 junio 2018). Disponible <https://www.camaradirecta.com/temas/documentos%20pdf/informes%20de%20actualidad/2018/Produccion%20de%20Petr%C3%B3leo%20en%20el%20Magdalena%20Medio%202017.pdf>

FIGURA 2. Campos petroleros en Santander



Fuente: Cámara de comercio de Bucaramanga. Producción de petróleo en Santander. [Base de datos en línea]. Enero de 2018. (Recuperado en 7 junio 2018). Disponible en <https://www.camaradirecta.com/temas/documentos%20pdf/informes%20de%20actualidad/2018/Producci%C3%B3n%20Petr%C3%B3leo%20a%20octubre%202017.pdf>

El principal centro urbano de la región del Magdalena Medio es la ciudad de Barrancabermeja donde se encuentra la refinería que se encarga de procesar gran parte del crudo extraído en la región, posee un complejo industrial de 300 hectáreas y está equipada con 49 plantas de procesamiento, 9 unidades de servicios industriales y 290 tanques de almacenamiento que permiten procesar cerca de 250.000 barriles diarios, para la obtención de derivados como diésel, gasolina, GLP, asfalto, fuel oil, bases lubricantes, ceras parafínicas, disolventes alifáticos, polietileno entre otros. En la refinería se encuentra gran variedad de equipos constituidos de recipientes a presión que son necesarios para la refinación del crudo por tanto el enfoque de este trabajo será en esta zona del país.

### **3. TEORÍA DE RECIPIENTES A PRESIÓN**

#### **3.1 RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN**

Definimos recipientes sometidos a presión como aquellos que se utilizan para contener fluidos (gases o líquidos), a presiones con valores diferentes a la presión atmosférica, esta presión puede ser aplicada interna o externamente de acuerdo con su aplicación.

En la industria petrolera estos recipientes se utilizan para almacenar y procesar compuestos tales como crudo, gasolina, lubricantes, gas natural, GLP, químicos, agua y otras sustancias. Esta tesis hace referencia a recipientes que almacenan hidrocarburos por tanto no se evaluarán sustancias que no posean estas características.

##### **3.1.1 Tipos de recipientes sometidos a presión en la industria del petróleo**

Podemos clasificar los diferentes tipos de recipientes existentes por su uso de la siguiente manera:

**RECIPIENTES DE ALMACENAMIENTO:** Son utilizados para el almacenamiento de fluidos a presión, y son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día y tanques acumuladores.

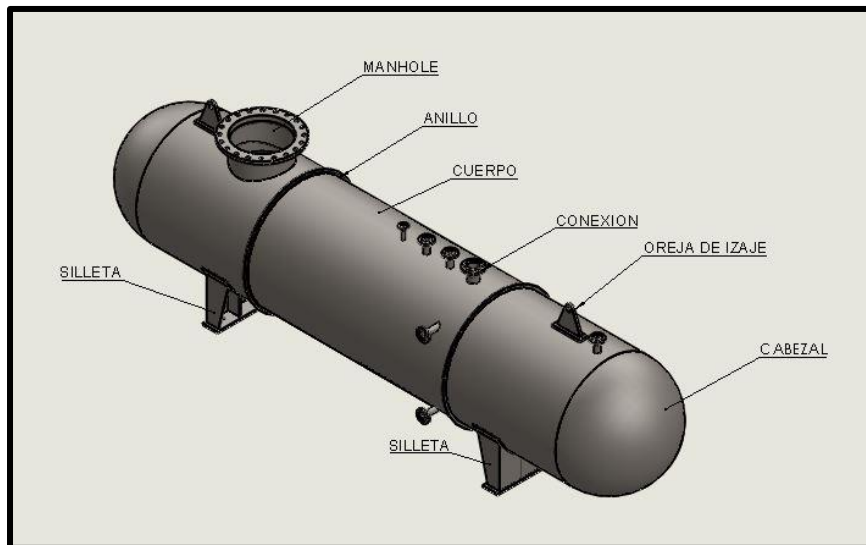
**RECIPIENTE DE PROCESO:** Este tipo de recipientes tienen múltiples usos en la industria de los hidrocarburos como lo son los separadores convencionales, depuradores, tratadores térmicos, torres de destilación, entre muchos otros.

##### **3.1.2 Partes de un recipiente a presión**

Un recipiente a presión tiene como partes principales al cuerpo, los cabezales, las conexiones de servicio y los elementos de soporte e izaje. El código ASME en la Sección VIII División 1, describe y especifica requerimientos geométricos para el

cuerpo y los cabezales, por otra parte, denota parámetros importantes en la selección de los soportes y conexiones, aunque no especifica el número y el tipo de servicio que tiene cada una, debido a que va a depender del proceso al cual estará sometido el fluido. A continuación, se indicarán las principales partes de un recipiente a presión.

FIGURA 3. Partes de los recipientes sometidos a presión



FUENTE: Autores

### 3.1.3 Presión

Durante el proceso de diseño de los recipientes sometidos a presión, se manejan diferentes tipos de presiones:

- Presión de operación ( $P_o$ ): Es la presión de trabajo a la cual está sometido el recipiente en condiciones de operación normal.
- Presión de diseño ( $P_d$ ): Es el valor de la presión que debe usarse durante el proceso de diseño del recipiente, la cual se determina de la siguiente forma.

$$\text{Si } P_o > 300 \text{ lb/pulg}^2 \longrightarrow P_d = 1.1(P_o + PH) \text{ lb/pulg}^2$$

$$\text{Si } P_o \leq 300 \text{ lb/pulg}^2 \longrightarrow P_d = P_o + PH + 30 \text{ lb/pulg}^2$$

Al calcular la presión de diseño, se debe tener en cuenta la presión hidrostática debido a la columna de fluido que se está manejando, sobre todo en recipientes verticales.

- Presión de prueba ( $P_h$ ): Se denotará como presión de prueba hidrostática y se calculará por medio de la siguiente ecuación:

$$P_h = 1.5 * P_d * \frac{S_{ta}}{S_{td}}$$

Donde:

$P_h$  = Presión de prueba hidrostática.

$P_d$  = Presión de diseño.

$S_{ta}$  = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente.

$S_{td}$  = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño.

- Presión de trabajo máxima permisible (MAWP): Es la presión máxima a la cual se puede someter un recipiente.

### 3.2 CARGAS

Las cargas son las causantes de los esfuerzos presentados en los recipientes a presión, estas pueden ser fuerzas o momentos aplicados en determinados puntos del recipiente. Cuando estas cargas se aplican sobre un área grande se considera carga general, y en el caso en el que se aplique sobre un área reducida se considera como una carga local. Cuando se trata de un esfuerzo generado por una carga local este debe ser agregado a los esfuerzos producidos por las cargas generales, para que luego esta combinación de esfuerzos pueda ser comparada con el esfuerzo admisible.

Las cargas con respecto al tiempo pueden ser aplicadas de forma constante o variable, los esfuerzos que estas generan deben poseer un nivel aceptable.

### **3.2.1 Clasificación de las cargas.**

- Cargas Generales: son cargas constantes presentes en el recipiente:
  - a. Cargas por presión: presión interna o externa
  - b. Cargas por momentos: debido al viento, sísmicas, montaje, transporte.
  - c. Cargas por compresión-tensión: se producen por el peso del recipiente incluyendo contenido, componentes como tuberías, entre otros.
  - d. Cargas térmicas: gradientes de temperatura y expansión térmica diferencial.
- Cargas locales: estas se producen en un punto determinado y puede ser provocadas debido a reacciones de los soportes, uniones de equipos auxiliares entre otros posibles casos:
  - a. Cargas radiales: internas o externas.
  - b. Cargas por fuerzas cortantes: longitudinales o circunferenciales.
  - c. Cargas por torsión.
  - d. Cargas tangenciales.
  - e. Cargas por momentos: longitudinales o circunferenciales.
  - f. Cargas térmicas.

### **3.3 ESFUERZOS**

Los recipientes a presión generalmente se encuentran en un estado de esfuerzo triaxial combinado, en este proyecto se considerará un estado de esfuerzo biaxial como en el código ASME sección VIII división 1, un diseño basado en reglas, esta división no considera explícitamente los esfuerzos de las cargas combinadas.

El código ASME sección VIII división 1 nos proporciona las fórmulas para realizar los cálculos detallados para el diseño, en los cuales se consideran los esfuerzos

generados por cada carga separadamente y luego se combinan para obtener un estado total de esfuerzo, los espesores calculados usando directamente las fórmulas tanto para presión interna como externa no son suficientes para resistir los efectos de todas las cargas combinadas.

Los esfuerzos se clasifican en varias categorías de acuerdo con los tipos de cargas que los producen, cada tipo de esfuerzo y el esfuerzo total combinado deben ser mantenidos en un nivel aceptable. Las categorías de esfuerzos son los esfuerzos combinados debidos a cargas actuando simultáneamente.

### **3.2.1 Clases de esfuerzos**

Los esfuerzos también se pueden clasificar de acuerdo al tipo de carga que los produce y el riesgo que representan para el recipiente, esto se lleva a cabo con el propósito de tener una base más completa que permite tener una guía para realizar el análisis y comportamiento del recipiente durante su operación.

#### **a. Esfuerzos primarios**

##### **1. Esfuerzo general primario.**

- Esfuerzo de membrana general primario,  $P_m$
- Esfuerzo de flexión general primario,  $P_b$

##### **2. Esfuerzo local primario, $P_L$**

#### **b. Esfuerzos secundarios**

##### **1. Esfuerzo de membrana secundario, $Q_m$**

##### **2. Esfuerzo de flexión secundario, $Q_b$**

##### **3. Esfuerzo máximo, $F$**

## **3.4 TEORÍA DE ESFUERZOS Y FALLAS**

### **3.4.1 Teoría del máximo esfuerzo**

Esta teoría es la de mayor uso y fácil de aplicar, con un determinado coeficiente de seguridad conduce a diseños fiables de recipientes a presión. Se utiliza en el código ASME y es aplicada en la sección VIII división 1 de recipientes a presión.

Afirma que el colapso de los materiales depende únicamente del esfuerzo máximo principal o esfuerzo normal, despreciando los esfuerzos en otras direcciones. Con este criterio solo se puede determinar el esfuerzo máximo principal y se usa para un estado de esfuerzo biaxial el cual se asume en recipientes a presión de pared delgada. Esta teoría no es conservativa y requiere el uso de altos factores de seguridad, en materiales frágiles detecta de forma muy acertada cuando ocurren las fallas, pero en los materiales dúctiles no, ya que fallan a lo largo de la línea de los  $45^\circ$  al aplicar fuerzas cortantes antes de alcanzar el esfuerzo máximo.

### **3.4.2 Teoría de máximo esfuerzo cortante**

Considera que el fallo tiene lugar en un elemento, cuando el esfuerzo cortante máximo alcanza el valor del esfuerzo cortante correspondiente al límite elástico del material en un ensayo de tracción.

La teoría del esfuerzo cortante máximo predice la deformación plástica de un material dúctil, con más exactitud que la teoría de la tensión máxima, y se utiliza por el Código ASME, en las secciones:

- Sección III, Componentes de plantas energéticas nucleares, división 1.
- Sección VIII, Recipientes a presión, división 2.

### **3.5 FALLAS**

Cada falla tiene una causa y una historia documentada acerca de si misma, el diseñador debe conocer e identificar las categorías y tipos de fallas, esfuerzos y cargas, ya que todas estas variables se encuentran directamente relacionadas. En los recipientes a presión las fallas se pueden clasificar de acuerdo a la forma en que se presentan, como se describe a continuación:

- Deformación elástica
- Fractura frágil
- Deformación plástica excesiva
- Ruptura por esfuerzo
- Inestabilidad plástica
- Altos esfuerzos de tensión
- Esfuerzos por corrosión
- Fatiga por corrosión

### **3.6 CASCARONES DE REVOLUCIÓN DE PARED DELGADA**

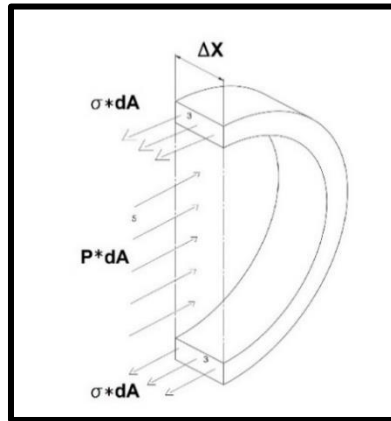
Actualmente en la industria se utilizan las superficies de revolución como componentes estructurales en forma de envolventes, como lo son los recipientes a presión, tanques de almacenamiento, cúpulas de tejados y muchas otras, adaptando popularmente el nombre de cascarones.

Durante el desarrollo de este trabajo se hará énfasis en el análisis de cascarones de revolución de pared delgada es decir que la relación entre su radio de curvatura y su espesor es mayor de 10, además de esto nos limitaremos a estudiar el comportamiento de los recipientes sometidos a cargas distribuidas como lo son su propio peso y la presión interna infringida por el fluido que contenga.

El análisis de los recipientes a presión cilíndricos inicia aislando un segmento del cuerpo para luego pasar dos planos perpendiculares al eje del cilindro y un plano

adicional longitudinal por el mismo eje. Las condiciones de simetría excluyen la presencia de cualquier esfuerzo cortante en los planos de las secciones, ya que los esfuerzos cortantes causarían una distorsión incompatible del cilindro. A lo largo de las secciones del cuerpo cilíndrico solo puede haber esfuerzos normales, los dos que ocurren son los esfuerzos tangenciales o circunferenciales  $\sigma_2$ , y los esfuerzos longitudinales  $\sigma_1$  identificados en la figura, estos esfuerzos multiplicados por sus respectivas áreas mantienen al elemento cilíndrico en equilibrio con la presión interna. Para calcular el esfuerzo circunferencial tenemos en cuenta lo siguiente:

Figura 4. Esfuerzo circunferencial en cascarones de revolución



Fuente: Autores.

Al realizar la sumatoria de fuerzas en el respectivo eje obtenemos:

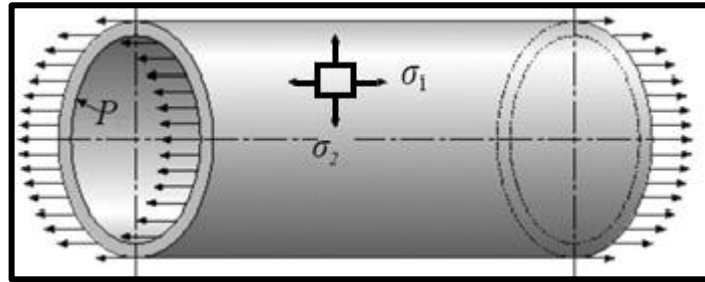
$$\sigma_2 * (dA) - P * dA = 0$$

$$\sigma_2 * (2t * \Delta_x) - P * (2R_i * \Delta_x) = 0$$

$$\sigma_2 = \frac{P * R_i}{t} = \frac{P * D}{2 * t}$$

Por otra parte, el esfuerzo normal  $\sigma_1$  que actúan en un recipiente cilíndrico a presión se presenta longitudinalmente y se determina resolviendo un simple problema de fuerza axial, pasando una sección por el recipiente perpendicularmente a su eje, se obtiene un cuerpo libre como el mostrado en la figura 5.

Figura 5. Esfuerzo longitudinal recipientes pared delgada



Fuente: Autores.

Al realizar la sumatoria de fuerzas en el respectivo eje obtenemos:

$$\begin{aligned} \sigma_1 * (dA) - P * dA &= 0 \\ \sigma_1 * (2\pi * R_i * t) - P * (\pi * R_i^2) &= 0 \\ \sigma_1 &= \frac{P * R_i}{2 * t} = \frac{P * D}{4 * t} \end{aligned}$$

Por tanto, en recipientes cilíndricos de pared delgada:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_2}{2}$$

En recipientes sometidos a presión interna existen diferentes factores que provocan variación en la distribución de los esfuerzos sobre las paredes del recipiente como lo son el tipo de cabezal, los soportes, variación en el espesor, boquillas, uniones, flexión general producida por el peso, el viento y las cargas sísmicas.

El código ASME en la sección VIII división 1, utiliza un alto factor de seguridad permitiendo un alto grado de incertidumbre acerca de los esfuerzos que se desconocen en el recipiente al asumir las paredes del recipiente como una membrana teniendo en cuenta que en su estado real ningún recipiente cumple con el criterio de ser una verdadera membrana.

## 4. MATERIALES

En el diseño de recipientes a presión es importante seleccionar un material adecuado que cumpla con las características que garanticen la vida útil de los equipos de acuerdo a las condiciones de uso a las que este sometido.

### 4.1 CLASES DE MATERIALES

Teniendo en cuenta las propiedades nombradas anteriormente, existen una gran variedad de materiales permitidos por la norma asme para la construcción de recipientes a presión, estos materiales se pueden clasificar de la siguiente forma:

**Aceros al carbono:** los mas económicos y disponibles del mercado, se utilizan en recipientes donde no se presenten condiciones de altas presiones y temperatura.

**Aceros de baja aleación:** mas costoso que los aceros al carbono, contienen bajos porcentajes de elementos de aleación como manganeso, silicio, níquel, entre otros, tienen alta resistencia mecánica, pero son muy susceptibles a la corrosión.

**Aceros de alta aleación:** Conocidos como aceros inoxidable debido a su alto contenido de elementos de aleación, posee una alta resistencia a la corrosión.

**Materiales no ferrosos:** usados con sustancias que tengan un alto poder corrosivo, tienen una elevada tenacidad a bajas temperaturas.

### 4.2 MATERIALES PARA LA FABRICACIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN

Los materiales para la fabricación de recipientes a presión se encuentran enlistados en la sección II parte D del código ASME, donde se puede seleccionar el material adecuado para cada componente del equipo. En la realización de este trabajo se utilizará una lista de materiales teniendo en cuenta las condiciones ambientales y

de operación requeridas, debido a que es una lista de materiales limitada, el programa incluirá la opción de introducir un material diferente a los ya descritos con sus respectivas propiedades siempre y cuando este se encuentre enlistado en los materiales de la sección II parte D como lo requiere el código ASME sección VIII división 1. El anexo F describe los esfuerzos máximos permisibles a tensión para cada material seleccionado a la temperatura de operación requerida.

#### **4.3 MATERIALES SEGÚN EL CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII DIV. 1**

Las reglas que rigen la selección del material dentro del código se encuentran acotadas dentro de los artículos UG-4 a UG-10, se exige que los materiales sometidos a esfuerzos deben cumplir las especificaciones suscritas en la sección II parte D, y se limitan a los señalados en la subsección C, existen algunas excepciones para algunos materiales como los descritos en los artículos UG-9,UG-10, UG-11, UG-15 y los apéndices obligatorios.

Los artículos UG-5 hasta UG-7 describen los requerimientos específicos para las láminas, materiales forjados y materiales de fundición. En el artículo UG-8 se describen los requerimientos para las tuberías que no poseen costuras y que son soldadas por resistencia eléctrica.

El artículo UG-9 habla de los materiales usados en los procesos de soldadura, los cuales deben cumplir ciertos requerimientos especificados en la división, cuando el material no cumple con las especificaciones de la sección II es necesario colocar una etiqueta en donde debe ser identificable el material que se usó y las especificaciones del procedimiento de soldadura.

#### 4.4 MÉTODOS DE FABRICACIÓN

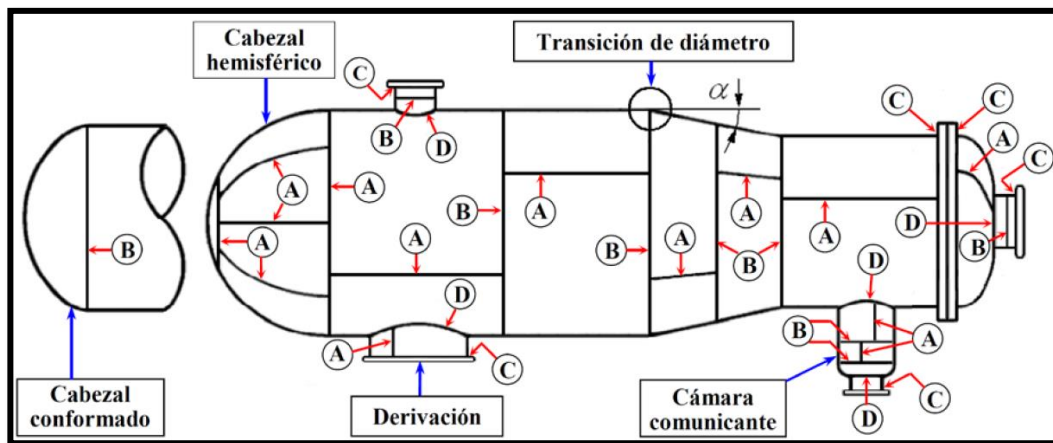
Los métodos de fabricación de los recipientes sometidos a presión están contemplados en la subsección B del código y contienen reglas para recipientes soldados, forjados y de soldadura fuerte “brazing”.

Este trabajo se orientará hacia los recipientes de fabricación soldada, la cual es más común para recipientes de pared delgada, mientras que los recipientes de fabricación forjada se usan para presiones elevadas donde el espesor del cuerpo se hace demasiado grande para construirse mediante laminas soldadas, como en la región no existe un proceso de manufactura que realice este tipo de construcciones no se tendrá en cuenta dentro del proceso.

#### 4.5 REQUERIMIENTOS PARA RECIPIENTES FABRICADOS POR SOLDADURA

EL código ASME sección VIII división 1, en su parte UW contiene todas las pautas para la fabricación de recipientes soldados, inicialmente el código define la categoría de las soldaduras según su ubicación, como se muestra en la figura 6:

Figura 6. Categorías de uniones soldadas



Fuente: MASSA J., Compendio de calculo estructural 2, capitulo 16. Buenos Aires. 2015, p 388.

- CATEGORÍA A

1. Uniones longitudinales, en el cuerpo principal, cámaras comunicadas, transiciones de diámetro.
2. Uniones soldadas, en cabezales conformados y recipientes esféricos.
3. Uniones circunferenciales que conectan los cabezales con: el cuerpo principal.

- CATEGORÍA B:

1. Uniones circunferenciales, en el cuerpo principal, cámaras comunicadas, derivaciones y transiciones de diámetro.
2. Uniones circunferenciales que conectan los cabezales con el cuerpo principal, transiciones de diámetro, derivaciones.

- CATEGORÍA C:

1. Uniones que conectan bridas, los cabezales conformados, derivaciones, transiciones de diámetro y las placas de los tubos entre otros.

- CATEGORÍA D:

1. Uniones que conectan las derivaciones con el cuerpo principal.

#### **4.6 EFICIENCIA DE JUNTA SEGÚN TIPO DE UNIONES SOLDADAS.**

El párrafo UW-12 muestra los tipos de uniones soldadas que se utilizan en los recipientes, describe las juntas y limitaciones para su uso. La eficiencia de junta es el grado de confiabilidad que se puede tener de las mismas, es un coeficiente que reduce el esfuerzo admisible del material, este se evalúa tomando como referencia el examen de radiografiado, la categoría y tipo de junta utilizado en la unión.

- a. Radiografiado total: al presentarse una falla, se detectará con seguridad.
- b. Radiografiado parcial (spot): si los resultados están libres de falla, todo probablemente también lo estará, pero no es seguro que así sea.
- c. Sin radiografiado.

TABLA 1. Máximo valor admisible de la eficiencia de junta E.

TABLA UW-12 MAXIMO VALOR ADMISIBLE DE LA EFICIENCIA DE JUNTA E						
N.	TIPO	DESCRIPCIÓN	CATEGORIA	RADIOGRAFIADO		
				TOTAL	PARCIAL	NADA
1		Juntas a tope de doble arco de soldadura, (con depósito de material en las superficies interna y externa) u otros medios que provean igual calidad en la superficie soldada para cumplir con los requerimientos de UW-35.	A, B, C, D	1,0	0,85	0,70
2		Juntas a tope de simple arco de soldadura, con respaldo, diferentes que las incluidas en las tipo 1.	A, B, C, D	0,90	0,80	0,65
3		Juntas a tope de simple arco de soldadura, sin respaldo.	A, B, C	N.A	N.A	0,60
4		Juntas a filete completas de doble solape.	A, B, C	N.A	N.A	0,55
5		Juntas a filete completas de simple solape con soldadura tipo enchufe de acuerdo a UW-17.	B, C	N.A	N.A	0,50
6		Juntas a filete completas de simple solape sin enchufe.	A, B	N.A	N.A	0,45
7		Juntas de esquina, penetración total, penetración parcial y o soldadura a filete.	C, D	N.A	N.A	N.A
8		Juntas en ángulo.	B, C, D	N.A	N.A	N.A

Fuente: Autores.

## **5. GENERALIDADES DEL CÓDIGO ASME**

ASME es una organización de membresía sin fines de lucro que permite la colaboración, el intercambio de conocimiento, el enriquecimiento profesional y el desarrollo de habilidades en todas las disciplinas de ingeniería, con el objetivo de ayudar a la comunidad de ingeniería global a desarrollar soluciones para beneficiar vidas y medios de subsistencia.

### **5.1 HISTORIA DEL CÓDIGO ASME PARA RECIPIENTES A PRESIÓN**

En 1907 luego del fin de la revolución industrial que dejó como fuente principal de energía el vapor, el estado de Massachusetts proclamó la primera legislación relacionada con el diseño y construcción de generadores de vapor, lo cual dio como resultado un documento de tres páginas de longitud que contenía las regulaciones pertinentes, debido al alto número de explosiones de calderas que estaban ocurriendo en los Estados Unidos, la demanda se dio por protestas de la población luego de dos accidentes catastróficos, el primero la explosión de una caldera de tubos de humo en la fábrica de zapatos de Grover en Brockton Massachusetts, el 20 de marzo de 1905 donde fallecen 58 personas y 150 más resultan heridas, el segundo el 6 de diciembre de 1906 donde explota una caldera de la fábrica de zapatos de Harney en Lynn Massachusetts.

### **5.2 DESCRIPCIÓN DEL CÓDIGO ASME**

Desde la primera publicación del código el 13 de febrero de 1915, este ha sufrido diversos cambios y se han agregado nuevas secciones de acuerdo a las necesidades que se han venido presentando, las ediciones del código se realizan cada 3 años y consta de once secciones en 14 tomos los cuales se organizan de la siguiente manera:

TABLA 2. Secciones del código ASME

Sección I	Calderas de potencia
Sección II	Especificación de materiales
Sección III	Requisitos generales para división 1 y división 2
Sección IV	Calderas para calefacción
Sección V	Pruebas no destructivas
Sección VI	Reglas para el cuidado y operación de calderas de calefacción
Sección VII	Guía y recomendaciones para el cuidado de calderas de potencia
Sección VIII	Recipientes a presión
Sección IX	Calificación de soldadura
Sección X	Recipientes a presión de plástico reforzado en fibra de vidrio
Sección XI	Reglas para inspección en servicio de plantas nucleares

Fuente: Autores.

### 5.3 CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII

La sección VIII del código se encarga de establecer normas y procedimientos para el diseño de recipientes a presión, esta a su vez esta fraccionada en tres divisiones:

TABLA 3. Divisiones del código ASME sección VIII división 1

División 1	Reglas para la construcción de recipientes a presión.
División 2	Reglas alternativas para la construcción de recipientes a presión.
División 3	Reglas alternativas para la construcción de recipientes a alta presión.

Fuente: Autores.

## 5.4 CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1

La división 1 se divide en tres subsecciones, además de apéndices que pueden ser obligatorios o no como lo vemos a continuación:

TABLA 4. Subsecciones de la división 1

DIVISION 1	
<b>Subseccion A</b>	<b>REQUERIMIENTOS GENERALES</b>
Parte UG	Requisitos generales aplicables a todos los recipientes a presión
<b>Subseccion B</b>	<b>REQUISITOS ESPECIFICOS APLICABLES A LOS VARIOS METODOS DE FABRICACION</b>
Parte UW	Metodos soldados
Parte UF	Metodos forjados
Parte UB	Metodos soldados en laton
<b>Subseccion C</b>	<b>REQUISITOS ESPECIFICOS PARA VARIAS CLASES DE MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCION DE RECIIENTES A PRESION</b>
Parte UCS	Aceros al carbon y de baja aleacion
Parte UNF	Metales no ferrosos
Parte UHA	Aceros de alta aleacion
Parte UCI	Hierro fundido
Parte UCL	Placa "Clad" integral o recubrimiento tipo "Lining"
Parte UCD	Hierro fundido ductil
Parte UNT	Acero ferritico con propiedades mejoradas por tratamiento termico
Parte ULW	Construccion en capas "Layered"
Parte ULT	Materiales a baja temperatura
Parte UIG	Grafito impregnado
<b>APENDICES OBLIGATORIOS</b>	Cubren aspectos especificos de construccion de recipientes que no estan incluidos en las tres subsecciones. Si la construccion de algun recipiente contempla alguno de esos aspectos, esto debe ser de obligatorio cumplimiento.
<b>APENDICES NO OBLIGATORIOS</b>	Proveen informacion y emiten recomendaciones para la construccion de recipientes, pero su uso no es obligatorio

Fuente: Autores.

## 5.5 ALCANCE DE LA SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1

El alcance del código ASME sección VIII división I, lo encontramos en el artículo U-1. Cualquier tipo de recipiente que se someta bajo presión externa o interna puede ser diseñado según la división, a excepción de los siguientes casos:

- Aquellos dentro del alcance de otras secciones.
- Calderas piro tubulares expuestas al fuego.
- Recipientes que formen parte integral o que sean componentes de equipos mecánicos de rotación o reciprocantes.
- Sistemas de tuberías
- Recipientes para contener agua bajo presión, cuando ninguna de las siguientes limitaciones es excedida:
  - Presión de diseño de 300 psi (2 MPa).
  - Temperatura de diseño de 210 °F (99 °C).
- Tanques de almacenamiento para suministro de agua caliente, calentado por vapor o cualquier otro medio indirecto de calor, cuando ninguno de las siguientes limitaciones se excede:
  - Entrada de calor de 200,000 Btu / h (58.6 kW).
  - Temperatura del agua de 210 °F (99 °C).
  - Capacidad nominal del contenedor de agua de 120 galones (450 L).
- Recipientes que tienen un diámetro interno, ancho, alto o diagonal transversal no superiores a 6 pulg. (152 mm).

Dentro del alcance de la división están contemplados los requisitos para la protección contra sobrepresiones en UG-125 a UG-140 y apéndice obligatorio 11.

Las reglas de esta División se aplican a los recipientes diseñados para presiones que no excedan 3.000 psi (20 MPa), en caso de exceder este valor es necesario cumplir con los requisitos de diseño, principios y fabricación para recipientes sometidos a altas presiones (recipientes de pared gruesa), no contemplados en la división 1, el usuario puede consultar el ASME Sección VIII, División 3, Reglas alternativas para recipientes de alta presión.

## 6. DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN SEGÚN EL CÓDIGO ASME.

Para el diseño de recipientes a presión, el código ASME sección VIII división 1 maneja una serie de fórmulas que permiten realizar el proceso de cálculos necesarios de forma simple y sencilla, permitiendo desarrollar un trabajo de diseño rápido y confiable. Estos cálculos serán la base para el desarrollo de la programación que será utilizada en la herramienta computacional de este trabajo.

El código ASME en la sección VIII división 1, en el párrafo UG-27, describe las fórmulas que se utilizan para el cálculo de espesores de pared de los recipientes que están sometidos a presión interna, utilizando la siguiente nomenclatura.

$E$  = Eficiencia de la junta apropiada. Acorde a la norma párrafo UW-12.

$P$  = presión interna de diseño (ver UG-21), ( $psi$ ).

$R$  = radio interno del recipiente, ( $in$ ).

$S$  = valor del esfuerzo admisible, ( $psi$ ), (ver UG-23 y las limitaciones de los esfuerzos especificadas en UG-24).

$C.A$  = corrosión admisible.

$\rho$  = densidad del material, ( $lb/ft^3$ ).

$t$  = espesor mínimo de pared requerido, ( $in$ ).

$t_d$  = espesor mínimo de pared teniendo en cuenta la corrosión, ( $in$ ).

$$t_d = t + C.A$$

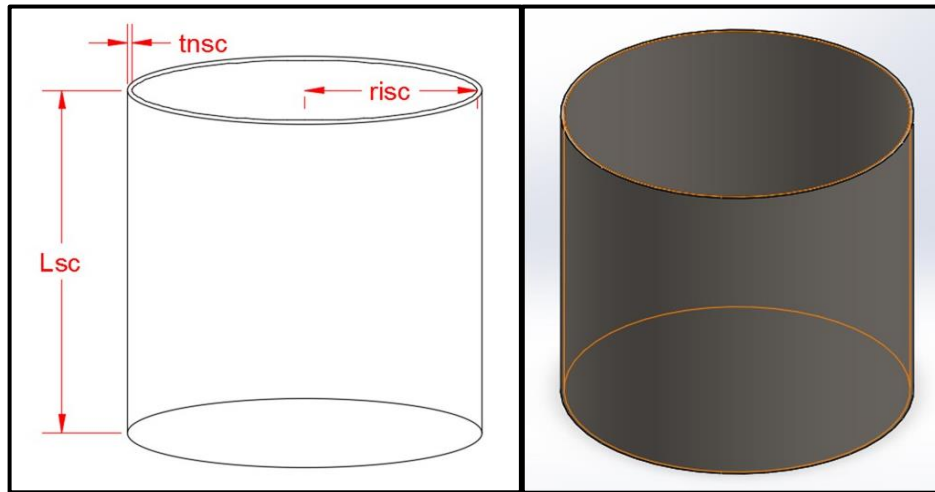
$t_n$  = espesor nominal, es el espesor mayor al  $t_d$  que se encuentre estandarizado y tenga disponibilidad en el mercado. Un ejemplo puede ser de 1/4", 3/8", 5/16", ( $in$ ).

$V$  = volumen del recipiente nuevo, ( $ft^3$ ).

$W$  = peso del elemento, ( $lb$ ).

## 6.1 FORMULAS PARA RECIPIENTES CILÍNDRICOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA.

Figura 7. Sección cilíndrica



Fuente: Autores.

Las fórmulas para el cálculo de los esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) se describen en el párrafo UG-27 (c)(1). Teniendo en cuenta que para que puedan ser utilizadas el espesor ( $t$ ) no debe exceder la mitad del radio interno y la presión ( $P$ ) no debe exceder  $0.385SE$ , estas fórmulas son:

$$t = \frac{P \cdot R}{SE - 0.6P} \qquad P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

Para el caso de los esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales), las fórmulas se denotan en el párrafo UG-27 (c)(2). Estas fórmulas pueden ser utilizadas siempre y cuando el espesor ( $t$ ) del recipiente no exceda  $0.356R$ , y la presión ( $P$ ) no sobrepase de un valor de  $0.665SE$ . las fórmulas son las siguientes.

$$t = \frac{P \cdot R}{2SE + 0.4P} \qquad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t}$$

Luego de calcular los espesores con las fórmulas anteriores, procedemos a seleccionar el mayor entre ambos el cual será nuestro  $t_m$  espesor mínimo con el cual calculamos  $t_d$  y  $t_n$ .

Para el cálculo de la presión máxima admisible de trabajo (*MAWP*), realizamos la siguiente operación, teniendo en cuenta el espesor mínimo calculado en el paso anterior y la corrosión admisible.

$$P_{max1} = \frac{SE(t-C.A)}{R+0.36(tn-C.A)} \qquad P_{max2} = \frac{2SE(tn-C.A)}{R-0.4(tn-C.A)}$$

Se evalúan las dos presiones y se selecciona la más baja, esta será la presión máxima admisible de trabajo (*MAWP*) en las condiciones más severas (ver UG-21).

Si el espesor excede las condiciones que describen los párrafos UG-27(c)(1) y UG-27(c)(2) se debe aplicar la metodología descrita en los Apéndices 1-2(a)(1) y Apéndice 1-2(a)(2), la cual brinda unas ecuaciones exclusivas para esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales).

$$t = R(Z^{\frac{1}{2}} - 1) \qquad Z = \frac{SE+P}{SE-P}$$

Para los esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales).

$$t = R\left(Z^{\frac{1}{2}} - 1\right) \qquad Z = \frac{P}{SE} + 1$$

Calculamos el volumen del cascaron hallando el volumen con el diámetro externo y luego le restamos el volumen calculado con el diámetro interno, procedemos a multiplicarlo por la densidad del material y calcular el peso.

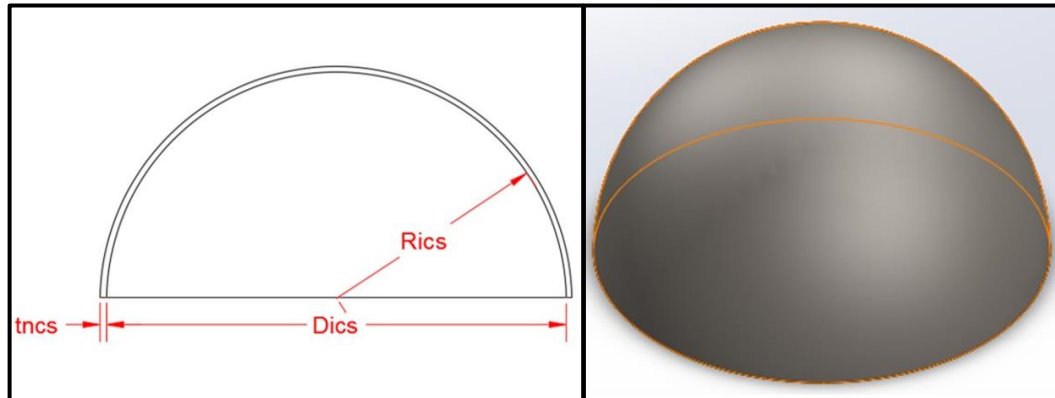
$$V = (\pi(R + tn)^2L - \pi(R)^2L)/12^3$$

$$W = V * \rho_{material}$$

## 6.2 FORMULAS PARA EL CALCULO DE CABEZALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA.

### 6.2.1 Cabezal semiesférico

Figura 8. Cabezal semiesférico



Fuente: Autores.

Este cabezal es el más eficiente ya que los esfuerzos se distribuyen de forma uniforme a través de las fibras del elemento, se utilizan únicamente para soportar presiones críticas, tienen un costo alto y se pueden fabricar en cualquier dimensión de acuerdo con los requerimientos del cliente. El párrafo UG-27(d) presenta la fórmula que puede ser usada si se cumplen las siguientes condiciones:

- Cuando el espesor ( $t$ ) no exceda el  $0,356R$ .
- Cuando la presión ( $P$ ) no exceda  $0,665SE$ .

$$t = \frac{P \cdot R}{2SE - 0.2P} \qquad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

El cálculo de la presión máxima admisible de trabajo es el siguiente:

$$P_{MAX} = \frac{2SE(tn - C.A)}{R + 0.2(tn - C.A)}$$

En el caso de que el espesor exceda las condiciones descritas en el párrafo UG-27(d) se revisa el apéndice 1-3 en donde se pueden encontrar ecuaciones con las cuales podemos determinar el espesor.

$$t = R(Y^{\frac{1}{3}} - 1) \qquad Y = \frac{2(SE+P)}{2SE-P}$$

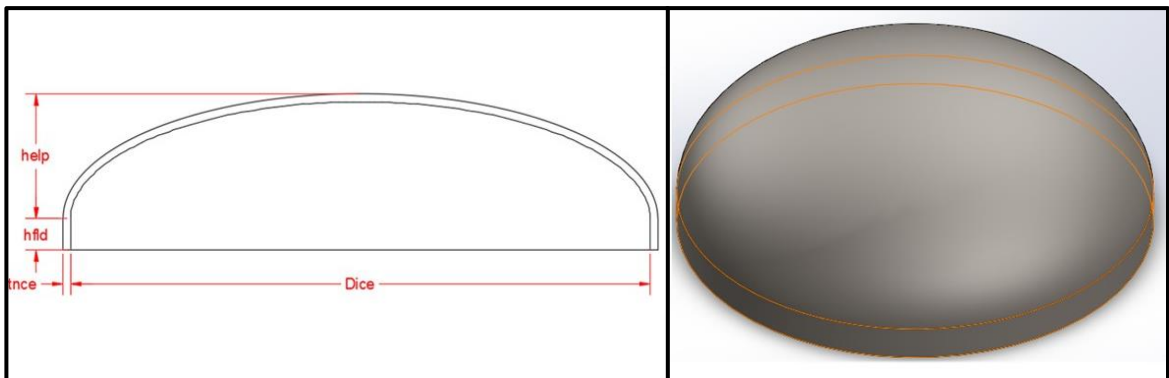
Calculamos el volumen del cascaron usando dimensiones externas y luego le restamos el volumen calculado con dimensiones internas, procedemos a multiplicarlo por la densidad del material y calcular el peso.

$$V = (\frac{2}{3}\pi(R + tn)^3 - \frac{2}{3}\pi(R)^3)/12^3$$

$$W = V * \rho_{material}$$

### 6.2.2 Cabezal elipsoidal

Figura 9. Cabezal elipsoidal



Fuente: Autores.

Este tipo de cabezales tiene la forma transversal de una elipse. En el código ASME sección VIII división 1 Apéndice 1-4(c), se denotan las fórmulas para el uso general de cualquier tipo de cabezal elipsoidal:

$$t = \frac{Pd * Dice * K}{2 * S * E - 0.2 * Pd} \qquad P = \frac{2 * S * E * t}{K * Dice + 0.2 * t}$$

$$K = \frac{1}{6} \left( 2 + \left( \frac{Dice}{2h} \right) \right)$$

El cálculo de la presión máxima admisible de trabajo se puede realizar de la siguiente manera.

$$P_{MAX} = \frac{2SE(t_{nom}-C.A)}{K_{corroído} D + 0.2(t_{nom}-C.A)}$$

Calculamos el volumen del cascaron con dimensiones externas y luego le restamos el volumen calculado con dimensiones internas, procedemos a multiplicarlo por la densidad del material y calcular el peso, para la sección cónica:

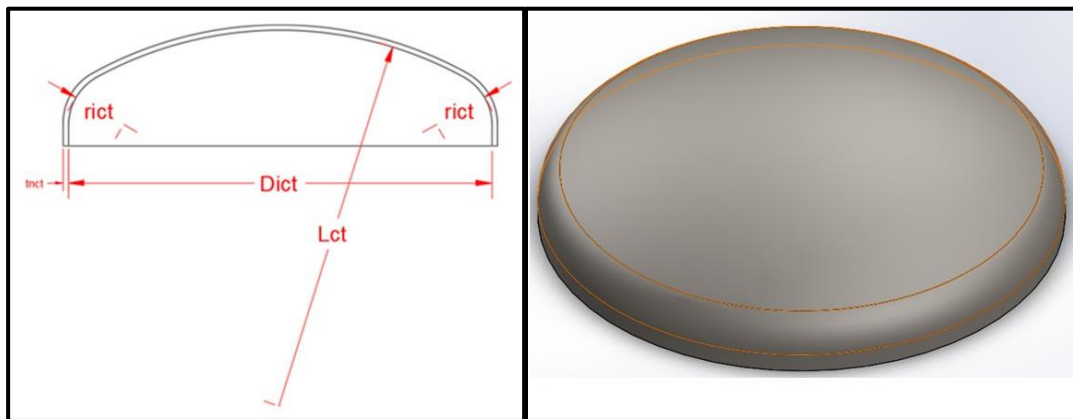
$$V_{interno} = \frac{2\pi}{3} \left( \frac{(D)^2 h}{4} \right) + \pi \left( \frac{(D)}{2} \right)^2 h_{faldon}$$

$$V_{externo} = \frac{2\pi}{3} \left( \frac{(D + 2 t_n)^2 h}{4} \right) + \pi \left( \frac{(D + 2 t_n)}{2} \right)^2 h_{faldon}$$

$$W = V * \rho_{material}$$

### 6.2.3 Cabezales toriesfericos

Figura 10. Cabezal toriesferico



Fuente: Autores.

Un cabezal toriesferico tiene una sección transversal de rebordo en los extremos unida a una sección circular más grande en el centro (sección de corona). El código

ASME en el párrafo UG-32(j) denota que el radio interno de la corona no deberá ser mayor que el diámetro del faldón del cabezal y que el radio de rebordeo (radio interno de empalme) no debe ser menor que el 6% del diámetro exterior del faldón del cabezal, pero tampoco menor a 3 veces el espesor del cabezal.

El valor ideal de la relación es de  $16 \frac{2}{3}$ , aunque no siempre se fabrican con esta relación ya que esto depende también de la facilidad de fabricación.

El código en el apéndice 1-4(d) describe las siguientes fórmulas de uso general.

$$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P} \qquad P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$$

Para calcular el factor  $M$  el cual depende del radio de la corona ( $L$ ) y el radio de la zona de empalme ( $r$ ) se utiliza la ecuación 5.30.

$$M = \frac{1}{4} \left[ 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right]$$

Para el cálculo de la presión máxima admisible de trabajo ( $MAWP$ ), utilizamos la siguiente fórmula.

$$P_{MAX} = \frac{2SE(t_{nom} - C.A)}{M_{corroido}(L + C.A) + 0.2(t_{nom} - C.A)}$$

Para calcular el volumen se usa la ecuación del volumen del plato esférico, el segmento esférico, el sólido de revolución y la parte de la falda del cabezal, los volúmenes parciales se suman para obtener como resultado el volumen final.

Términos generales utilizados para el cálculo del volumen:

$$\begin{aligned} a &= \frac{D-2r}{2} & \alpha &= \arcsen\left(\frac{a}{L-r}\right) \\ \beta &= 90 - \alpha & b &= \cos(\alpha) \\ c &= L - \cos(\alpha)L & e &= \sen(\alpha) \end{aligned}$$

Cálculo de volúmenes:

$$V_{plato\ toriesferico} = \frac{b\pi(e^2+ea+a^2)}{3}$$

$$V_{segmento\ esferico} = \pi * c^2 \left( L - \frac{c}{3} \right)$$

$$V_{solido\ de\ revolucion} = \frac{120r^3 \text{sen}(\phi) \cos(\phi) + a\phi\pi^2}{90}$$

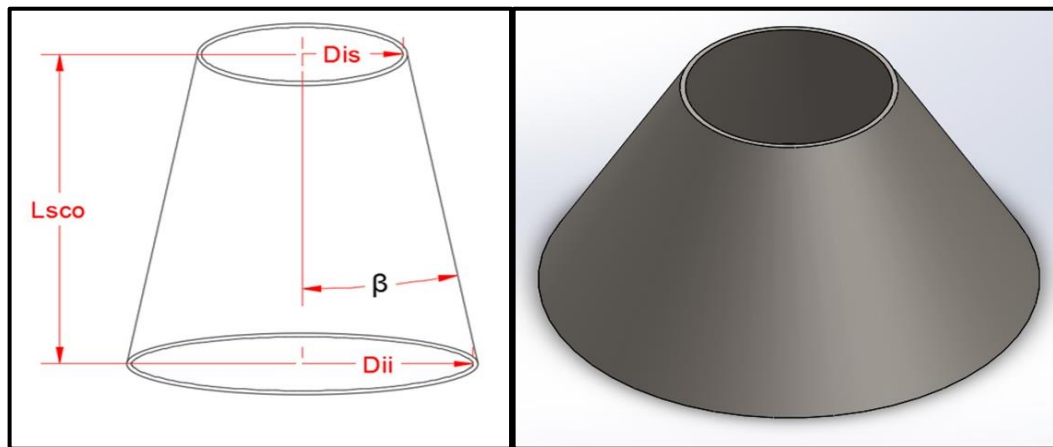
$$V_{segmento\ esferico} = \pi \left( \frac{D}{2} \right)^2 L$$

$$V_{total} = V_{plato\ toriesferico} + V_{segmento\ esferico} + V_{solido\ de\ revolucion} + V_{segmento\ esferico}$$

Para determinar el peso del cabezal calculamos la diferencia entre el volumen corroído y el volumen con el espesor nominal, y se multiplica por la densidad.

#### 6.2.4 Cabezal y sección cónica

Figura 11. Cabezal y sección cónica



Fuente: Autores.

Este tipo de cabezales se utilizan generalmente en fondos donde se pueda presentar acumulación de sólidos o cambios de diámetro en la sección del cuerpo de recipientes cilíndricos. Cuando se trabaja con secciones y cabezales cónicos sin empalmes de transición optamos por aplicar lo descrito en el párrafo UG-32(g). para calcular el espesor requerido para el cabezal o sección cónica se puede aplicar

las siguientes formulas siempre y cuando cumpla que el ángulo  $\alpha$  sea igual o menor a  $60^\circ$ .

$$t = \frac{PD}{2\cos(\alpha)(SE-0.6P)} \qquad P = \frac{2SEtn \cos(\alpha)}{D+1.2tn \cos(\alpha)}$$

El ángulo  $\alpha$  lo podemos verificar con la siguiente ecuación, que realizara una comprobación entre los diámetros internos de la sección.

$$\alpha = \left( \frac{\frac{D - D_{sup}}{2}}{h} \right)$$

La presión máxima admisible (*MAWP*) se calcula con la siguiente formula, teniendo en cuenta factores como la corrosión y el espesor nominal.

$$P_{MAX} = \frac{2SE(t_n - C.A)\cos(\alpha)}{D + 1.2(t_n - C.A)\cos(\alpha)}$$

Calculamos el volumen del cascaron hallando el volumen con el diámetro externo y luego le restamos el volumen calculado con el diámetro interno, procedemos a multiplicarlo por la densidad del material y calcular el peso, para la sección cónica:

$$V_{int} = \frac{\pi h}{12} ((D)^2 + (D_{sup})^2 + (D)(D_{sup}))$$

$$V_{ext} = \frac{\pi h}{12} ((D + 2t)^2 + (D_{sup} + 2t)^2 + (D + 2t)(D_{sup} + 2t))$$

$$V = V_{ext} - V_{int}$$

$$W = V * \rho_{material}$$

Para el cabezal cónico:

$$V_{int} = \frac{\pi h}{12} (R)^2 \qquad V_{ext} = \frac{\pi(h+t_n/\sen(\alpha))}{12} (R + t_n)^2$$

$$V = V_{ext} - V_{int}$$

$$W = V * \rho_{material}$$

## 6.3 FORMULAS PARA RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA

### 6.3.1 Formulas para recipientes cilíndricos sometidos a presión externa

El código ASME sección VIII división 1, en el párrafo UG-28 describe las pautas que se deben tener en cuenta para determinar el espesor de las paredes de los recipientes cilíndricos sometidos a presión externa, ya sea con tuberías, anillos de refuerzos o sin estos. En la sección II parte D del código ASME se encuentran las cartas que se usan para establecer el valor del espesor de estos componentes. A continuación, se describirán los parámetros usados en el cálculo de espesores en recipientes sometidos a presión externa.

***A*** = Factor de la Sección II, Parte D, Sub parte 3, Figura G. Ver anexo G.

***B*** = Factor determinado de la carta del material de la sección II parte D, para la temperatura máxima de diseño del material, Ver anexo G.

***D<sub>o</sub>*** = diámetro exterior de la carcasa cilíndrica, (*in*).

***E*** = Módulo de elasticidad del material a temperatura de diseño, se toma de los materiales aplicables en el gráfico de la Sección II, Parte D, Sub parte 3. (*psi*) (Ver anexo G).

***L*** = (*in*), longitud total o longitud de diseño de una sección del recipiente entre líneas de soporte.

***P*** = Presión de diseño externa, (*psi*).

***P<sub>a</sub>*** = Valor calculado de la presión externa máxima admisible de trabajo para el valor supuesto de *t*, (*psi*).

***R<sub>o</sub>*** = radio exterior de la pared, (*in*).

***t*** = espesor mínimo requerido de la pared cilíndrica o del cabezal, (*in*).

El procedimiento para calcular el espesor mínimo de diseño de una pared cilíndrica bajo presión externa, que contenga juntas soldadas o sin costuras es el siguiente:

Para los recipientes cilíndricos con relación  $D_o/t \geq 10$ .

1. Suponer un valor de  $t$  y determinar las proporciones  $L/D_o$  y  $D_o/t$ .
2. Buscar en el código ASME, sección II, parte D, sub-parte 3, la figura G y proceda a ubicar en ella el valor de  $L/D_o$  calculado en el paso 1. Para los valores de  $L/D_o$  mayores a 50, ubicar en la carta (fig. G) un valor de  $L/D_o = 50$  y para valores de  $L/D_o$  menores a 0.05, tomamos un valor de  $L/D_o = 0.05$ .
3. Desplácese horizontalmente hacia la derecha hasta encontrar la línea representativa del valor  $D_o/t$ . Se puede realizar interpolación para valores intermedios. En el punto de intersección muévase verticalmente hacia abajo para determinar el valor del factor  $A$ .
4. Con el valor del factor  $A$ , entre en la carta del material en la sección II, parte D, sub-parte 3, desplácese verticalmente hasta interceptar la línea de temperatura de diseño del material. La interpolación se puede hacer entre líneas de temperaturas para valores intermedios. En el caso de que el valor de  $A$  este a la derecha del final de la línea de temperatura, asumir la intersección con la proyección horizontal del extremo superior de la línea de temperatura. Para valores de  $A$  que den a la izquierda de la línea de temperatura, ver paso 7.
5. Desde la intersección obtenida en el paso 4, desplazarse horizontalmente hacia la derecha determinando el valor del factor  $B$ .
6. Con el valor del factor  $B$ , calculamos el valor de la presión externa máxima admisible de trabajo  $P_a$ , usando la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)}$$

7. Para los valores de  $A$  que den a la izquierda de la línea de temperatura, el valor de  $P_a$  se puede determinar a través de la siguiente formula:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)}$$

8. Compare los valores de  $P_a$  obtenidos en los pasos 6 y 7 con  $P$ , si  $P_a$  es más pequeño que  $P$ , seleccionar un valor mayor para  $t$  y repetir el procedimiento de diseño hasta que se obtenga un valor de  $P_a$  mayor o igual que  $P$ .

Para los recipientes cilíndricos con relación  $D_o/t < 10$

1. Utilizando el mismo procedimiento anterior para obtener el factor  $B$ . Para valores de  $D_o / t$  menores que 4, el valor del factor  $A$  puede calcularse con la siguiente formula:

$$A = \frac{1.1}{(D_o/t)^2}$$

Nota: Para valores de  $A$  mayores a 0.10, use un valor de 0.10.

2. Usando el valor de  $B$ , calcular un valor  $P_{a1}$  con la siguiente formula:

$$P_{a1} = \left[ \frac{2.167}{(D_o/t)} - 0.0833 \right] B$$

3. Calcular el valor de  $P_{a2}$ , con la siguiente formula:

$$P_{a2} = \frac{2S}{(D_o/t)} \left[ 1 - \frac{1}{(D_o/t)} \right]$$

Donde  $S$  es el menor valor entre dos veces el esfuerzo máximo admisible en tensión o 0.9 veces el esfuerzo de fluencia del material, ambos hallados a la temperatura de diseño del material. Los valores del esfuerzo de fluencia pueden ser obtenidos de la carta de presión externa del material de la siguiente manera.

- a. Para una curva de temperatura dada, determinar el valor del factor  $B$  que corresponda al punto final del lado derecho de la curva.
  - b. El esfuerzo de fluencia es el doble del valor de  $B$  obtenido en (a).
4. Seleccionamos el valor más pequeño entre  $P_{a1}$  calculado en el paso (2) y  $P_{a2}$  calculado en el paso (3). Este valor debe ser usado como presión externa máxima admisible de trabajo  $P_a$ . Comparar el valor de  $P_a$  con el de  $P$ . si  $P_a$  es más pequeño que  $P$ , seleccionar un valor mayor para  $t$  y repetir el procedimiento de diseño hasta que se obtenga un valor de  $P_a$  mayor o igual que  $P$ .

### 6.3.2 Formulas para el cálculo de cabezales sometidos a presión externa

El espesor mínimo de diseño para paredes esféricas que estén sometidas a presión externa, con juntas soldadas o sin costuras, se debe determinar con el siguiente procedimiento, según lo dicta el párrafo UG-28(d).

1. Suponga un valor para  $t$  y calcule el valor del factor  $A$ :

$$A = \frac{0.125}{(R_o/t)}$$

2. Con el valor de  $A$ , diríjase a la carta de materiales, desplácese verticalmente hasta interceptar la línea de temperatura de diseño del material, cuando los valores de  $A$  se ubiquen a la derecha del extremo de la línea de temperatura, asuma la intercepción con la proyección horizontal del extremo superior de la línea de temperatura, para los que se ubiquen a la izquierda de la línea de temperatura, ver el paso 5.
3. Desde el punto de intersección obtenido en el paso 2, desplácese horizontalmente hacia la derecha y determine el valor del factor  $B$ .
4. Usando el valor de  $B$ , proceda a calcular el valor de la presión externa, máxima admisible de trabajo  $P_a$  con la siguiente formula:

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)}$$

5. Para los valores de  $A$  que se ubiquen a la izquierda de la línea de temperatura, calcular el valor de  $P_a$  con la siguiente formula:

$$P_a = \frac{0.0625SE}{(R_o/t)^2}$$

6. Comparar los valores calculados de  $P_a$ , de los pasos 4 y 5 con  $P$ . Si  $P_a$  es más pequeño que  $P$ , seleccionar un valor mayor para  $t$  y repetir el proceso de diseño hasta que se obtenga un valor de  $P_a$  mayor o igual que  $P$ .

Para el cálculo del espesor mínimo de diseño en cabezales elipsoidales se difiere un poco con el procedimiento anterior, en los siguientes puntos.

1. El factor  $R_o$  es el radio esférico exterior equivalente, tomado de la tabla UG-33.1 del código ASME, se determina como el factor entre  $K_o D_o$ .
2. El espesor final de diseño debe ser el mayor entre el calculado por el proceso anterior y el determinado por el párrafo UG-33(1)(a), que indica que el espesor debe ser 1.67 veces la presión de diseño en la parte convexa del cabezal, suponiendo una eficiencia de junta de  $E = 1$  para todos los casos.

Los cabezales toriesfericos, mantienen una metodología similar a la utilizada en el cabezal elipsoidal pero el factor  $R_o$  es igual al radio externo de la corona del cabezal.

Los cabezales y secciones cónicas que tengan un ángulo  $\alpha$  igual o menor a  $60^\circ$  y su relación  $D_L/t_e \geq 10$ , tienen en cuenta los siguientes pasos descritos en el párrafo UG-33(f)(1)(a).

$D_L$  = diámetro exterior en el extremo grande de la sección cónica.

$L_e$  = longitud equivalente de la cabeza o sección cónica entre líneas de apoyo

$t_e$  = espesor efectivo de la sección cónica.

En conos con un factor  $D_L/t_e < 10$ , se tiene en cuenta el párrafo UG-33(f)(1)(b).

1. Utilizando el mismo procedimiento anterior para obtener el factor  $B$ . Para valores de  $D_L/t$  menores que 4, el valor del factor  $A$  puede calcularse con la siguiente formula:

$$A = \frac{1.1}{(D_L/t)^2}$$

Nota: Para valores de  $A$  mayores a 0.10, use un valor de 0.10.

2. Usando el valor de  $B$  obtenido en el Paso 1, calcular un valor  $P_{a1}$  usando la siguiente formula:

$$P_{a1} = \left[ \frac{2.167}{(D_L/t)} - 0.0833 \right] B$$

3. Calcular el valor de  $P_{a2}$ , con la siguiente formula:

$$P_{a2} = \frac{2S}{(D_L/t)} \left[ 1 - \frac{1}{(D_o/t)} \right]$$

Donde  $S$  es el menor valor entre dos veces el esfuerzo máximo admisible en tensión o 0.9 veces el esfuerzo de fluencia del material, ambos hallados a la temperatura de diseño del material.

4. Seleccionar el valor más pequeño entre  $Pa_1$  calculado en el paso (2) y  $Pa_2$  calculado en el paso (3). Este valor debe ser usado como presión externa máxima admisible de trabajo  $Pa$ . Comparar el valor de  $Pa$  con el de  $P$ . si  $Pa$  es más pequeño que  $P$ , seleccionar un valor mayor para  $t$  y repetir el proceso de diseño hasta que se obtenga un valor de  $Pa$  mayor o igual que  $P$ .

### **6.3.3 Anillos de refuerzo para recipientes cilíndricos sometidos a presión externa según UG-29.**

En los recipientes a presión de paredes cilíndricas se implementa el uso de anillos de refuerzo que tienen como objetivo reducir el espesor de la pared para minimizar los costos del equipo, cuando este se encuentra sometido a presión externa. El uso de estos anillos no es obligatorio, es a elección del diseñador el cual decide si son necesarios o no de acuerdo a su criterio. En la industria del petróleo es muy común que los recipientes sometidos a presión externa estén contruidos con anillos de refuerzo debido a las condiciones de operación a las cuales son sometidos.

El momento de inercia del anillo de refuerzo circunferencial no debe tener un valor menor que el hallado por medio de las siguientes ecuaciones.

$$I_S = [D_o^2 L_S (t + A_S / L_S) A] / 14$$

$$I'_S = [D_o^2 L_S (t + A_S / L_S) A] / 10,9$$

Los parámetros utilizados en el cálculo de anillos de refuerzo para recipientes sometidos a presión externa son los siguientes:

$A$  = Factor determinado de la Sección II, Parte D, Sub parte 3, Figura G, para el material de los anillos de refuerzo en consideración.

$A_S$  = área de la sección transversal del anillo de refuerzo, ( $in^2$ ).

$I$  = Momento de inercia disponible de la sección transversal del anillo respecto a su eje neutro, paralelo al eje del recipiente, ( $in^4$ ).

$I$  = Momento de inercia disponible de la combinación de las secciones transversales del anillo y la pared del recipiente respecto a su eje neutro, paralelo al eje del recipiente, ( $in^4$ ).

$I_S$  = Momento de inercia requerido de la sección transversal del anillo respecto a su eje neutro, el cual es paralelo al eje del recipiente, ( $in^4$ ).

$I_S$  = Momento de inercia requerido de la combinación de las secciones transversales del anillo y la pared del recipiente con respecto a su eje neutro, paralelo al eje del recipiente, ( $in^4$ ).

$L_S$  = La mitad de la distancia desde la línea de centro del anillo de refuerzo a la próxima línea de soporte de un lado, más la mitad de la distancia desde la línea de centro a la próxima línea de soporte del otro lado de anillo de soporte, ambos medidos paralelos al eje del cilindro, ( $in$ ).

El procedimiento que nos determinara un adecuado momento de inercia en un anillo de refuerzo es el siguiente:

1. Seleccione un perfil para usarlo en el anillo de refuerzo y determine su área transversal  $A_S$ . luego proceder a calcular el factor  $B$ :

$$B = 3/4 \left( \frac{PD_o}{t + A_S/L_S} \right)$$

2. Nos dirigimos a la carta del material por el lado derecho, con el valor del factor  $B$ . Si se utilizan diferentes materiales para el recipiente y el anillo de refuerzo, utilice la carta de materiales resultante en el valor mayor de  $A$ .
3. Desplazarse horizontalmente en dirección izquierda hacia la temperatura de diseño del material, desplazarse verticalmente hacia abajo de la carta y en la parte inferior podremos encontrar el valor del factor  $A$ .

4. Para los valores de  $B$  que se encuentren a la izquierda por debajo de la parte final de la línea de temperatura. El valor del factor  $A$  se puede calcular a partir de la siguiente ecuación  $A = 2B/E$ .
5. Para los casos en donde únicamente el anillo de refuerzo es considerado, se calcula el momento de inercia requerido con la formula dada para  $I_S$ .
6. Para los casos en donde se considera el anillo combinado con la pared el recipiente, se calcula el momento de inercia requerido con la fórmula para  $I'_S$ .
7. Para los casos en donde únicamente el anillo es considerado, se determina el momento de inercia disponible  $I$ , de acuerdo con la sección del ángulo.
8. Para los casos en donde se considera el anillo de refuerzo combinado con la pared el recipiente, se calcula el momento de inercia disponible con la fórmula para  $I'_S$ , de acuerdo con la sección del ángulo.
9. Si el momento de inercia requerido es mayor que el momento de inercia disponible para el ángulo seleccionado, en donde el anillo de refuerzo no esté unido o donde la combinación anillo-recipiente no se considere, se debe contemplar la selección de un nuevo perfil que tenga un mayor momento de inercia; el anillo deberá ser soldado a las paredes del recipiente y debe considerarse la combinación anillo-recipiente. Para los casos donde se considere la combinación anillo-recipiente, se debe seleccionar un nuevo ángulo para el anillo con mayor momento de inercia.

## 7. CONEXIONES

Una de las partes más importante en los recipientes presión son las conexiones, estas permiten medir las variables del proceso a través de dispositivos como termocuplas manómetros, indicadores de nivel, válvulas de control, entre otros, además de permitir la entrada y salida de productos, drenajes y puertos de acceso.

### 7.1 CUELLO DE LA CONEXIÓN EN RECIPIENTES A PRESIÓN

Las conexiones de los recipientes a presión tienen como parte principal su cuello el cual es un tubo ubicado en el cuerpo del recipiente. La tubería se clasifica de por su cédula (Schedule), que define la presión admisible y el diámetro nominal.

TABLA 5. Dimensiones de tuberías

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	ESPESOR NOMINAL DE TUBERIA										
		SCH 10	SCH 20	SCH 30	SCH40	SCH 60	SCH 80	SCH100	SCH 120	SCH 140	SCH 160	XXS
NPS	DO											
0,125	0,405				0.068		0.095					
0,25	0,540				0.088		0.119					
0,375	0,675				0.091		0.126					
0,5	0,840				0.109		0.147				0.188	0.294
0,75	1,050				0.113		0.154				0.219	0.308
1	1,315				0.133		0.179				0.250	0.358
1,25	1,660				0.140		0.191				0.250	0.382
1,5	1,900				0.145		0.200				0.281	0.400
2	2,375				0.154		0.218				0.344	0.436
2,5	2,875				0.203		0.276				0.375	0.552
3	2,500				0.216		0.300				0.438	0.600
3,5	4,00				0.226		0.318					
4	4,500				0.237		0.337		0,438		0.531	0.674
5	5,563				0.258		0.375		0,500		0.625	0.750
6	6,625				0.280		0.432		0,562		0.718	0.864
8	8,625		0,250	0,277	0.322	0,406	0.500	0,594	0,719	0,812	0.906	0.875
10	10,750		0,250	0,307	0.365	0,500	0.593	0,719	0,844	1,00	1.125	1,000
12	12,750		0,250	0,330	0.406	0,562	0.687	0,844	1,00	1,125	1.312	1,000
14	14,00	0,250	0,312	0,75	0.438	0,594	0.750	0,938	1,094	1,250	1.406	
16	16,00	0,250	0,312	0,375	0.500	0,656	0.843	1,031	1,219	1,438	1.594	
18	18,00	0,250	0,312	0,438	0.562	0,750	0.937	1,156	1,375	1,562	1.781	
20	20,00	0,250	0,375	0,500	0.593	0,812	1.031	1,281	1,500	1,750	1.969	
22	22,00	0,250	0,375	0,500		0,875	1.125	1,375	1,625	1,875	2,125	
24	24,00	0,250	0,375	0,562	0.688	0,969	1.219	1,531	1,812	2,062	2.344	
26	26,00	0,312	0,500	0,000								
28	28,00	0,312	0,500	0,625								
30	30,00	0,312	0,500	0,625								
32	32,00	0,312	0,500	0,625	0,688							
34	34,0	0,312	0,500	0,625	0,688							
36	36,0	0,312	0,500	0,625	0,750							

Fuente: Autores.

## **7.2 ESPESORES DE LOS CUELLOS DE LAS CONEXIONES**

El espesor del cuello de la tubería (Schedule), depende de factores importantes que están dados de acuerdo con el proceso como lo son:

- a. Presión interna: Normalmente el espesor calculado para soportar la presión interna es muy pequeño debido a que su diámetro es muy pequeño en relación con el diámetro del recipiente.
- b. Tolerancia por corrosión: Este factor es importante debido a que los espesores de los cuellos en los tubos de diámetros pequeños son muy reducidos y solo se pueden ver afectados por la corrosión.
- c. Fuerzas y momentos: Es importante el análisis en los arreglos de tuberías, ya que estas no deben transmitir grandes fuerzas y momentos a la estructura.

## **7.3 DISEÑO DE LA CONEXIÓN**

El código ASME en su sección VIII división 1, utiliza el método de reemplazo de área para el cálculo de las aberturas en los recipientes sometidos a presión, entre los párrafos UG-36 a UG-42 y apéndices 1-7, maneja el concepto de áreas equivalentes y solo considera los esfuerzos debidos a la presión interna, su principio básico es reemplazar el área del metal removido por la abertura por medio de un exceso en el espesor del cuerpo del recipiente, el área de derivación o cuello, el área de la soldadura que fija el cuello y agregando un material adicional o refuerzo, cada uno de estos según sea necesario.

El código ASME en su sección VIII división 1 en el párrafo UG-36(b)-1, limita el uso de las conexiones mediante su tamaño indicando que si alguno de estos valores es excedido se debe trabajar bajo las condiciones expuestas en los apéndices 1-7, los valores son los siguientes:

- El diámetro de las aberturas para recipientes menores o iguales a 60 (in) de diámetro, debe ser la mitad del diámetro del recipiente o 20 (in).
- El diámetro de las aberturas para recipientes mayores a 60 (in) de diámetro, debe ser la tercera parte del diámetro del recipiente o 40 (in).

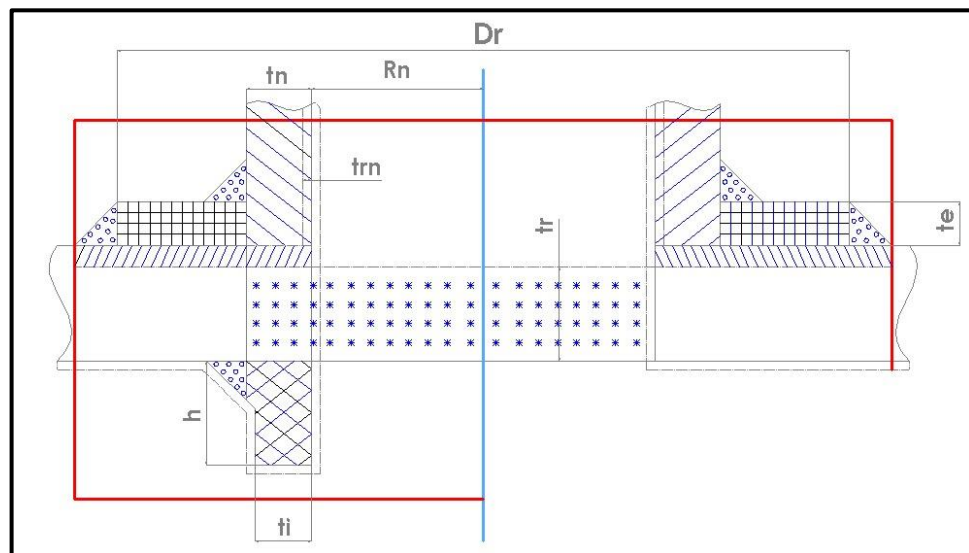
Según UG-36(c)(3)(a), no se necesita un refuerzo para las boquillas en las cuales las conexiones soldadas no sean mayores que:

- Para boquillas de 3 1/2 (in) de diámetro, en cuerpos o cabezales con un espesor mínimo requerido de 3/8 (in) o menos.
- Para boquillas de 2 3/8 (in) de diámetro, en cuerpos o cabezales con un espesor mínimo requerido de 3/8 (in).

### 7.3.1 Cálculo de áreas en la conexión







En el párrafo UG-37.1 se detallan la formulas necesarias para el cálculo del área requerida y el área disponible, como se muestran en la tabla 6 para conexiones sin refuerzos y en la tabla 7 para conexiones con refuerzo.

Figura 12. Áreas presentes en una conexión











Fuente. Autores.

TABLA 6. Fórmulas para determinar las áreas en conexiones sin refuerzo

CONEXIONES SIN REFUERZO			
	= A	= $D * t_r * F + 2 * t_n * t_r * F(1 - f_{r1})$	Area requerida
	= A <sub>1</sub>	= $D * (E_1 * t - F * t_r) - 2 * t_n * (E_1 * t - F * t_r) * (1 - f_{r1})$ = $2 * (t + t_n)(E_1 * t - F * t_r) - 2 * t_n * (E_1 * t - F * t_r) * (1 - f_{r1})$	Area disponible en la pared del recipiente, usar el valor mas grande.
	= A <sub>2</sub>	= $5 * (t_n - t_m) * f_{r2} * t$ = $5 * (t_n - t_m) * f_{r2} * t_n$	Area disponible en la proyeccion externa de la conexión usar el menor.
	= A <sub>3</sub>	= $5 * t * t_i * f_{r2}$ = $5 * t_i^2 * f_{r2}$ = $5 * h * t_i * f_{r2}$	Area disponible en la proyeccion interna de la conexión usar el menor.
	= A <sub>41</sub>	= soldadura conexion externa = $(leg)^2 * f_{r3}$	Area disponible en la soldadura externa
	= A <sub>43</sub>	= soldadura conexion interna = $(leg)^2 * f_{r4}$	Area disponible en la soldadura interna
SI $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} > A$			La conexion esta adecuadamente reforzada
SI $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \leq A$			La conexión no esta adecuadamente reforzada

Fuente: Autores.

Tabla 7. Fórmulas para determinar las áreas en conexiones con refuerzo

CONEXIONES CON REFUERZO			
	= A	= $D * t_r * F + 2 * t_n * t_r * F(1 - f_{r1})$	Area requerida
	= A <sub>1</sub>	= $D * (E_1 * t - F * t_r) - 2 * t_n * (E_1 * t - F * t_r) * (1 - f_{r1})$ = $2 * (t + t_n)(E_1 * t - F * t_r) - 2 * t_n * (E_1 * t - F * t_r) * (1 - f_{r1})$	Area disponible en la pared del recipiente, usar el valor mas grande.
	= A <sub>2</sub>	= $5 * (t_n - t_m) * f_{r2} * t$ = $5 * (t_n - t_m) * f_{r2} * t_n$	Area disponible en la proyeccion externa de la conexión usar el menor.
	= A <sub>3</sub>	= $5 * t * t_i * f_{r2}$ = $5 * t_i^2 * f_{r2}$ = $5 * h * t_i * f_{r2}$	Area disponible en la proyeccion interna de la conexión usar el menor.
	= A <sub>41</sub>	= soldadura conexion externa = $(leg)^2 * f_{r3}$	Area disponible en la soldadura externa
	= A <sub>42</sub>	= soldadura externa del refuerzo = $(leg)^2 * f_{r4}$	Area disponible en la soldadura externa
	= A <sub>43</sub>	= soldadura conexion interna = $(leg)^2 * f_{r4}$	Area disponible en la soldadura interna
	= A <sub>5</sub>	= $(D_r - D - 2 * t_n) * t_e * f_{r4}$	Area disponible en el refuerzo
SI $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 > A$			La conexion esta adecuadamente reforzada

Fuente: Autores.

### 7.3.2 Límite del refuerzo en una conexión

En el párrafo UG-40(b) se describe que el límite del refuerzo, medido paralelamente de la pared del recipiente, deberá tener una distancia en cada lado del eje de la conexión igual o mayor a lo siguiente.

1. Diámetro interno de la conexión.
2. El radio  $R_n$  de la conexión terminada, sumado al espesor de pared del recipiente  $t$ , más el espesor de pared de la conexión  $t_n$ .

Según el párrafo UG-40(c) el límite del refuerzo medido perpendicularmente desde la pared del recipiente deberá estar conforme al contorno de la superficie a una distancia igual o menos de lo siguiente.

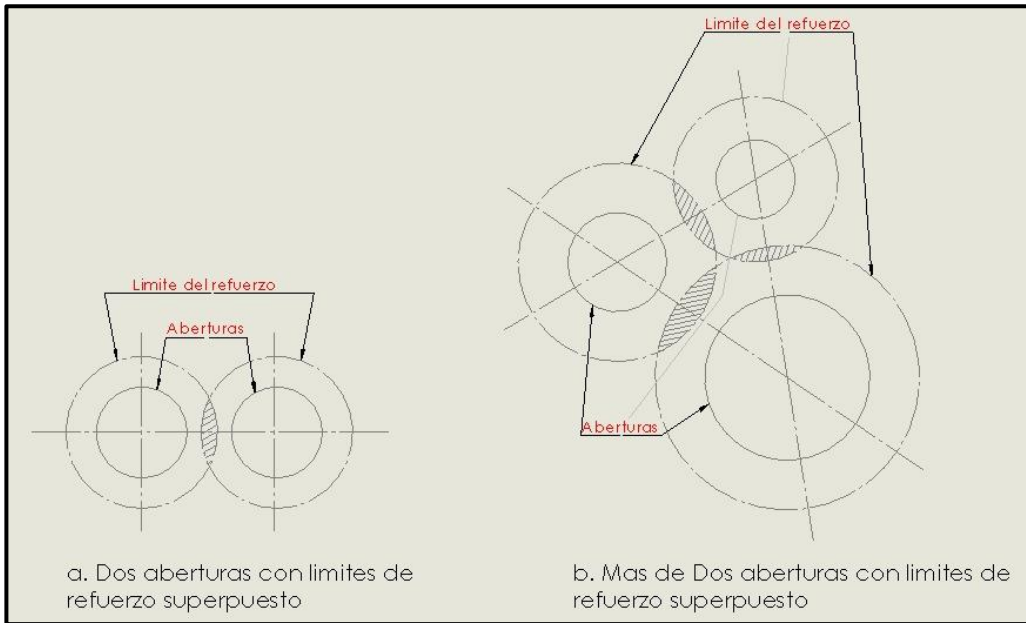
1.  $2 \frac{1}{2}$  veces el espesor de pared del recipiente  $t$ .
2.  $2 \frac{1}{2}$  veces el espesor de pared de la conexión  $t_n$  más el espesor  $t_e$ .

### 7.3.3 Refuerzos de múltiples conexiones

En el párrafo UG-42 se describe el procedimiento para evaluar los refuerzos cuando existen dos o más conexiones que están espaciadas de tal manera que su límite de refuerzo se sobreponga como se muestra en la figura 13, las aberturas se reforzaran de acuerdo con lo dictaminado en los párrafos UG-37 a UG-41 con un refuerzo combinado que debe tener un área no menor a la suma de las áreas requeridas para cada abertura. La norma además dictamina que:

1. El área disponible en los cabezales o secciones entre las aberturas que tienen un área de solapamiento debe ser proporcionada entre las dos aberturas por la proporción de sus diámetros.
2. Para cilindros y conos, si el área de refuerzo entre las dos aberturas es inferior al 50% del total requerido para las dos aberturas, las reglas suplementarias de 1-7 (a) y 1-7 (c) serán usados.
3. Una serie de aberturas, todas en la misma línea central, se tratarán como pares sucesivos de aberturas.

Figura 13. Refuerzo en múltiples conexiones



Fuente: Autores.

Cuando más de dos aberturas están espaciadas como se muestra en la figura 13, se les debe proporcionar un refuerzo combinado, la distancia mínima entre los centros de cualquiera de estas dos aberturas deberá ser  $11/3$  veces su diámetro promedio, y el área de refuerzo entre dos aberturas deberá ser al menos igual al 50% del total requerido para las dos aberturas. El programa no permitirá una distancia entre los centros de dos de estas aberturas inferior a  $11/3$  veces su diámetro promedio.

### 7.3.4 Resistencia del refuerzo

El párrafo UG-41(b), dice que, para la resistencia del refuerzo en la conexión, la unión entre la pared del recipiente y el refuerzo o en cualquier parte de la unión reforzada alrededor de la conexión debe ser por lo menos menor o igual a:

La resistencia a la tensión en la sección transversal de los elementos de refuerzo a considerar (ver  $W_{1-1}$ ,  $W_{2-2}$ ,  $W_{3-3}$ , FIG. UG-41.1 del código ASME).

La resistencia a la tensión del área definida según UG-37 menos el esfuerzo en tensión del área reforzada de la pared del recipiente como lo denota el parágrafo UG-40(d)(1).

A continuación, se denota como establecer las cargas sobre la soldadura para conexiones que se inserten en las paredes de un recipiente a presión. Las ecuaciones aplicables para conexiones sin proyección interna son:

$$W = [A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - F t_r)] S_v$$

$$W_{1-1} = (A_2 + A_5 + A_{4-1} + A_{4-2}) S_v$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{4-1} + A_{4-3} + 2t_n * t * f_{r1}) S_v$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{4-1} + A_{4-2} + A_{4-3} + 2t_n * t * f_{r1}) S_v$$

Donde:

W= Carga total en la soldadura según UG-41(b)(2).

W<sub>1-1</sub>= Carga en la soldadura de la trayectoria 1-1.

W<sub>2-2</sub>=Carga en la soldadura de la trayectoria 2-2.

W<sub>3-3</sub>=Carga en la soldadura de la trayectoria 3-3.

Las ecuaciones aplicables para conexiones con proyección interna son:

$$W = [A - A_1] S_v$$

$$W_{1-1} = (A_2 + A_5 + A_{4-1} + A_{4-2}) S_v$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_{4-1}) S_v$$

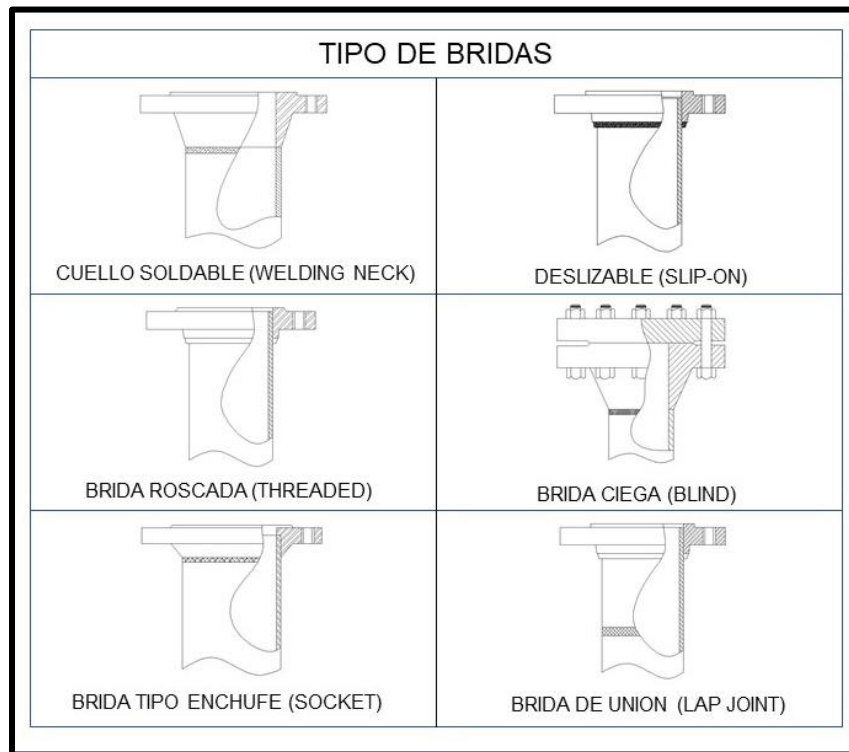
Los valores de tensión permitidos para soldaduras en porcentajes de valores de tensión para el material del recipiente, que se utilizan con los cálculos de UG-41, son como se muestra a continuación:

- 1) Tensión de soldadura de ranura, 74%
- 2) cizalla de soldadura de ranura, 60%
- 3) cizalla de soldadura de filete, 49%

## 7.4 TIPOS DE BRIDAS PARA CONEXIONES

Se clasifican de acuerdo con la forma en que se unen con los cuellos de las boquillas.

Figura 14. Tipos de bridas



Fuente: Autores.

### 7.4.1 Selección del tipo de brida según ANSI B16.5

El instituto nacional estadounidense de estándares, ANSI en conjunto con otras organizaciones técnicas como la ASME han implementado un número de clases de bridas predeterminadas por la presión nominal recomendada a la temperatura de operación, entre las cuales están 150, 300, 400, 600, 900, 1500, 2500, 3000 y 6000.

Esta información se encuentra detalladamente organizada por medio de tablas en la norma ANSI B16.5, cada clase se encuentra en forma de matriz para 33 grupos de materiales. El procedimiento para realizar para la obtención de esos datos es el siguiente:

1. Determinar la presión y temperatura de operación máxima.
2. Con el valor de la presión dirigirse al grupo del material seleccionado y comenzar en la columna de clase 150 hasta que el valor de la temperatura arrojado por la tabla sea mayor que el de la temperatura de operación máxima.
3. Moverse a través de las columnas de la tabla, hasta encontrar un valor mayor que el de la presión de operación máxima.
4. El nombre de la clase de brida que seleccionaremos será el nombre de la columna a la cual pertenezca el valor de la presión que se encuentre por encima de la presión máxima de operación.

## 8. DISEÑO POR CARGAS DE VIENTO Y SISMO

El código ASME no ofrece ninguna guía de diseño que especifique el procedimiento a seguir para el caso de cargas de viento y sismo, pero si determina en el párrafo UG-22 que se deben considerar este tipo de cargas ya sean de viento o de sismo, se debe diseñar para el caso mas desfavorable, pero no es necesario considerarlas al mismo tiempo, debido a que es muy inusual que se presenten simultáneamente.

Para el desarrollo de este trabajo se tendrá en cuenta lo descrito en el reglamento colombiano de construcción sismo resistente, NSR-10, el cual se encarga de establecer los procesos, formulas y parámetros para el diseño de estructuras sismo resistentes ubicadas en Colombia.

### 8.1 CARGAS POR SISMO

El reglamento colombiano de construcción sismo resistente, **NSR-10**, presenta los requisitos mínimos que garantizan el cumplimiento primordial de salvar vidas humanas, describiendo el procedimiento que se debe aplicar para el diseño de estructuras con un alto nivel de confiabilidad.

Según el reglamento **NSR-10**, el 87% de la población colombiana se encuentra en un riesgo de amenaza sísmica alto o intermedio, debido a que el país está ubicado en una de las zonas sísmicas más activas del planeta, el anillo circumpacífico, específicamente en la convergencia de la placa de nazca, la placa suramericana y la placa caribe, debido a esto se constituyó el primer reglamento sismo resistente nacional, actualmente **NSR-10**.

#### 8.1.1 Proceso de diseño para cargas por sismo

Identificar la zona de amenaza sísmica donde se encuentra el Magdalena Medio dentro del departamento de Santander, el reglamento de sismo resistencia proporciona un mapa de Colombia donde se demarcan estas zonas, Ver anexo H, según el mapa la zona de amenaza sísmica es intermedia.

Los movimientos sísmicos para el diseño se definen en función de la aceleración pico efectiva  $A_a$  y de la velocidad pico efectiva  $A_v$ , estas variables son dependientes de la ubicación geográfica del equipo, el reglamento de sismo resistencia NSR-10 contiene dos mapas con esta información (ver anexo I), de estos tenemos que para la zona del Magdalena medio los valores son,  $A_a = 0.15$  y  $A_v = 0.15$ , ahora se determina los efectos locales, definiendo el tipo de perfil de suelo en donde estará instalado el recipiente, según lo descrito en el párrafo **A.2.4.4** del NSR-10, el cual denota que, de acuerdo a las propiedades del suelo de lugar, el sitio deberá ser clasificado según lo prescrito en la tabla 8.

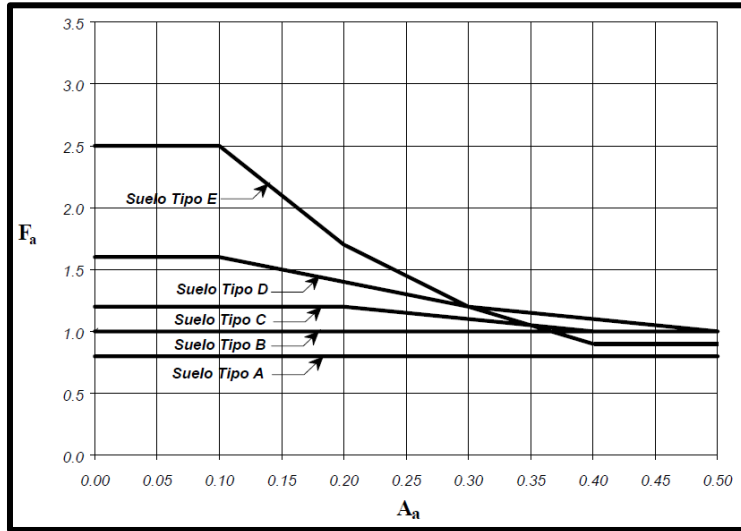
TABLA 8. Clasificación de los tipos de suelos

<b>A</b>	Suelo de roca dura y un $\bar{v}_s > 5.000 \text{ pie/seg}$ (1500 m/seg)
<b>B</b>	Suelo de roca dura con $2.500 \text{ pie/seg} < \bar{v}_s \leq 5.000 \text{ pies/seg}$
<b>C</b>	Suelo muy denso y roca suave con $1.200 \text{ pie/seg} < \bar{v}_s \leq 2.500 \text{ pies/seg}$
<b>D</b>	Rígido con $600 \text{ pie/seg} < \bar{v}_s \leq 1.200 \text{ pies/seg}$
<b>E</b>	Suelo con perfil de $\bar{v}_s < 600 \text{ pie/seg}$ o cualquier perfil con más de 10 pies de arcilla suave
<b>F</b>	Suelos que requieren una evaluación específica del sitio

Fuente: ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogotá: 2010, p A22.

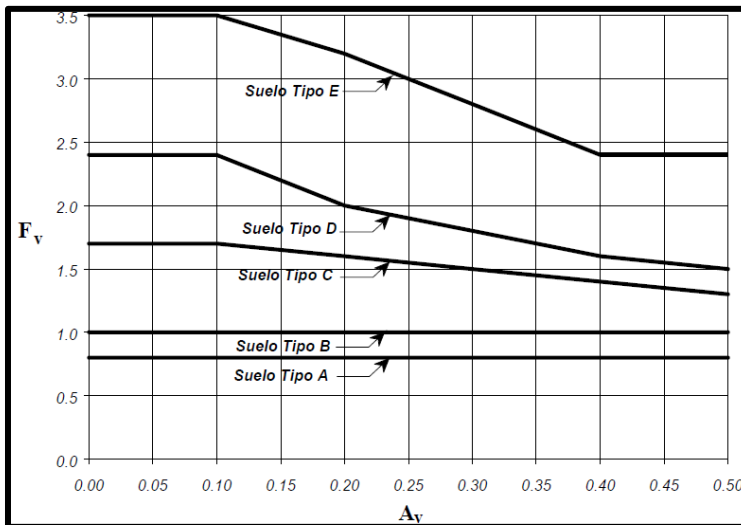
Con el tipo de perfil de suelo, el valor de  $A_a$  y  $A_v$ , hallar el valor del coeficiente de amplificación de la aceleración en periodos cortos  $F_a$  de la figura 15, y el valor del coeficiente evaluado en periodos intermedios  $F_v$  de la figura 16.

FIGURA 15. Coef. de amplificación  $F_a$  en periodos cortos.



Fuente. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogotá: 2010, p A24.

FIGURA 16. Coef. de amplificación  $F_v$  en periodos intermedios.



Fuente. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogotá: 2010, p A25.

El coeficiente de importancia  $I$  modifica el espectro y con ello las fuerzas de diseño de acuerdo al grupo de uso en el cual se clasifican los recipientes, la norma NSR-10 en la sección A.2.5.1, denota 4 grupos para ubicar la estructura:

1. GRUPO IV: Edificaciones indispensables que deben funcionar durante y después de un sismo, cuya operación no puede ser trasladada a un lugar alterno.
2. GRUPO III: Edificaciones de atención a la comunidad necesarias para atender la emergencia y preserva la salud e integridad de las personas, como estaciones de bomberos, defensa civil, policía y centros educativos.
3. GRUPO II: Estructuras de ocupación especial, edificaciones que puedan reunir mas de 200 personas como centro comerciales y edificios gubernamentales.
4. GRUPO I: Estructuras de ocupación normal, incluye edificaciones cubiertas por el alcance del reglamento, que no se encuentren incluidas en los otros grupos.

Los recipientes sometidos a presión se ubican en el grupo I, con esta información nos dirigimos a la tabla 8, el valor del coeficiente de importancia es  $I = 1$ .

Tabla 8. Coeficiente de importancia

GRUPO DE USO	COEFICIENTE DE IMPORTANCIA, I
IV	1.50
III	1.25
II	1.10
I	1.00

Fuente. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogota: 2010, p A26.

### 8.1.2 Análisis de vibraciones

Las cargas de viento y sismo generadas sobre el recipiente deben limitarse, debido a que los periodos naturales de vibración pueden ocasionar fallas por fatiga. El valor del periodo fundamental permitido se calcula con base en la deflexión máxima permitida.

El periodo de vibración se puede determinar con la ecuación 6.1:

$$T = 0,0000625 \left(\frac{H}{D}\right)^2 \sqrt{\frac{wD}{t}}$$

Adicionalmente el valor del periodo T debe ser igual o menor al periodo 2 fundamental aproximado  $T_a$  que se determina mediante la ecuación:

$$T_a = 0,80 \sqrt{\frac{WH}{Vg}}$$

Donde:

$D$  = Diámetro exterior del recipiente, [m].

$H$  = Longitud del recipiente incluyendo el faldón, [m].

$g$  = Aceleración de la gravedad,  $32,2 \frac{m}{s^2}$

$t$  = Espesor del faldón en la base, [mm].

$V$  = Fuerza cortante total, [N]

$W$  = Peso del recipiente (torre), [Kg].

$w$  = Peso de la torre por pie de altura, [Kg].

Como en este punto del proceso de diseño aún no se cuenta con los valores del faldón en la base se procederá a realizar un proceso iterativo para el espesor del faldón hallando el valor de T y al finalizar el proceso se comprobará si el espesor seleccionado cumple con las condiciones necesarias.

### 8.1.3 Fuerzas y momentos cortantes sísmicos en la base

El cortante sísmico en la base,  $V_s$ , equivalente a la totalidad de los efectos inerciales horizontales producidos por los movimientos sísmicos, se obtiene mediante:

$$V_s = S_a * g * M$$

$Sa$  = Espectro elástico de aceleración expresado como fracción de la gravedad para un coeficiente de 5% del amortiguamiento crítico y se define mediante:

$$\text{Si } T < T_c = 0.48 \frac{A_v F_v}{A_a F_a} \quad \text{entonces, } Sa = 2,5 A_a F_a I$$

$$\text{Si } T > T_L = 2.4 F_v \quad \text{entonces, } Sa = \frac{1.2 A_v F_v T I}{T^2}$$

$$\text{Si } T_c < T < T_L \quad \text{entonces, } Sa = \frac{1.2 A_v F_v I}{T}$$

La fuerza sísmica horizontal  $F_x$ , en cualquier nivel  $x$  se determina mediante la ecuación :

$$F_x = C_{vx} V_S$$

Donde

$$C_{vx} = \frac{m_x h_x^k}{\sum_{i=1}^n (m_i h_i^k)}$$

El valor del exponente  $k$  se relaciona con el periodo de vibración  $T$  de la siguiente manera:

- Para  $T \leq 0.5$  segundos,  $k = 1$
- Para  $0.5 < T < 2.5$  segundos  $k = 0,75 + 0,5T$
- Para  $T > 2.5$  segundos  $k = 2.0$

Por ultimo se determina el momento cortante en la base:

$$M = \sum F_{xi} * Z_i$$

Donde  $Z_i$  = Altura de la base al centroide de la sección donde se aplica la fuerza.

## 8.2 CARGAS DE VIENTO

Mediante el análisis de este capítulo se determinan las fuerzas y momentos generados en la estructura por el viento en las diferentes secciones de acuerdo a su ubicación. Las torres sometidas a la acción del viento (empuje) se consideran como vigas en voladizo. Al momento de diseñar se debe contemplar el caso mas

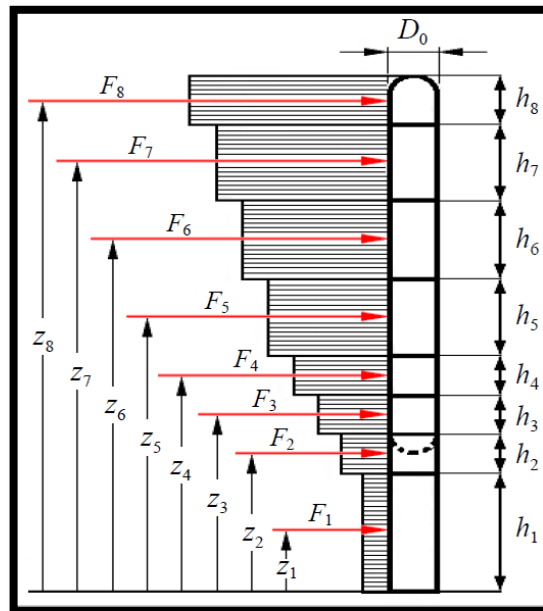
desfavorable que se presenta cuando el recipiente esta vacío y corroído. Para el análisis de viento en recipientes verticales, se tendrá presente lo descrito por el reglamento colombiano NSR-10 en el capítulo B6 – fuerzas de viento.

### 8.2.1 Fuerzas de viento

La fuerza de viento de diseño ( $F$ ), que actúa sobre una superficie se determina por medio de la siguiente expresión:

$$F = q_z * G * C_f * A_f \quad (\text{N}) \quad (6.12)$$

Figura 15. Fuerzas del viento actuando sobre una torre



Fuente. MASSA J., Compendio de cálculo estructural 2, capítulo 16. Buenos Aires. 2015, p 388.

**8.2.1.1 Presión dinámica del viento ( $q_z$ ):** La presión por velocidad, evaluada a una altura  $z_i$ , desde centroide del área  $A_f$ :

$$q_z = 0.613 K_z K_{zt} K_d V^2 I \quad (\text{N/m}^2)$$

**8.2.1.2 Coeficiente de exposición de presión por velocidad  $K_z$ :** se determina en base a la categoría de exposición de la instalación analizada.

- **Exposición B:** Áreas urbanas y suburbanas u otros terrenos con numerosas obstrucciones de tamaño, iguales o mayores al de una vivienda unifamiliar.
- **Exposición C:** Terreno abierto con pocas obstrucciones, esta aplicara para todas las cosas cuando no aplique en la categoría B y D.
- **Exposición D:** Áreas planas y no obstruidas.

Se selecciona la categoría de exposición **C**, para los efectos de calculo del coeficiente de exposicion de presión por velocidad  $K_z$ .

$$K_z = 2.01\left(Z/Z_g\right)^{\frac{2}{\alpha}} \quad \text{para valores } 4\text{m} \leq Z \leq Z_g$$

$$K_z = 2.01\left(4/Z_g\right)^{\frac{2}{\alpha}} \quad \text{para valores de } Z < 4\text{m}$$

$Z_g$  = altura nominal de la capa atmosférica limite usada en este código.

$\alpha$  = exponente para la ley potencial de la velocidad de ráfaga de 3 segundos.

TABLA 9. Constante de exposición del terreno

EXPOSICION	$\alpha$	$Z_g$ (m)	$\hat{a}$	$\hat{b}$	$\bar{a}$	$\bar{b}$	c	L(m)	$\bar{\epsilon}$	$Z_{min}$ (m)
<b>B</b>	7	365,8	1/7,0	0,84	1/4,0	0,45	0,3	97,5	1/3	9
<b>C</b>	9,5	274,3	1/9,5	1	1/6,5	0,65	0,2	152,4	1/5	4,5
<b>D</b>	11,5	213,4	1/11,5	1,07	1/9,0	0,8	0,15	198,1	1/8	2

Fuente. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogota: 2010, p B80.

**8.2.1.3 Factor topográfico:** representa el efecto del aumento de la velocidad del viento sobre lomas y colinas aisladas, que constituyen un cambio en la categoría de exposición, este factor toma un valor de  $K_{zt} = 1.0$

**8.2.1.4 Velocidad básica de viento (v):** las diferentes regiones tienen una velocidad de viento determinada, el reglamento de sismo resistencia NSR-10 proporciona como guía un mapa de amenaza eólica (ver anexo J) en el cual se

denotan las velocidades de viento en las diferentes regiones del país, la zona del magdalena medio se encuentra en la zona 3, el valor de la velocidad básica de viento es  $V = 28 \text{ m/s}$ .

**8.2.1.5 Factor de direccionamiento (kd):** se determina de acuerdo con el tipo de estructura, como se muestra en la tabla 10.

TABLA 10. Factor de direccionalidad del viento

TIPO DE ESTRUCTURA	FACTOR DE DIRECCIONALIDAD DEL VIENTO $K_d$
<b>Edificios</b>	
Sistema principal de resistencia de cargas de viento	0,85
Componentes y recubrimientos	0,85
Cubiertas abovedadas	0,85
<b>Chimeneas tanques y estructuras similares</b>	
Cuadradas	0,9
Hexagonales	0,95
Redondas	0,95
Avisos solidos	0,85
Avisos abiertos y estructura rectangular	0,85
<b>Torres en celosia</b>	
Triangular, cuadrada y rectangular	0,85
Todas las otras secciones transversales	0,95

FUENTE. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogota: 2010, p B82.

**8.2.1.6 Coeficiente de importancia i:** se determina por el tipo de uso de la estructura en estudio, seleccionamos la categoría IV y obtenemos un  **$I=1.15$**

TABLA 11. Factor de importancia

CATEGORIA	REGIONES NO PROPENSAS A HURACANES, Y REGIONES CON POSIBILIDAD DE HURACANES DE $V = 40 - 45 \text{ m/s}$	REGIONES CON POSIBILIDAD DE HURACANES DE $V > 45 \text{ m/s}$
I	0,87	0,77
II	1	1
III	1,15	1,15
IV	1,15	1,15

Fuente. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Bogota: 2010, p B80.

**8.2.1.7 Factor de ráfaga g:** tiene en cuenta los efectos de cargas en la dirección del viento debido a la interacción de la estructura con la turbulencia, el procedimiento para el cálculo de este factor se define en la sección B. 6.5.8.1, para la categoría de exposición C, se toma un valor **G=0.85**.

**8.2.1.8 Coeficiente de fuerza neta (cf):** este valor se selecciona de las figuras B. 6.5-17 a B.6.5.-19, para nuestro caso puede tomar un valor de **C<sub>f</sub>=0.8**.

Luego de obtener la fuerza del viento con el procedimiento descrito, se debe analizar los efectos correspondientes a las tensiones **S<sub>v</sub>** de compresión o tracción en los distintos puntos del recipiente, según lo indique la dirección del viento.

$$S_v = \pm \frac{\text{Momento del viento}}{\text{Modulo resistente}} = \pm \frac{\sum_{i=1}^n F_i(Z_i - Z_s)}{\pi R_m^2 t}$$

Donde:

$n$  = número de cargas de viento  $F$  que actúan por arriba de la sección considerada.

$Z_s$  = Altura de la sección considerada.

$Z$  = altura donde se concentra la fuerza  $F$ , (m).

$R_m$  = radio medio de la sección considerada, (m).

## **9. CARGAS POR PESO PROPIO**

En los recipientes a presión el peso produce únicamente esfuerzos a compresión cuando no haya cargas excéntricas y la fuerza resultante coincida con el eje del recipiente, por lo general este esfuerzo por el peso propio se puede despreciar, pero este deberá ser calculado para el análisis de carga combinada.

### **9.1 PESO DE OPERACIÓN**

Para el peso de operación se debe tener en cuenta el peso del armazón (cuerpo y cabezales), el del fluido de trabajo y el de elementos externos.

### **9.2 PESO DE PRUEBA**

Para el peso de prueba considera el peso de operación y si es el caso aumentarlo con el peso del agua que se usara para la realización de la prueba hidrostática.

### **9.3 PESO DE ACCESORIOS**

El peso de los accesorios como boquillas, aislamientos, tuberías, entre otros, se encuentra en los catálogos de los fabricantes de cada producto, para determinar el peso de elementos externos como plataformas, soportes para aislamiento, escaleras, entre otros, se establece la cantidad de material y con ayuda de manuales o catálogos se calcula el peso de acuerdo con el perfil estructural utilizado.

### **9.4 ANÁLISIS DE PESO**

Para el análisis de peso se deberá realizar el cálculo del esfuerzo de compresión el cual estará determinado por la siguiente formula:

$$S = W / (c * t)$$

Donde:

$S$  = Esfuerzo a compresión producido por el peso propio del recipiente, (*psi*).

$c$  = Perímetro del cuerpo o faldón medido en el diámetro medio, (*in*).

$t$  = Espesor del cuerpo o faldón, (*in*).

## **10. SOPORTES PARA LOS RECIPIENTES A PRESIÓN**

### **10.1 CARGAS COMBINADAS**

En el diseño de recipientes a presión es muy importante tener en cuenta todas las cargas que se puedan presentar en el equipo, durante toda su vida útil. Las cuales son las causantes de generar esfuerzos de tensión en los distintos puntos del recipiente, al momento en que se aplican varias cargas sobre un mismo punto se debe considerar un análisis de carga combinada, para así aplicar un criterio de falla. Cabe destacar que gran parte de estos esfuerzos se concentran en los soportes.

### **10.2 SOPORTES TIPO SILLETA PARA RECIPIENTES HORIZONTALES**

Para el diseño de soportes en recipientes horizontales se utiliza el método de análisis de, L. P. Zick, la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos ASME denota como practica recomendada su trabajo (pressure vessel and piping desing).

El procedimiento de diseño que se empleara en el desarrollo del cálculo para los soportes de recipientes horizontales estará basado en el libro MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN, DISEÑO Y CALCULO DE EUGENE F.MEGYESY. El cual toma como guía el método mencionado en el párrafo anterior.

Un recipiente horizontal que tiene como soportes silletas actúan similar a una viga a excepción de lo siguiente: existen variaciones en las condiciones de carga para los casos en los cuales el recipiente esta total o parcialmente lleno, Según el ángulo formado por las silletas los esfuerzos en el recipiente varían, las cargas ocasionadas por el peso propio del recipiente deben ser combinadas con las demás cargas.

### 10.2.1 Cargas presentes en las silletas

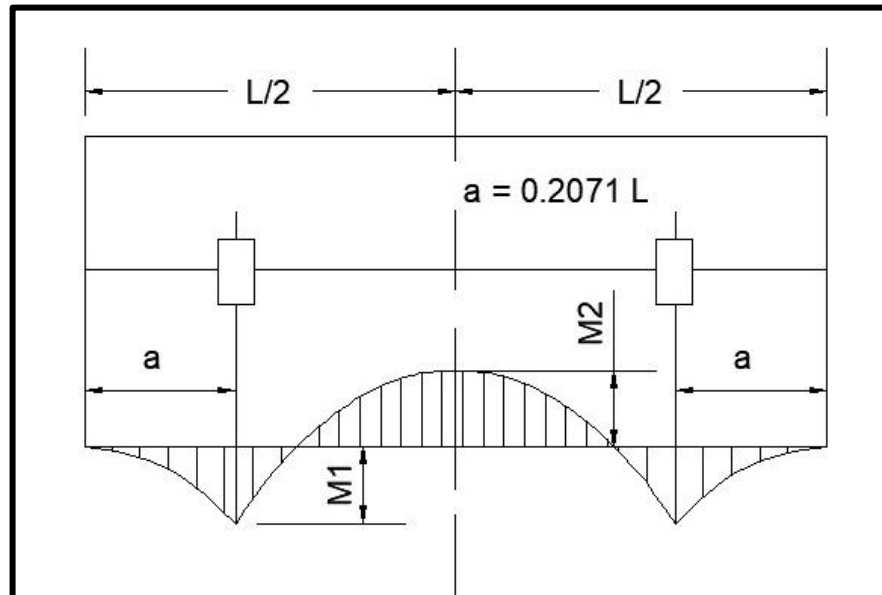
- Reacción en las silletas: se debe considerar el diseño de las silletas para una carga generada por el peso del recipiente lleno de agua.
- Presión interna: carga debida al peso del equipo se necesita aproximadamente la mitad del espesor de la envolvente, debido a que los esfuerzos longitudinales son la mitad de los esfuerzos circunferenciales.
- Carga por viento: Según lo descrito en el Método de Zick, un recipiente diseñado para soportar una presión exterior de 1 libra/pulg<sup>2</sup>., tendrá la resistencia suficiente para soportar las cargas externas a las que será sometido en condiciones de operación normales.

### 10.2.2 Ubicación de las silletas

Teniendo en cuenta los factores estéticos y económicos, en los recipientes horizontales es preferible el uso de dos silletas únicamente, cuando se usa un sistema de varios soportes se corre el riesgo de que alguna de las silletas se “siente” generando una carga adicional a los demás soportes.

La ubicación está determinada por la ubicación de conexiones inferiores, si no es el caso se pueden ubicar según la resistencia. Para un recipiente de gran diámetro y espesor pequeño, se recomienda ubicar los soportes cerca de las líneas de tangencia de los cabezales, para utilizarlas como anillos rigidizadores. Para un recipiente largo y de espesor grande, la ubicación recomendada es donde la tensión longitudinal debida a los pesos en los soportes sea similar a la existente en el centro del recipiente, esto sucede cuando los momentos  $M_1$  y  $M_2$  indicados en la Figura 16 son iguales, ósea cuando  $a = 0,2071 l$ , se recomienda que la línea de la tangencia de las tapas y la silleta nunca sea mayor de 0,2 veces la longitud del recipiente.

FIGURA 16. Ubicación óptima de los soportes en un recipiente horizontal.



Fuente. MASSA J., Compendio de cálculo estructural 2, capítulo 16. Buenos Aires. 2015, p 392.

### 10.2.3 Esfuerzos en silleas

Los recipientes horizontales soportados por silleas presentan esfuerzos longitudinales por flexión, de corte tangenciales y circunferenciales.

En el cuadro 1 se describen las fórmulas para la determinación de cada uno de los esfuerzos, los valores positivos indican esfuerzos de tensión y los negativos de compresión. Cuando se hace referencia al factor  $E$ , indica el módulo de elasticidad del material del cuerpo o anillo rigidizador en psi, los valores de las constantes de  $K$  utilizadas en el análisis de esfuerzo se encuentran tabulados en el anexo K.

#### 10.2.3.1 Esfuerzo longitudinal por flexión

- El esfuerzo flector máximo longitudinal  $S_1$ , puede ser de tensión o compresión.
- Al momento de calcular el esfuerzo de tensión en la ecuación de  $S_1$  debemos tomar el valor de  $K_1$ , para el valor de  $K$ .

- Al momento de calcular el esfuerzo de compresión en la ecuación de  $S_1$  debemos tomar el valor de  $K_8$ , para el valor de  $K$ .
- Para el caso en que se usen anillos rigidizadores en el cuerpo, el valor del factor  $K$  será igual a 3.14 en la ecuación para  $S_1$ .
- Para el caso en que la relación  $\frac{t}{R} \geq 0,005$ , en un recipiente de acero no se tendrá en cuenta el esfuerzo de compresión, y el recipiente únicamente será diseñado para trabajar presión interna.
- Si el valor de  $S_1$  excede el valor del esfuerzo máximo permisible se deben usar anillos rigidizadores en el cuerpo.

### 10.2.3.2 Esfuerzo de corte tangenciales

- Si se utilizan placas de respaldo de silletas, el valor de  $t_s$  será la suma entre el espesor del cuerpo y el espesor de la placa de respaldo. Este valor será el utilizado en las ecuaciones para calcular  $S_2$ .
- Para el caso de recipientes sin anillos rigidizadores, el máximo esfuerzo cortante estará presente en la parte superior de las silletas. Cuando se usa la tapa como anillo rigidizador colocando las silletas cerca de las tapas, el esfuerzo de corte tangencial puede generar un esfuerzo adicional  $S_3$ , el cual se suma al causado por la presión interna en la tapa.
- Para el caso de recipientes con anillos rigidizadores el máximo esfuerzo estará presente en la parte central del recipiente.

### 10.2.3.3 Esfuerzos circunferenciales

- En el caso donde se utilicen placas de respaldo en las silletas, el valor de  $t_s$  será la suma entre el espesor del cuerpo y el de la placa de respaldo, este valor es utilizado en las ecuaciones para calcular  $S_4$ . Los esfuerzos combinados circunferenciales en la parte superior de la placa de respaldo deben ser revisados.

- Para el caso de utilizar placa de respaldo en las silletas, el valor de  $t_s$  será la suma entre el espesor del cuerpo y el espesor de la placa de respaldo, este valor será utilizado en las ecuaciones para calcular  $S_5$ , siempre y cuando el ancho de la silleta sea mínimo o igual a:

$$b + 1.6\sqrt{R t_s}$$

- Para el caso de recipientes sin anillos rigidizadores, tomaremos el máximo esfuerzo en la parte superior de la silleta y su valor no se deberá agregar al esfuerzo producido por la presión interna.
- Para el caso de recipientes con anillos rigidizadores, tomaremos los máximos valores del esfuerzo a compresión en el fondo del cuerpo.
- Para el caso en el que el esfuerzo circunferencial exceda el valor máximo permisible denotado en el cuadro 2, se deberán usar anillos rigidizadores.

#### **10.2.4 Cálculos de las dimensiones de las silletas**

El ángulo de contacto silleta–cuerpo, conocido con el nombre de “ángulo de agarre” es obligatorio y está limitado por el Código ASME a un valor de 120° a 180°, el libro Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión de León Estrada, denota unos parámetros para las dimensiones de las silletas, ya que se hace necesario definir su espesor y demás datos geométricos, en el anexo L se encuentran las tablas con estos valores de acuerdo al diámetro del recipiente para el cual se está diseñando. En el software diseñado se le recomendara al usuario utilizar estos valores, en caso no tenerlo en cuenta se da la posibilidad de introducir los valores de dimensiones a criterio del usuario diseñador.

CUADRO 1. Análisis de esfuerzos en recipientes horizontales

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS EN DOS SILLETAS				
ESFUERZO	CONDICIONES	MAXIMO ESFUERZO EN	ECUACIONES	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
FLEXION LOGITUDINAL	CUERPO REFORZADO POR TAPAS O ANILLOS O CUERPO SIN REFORZAR	EN LAS SILLETAS (TENSION EN LA PARTE SUPERIOR COMPRESION EN EL FONDO)	$S_1 = \pm \frac{QA \left( \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$	S1 a tension mas el esfuerzo debido a la presion interna, no debera exceder el valor del esfuerzo permisible del material del cuerpo considerando la eficiencia de la soldadura perimetral en compresion a l esfuerzo debido a la presion interna menos S1 no debera exceder la mitad del valor del punto de cendencia a compresion del material o valor dado por: $S_1 \leq \left( \frac{E}{29} \right) (t/R) \times [2 - (2/3)(100)(t/R)]$
		EN EL CENTRO (TENSION EN EL FONDO COMPRESION EN LA PARTE SUPERIOR)	$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left( \frac{1 + 2\frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_s}$	
CORTANTE TANGENCIAL	SILLETAS LEJANAS LAS TAPAS A > R/2	EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left( \frac{L - 2A}{L + 4H/3} \right)$	S2 no debera exceder 0,8 veces el esfuerzo a tension permisible del material del recipiente. S3 mas el esfuerzo debido a la presion interna no debera exceder 1,25 veces el esfuerzo a tension permisible del material del cabezal. Nota: Se usa la formula con el factor K2 si no se usan anillos de refuerzo o si estos estan proximos a las silletas se usa la ecuacion con el factor K3 si el anillo de refuerzo esta en el plano de la silleta
		EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_3 Q}{R t_s} \left( \frac{L - 2A}{L + 4H/3} \right)$	
	SILLETAS CERCANAS LAS TAPAS A ≤ R/2	EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}$	
		EN LAS TAPAS	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h}$	
		ESFUERZO ADICIONALES EN LAS TAPAS	$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h}$	
CIRCUNFERENCIAL	SIN ATIESADOR	L ≥ 8R	EN UNION CON LA SILLETA	S4 no debera exceder 1,5 veces el valor de esfuerzo a la tension del material del cuerpo. S5 no debera exceder 0,5 veces el valor a compresion del limite de fluencia del material del cuerpo
		L < 8R		
	CON O SIN ATIESADOR	EN LA PARTE INFERIOR DEL CUERPO	$S_5 = - \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})}$	

Fuente: MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión, diseño y calculo.

Ciudad de México: Limusa, 1992. P. 24.

CUADRO 2. Anillos rigidizadores para recipientes horizontales.

ANILLOS ATIESADORES PARA RECIPIENTES LARGOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR SILLETAS			
		<p>A= Area de la seccion transversal del anillo mas el area efectiva del cuerpo en <math>in^2</math>.</p> <p>I = Momento de inercia, <math>in^4</math>.</p> <p>K= Constante.</p> <p>Q= Carga sobre una silleta en libras.</p> <p>R = Radio en el cuerpo en pulgadas, <math>lb/in^2</math>.</p> <p>S<sub>6</sub> = Esfuerzos maximos combinados.</p> <p>Ø = Angulo de contacto en grados.</p>	
TIPOS DE ANILLO	ESFUERZO MAXIMO	ECUACIONES	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
<p>(A)</p> <p>☉ SILLETA Y ANILLO</p>	Anillo interior rige la compresion en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	<p>En tension el valor del esfuerzo permisible del material del cuerpo o del anillo atiesador, el que resulte menor.</p> <p>En compresion 0,5 veces el puento de cedencia del material del cuerpo o del anillo atiesador el que resulte menor</p>
<p>(B)</p> <p>☉ SILLETA Y ANILLO</p>	Anillo exterior esfuerzo en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	Anillo exterior esfuerzo en la punta del anillo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
<p>(C)</p> <p>☉ SILLETA Y ANILLO</p>	Anillo interior rige la compresion en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	Anillo exterior esfuerzo en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<p>(D)</p> <p>☉ SILLETA Y ANILLO</p>	Anillo interior esfuerzo en la punta del anillo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	Anillo interior esfuerzo en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
<p>(E)</p> <p>☉ SILLETA Y ANILLO</p>	Anillo exterior rige compresion en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<p>(F)</p> <p>☉ SILLETA Y ANILLO</p>	Anillo interior esfuerzo en el cuerpo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	Anillo interior esfuerzo en la punta del anillo	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	

Fuente. MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión, diseño y calculo. Ciudad de México: Limusa, 1992. P. 24.

CUADRO 3. Fuerza horizontal en la silleta

DISEÑO DE SILLETA							
<p>1. En su sección mas baja, la silleta debe resistir la fuerza horizontal (F). La sección transversal eficaz de la silleta que resistira esta carga es igual a la tercera parte del radio del recipiente (R).</p>							
$F = K_{11} * (Q)$ <p>Donde:  <math>Q = \text{Carga sobre una silleta, lb.}</math>  <math>K_{11} = \text{Constante (ver tabla).}</math></p>				$\text{Area efectiva} = \left(\frac{R}{3}\right) * t$ $S = \frac{F}{A}$ $S_{Perm} = \left(\frac{2}{3}\right) * S$			
Valores de la constante $K_{11}$							
Angulo de contacto $\phi$	120°	130°	140°	150°	160°	170°0	180°
$K_{11}$	0,204	0,222	0,241	0,259	0,279	0,298	0,318

Fuente. MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión, diseño y calculo. Ciudad de México: Limusa, 1992. P. 24.

### 10.3 SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES

Los soportes utilizados en recipientes verticales generalmente son faldones o patas, ya que brindan las condiciones necesarias para resistir de la mejor manera todas las cargas que lo afectan simultáneamente durante su vida útil. Este proyecto tendrá como referencia solo los soportes de tipo faldón.

Los recipientes a presión verticales principalmente se ven afectados por cargas ocasionadas por la presión interna, el peso propio, factores ambientales como el viento y efectos dinámicos como los generados por sismos, el código ASME sección VIII división 1, recomienda que al realizar el cálculo de la fuerza combinada aplicada a un recipiente cilindro vertical solo se debe tener en cuenta un factor de viento o sismo, debido a que estos no se presentan de manera simultánea.

La combinación de esfuerzo producidos en este tipo de soportes en simultaneidad se da de la siguiente manera:

Esfuerzos dominantes

En el lado del viento:

- + Esfuerzo por viento
- + Esfuerzo por presión interna
- Esfuerzo por peso propio

En lado contrario al viento:

- Esfuerzo por viento
- + Esfuerzo por presión interna
- esfuerzo por peso propio

Los signos positivos indican que se trata de esfuerzos de tensión, mientras los negativos indican esfuerzos de compresión.

### 10.3.1 Soportes tipo faldón

Los faldones son el tipo de soportes más utilizados en los recipientes verticales debido a su alto desempeño al soportar esfuerzos cortantes y de flexión. El espesor del faldón se ve afectado por factores como el máximo esfuerzo longitudinal debido al momento externo  $M$ , el peso  $W$  en la base y el esfuerzo máximo en la soldadura faldón-cabezal, además de que debe satisfacer la deflexión permisible de la columna, se debe cumplir que el espesor del faldón  $t_f$  no debe ser menor del espesor corroído de la sección cilíndrica.

$$t_f = \left[ \left( \frac{W}{\pi D S E} \right)^* + \left( \frac{12 M_t}{R^2 \pi S E} \right) \right]$$

Donde:

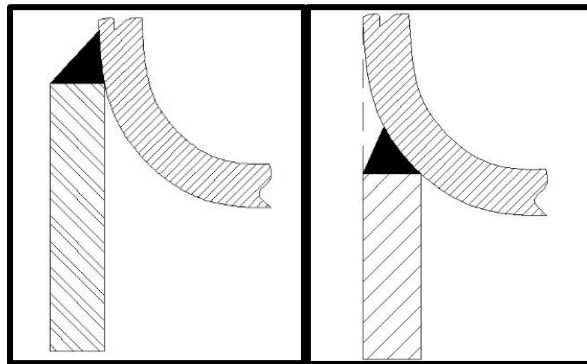
$D$  =diámetro exterior del faldón (*in*).

$E$  =eficiencia de la junta del faldón a la cabeza.

$R$  = radio exterior del faldón (*in*).

$S$  = valor del esfuerzo del material de la cabeza o del faldón, el menor, (*psi*)

FIGURA 17. Tipos de unión faldón – recipiente.



Fuente. Autores

El faldón tipo A es el que se usa con más frecuencia, las líneas del centro del faldón y de la sección cilíndrica del recipiente son aproximadamente coincidentes, en el caso de que la plancha del faldón tenga un mayor espesor que la plancha inferior del cuerpo del recipiente se tendrá que igualar el diámetro externo del faldón con el diámetro externo de la sección cilíndrica de la parte inferior de la torre.

El faldón tipo B se encuentra soldado a la parte que sobresale del cabezal inferior con el fin de que no obstruya la inspección de la soldadura cuerpo-cabezal. En comparación con el tipo A este faldón es más difícil de fabricar y se usa principalmente para soportar cargas altas externas y para diseños de alta temperatura.

### 10.3.2 Diseño de anillo base

Los recipientes verticales deben anclarse a la cimentación o a cualquier otra armazón estructural a través de un anillo base que está sujeto por pernos de anclaje, para de esta manera distribuir la carga vertical sobre un área determinada. El procedimiento de diseño empleado en el desarrollo del cálculo para los soportes de tipo faldón estará basado en el libro MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN, DISEÑO Y CALCULO DE EUGENE F.MEGYESY.

#### 10.3.2.1 Procedimiento de diseño

1. Determinar el valor de K, ver cuadro 4.
2. Calcular el tamaño y número de pernos de anclaje.
3. Determinar los diámetros interno y externo del anillo de base.
4. Verificar que los esfuerzos existentes en los pernos de anclaje y en la cimentación sean menores que los permisibles.
5. Si  $S_{\text{permisible}} < S_{\text{real}}$ , entonces repetir los cálculos para un nuevo valor de K.
6. Calcular espesor del anillo de base.
7. Utilizar placas angulares de refuerzo, para lograr una mejor distribución de esfuerzos en el faldón.

Para los cálculos siguientes se utilizarán las siguientes variables:

$b$  = distancia entre las placas angulares de refuerzo, medida sobre el arco del círculo de los pernos, (*in*).

$B$  = área por perno de anclaje, ( $in^2$ ).

$C_c, C_t, J, Z$  = constantes en función de K, ver cuadro 4.

$d$  = diámetro del círculo de los pernos de anclaje, (*in*).

$D$  = diámetro del círculo de los pernos de anclaje, (*ft*).

$f_c$  = esfuerzo de compresión en el concreto, en el borde exterior del anillo, (*psi*).

$f_{cb}$  = esfuerzo de compresión en el concreto, en el círculo de los pernos, (*psi*).

$L4 = L - ts =$  ancho del anillo base, (in).

$M =$  momento en la base debido a viento o sismo, ( $Lb * ft$ ).

$M_{max} = M_x; M_y$ , el que sea mayor ver cuadro 4.

$n =$  relación del módulo de elasticidad del acero - concreto,  $E_s / E_c$ , ver cuadro 4.

$r =$  radio del círculo de los pernos, (in).

$Sa =$  esfuerzo de tensión en los pernos de anclaje, (psi).

$S =$  valor del esfuerzo máximo permitido de la placa base, (psi).

$W =$  peso de la torre en la base, ( $Lb$ ).

El cuadro 4 contiene las tablas con la información correspondiente a los valores de las constantes en función de k, propiedades del concreto y momentos flectores. La figura 18 muestra las dimensiones que se deben tener en cuenta durante los cálculos.

CUADRO 4. Tablas utilizadas en los cálculos

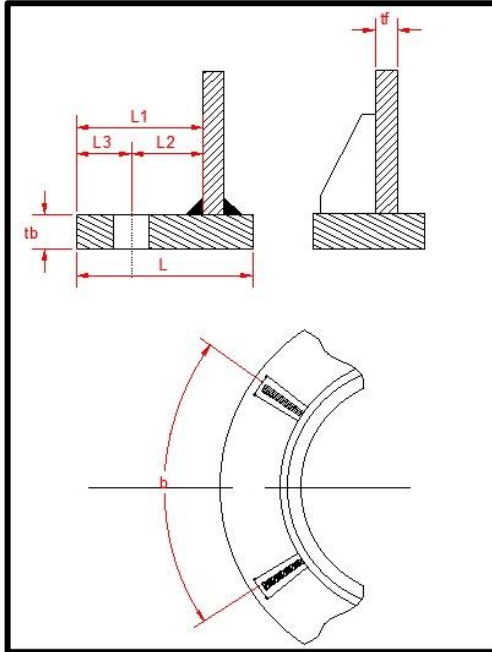
TABLA D VALORES DE LAS CONSTANTES EN FUNCION DE K				
K	Cc	Ct	j	z
0	0	3,142	0,75	0,5
0,05	0,6	3,008	0,76	0,49
0,1	0,852	2,887	0,766	0,48
0,15	1,049	2,772	0,771	0,469
0,2	1,218	2,661	0,776	0,459
0,25	1,370	2,551	0,779	0,448
0,3	1,51	2,442	0,781	0,438
0,35	1,64	2,333	0,783	0,427
0,4	1,765	2,224	0,784	0,416
0,45	1,884	2,113	0,785	0,404
0,5	2	2	0,785	0,393
0,55	2,113	1,884	0,785	0,381
0,6	2,224	1,765	0,784	0,369
0,65	2,333	1,64	0,783	0,357
0,7	2,442	1,51	0,781	0,344
0,75	2,551	1,37	0,779	0,331
0,8	2,661	1,218	0,776	0,316
0,85	2,772	1,049	0,771	0,302
0,9	2,887	0,852	0,766	0,286
0,95	3,008	0,6	0,76	0,27
1	3,142	0	0,75	0,25

TABLA E PROPIEDADES DE CUATRO MEZCLAS DE CONCRETO				
Resistencia max. 28 días ( $lb/in^2$ )	2000	2500	3000	3750
Resistencia permitida a compresion $f_c$ ( $lb/in^2$ )	800	1000	1200	1500
Carga de apoyo segura $f_b$ ( $lb/in^2$ )	500	625	750	938
Factor n	15	12	10	8

MOMENTO FLEXIONANTE POR UNIDAD DE LONGITUD			
L1/b		My	Mx
0.000	0,5	$f_c * l_1^2$	0
0.333	0.428	$f_c * l_1^2$	$0,0078 f_c * b^2$
0.500	0.319	$f_c * l_1^2$	$0,0293 f_c * b^2$
0.667	0.227	$f_c * l_1^2$	$0,0558 f_c * b^2$
1	0.119	$f_c * l_1^2$	$0,0972 f_c * b^2$
1,5	0.124	$f_c * b^2$	$0,123 f_c * b^2$
2	0.131	$f_c * b^2$	$0,131 f_c * b^2$
3	0.133	$f_c * b^2$	$0,133 f_c * b^2$

Fuente. Autores

FIGURA 18. Dimensiones básicas del faldón y anillo base



Fuente. MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo. Ciudad de México: Limusa, 1992. P. 24.

- Realizar el cálculo preliminar de la constante adimensional  $K$ .

$$K = \frac{1}{1 + S_a/n F_c}$$

- A continuación, hallamos el área total requerida de pernos de anclaje  $B_t$ .

$$B_t = 2\pi \frac{12M - Wzd}{c_t S_a j d}$$

- Relación entre el esfuerzo de compresión máximo permitido en el borde exterior del anillo base y en el círculo de los pernos.

$$f_c = f_{cb} \frac{2kd + l}{2kd}$$

- Determinar la carga de tensión en los pernos de anclaje,  $F_t$ , libras.

$$F_t = \frac{M - WzD}{jD}$$

- Para el cálculo del esfuerzo de tensión en los tornillos de anclaje,  $S_a$ , (psi).

$$S_a = \frac{F_t}{t_s r c_t}$$

- Espesor anillo que tenga un área igual a la de los pernos de anclaje,  $t_s$ , (in).

$$t_s = \frac{B_t}{\pi d}$$

- Carga de compresión sobre el concreto.

$$F_c = F_t + W$$

- Esfuerzo de compresión en el concreto en el círculo de los pernos,  $f_{cb}$ , (psi).

$$f_{cb} = \frac{F_c}{(l_4 + nt_s) r c_c}$$

- Relación entre el esfuerzo de tensión en el acero y el de compresión en el concreto.

$$S_a = n f_c$$

- Espesor del anillo de base sin placas angulares de refuerzo,  $t_B$ , (in).

$$t_B = l_1 \sqrt{3f_s/S}$$

- Espesor del anillo de base con placas angulares de refuerzo.

$$t_B = \sqrt{\frac{6M_{max}}{S}}$$

## 11. OREJAS DE IZAJE

Para el transporte, instalación, montaje y mantenimiento de los recipientes a presión se suelen utilizar elementos soldados al cuerpo o cabezales que permiten sujetarlos, estos elementos son conocidos como orejas de izaje y se deben contar con al menos dos en el recipiente, el espesor de estas se calcula por medio de la siguiente formula.

$$t_o = \frac{W}{SD}$$

Donde:

$t_o$  = Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.

$W$  = Peso del equipo vacío.

$S$  = Esfuerzo a la tensión del material de la oreja.

$D$  = Distancia en donde estará ubicada la oreja en el recipiente. Ver anexo 8.

Es recomendable revisar que el espesor del recipiente sea capaz de resistir las fuerzas aplicadas sobre la oreja de izaje.

Para recipientes horizontales:  $t_c = \frac{W}{S(C+t_o)^2}$

Para recipientes verticales:  $t_c = \frac{W}{2S(C+t_o)}$

$t_c$  = Espesor mínimo requerido de la placa de respaldo o el cuerpo.

$W$  = Peso del equipo vacío.

$S$  = Esfuerzo de tensión del material del cuerpo o placa de respaldo.

$C$  = Longitud mostrada en el anexo 8.

$t_o$  = Espesor de la oreja de izaje.

Por último, se verifica que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea suficiente.

$$A_S = 1.4142(t_o) C$$

$$A_r = \frac{W}{S}$$

$A_S$  = Área de soldadura aplicada.

$A_r$  = Mínima área de soldadura requerida.

Si el valor de  $A_S \geq A_r$  entonces podemos afirmar que la soldadura aplicada es la indicada.

En la figura 1 y 2 del anexo M encontraremos los valores de las dimensiones geométricas recomendadas para recipientes horizontales y verticales respectivamente, en función del peso del recipiente vacío, se debe tener en cuenta que la capacidad máxima está dada para cada una de las orejas.

## **12. DESARROLLO DEL PROGRAMA.**

Para el desarrollo del programa de diseño de recipientes a presión (W&M), fue seleccionado el lenguaje de programación Python. Debido a las características que presenta, este es un lenguaje interpretado, dinámico y multiplataforma, lo que le permite al usuario aprenderlo de forma sencilla y en corto tiempo, además de esto python posee la facilidad de extensión lo que le permite escribir nuevos módulos fácilmente en C o C++, usa conteo de referencias para la administración de memoria.

El modulo de diseño para la interfaz se trato de una manera simple, pero a su vez dinámica para un flujo consistente en el desarrollo de la actividad, esta se desarrolla de izquierda a derecha en la consecución de los datos, herramientas y proyectos nuevos a introducir, y de arriba hacia abajo en el proceso de diseño, esto ultimo se realiza con el fin de llevar una metodología de trabajo que le permite a la persona contemplar cada parte de manera ordenada. Este programa se podrá instalar en cualquier sistema operativo, con el único requisito que debe tener instalada como mínimo la version de Python 3.

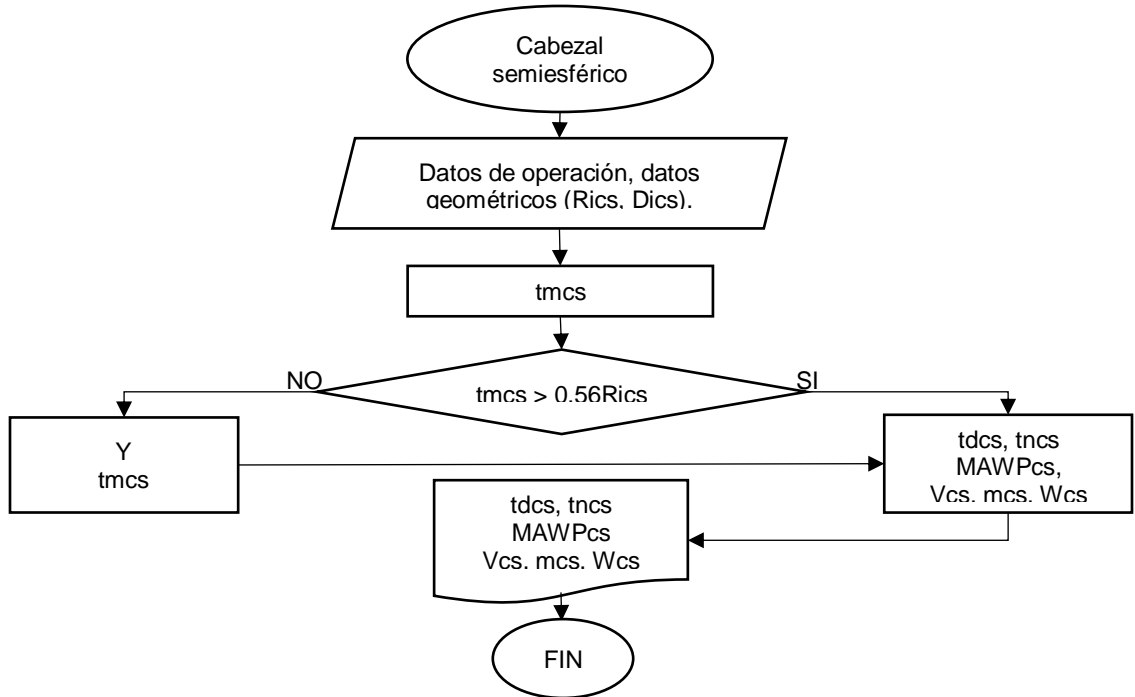
### **12.1 FLUJOGRAMAS**

Una de las formas mas sencillas de comprender y analizar los pasos tenidos en cuenta durante la programación, ejecución y operación del programa es por medio de flujogramas, los cuales nos permiten representar de manera gráfica y ordenada las ordenes que denotan operaciones y decisiones lógicas orientadas hacia el tratamiento de la información para el comando del sistema. La simbología utilizada en los flujogramas esta establecida por la norma ISO.

Se ha realizado un flujograma para cada parte o componente del recipiente y para el análisis de cada una de las cargas que lo afectan durante su operación.

### 12.1.1 Cabezal semiesférico

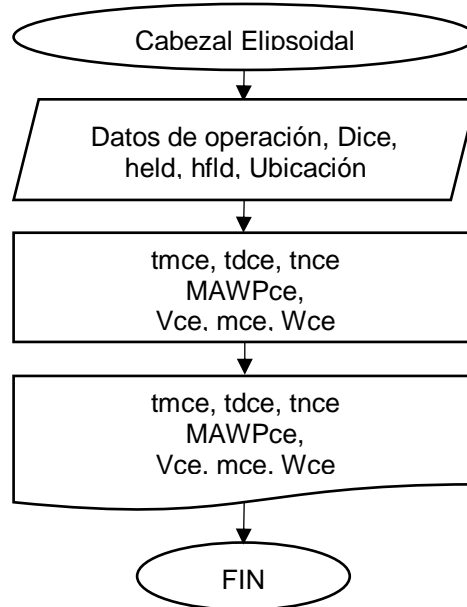
FIGURA 19. Flujograma cabezal semiesférico



FUENTE. Autores

### 12.1.2 Cabezal elipsoidal

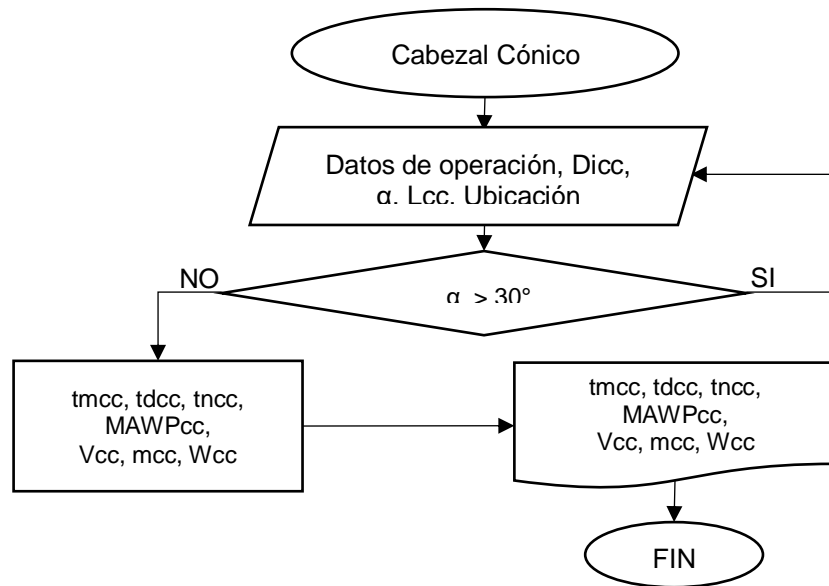
FIGURA 21. Flujograma cabezal elipsoidal



FUENTE. Autores

### 12.1.3 Cabezal cónico

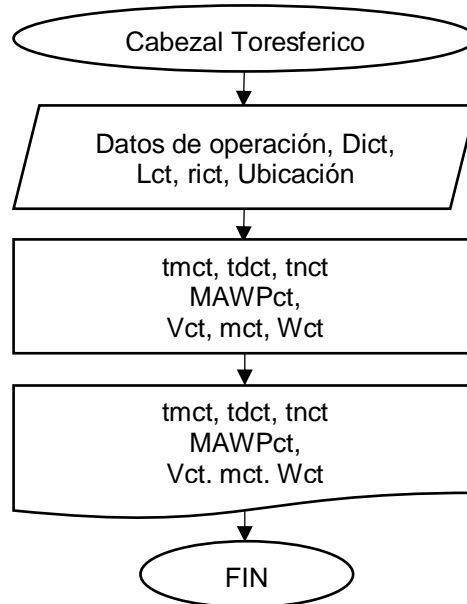
FIGURA 23. Flujograma cabezal cónico



Fuente. Autores

### 12.1.4 Cabezal toriesférico

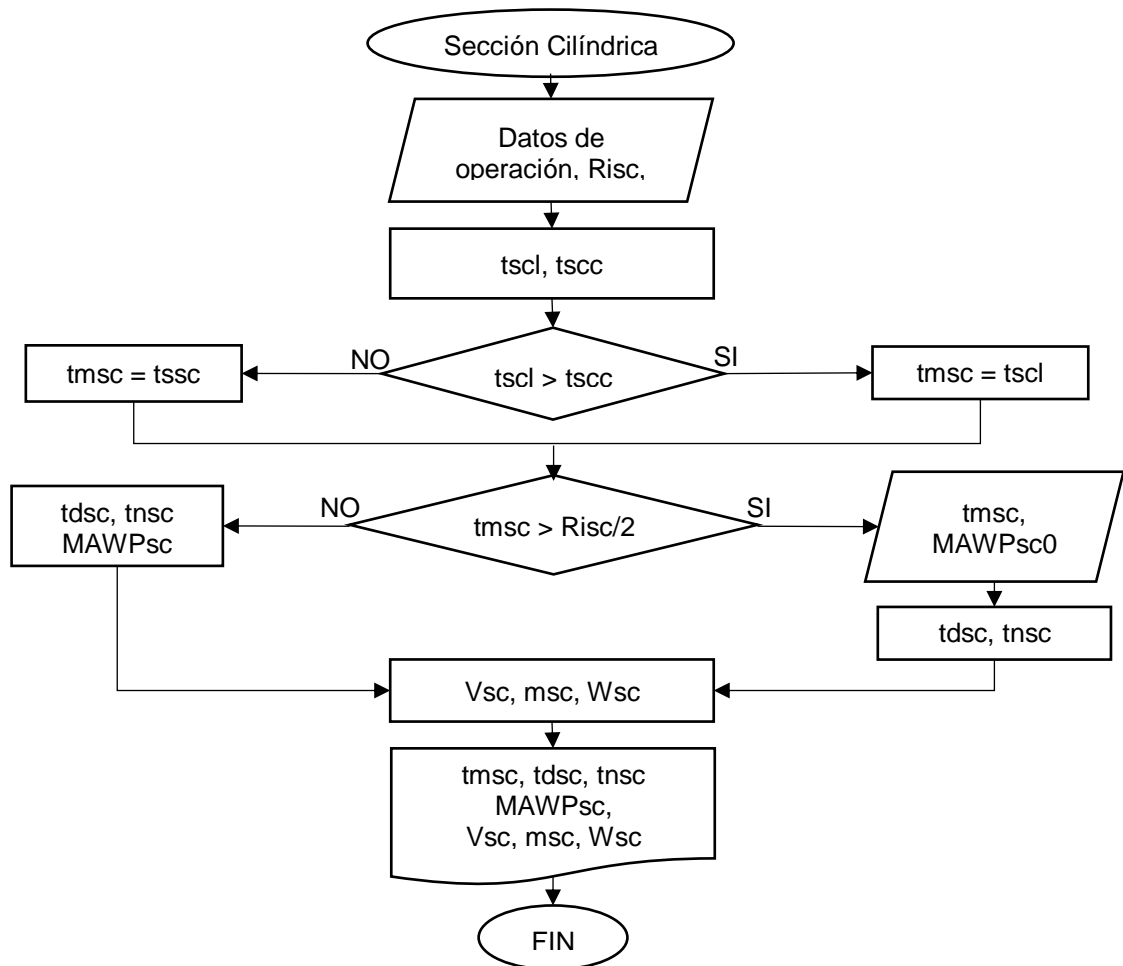
FIGURA 25. Flujograma cabezal toriesférico



Fuente. Autores

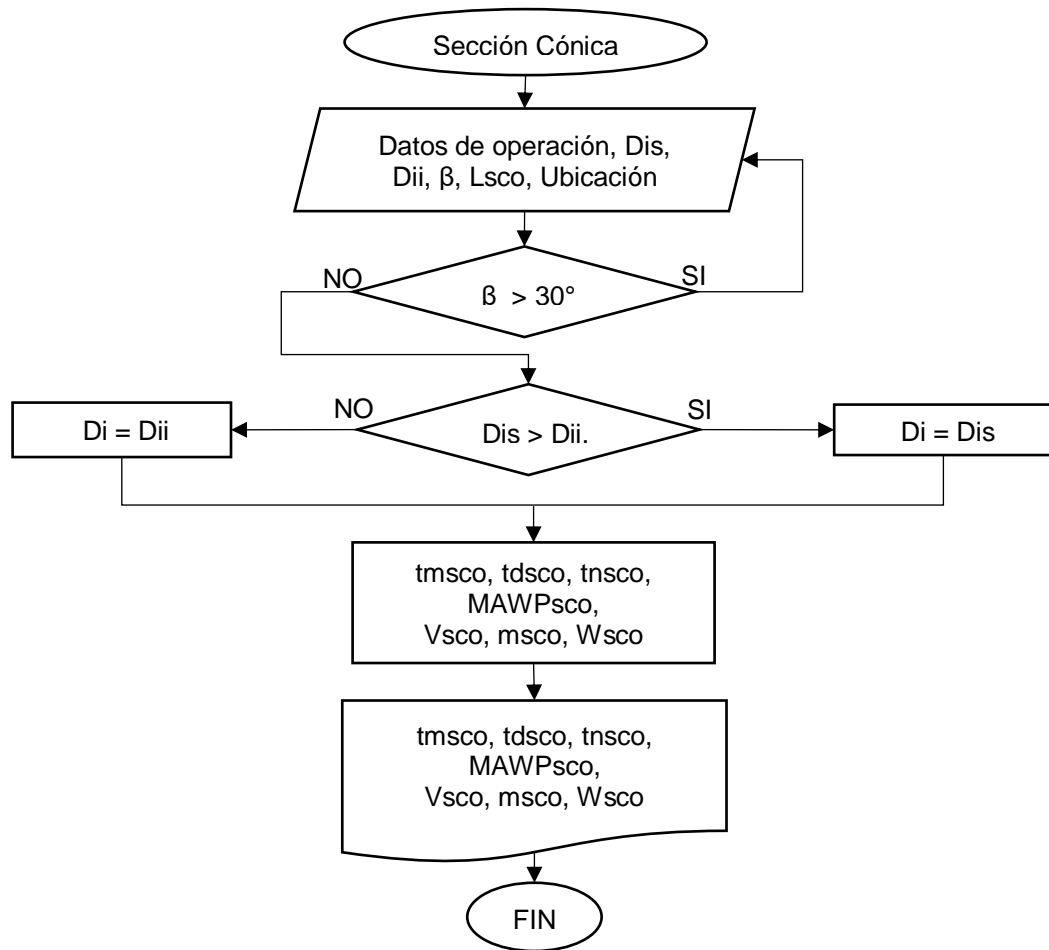
### 12.1.5 Secciones intermedias

FIGURA 27. Flujograma sección cilíndrica



Fuente. Autores

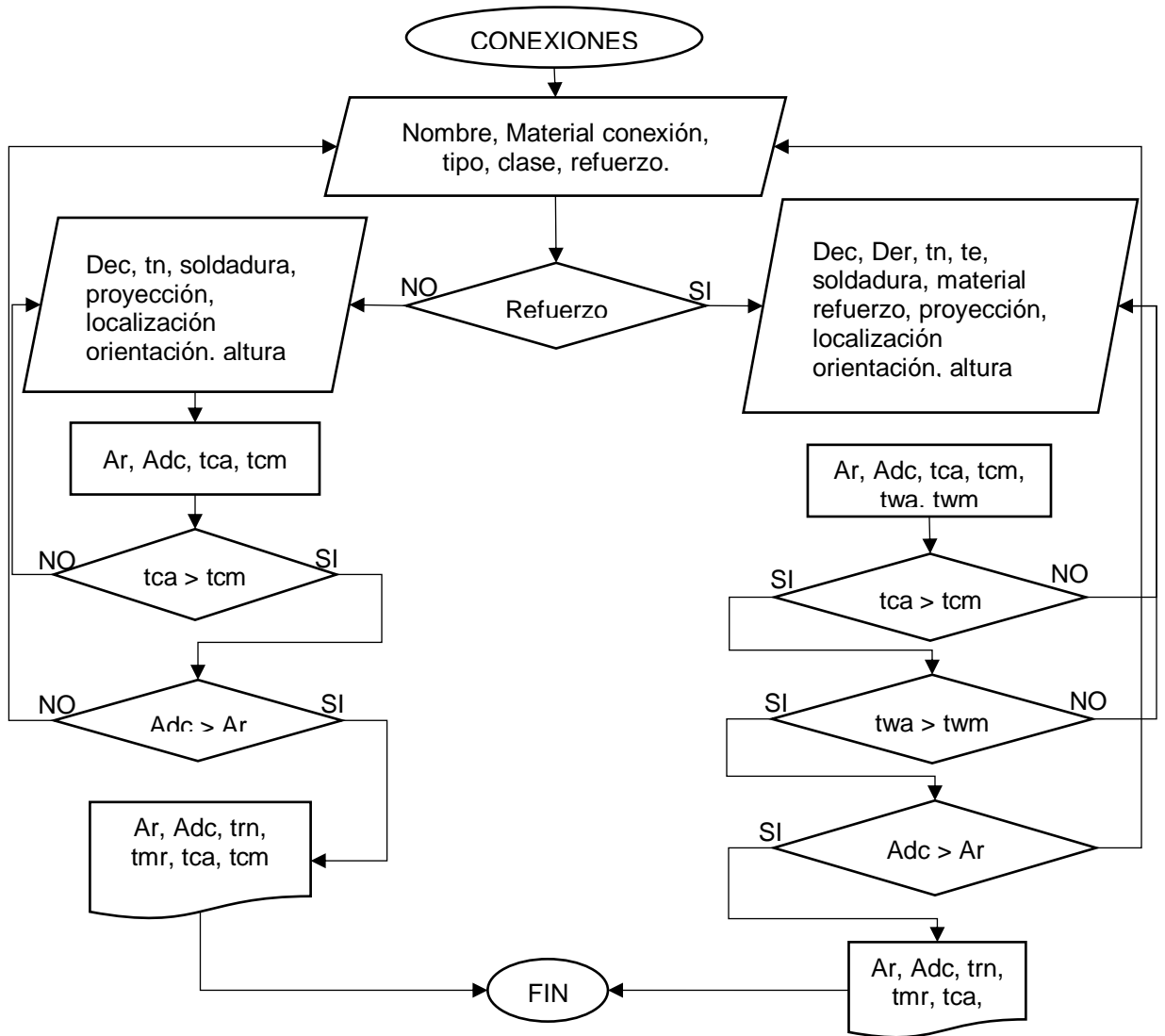
FIGURA 28. Flujograma sección cónica



Fuente. Autores

### 12.1.6 Conexiones

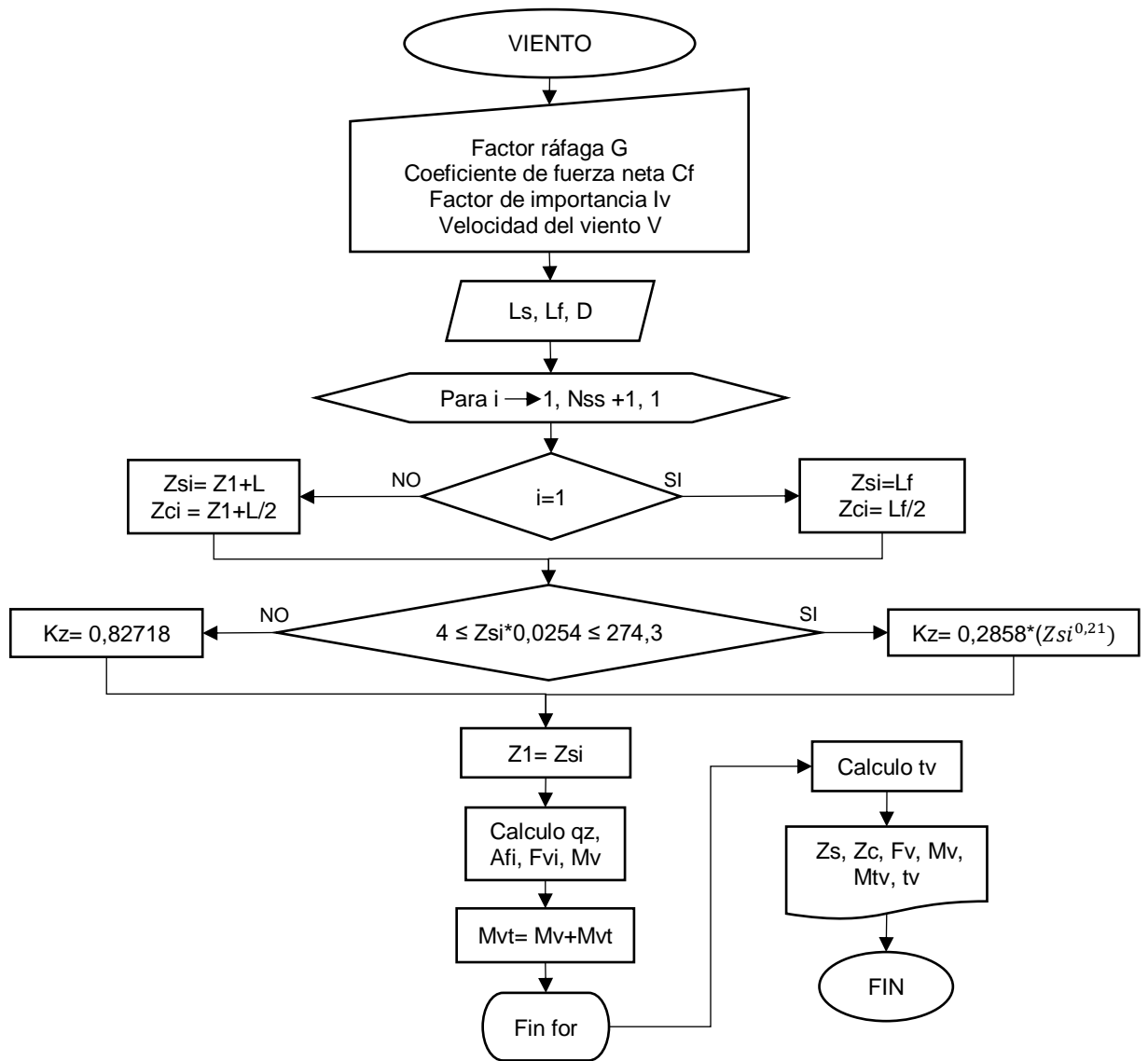
FIGURA 30. Flujograma conexiones



Fuente. Autores

### 12.1.7 Análisis de viento

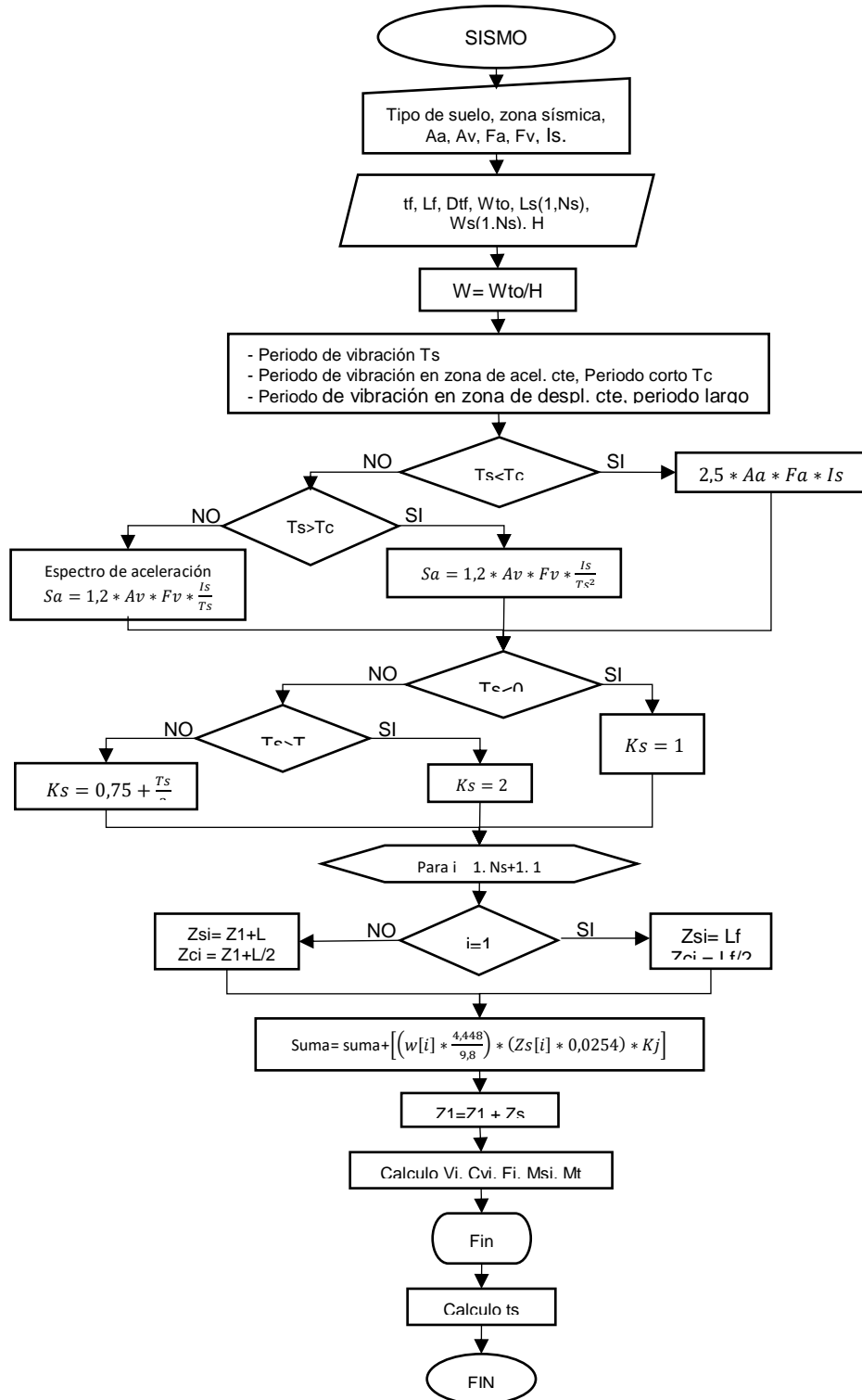
FIGURA 34. Flujograma viento



Fuente. Autores

### 12.1.8 Análisis de sismo

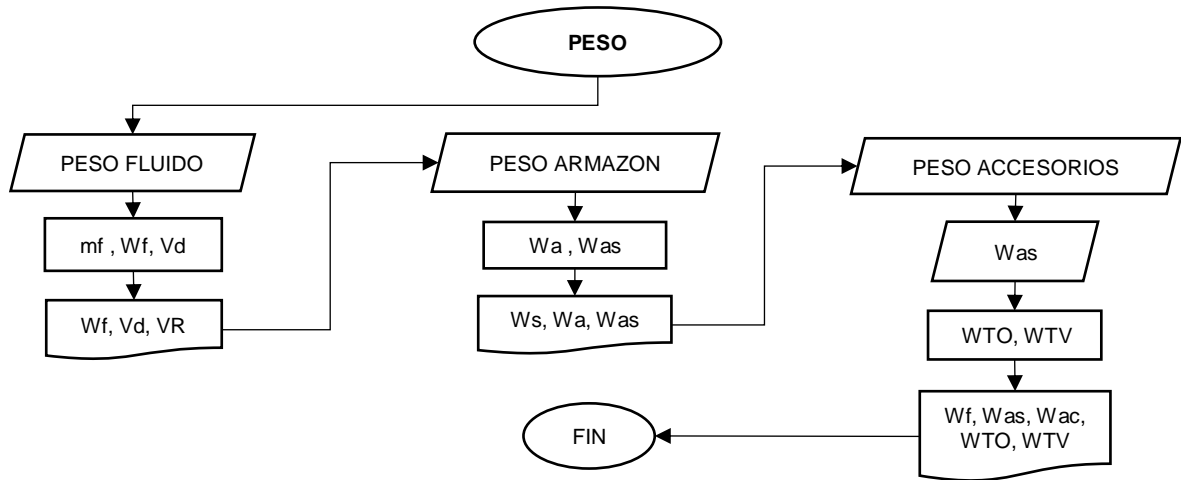
FIGURA 36. Flujograma sismo



Fuente. Autores

### 12.1.9 Peso

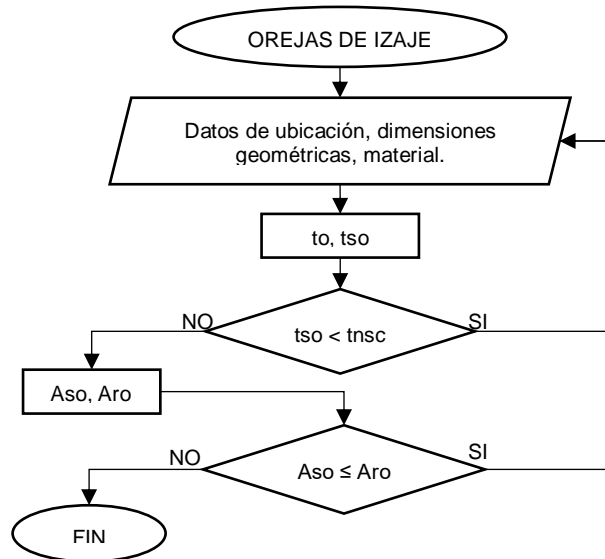
FIGURA 32. Flujograma peso



Fuente. Autores

### 12.1.10 Oreja de izaje

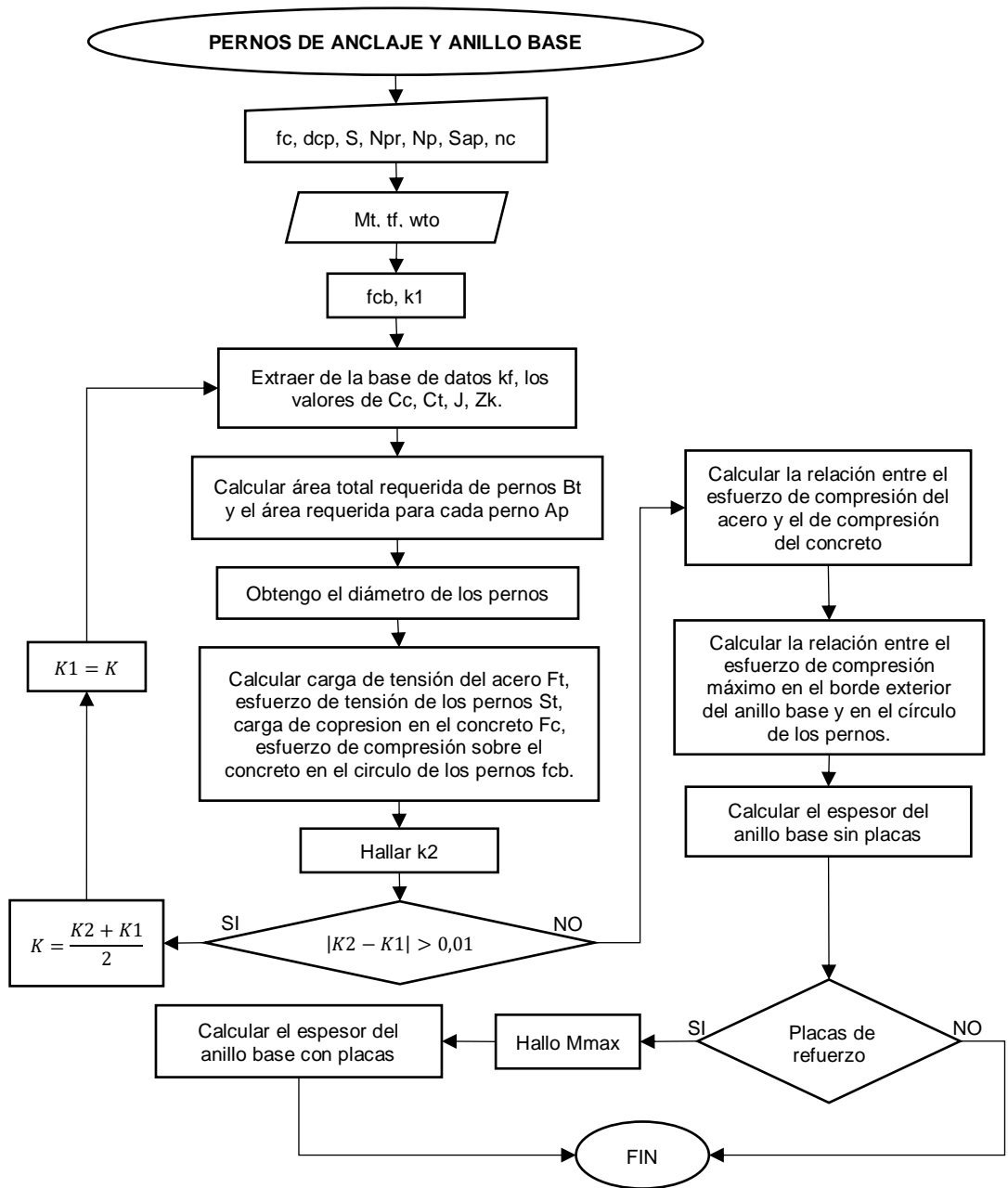
FIGURA 38. Flujograma oreja de izaje



Fuente. Autores

### 12.1.11 Pernos de anclaje y anillo base

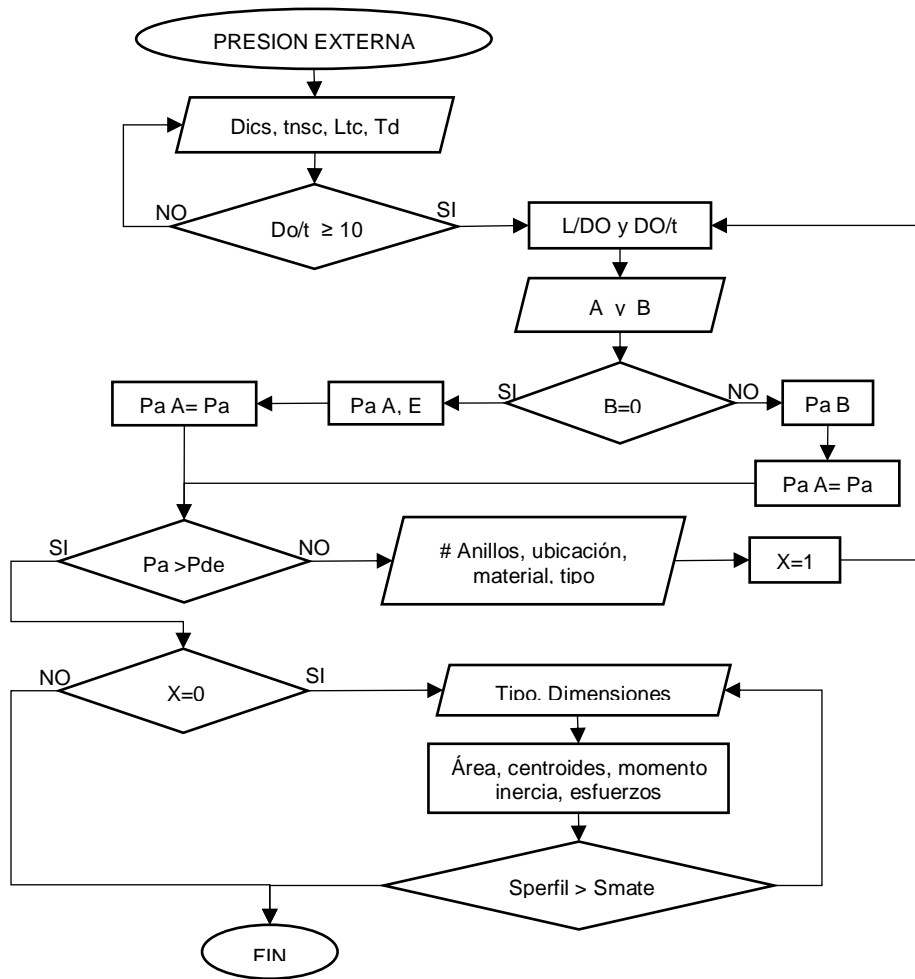
FIGURA 40. Flujograma pernos de anclaje y anillo base



Fuente. Autores

### 12.1.12 Presión externa

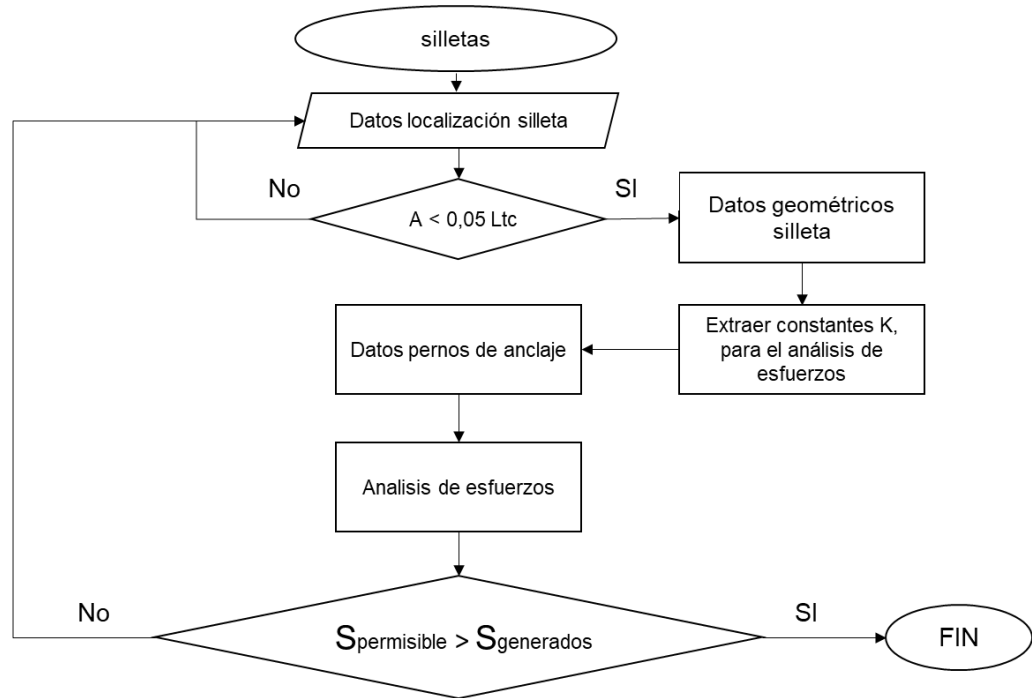
FIGURA 44. Flujograma presión externa



Fuente. Autores

### 12.1.13 SILLETA

FIGURA 42. Flujograma silleta



Fuente. Autores

### 12.2 PRESENTACIÓN DE INFORMES

Los informes serán presentados en un formato establecido para cada pieza con los datos respectivos y los campos correspondientes a la información relevante, además de esto se incluirá un breve resumen de la formulas utilizada en el proceso de diseño, el programa contara con una barra de herramientas en la cual se podrá desplegar una opción de informes con el fin de que el usuario pueda escoger y generar en un formato pdf con el informe del proyecto.

### 12.3 PRESENTACIÓN DE PLANOS

La presentación de los planos está determinada de acuerdo con una serie de plantillas previamente establecidas, el programa contara con una barra de

herramientas en la cual se podrá desplegar una opción de planos con el fin de que el usuario pueda escoger y generar en un formato pdf el plano del proyecto que desee.

Se diseñaron dos formatos en específico uno para el plano general y otro para las partes del recipiente, estos formatos cuentan con un rotulado en donde se encuentra organizada la información general del recipiente.

Para la elaboración de los planos no se pudo contar con un alto nivel de detalle, debido a que cada recipiente a presión es único, y su diseño se realiza específicamente teniendo en cuenta variables que resulta un poco complicado el proceso de dinamizar e interpretar en el lenguaje de programación, lo que implicaba un trabajo de gran magnitud, este proceso deberá ser contemplado por el usuario el cual se debe encargar de realizar los respectivos planos, con los requerimientos establecidos por el cliente durante el proceso de diseño e ingeniería de detalle.

### 13. VERIFICACIÓN DE RESULTADOS

Para medir la capacidad y eficacia del programa se realizó una comparación con dos proyectos desarrollados por el software Compress suministrados por la empresa local INGESOL Latinoamérica que proporcionaron estos datos con fines educativos, utilizando los mismos datos de diseño iniciales y llevando a cabo nuestro proceso de diseño se logró comprobar la funcionalidad del software.

#### 13.1 RECIPIENTE VERTICAL

El recipiente vertical analizado es una bota de gas utilizado en la industria petrolera para separar fluidos en el proceso de obtención de hidrocarburos, existen una gran variedad de estos con diferentes configuraciones, las variables requeridas para iniciar el proceso de diseño de este proyecto son las siguientes:

CUADRO 5. Datos generales recipiente vertical

<b>DATOS INICIALES DE ENTRADA</b>	
<b>Nombre del proyecto</b>	Bota de gas
<b>Ubicación</b>	Magdalena medio
<b>Servicio</b>	Separador
<b>Posición</b>	Vertical
<b>Densidad del fluido (lb/ft<sup>3</sup>)</b>	56,16
<b>Volumen (ft<sup>3</sup>)</b>	535
<b>Presión de operación (psi)</b>	50
<b>Temperatura operación (°F)</b>	150
<b>Presión hidrostática (psi)</b>	65
<b>Presión externa (psi)</b>	15
<b>Corrosión admisible (in)</b>	0,25

Fuente. Autores

### 13.1.1 Verificación de espesores

Determinar el espesor adecuado durante el proceso de diseño del recipiente es lo más esencial a realizar, el diseñador debe ser muy precavido durante esta etapa, ya que de esto depende la integridad del equipo durante su operación, mediante la tabla 12 se estableció una comparativa entre los resultados obtenidos por el Compress y los del programa W&M, estos resultados se categorizaron de la siguiente manera: espesor mínimo, espesor de diseño y espesor nominal.

TABLA 12. Comparativa espesores

RESUMEN DE ESPESORES									
Componente	COMPRESS			W&M			% Error		
	tmin (in)	td (in)	tnom (in)	tmin (in)	td (in)	tnom (in)	tmin (in)	td (in)	tnom (in)
Cabezal sup.	0,0675	0,3175	0,375	0,0674	0,3174	0,375	0,15	0,03	0
Sección 1	0,0705	0,3205	0,375	0,0733	0,3233	0,375	3,97	0,87	0
Sección 2	0,0748	0,3248	0,375	0,078	0,328	0,375	4,28	0,99	0
Sección 3	0,0769	0,3269	0,375	0,0804	0,3304	0,375	4,55	1,07	0
Sección 4	0,0812	0,3312	0,375	0,0852	0,3352	0,375	4,93	1,21	0
Sección 5	0,0875	0,3375	0,375	0,0899	0,3399	0,375	2,74	0,71	0
Sección 6	0,1228	0,3728	0,375	0,0947	0,3447	0,375	22,88	7,54	0
Cabezal inf.	0,0889	0,3389	0,375	0,0877	0,3377	0,375	1,35	0,35	0
Faldón		0,1402	0,375			0,375	0,00	0,00	0
							5,61	1,42	0

Fuente. Autores

Respecto al espesor mínimo se establece un margen de error general del 5.61%, debido principalmente a que siendo datos de tan bajo valor la variación en los decimales genera una alteración alta en el porcentaje.

El espesor de diseño obtuvo un porcentaje de error del 1.42%, valor que se ajusta muy bien, comprobando de esta manera el correcto funcionamiento del programa "W&M", con respecto al margen de error obtenido con los espesores mínimos, se evidencia que al aumentar el valor del espesor al sumarle la corrosión se reduce la alteración que en los decimales generan el error.

En el espesor nominal se encontró un porcentaje de error del 0%, comprobando la efectividad del programa en esta etapa del diseño, debido a que al buscar un espesor estandarizado se normalizan los valores por los bajos porcentajes de error en los espesores de diseño.

### 13.1.2 Verificación de presiones

En esta tabla 13 se realiza la comparación de presiones y temperaturas, la presión y temperatura de diseño son variables que no presentan ningún cambio durante el proceso, por tanto, se determinó únicamente el porcentaje de error para la máxima presión de trabajo admisible.

TABLA 13. Comparativa de presiones

RESUMEN DE PRESIÓN									
Componente	COMPRESS			W&M			% Error		
	Presión diseño (Pd)	Temp. diseño (Td)	MAWP	Presión diseño (Pd)	Temp. diseño (Td)	MAWP	Presión diseño (Pd)	Temp. diseño (Td)	MAWP
Cabezal sup.	50	65,6	92,66	50	65,6	92,65	0	0	0,01
Sección 1	50	65,6	89,71	50	65,6	87,64	0	0	2,31
Sección 2	50	65,6	86,59	50	65,6	84,17	0	0	2,79
Sección 3	50	65,6	85,03	50	65,6	82,44	0	0	3,05
Sección 4	50	65,6	81,91	50	65,6	78,98	0	0	3,58
Sección 5	50	65,6	78,79	50	65,6	75,51	0	0	4,16
Sección 6	50	65,6	75,67	50	65,6	72,05	0	0	4,78
Cabezal. Inf	50	65,6	76,79	50	65,6	77,75	0	0	1,25
									2,74

Fuente. Autores

Los resultados obtenidos evidencian un margen de error general para la máxima presión de trabajo admisible de 2,74%, respecto a los resultados obtenidos por el Compress, esta variación se debe principalmente a la dependencia del valor de los espesores los cuales vienen con un porcentaje de error de sus propios cálculos

sumados a diversas consideraciones de diseño que fueron tomadas en cuenta como lo son: la presión generada por el fluido, tolerancias en el margen de corrosión, además de esto puede existir una pequeña discrepancia en los decimales.

### 13.1.3 Verificación de pesos

Gran parte de las cargas infringidas en el recipiente son debidas a los pesos de armazones y fluidos con los que operara el recipiente por lo que es de gran importancia determinarlos y tener en cuenta las cargas obtenidas por estas variables. La verificación se realizó comparando cada uno de los pesos de los componentes estructurales del recipiente, se tuvieron en cuenta los pesos en condiciones de vacío y operación.

TABLA 14. Comparativa de peso

RESUMEN PESO									
	COMPRESS ELEMENTO			W&M PARCIAL ELEMENTO			% Error		
Componente	Cap. (ft <sup>3</sup> )	Wtv (Lb)	Wtof (Lb)	Cap. (ft <sup>3</sup> )	Wtv (Lb)	Wtof (Lb)	Cap.(ft <sup>3</sup> )	Wtv (Lb)	Wto (Lb)
Cabezal sup.	8,82	286,60	286,60	8,82	263,00	263,00	0,00	8,23	8,23
Sección 1	92,33	1449,60	3811,60	92,33	1487,00	3336,07	0,00	2,58	12,48
Sección 2	92,33	1483,80	6666,80	92,33	1487,00	6672,13	0,00	0,22	0,08
Sección 3	46,16	742,20	3273,20	46,16	743,00	3335,57	0,00	0,11	1,91
Sección 4	92,33	1484,30	6667,30	92,33	1487,00	6672,13	0,00	0,18	0,07
Sección 5	92,33	1484,30	6667,30	92,33	1487,00	6672,13	0,00	0,18	0,07
Sección 6	92,33	1420,00	6671,00	92,33	1487,00	6672,13	0,00	4,72	0,02
Cabezal inf.	8,82	294,50	791,50	8,82	263,00	758,10	0,00	10,70	4,22
Faldón	0,00	660,40	660,40	0,00	685,68	685,68	0,00	3,83	3,83
Total	525,44	9305,70	35495,70	525,44	9389,68	35066,95	0,00	3,42	3,43

Fuente. Autores

El porcentaje de error promedio general fue del 3.43% en el análisis de peso, los cabezales presentan una alta variación respecto a las secciones, debido a las

diversas configuraciones geométricas que puede tener cada diseñador al momento de realizar los cálculos.

### 13.1.4 Verificación de conexiones

Para verificar las conexiones, se toman aleatoriamente nueve de las conexiones del ejemplo equivalentes al 64% del total realizado en el software Compress con sus respectivos datos técnicos y operativos.

TABLA 15. Conexiones recipiente vertical

RESUMEN CONEXIONES							
Marca conexión	Servicio	Material	Tubería	Brida	Diámetro ext. (Dec)	Diámetro ext. Ref. (Der)	Espesor nominal (tn)
1N	Entrada gas-liquido	SA-516 70	NPS 10 sch 80	NPS 10 CLASS 150 WN	10,75	18,75	0,594
2N	Salida liquido	SA-516 70	16 OD x 0,5	NPS 16 CLASS 150 WN	16	26	0,5
3CN	Nivel	SA-516 70	NPS 2 XXS	NPS 2 CLASS 150 WN	2,375	6,375	0,436
3N	Salida de gas	SA-516 70	NPS 8 sch 80 (XS)	NPS 8 CLASS 150 WN	8,625	16,625	0,5
4CN	Manómetro	SA-516 70	NPS 2 XXS	NPS 2 CLASS 150 WN	2,375	6,375	0,436
4N	Drenaje	SA-516 70	NPS 2 XXS	N.A	2,375	6,375	0,436
5N	Venteo	SA-516 70	NPS 4 sch 160	NPS 4 CLASS 150 WN	4,5	10,888	0,531
M1	Manhole inferior	SA-516 70	20 OD x 0,375	NPS 20 CLASS 150 WN	20	24	0,375
M2	Manhole superior	SA-516 70	20 OD x 0,375	NPS 20 CLASS 150 WN	20	24	0,375

Fuente. Autores

TABLA 16. Comparativa de conexiones

CONEXIÓN	COMPRESS				W&M				% Error			
	Espesor requerido (trn)	Espesor nominal (tn)	Área req. (Ar)	Área disp. (Adc)	Espesor requerido (trn)	Espesor nominal (tn)	Área req. (Ar)	Área disp. (Adc)	Espesor requerido (trn)	Espesor nominal (tn)	Área req. (Ar)	Área disp. (Adc)
1N	0,0192	0,594	0,7702	3,3005	0,0204	0,594	0,9625	3,7352	6,25	0,00	24,97	13,17
2N	0,0252	0,5	1,1734	4,1664	0,0268	0,5	1,4679	4,64	6,35	0,00	25,10	11,37
3CN	0,0031	0,436	N.A	N.A	0,0033	0,436	NA	NA	6,45	0,00	N.A	N.A
3N	0,0119	0,5	0,4244	3,0997	0,0119	0,5	0,5525	3,8089	0,00	0,00	30,18	22,88
4CN	0,0029	0,436	N.A	N.A	0,0031	0,436	NA	NA	6,90	0,00	N.A	N.A
4N	0,0039	0,436	N.A	N.A	0,0029	0,436	NA	NA	25,64	0,00	N.A	N.A
5N	0,0058	0,531	NA	NA	0,0058	0,531	NA	NA	0,00	0,00	NA	NA
M1	0,0322	0,375	1,499	2,3402	0,0342	0,375	1,8703	2,3583	6,21	0,00	24,77	0,77
M2	0,0252	0,375	1,1733	2,6703	0,0264	0,375	1,4477	2,7858	4,76	0,00	23,39	4,33
									6,95	0,00	28,1874622	12,6711275

Fuente. Autores

El espesor mínimo requerido de la conexión presenta un porcentaje de error del 6.95%, al ser valores de magnitud muy baja es normal que se presente una alta variación en el porcentaje de error, debido a decimales y factores considerados por el diseñador al realizar los respectivos cálculos utilizados en el programa.

En el caso del área requerida encontramos un porcentaje de error del 28,18%, este valor es un poco alto, esto genero una exhaustiva revisión de los cálculos utilizados y variables contempladas durante el proceso, sin encontrar ninguna anomalía, por lo que se dedujo que este cambio se debía a pequeñas variaciones en las configuraciones geométricas adoptadas para los cálculos, además de que al ser valores tan pequeños los decimales infringen un cambio importante en los resultados.

Para el área disponible este porcentaje fue del 12,67%, teniendo en cuenta lo descrito en párrafo anterior este valor, estaría entre los admisibles en esta etapa de diseño.

### 13.1.5 Verificación de viento

El análisis de viento requiere datos de entrada seleccionados de acuerdo a la ubicación geográfica del equipo, en la tabla 17 se enlistan estos factores de acuerdo a cada programa, estos valores se determinan por el diseñador de acuerdo a la norma con la que se trabaje.

CUADRO 6. Datos viento

<b>DATOS VIENTO</b>		
	<b>COMPRESS</b>	<b>W&amp;M</b>
Código	ASCE 7-10	NSR 10
Ubicación	NO ENCONTRADO	MAGDALENA MEDIO
Velocidad del viento (V)	27,7 m/s	28 m/s
Factor importancia (Iv)	NO ENCONTRADO	1,15
Coef. de fuerza neta (Cf)	0,63	0,8
Factor de ráfaga (G)	0,89	0,85
Factor direccional (Kd)	0,95	0,95
Factor topográfico (Kzt)	1	1

Fuente. Autores

Con los datos de la tabla y considerando el recipiente en condiciones de que estuviera vacío-corroído, los resultados de viento fueron los siguientes respectivamente.

TABLA 17. Comparativa de viento

ANÁLISIS DE VIENTO VACIO-CORROIDO												
Componente	COMPRESS				W&M				% ERROR			
	Zs (m)	Zc (m)	Fv (N)	Mv (N*m)	Zs (m)	Zc (m)	Fv (N)	Mv (N*m)	Zs (m)	Zc (m)	Fv (N)	Mv (N*m)
Sección 1	12,18	13,40	2175,18	7143,81	12,09	13,31	2078,56	5068,36	0,75	0,67	4,44	29,05
Sección 2	9,74	10,96	4328,12	17843,92	9,65	10,87	3982,45	12244,98	0,94	0,84	7,99	31,38
Sección 3	8,52	9,13	4995,35	23558,63	8,43	9,04	4891,04	15780,44	1,07	1,00	2,09	33,02
Sección 4	6,09	7,30	6783,54	38110,69	5,99	7,21	6532,93	25747,18	1,51	1,25	3,69	32,44
Sección 5	3,65	4,87	8113,56	56271,87	3,56	4,77	8104,95	37545,33	2,52	1,89	0,11	33,28
Sección 6	1,21	2,43	9443,57	76605,07	1,12	2,34	9676,97	51260,1	7,53	3,75	2,47	33,09
Faldon	0,00	0,56	10106,36	88494,24	0,00	0,56	10397,04	57466,69	0	0,00	2,88	35,06
									2,05	1,34	3,38	32,47

Fuente. Autores

La tabla 17 indica un porcentaje de error promedio del 3.38% para las fuerzas cortantes de viento y del 32.47% para los momentos en cada sección del recipiente, esto se debe a las múltiples variaciones que implica la utilización de normas de sismo resistencia diferentes en cada programa, aunque estas pueden tener similitud existen variables y fórmulas que pueden cambiar en específico.

### 13.1.6 Verificación de sismo

Para el análisis de las cargas infringidas por sismo también se requiere unos datos de entrada los cuales se enlistarán en la siguiente tabla 18, es importante recordar que estos factores se seleccionan de acuerdo con la ubicación geográfica del equipo, y la norma de sismo resistencia adoptado por el diseñador del programa.

CUADRO 7. Datos sismo

DATOS SISMO		
	COMPRESS	W&M
Código	ASCE 7-10	NSR 10
Ubicación	NO ENCONTRADO	MAGDALENA MEDIO
Tipo de suelo	E	E
Zona de amenaza sísmica	INTERMEDIA	INTERMEDIA
Ace. Pico efectiva (Aa)	NO ENCONTRADO	0,15
Vel. Pico efectiva (Av)	NO ENCONTRADO	0,15
Fa	2,1	2,1
Fv	3,35	3,35
Coef. Importancia (I)	1,5	1,5

Fuente. Autores

Los resultados obtenidos en el análisis de sismo con los respectivos datos de ubicación, condiciones de operación y corrosión críticas fueron los siguientes:

TABLA 18. Comparativa de sismo

ANÁLISIS DE SISMO OPERANDO CORROIDO												
Componente	COMPRESS				W&M				% ERROR			
	Zs (m)	Zc (m)	Fs (N)	Ms (N*m)	Zs (m)	Zc (m)	Fs (N)	Ms (N*m)	Zs (m)	Zc (m)	Fs (N)	Ms (N*m)
Sección 1	12,18	13,399	7263,946	10656,73	12,089	13,309	7856,85	10966,04	0,75	0,67	8,16	2,90
Sección 2	9,743	10,962	16373,9	42461,507	9,651	10,87	21871,01	53681,21	0,94	0,84	33,57	26,42
Sección 3	8,523	9,1325	19847,96	64583,032	8,432	9,041	33527,43	89209,97	1,07	1,00	68,92	38,13
Sección 4	6,085	7,304	25608,41	120627,12	5,993	7,213	42826,11	117552,34	1,51	1,25	67,23	2,55
Sección 5	3,647	4,866	29247,06	187886,54	3,555	4,774	45903,62	122242,6	2,52	1,89	56,95	34,94
Sección 6	1,208	2,427	31164,24	260741,41	1,117	2,336	48914,98	131421,09	7,53	3,75	56,96	49,60
Faldón	0	0,558	31306,58	298435,86	0	0,558	49634,75	133614,94	0	0,00	58,54	55,23
									2,05	1,34	50,05	29,97

Fuente. Autores

Se evidencia un alto margen de error, debido a que las normas utilizadas en cada programa presentan cambios considerables respecto a las fórmulas y variables contempladas en el proceso de cálculo, sin embargo, al realizar la comprobación de espesores para cargas de sismo el resultado no presento ningún cambio.

## 14. CONCLUSIONES

- W&M diseño de recipientes a presión es un software capaz de integrar y realizar los cálculos correspondientes al proceso de diseño de equipos sometidos a presión, teniendo como base los requisitos establecidos por la norma ASME Sección VIII División I y lo descrito por el reglamento de sismo-resistencia colombiano NSR-10, con el fin de garantizar los parámetros y requerimientos necesarios durante el desarrollo de proyectos en la industria petrolera del departamento de Santander.
- Se logro verificar y corroborar que los espesores nominales obtenidos por el programa W&M no presentaban ningún margen de error respecto a los de un software comercial, por tanto, se garantiza que este cumple satisfactoriamente el proceso de cálculos correspondiente.
- Se establecen los flujogramas correspondientes a cada componente del recipiente, en los cuales detallan la secuencia de pasos tenidos en cuenta para el desarrollo del código de programación.
- El software cuenta con un sin número de restricciones que permiten realizar un diseño seguro y confiable, ya que mantiene parámetros geométricos y operacionales en un rango admisible.
- El diseño de la interfaz permite establecer una metodología de trabajo específica, lo que facilita la comprensión y operación del programa.
- En la elaboración de los planos no se pudo contar con un alto nivel de detalle, debido a la complejidad que implica programar las diversas configuraciones de recipientes que existen en la industria.

- El programa para diseño de recipientes a presión “W&M”, demostró ser una herramienta eficaz, ya que presentó un margen de error relativamente bajo, el cual se presentó debido a ciertas consideraciones que varían durante la programación.
- La zona que registra mayor producción petrolera en el departamento de Santander es la comprendida por la cuenca del Magdalena medio, por tanto, el programa está enfocado a esta región, pero cuenta con la versatilidad de poderse modificar para aplicar a otras regiones del país.
- Se genera un informe completo en el cual se describen los valores correspondientes a dimensiones geométricas y condiciones de operación a las cuales va estar sometido el recipiente y debieron ser tenidos en cuenta durante el proceso de diseño.
- El código ASME Sección VIII División I, establece una serie de reglas que permiten que no sea necesario evaluar detalladamente todos los esfuerzos presentes en el recipiente, al existir grandes esfuerzos secundarios este cuenta con altos factores de seguridad que los contrarrestan en el proceso de diseño, por tanto, es importante tener en cuenta todas las cargas que afecten al equipo.
- La persona encargada de ejecutar el programa deberá tener conocimientos básicos en el tema relacionado con diseño de recipientes a presión e interpretación de planos, debido a que existen particularidades en la interfaz que requieren de un conocimiento previo.

## 15. RECOMENDACIONES

- Las unidades utilizadas en el programa son en el sistema inglés, se recomienda incluir la opción para realizar el diseño con unidades en sistema internacional.
- El programa está diseñado para trabajar con dimensiones internas para el cálculo de los espesores de pared, se recomienda incluir la opción de que el usuario pudiese trabajar con las dimensiones externas.
- Ampliar la base de datos de materiales, ya que actualmente cuenta con un número determinado de estos y constantemente se debe nutrir de información de acuerdo a las necesidades de los proyectos que se ejecuten.
- El programa cuenta con una base de datos general para todos los materiales, se puede mejorar subdividiendo los materiales de acuerdo al tipo de componente en el que se utilice, ya que los requerimientos son diferentes, en la interfaz de cada parte aparecerá únicamente los materiales específicos.
- En los análisis de cargas externas como viento y sismo generar una base de datos con la información referente a diferentes regiones de Colombia.
- Para el análisis de peso de los accesorios se podría incluir una base de datos, en la cual el usuario pueda determinar el peso del accesorio de acuerdo a lo descrito en manuales y catálogos que ya se encuentran estandarizados.
- En las orejas solo se maneja un tipo determinado por una geometría en específico, estas podrían contar con varias configuraciones geométricas.
- Los planos se podrían dinamizar de tal manera que se generen con un nivel de detalle alto, y pudiesen ser utilizados en campo.

## BIBLIOGRAFIA

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. "ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division I" Edition 2013.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. "ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division I" Edition 2017.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. "ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D" Edition 2007,

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. "ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Section IX Part QW" Edition 2007.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, "ASME B16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings", Edition 2009

HERNÁNDEZ ESQUIVEL, Luis Alberto. Aplicación de Código ASME Sección VIII División I, edición 2016 para el diseño de un recipiente a presión sujeto a presión interna. Instituto Politécnico Nacional, México 2017. [Consultado 16 marzo 2019]. Disponible en <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/22543>

LEÓN ESTRADA, Juan Manuel. "Diseño y cálculo de recipientes a presión" Editorial inglesa. Edición 2001. 190 p.

MASSA, Julio; GIRO, Juan y GIUDICI, Alejandro. Compendio de cálculo estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica. Universidad Nacional de Córdoba. 2017.

MATIZ ARCOS. Karen Catalina; MONTENEGRO SUÁREZ, Wilfrand Frederick. Desarrollo de una interfaz de usuario para el diseño de recipientes a presión. *Tekhne*, volumen 7, numero 1, 8p.

MEGYESY. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión “Diseño y Cálculo”. Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 473p

MOSS, D. “Pressure Vessel Design Manual” Tercera edición. Editorial Gulf Professional Publishing (2004).

NARVÁEZ MORENO, Daniel Estuardo. “Desarrollo de una aplicación computacional para la automatización de planos y Dibujos en 3d para el diseño de recipientes a presión bajo el Código ASME SEC. VIII Div. 1” [en línea] citado el 12 de Julio de 2019. Disponible en: <https://vdocuments.es/proyecto-de-grado-daniel-narvaez-repositorioespeeduecrepositorioespeeduecbitstream210003401t-espe-024365pdfpdf.html>. pdf 289p.

PARRA MARIÑO, Juan Carlos y PEREZ CADENA, Miguel Ángel. Diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna propios de las estaciones de recolección bajo la normatividad ASME. Trabajo de posgrado especialista en producción de hidrocarburos. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de ingeniería de petróleos, 2013. 122p.

REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCIÓN SISMO RESISTENTE NSR-10. Comisión asesora permanente para el régimen de construcciones sismo resistentes. Bogotá D.C.: Ministerio de Ambiente, Vivienda y desarrollo territorial, 2010. 406p.