



UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
VERITATE SOLA NOBIS IMPONETUR VIRILISTOGA. 1948

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
CENTRO DE INVESTIGACIONES DE SOLDADURA

TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

***CREACIÓN DE UNA BIBLIOTECA DIGITAL SOBRE
RECIPIENTES ESFÉRICOS***

AUTORES:

John R. Machado Cárdenas

Liber Díaz Aguilar

TUTOR:

Dr. C. Carlos René Gómez Pérez

CONSULTANTE:

Dr. C. Juan A. Pozo Morejón

Santa Clara 2014

"Año 56 de la Revolución"

CON SU ENTRAÑABLE TRANSPARENCIA



Agradecimientos

De forma especial y sencilla le damos nuestra gratitud al colectivo de profesores que sumaron su granito de arena a la formación profesional del estudiantado, en este período que damos por finalizado con la exposición del actual trabajo, aunque no como terminado el proceso de enseñanza. Así también, agradecemos a nuestros familiares y amistades, que de una forma u otra, supieron apoyarnos. Por último, pero no menos importante, agradecemos especialmente a nuestro tutor, por llevar a cabo durante 5 años la formidable tarea, de enseñar, corregir y prepararnos en el campo de la Ingeniería. Sin más, gracias a todos.

Resumen

El presente trabajo se sustenta en la hipótesis de que, tal como existen elementos mecánicos sencillos estandarizados en las bibliotecas de los programas especializados, puede igualmente incluirse partes y accesorios de recipientes, que permitan el diseño eficiente de estos, según códigos especializados, y su simulación en las condiciones de servicio, a partir de la importación de datos de cálculo sobre los mismos, desde un libro de *Microsoft Excel*, desarrollado para este fin. Como aspectos novedosos se reconoce una biblioteca digital estandarizada de diseño sobre partes para recipientes esféricos, sustentada en plataforma de software *Autodesk Inventor Profesional 2014*, su manual de usuario, así como una aplicación en *Microsoft Excel*, para el cálculo de recipientes esféricos y sus partes, bajo las normativas del código *ASME*, capaz de enlazar sus resultados con el programa *Autodesk Inventor 2014* para su posterior diseño y simulación. El trabajo resume 4 tipos de recipientes esféricos, dos tipos de registros y un tipo de brida. Los modelos de recipientes esféricos virtuales permiten al diseñador modelar la acción definitiva para la cuales están destinadas, a través del análisis de simulación computarizado. Concepción metodológica para la inclusión de piezas estandarizadas, según modelo y dimensiones, en bases de datos de software para diseño mecánico. Como resultados se exponen: 1. Una biblioteca para diseño de partes y accesorios para recipientes esféricos sometidos a presión interna compatible con programas especializados en el diseño mecánico; 2. Una aplicación computarizada para el cálculo de recipientes esféricos y sus partes, bajo las normativas del código *ASME*, capaz de enlazar sus resultados con el programa *Autodesk Inventor 2014* para su posterior diseño y simulación; 3. Una metodología de diseño y simulación de partes y accesorios de recipientes esféricos, a partir de una biblioteca creada para software de diseño mecánico; y 4. Una base de materiales adicionales a las del *Autodesk Inventor*, requeridos para el diseño de recipientes esféricos y sus accesorios.

Palabras claves: Recipientes esféricos, diseño de recipientes, simulación de recipientes

Abstract

The present work is based on the hypothesis that simple mechanical elements could be standardized in software specialized libraries, as well as they could be equally included in the accessories containers, that permit an efficient design of them, according to specialized codes and its simulation in the service conditions that are originate from the data imported from its calculation that were obtained from a Microsoft Excel book designed for this purpose. The novelty of the work could be seen in a digital standardized library for designing spherical vessel based on a platform of Autodesk Inventor Professional 2014 software, its user's manual, as well as an application of a Microsoft Excel for the calculation of spherical vessel and its parts under the ASME code normative, that is able to match its results with the Autodesk Inventor Professional 2014 for its further design and simulation. The work summarizes 4 types of spherical vessels, two flange types and one welding neck type. The virtual spherical reservoirs permit to design the action that are destined through computerized simulation analysis. The methodological conception for the standardized pieces, according to the model and dimensions in data base software for the mechanical design. As results it was exposed: 1. A library to design the spherical vessels and its accessories and its parts under internal pressure compatible with a software used for mechanical design; 2. A computerized application to calculate the spherical vessels and its parts under the ASME code normative, that is able to match its results with the Autodesk Inventor Professional 2014 for its further design and simulation; 3. A design of simulation methodology of the spherical vessels and its accessories and parts, starting from a library created to the mechanical design; 4. A material base additional to the Autodesk Inventor, required to design the spherical vessels and its accessories.

Key Words: Spherical vessel, vessel design, vessel simulation

Índice	
Introducción	1
Capítulo I: Estándares sobre el diseño de recipientes a presión.....	6
1.1 Principales normas y códigos para el diseño de recipientes de presión	6
1.1.1 Normas y códigos fundamentales para el diseño de recipientes a presión. Particularidades	6
1.1.2 Selección de la norma o código para el diseño computarizado de recipientes	7
1.2 Programas para el diseño mecánico. Bibliotecas de diseño	9
1.2.1 Programas fundamentales para el diseño estandarizado. Características	9
1.2.2 Programa <i>Autodesk Inventor 2014</i> para el diseño. Ventajas y desventajas	10
1.2.3 Programa <i>Microsoft Excel</i>	11
1.3 Diseño de recipientes esféricos según el código <i>ASME</i>	12
1.3.1 Diseño de recipientes esféricos	12
1.3.2 Partes y accesorios fundamentales.....	14
1.3.2.1. Duelas y casquetes en los recipientes esféricos bajo presión interna	14
1.3.2.2. Bridas	15
1.3.2.3. Boquillas	17
1.3.2.4. Registros hombre o de inspección.....	18
1.3.2.5. Placas de refuerzo	18
1.3.2.6. Soportes.....	20
1.4 Conclusiones del capítulo I.....	30
Capítulo II: Concepción metodológica de la biblioteca.....	31
2.1 Ejemplo de diseño de piezas mediante cadenas dimensionales	31
2.1.1 Diseño de duelas para recipientes esférico.....	31
2.1.2 Diseño de casquetes para recipientes esféricos	31
2.1.3 Diseño de bridas	33
2.1.4 Cuellos de las boquillas y placas de refuerzo	34
2.1.5 Soportes.....	35
2.2 Ejemplos de partes y ensamble de recipientes a presión	39
2.3 Relación <i>Microsoft Excel</i> con <i>Autodesk Inventor 2014</i>	45
2.4 Materiales.....	48
2.5 Conclusiones del capítulo II	52
Capítulo III: Evaluación y simulación de recipientes esféricos.....	53
3.1 Evaluación y comparación de resultados con criterios de la literatura	53
3.2 Simulación integral de un recipiente	54
3.3 Conclusiones del capítulo III	59
Conclusiones generales.....	60
Recomendaciones	61
Referencias.....	62
Anexos.....	63

Introducción

El uso de recipientes en la industria es muy frecuente, fundamentalmente los sometidos a presión, ya que posibilitan el reservorio de sustancias, que de no ser así, estas ocuparían un volumen mayor. Los recipientes cilíndricos, tanto verticales, como horizontales, son los más difundidos debido a su fácil diseño y fabricación.

Sin embargo, otro tipo de recipiente empleado son los recipientes esféricos que, generalmente, son de grandes proporciones para facilitar el almacenaje de volúmenes considerables de sustancias a presión. El uso de este tipo de recipiente es preferido por la configuración geométrica, que permite la distribución equitativa de las tensiones en toda la estructura y es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna [1]. La esfera es la forma más económica para almacenar fluidos a presión, con la menor área superficial de un recipiente y el consiguiente ahorro de materiales; sin embargo, la fabricación de estos es mucho más compleja y cara en comparación a los recipientes cilíndricos. Además, por sus dimensiones, cuando se sacan de servicio se pueden inspeccionar visualmente por ambos lados del cuerpo en su totalidad.

Generalmente son utilizados en el sector de la petroquímica para el almacenaje de productos ligeros derivados del petróleo como el propano y el butano. El llenado de los recipientes se realiza por una línea que ingresa por la parte superior y, el vaciado, toma el producto por la parte inferior. Los mismos, por seguridad, deben contar con válvulas de bloqueo de accionamiento remoto, para ser manipulados los drenajes ante el caso de siniestros que pudieran ocurrir [2].

Al ser el reservorio esférico un recipiente crítico a presión, es necesario que cuente con doble válvula de seguridad independiente, doble sistema para la lectura del nivel, también independientes, y dos medios independientes para la lectura de presión. El vaciado y llenado se basa en un sistema sencillo, que trabaja con el equilibrio líquido – vapor del gas que hay en su interior. Al bajar la presión (vaciado), más producto pasa a la fase vapor y durante el llenado, el aumento de presión hace que el producto vuelva a la fase líquida, por lo que la presión se mantiene aproximadamente constante. De todas formas, las válvulas de seguridad ventean ante cualquier aumento de presión [2].

La construcción de las esferas se realiza por partes, utilizando chapas de acero y se unen entre sí por medio de procesos de soldadura. Generalmente se sostienen mediante columnas tubulares, las cuales deben ser calculadas para soportar el peso de la esfera durante la prueba hidráulica y en operación. Al igual que en los recipientes cilíndricos, todas las soldaduras deben ser radiografiadas para descartar fisuras internas que se pudieran haber producido durante el montaje. Además, deben contar con una escalera para acceder a la parte superior para el mantenimiento de las válvulas de seguridad, aparatos de medición, etc. [2, 3].

Los programas profesionales actuales de diseño y simulación poseen bibliotecas estandarizadas de piezas, que incluyen normas internacionales de múltiples países. Sin embargo, en estas bibliotecas no se incluyen partes de recipientes esféricos [4]. Esto está dado por la especificidad y complejidad del tema, al igual que se refiere la ausencia de diseños de partes de turbinas, motores, máquinas herramientas, etc. Sin embargo, sería interesante valorar la confección de una biblioteca de este tipo de recipientes, tal que permita a los especialistas del ramo diseñar o evaluar recipientes esféricos con relativa facilidad. Para la estandarización de recipientes esféricos, al igual que para cilíndricos [5], pudiera considerarse el código *ASME*, dentro de las normas y códigos fundamentales reconocidos para el diseño de recipientes a presión, para el desarrollo de una biblioteca digital, tal que permita el rápido diseño y evaluación de recipientes esféricos a presión.

En la actualidad Cuba no cuenta con una metodología de diseño y construcción de recipientes esféricos sometidos a presión interna, que no sea la recogida en los códigos, ni tampoco cuenta con la experiencia necesaria en su diseño. Tampoco posee programas de diseño de estas construcciones, que permita el diseño y admita su modelación posterior. Uno de los programas profesionales de modelaje y simulación en 3D, que permite la elaboración de una biblioteca de accesorios para recipientes esféricos es el *Autodesk Inventor 2014* [6].

La creación de una biblioteca de recipientes esféricos basados en el diseño, en función de un código, sería de gran ventaja, al permitir ahorrar tiempo durante el diseño y la simulación. El programa de diseño y modelaje *Autodesk Inventor 2014* podría emplearse para la generación de la biblioteca, lo que permitiría la simulación en condiciones cercanas a las reales, antes de un proceso de fabricación de las esferas, control de su estado técnico o de su reparación.

Por otra parte, existen intentos de automatizar el cálculo de recipientes cilíndricos, a través de libros de *Microsoft Excel* [7]; sin embargo, no se conocen referencias de automatizar el dimensionamiento de recipientes a presión esféricos. Si bien los programas de diseño tienen incluidas aplicaciones para la simulación, no permiten el cálculo de las piezas, sino simularlas, después de terminadas. Luego, la inclusión de un nexo entre un libro de *Excel* desarrollado para el cálculo de recipientes esféricos y los programas de diseño, tal que automáticamente sean compatibles y, como resultado, se obtenga el prototipo calculado, no han sido reportados en la literatura especializada.

Situación Polémica

En la actualidad existen sistemas automatizados para el diseño y la modelación de recipientes esféricos; sin embargo, el programa profesional *Autodesk Inventor 2014* disponible, no cuenta con biblioteca de partes estandarizadas de recipientes esféricos soldados, acorde a las normas reconocidas internacionales, tal que los procesos de ensamble y simulación se realicen de forma eficiente. Tampoco se conoce de aplicaciones de cálculo, que permitan el dimensionamiento automático de recipientes esféricos y, a partir de sus resultados, su vinculación automática con programas de diseño y simulación.

Objetivo General

Desarrollar una biblioteca de recipientes esféricos y sus partes, que permita su ajuste dimensional automatizado mediante cálculos previos en una aplicación de *Microsoft Excel*, y su simulación posterior, tanto para recipientes nuevos, como en explotación.

Objetivos específicos

1. Seleccionar el código sobre el cual se diseñarán los recipientes esféricos, a partir de las normas internacionales más conocidas en Cuba sobre el tema.
2. Seleccionar el programa a emplear, tal que permita el diseño estandarizado, interactivo y la simulación, en condiciones de servicio, de recipientes esféricos.
3. Diseñar los recipientes esféricos con el programa *Autodesk Inventor 2014*, generando una biblioteca estandarizada e interactiva, que permita su diseño y simulación.
4. Desarrollar una aplicación de *Microsoft Excel*, que permita el cálculo de recipientes esféricos y sus partes, bajo las normativas del código *ASME* y sea capaz de enlazar sus resultados con el programa *Autodesk Inventor 2014* para su posterior diseño y simulación.
5. Establecer una base de materiales adicionales a las contenidas por el *Autodesk Inventor*, que incluya las propiedades físico-mecánicas de los materiales requeridos para el diseño de recipientes esféricos y sus accesorios, tal que permita su inclusión libre en el programa, a criterio del usuario.
6. Diseñar y simular un recipiente esférico, en estado de servicio, tal que permita evaluar la efectividad de las aplicaciones desarrolladas.

Tareas

1. Selección del código sobre el cual se harán los diseños.
2. Selección de las partes y accesorios de recipientes a presión.
3. Selección del programa de diseño necesario, que se empleará como soporte gráfico para el desarrollo de la biblioteca de partes y accesorios para recipientes a presión.
4. Desarrollo de una aplicación de *Microsoft Excel*, para el cálculo de recipientes esféricos y sus partes.
5. Establecimiento de una base de materiales adicionales a las contenidas por el *Autodesk Inventor*, con las propiedades físico-mecánicas de los materiales requeridos para el diseño de recipientes esféricos y sus accesorios.
6. Diseño estandarizado de partes (duelas, refuerzos, tapas, registros y apoyos).
7. Ensamble de prototipos de recipientes esféricos.
8. Simulación del funcionamiento en servicio del recipiente construido.

Novedad

Biblioteca digital estandarizada de diseño sobre partes para recipientes esféricos, sustentada en plataforma de software *Autodesk Inventor Profesional 2014* y su manual de usuario.

Aplicación en *Microsoft Excel*, para el cálculo de recipientes esféricos y sus partes, bajo las normativas del código *ASME*, capaz de enlazar sus resultados con el *programa Autodesk Inventor 2014* para su posterior diseño y simulación.

Hipótesis

Tal como existen elementos mecánicos sencillos estandarizados en las bibliotecas de programas especializados, puede igualmente incluirse partes y accesorios de recipientes, que permitan el diseño eficiente de estos, según códigos especializados, y su simulación en las condiciones de servicio, a partir de la importación de datos de cálculo sobre los mismos, desde un libro de *Microsoft Excel*, desarrollado para este fin.

Aportes

1. Concepción metodológica para la inclusión de piezas estandarizadas, según modelo y dimensiones, en bases de datos de software para diseño mecánico.
2. Biblioteca para diseño de partes y accesorios para recipientes esféricos sometidos a presión interna compatible con software especializado para diseño mecánico.
3. Aplicación computarizada para el cálculo de recipientes esféricos y sus partes, bajo las normativas del código *ASME*, capaz de enlazar sus resultados con el programa *Autodesk Inventor 2014* para su posterior diseño y simulación.
4. Metodología de diseño y simulación de recipientes esféricos y sus accesorios, a partir de una biblioteca creada para software de diseño mecánico.
5. Base de materiales adicionales a las del *Autodesk Inventor*, requeridos para el diseño de recipientes esféricos y sus accesorios.

Capítulo I: Estándares sobre el diseño de recipientes a presión

1.1 Principales normas y códigos para el diseño de recipientes de presión

1.1.1 Normas y códigos fundamentales para el diseño de recipientes a presión. Particularidades

Actualmente el uso de recipientes sometidos a presión en instalaciones industriales es muy común, lo que ha llevado a la utilización de normas y códigos para su diseño, fabricación, montaje y explotación de los mismos; esto es causa del latente peligro que representan cuando fallan. La falla de los recipientes a presión es un hecho lamentable y catastrófico, causando daños materiales, y peor aún, la muerte o lesión del personal que se encuentra en esos momentos cerca del recipiente.

El diseño mecánico de un recipiente a presión consiste, específicamente, en la determinación del espesor del recipiente, dependiendo de la configuración geométrica, sus dimensiones, material a utilizar, la temperatura y presión de trabajo, las cargas debido al contenido, la acción del viento o terremotos, atendiendo al código por el cual se está rigiendo el diseño del recipiente.

La fabricación de recipientes a presión, llevó al establecimiento en varios países, de normas o códigos (Tabla 1) para el diseño, fabricación, inspección y certificación de los recipientes [1, 8, 9]:

Tabla 1: Principales normas y códigos para la certificación de recipientes a presión

País	Norma o Código
Alemania Occidental	A. D. Merkblatt Code
Inglaterra	British Standards Institution (BSI)
Italia	Italian Pressure Vessel Code
---	European Committee for Standardization (ECS)
---	Organización Internacional de Normalización (ISO)
Estados Unidos de Norteamérica	ASME Code. Section VIII Division 1 y 2
Estados Unidos de Norteamérica	American Petroleum Institute Standard (API)
Japón	Japanese Pressure Vessel Code
Japón	Japanese Std. Pressure Vessel Construction

Se observa un claro protagonismo de los países desarrollados, principalmente europeos.

1.1.2 Selección de la norma o código para el diseño computarizado de recipientes

El código norteamericano de la “*American Society of Mechanical Engineers*”, conocido en la industria como el código *ASME* para calderas y recipientes a presión, goza de gran prestigio por lo que es uno de los de mayor uso actualmente; el mismo cubre los requisitos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de calderas y recipientes a presión. Como política considera que, antes de explotar un recipiente, debe por lo menos deformarse y liberar su contenido [10, 11]. Esta política asegura, que el código impone un nivel de seguridad alto para el diseño de recipientes por las especificaciones que aplica.

Desde su concepción, la *ASME* ha impulsado el desarrollo de estándares tecnológicos. Hoy en día, la *ASME* cuenta con 36 divisiones y 3 instituciones; entre las divisiones más antiguas que posee se encuentran: *Aerospace, Fuels, Management, Materials, Power y Production Engineering*. Actualmente *ASME* es una sociedad internacional, que se enfoca en educación técnica y programas de investigación, tiene más de 125 000 miembros y conduce una de las operaciones de publicaciones técnicas más grandes del mundo, dirige más de 30 conferencias y 200 cursos de desarrollo profesional cada año, además fija muchos de los estándares industriales [12, 13].

Concretamente, en la sección VIII del código, se establecen las reglas y procedimientos para la fabricación de recipientes a presión; la división 1 de dicha sección, está compuesta por tres subsecciones, y apéndices que pueden ser de cumplimiento obligatorio o no según se establezca [11]. Las subsecciones son:

- **Sub-sección A Requerimientos Generales.**
 - **Parte UG** Requerimientos Generales para todos los Métodos de Construcción y todos los Materiales (*).
- **Sub-sección B Requerimientos Pertenecientes a los Métodos de Fabricación de Recipientes a Presión.**
 - **Parte UW** Requerimientos para Recipientes a Presión Fabricados por Soldadura (*).
 - **Parte UF** Requerimientos para Recipientes a Presión Fabricados por Forja.
 - **Parte UB** Requerimientos para Recipientes a Presión Fabricados por “*Brazing*” o soldadura fuerte.
- **Sub-sección C Requerimientos Pertenecientes a las Clases de Materiales.**
 - **Parte UCS** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Acero al Carbón y de Baja Aleación (*).
 - **Parte UNF** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Materiales No Ferrosos.

- **Parte UHA** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Acero de Alta Aleación.
- **Parte UCI** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Hierro Fundido
- **Parte UCL** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Materiales con cubierta anticorrosiva.
- **Parte UCD** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Hierro Fundido Dúctil.
- **Parte UHT** Requerimientos para Recipientes a Presión Tratados Térmicamente.
- **Parte ULW** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos por Capas.
- **Parte ULT** Requerimientos para Recipientes a Presión Construidos con Materiales para Baja Temperatura.

* Subsecciones que interesarán para el desarrollo del presente trabajo.

El alcance de esta sección delimita los recipientes sometidos a presión que podrán tener el sello de certificación “U”; los recipientes que no cumplan con todos los requerimientos de la sección VIII, división 1, son aquellos que [11, 14]:

- Se encuentre en el alcance de cualquier otra sección.
- Calderas pirotubulares.
- Recipientes que formen parte integral o que sean componentes de equipos mecánicos rotativos o son parte integral de componentes de sistemas de tubería, en los cuales las consideraciones principales de diseño estén basadas en los equipos más no en los recipientes.
- La presión deberá ser menor a 20,68 MPa (3 000 psi); aquellos recipientes cuya presión de diseño sobrepase el valor indicado si pueden ser construidos de acuerdo a la división 1, pero con ciertas consideraciones adicionales en el diseño.
- Calentadores tubulares sujetos a fuego.
- Recipientes para menos de 454,3 L (120 galones) de capacidad de agua, que utilizan aire como elemento originador de presión o el suministro de calor no mayor de 58,6 W y la temperatura del agua inferior a 99 °C.
- Recipientes con una presión de operación interna o externa que no sobrepasen 103 kPa (15 psi), sin limitación de tamaño.

- Recipientes con un diámetro interior, altura, ancho o una sección transversal diagonal menor que 152,4 mm (6 in).
- El espesor mínimo para recipientes hechos de acero al carbón es 2,38 mm (3/32 in), independientemente del uso, excepto en casos que se especifican espesores menores.
- La relación radio/espesor $R/t \geq 10$.

1.2 Programas para el diseño mecánico. Bibliotecas de diseño

1.2.1 Programas fundamentales para el diseño estandarizado. Características

Actualmente existen diversos tipos de programas para el diseño mecánico, dentro de los cuales se encuentran el *SolidWorks*, *Autodesk Inventor*, *Pro/ENGINEER*, *CATIA*, *Mechanical DeskTop*, entre otros [4].

El *SolidWorks* fue introducido en el mercado en 1995, comenzando entonces a competir con otros programas CAD/CAE (Diseño Asistido por Computadora e Ingeniería Asistida por Computadora). Es un programa de diseño paramétrico en tres dimensiones (3D) para el modelado mecánico desarrollado en la actualidad por *SolidWorks Corp.* Cuando se crea un modelo mediante el programa, se trabaja con operaciones geométricas inteligentes y fáciles de entender, como salientes, cortes, taladros, nervios, redondeos, chaflanes y ángulos de salida con el fin de trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. A medida que se crean estas operaciones, las mismas se aplican directamente a la pieza con la que se está trabajando. Combinado con la precisión y gran variedad de herramientas de análisis de elemento finito, hacen de *SolidWorks Simulation* (usada para el análisis de estado de los modelos paramétricos creados) una aplicación adicional, fácil de implementar y generar resultados en muy corto plazo. El sistema de modelado es actualmente más intuitivo; permite editar y cambiar dimensiones básicas por lo que no es necesario suprimir el archivo por completo como sucedía en antiguas versiones [15].

El *CATIA* es un programa asistido por computadora en tres dimensiones para aplicaciones interactivas. Fue inicialmente desarrollado para servir en la industria aeronáutica. Es un programa informático de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora comercial realizado por *Dassault Systèmes*. El software está desarrollado para proporcionar apoyo desde la concepción del diseño hasta la producción y el análisis de productos; provee una arquitectura abierta para el desarrollo de aplicaciones o para personalizar el programa. Se especializa en el manejo de superficies complejas, por lo que es ampliamente usado en la industria del automóvil para el diseño y desarrollo de componentes de carrocería [16].

Autodesk Inventor es un paquete CAD de modelado paramétrico de sólidos en 3D producido por la empresa de software Autodesk. Compite con otros programas de diseño asistido por computadora. El *Inventor* entró en el mercado en 1999, muchos años después que los antes mencionados y se agregó a las Series de Diseño Mecánico de *Autodesk*, permitiendo que las computadoras personales ordinarias puedan construir y probar montajes de modelos extensos y complejos. Al igual que el *SolidWorks* el modelaje de las piezas se realiza con operaciones geométricas y fáciles de entender por el operador. Posee una interfaz amigable, fácil de comprender y herramientas de análisis tanto dinámicas como estáticas [6].

1.2.2 Programa Autodesk Inventor 2014 para el diseño. Ventajas y desventajas

En sus primeras versiones carecía de herramientas de diseño avanzadas de modelado de superficies, era muy limitado, así como las configuraciones tanto en pieza, como en ensamblajes. Actualmente el programa ha sido mejorado y rivaliza con otros programas, además esto hace que los requerimientos de sistema del *Inventor* sean muy elevados [6].

Los bloques de construcción cruciales de *Inventor* son las piezas, que se crean definiendo las características, que a su vez se basan en bocetos (dibujos en dos dimensiones). También pueden utilizarse los planos de trabajo para producir los bocetos que se pueden compensar de los planos útiles de la partición. La ventaja de este diseño es que todos los bocetos y las características se pueden corregir más adelante, sin tener que hacer de nuevo la partición entera. Este sistema de modelado es mucho más intuitivo, que otros ambientes antiguos de modelado, en los que para cambiar dimensiones básicas era necesario generalmente suprimir el archivo entero y comenzar de cero [6].

Con el uso del *Inventor* se puede combinar flujos de trabajo de modelado directo y paramétrico (diseño mecánico en 3D), integrar datos de *AutoCAD* a 3D en un solo modelo digital de manera segura (interoperabilidad con *.DWG), comprobar la viabilidad de fabricación de su diseño (diseño de ensamblajes grandes, piezas plásticas y chapas), mejorar la colaboración con socios y clientes (visualización del diseño y documentación de manufactura), mejora la productividad al automatizar flujos de trabajo repetitivos del diseño (automatización del diseño), simula y optimiza diseños digitalmente de forma sencilla (simulación integrada y análisis de elementos finitos (FEA)), simplifica el diseño de sistemas eléctricos y conductos complejos de tubos y tuberías (diseño de sistemas enrutadores) y permite diseñar, analizar, y fabricar piezas de alta calidad moldeadas en plástico (herramientas y diseño de moldes) [4, 6].

Como parte final del proceso, las partes se conectan para hacer ensamblajes. Los ensamblajes pueden consistir en piezas u otros ensamblajes. Las piezas son ensambladas agregando restricciones entre las superficies, bordes, planos, puntos y ejes. Este método de modelado permite la creación de ensamblajes muy grandes y complejos, especialmente

porque los sistemas de piezas pueden ser puestos juntos antes de que se ensamblen en el ensamblaje principal; algunos proyectos pueden tener muchos sub-ensamblajes parciales.

Utiliza formatos específicos de archivo para las piezas (*.IPT), ensamblajes (*.IAM), vista del dibujo (*.IDW y *.DWG) y presentaciones (*.IPN), pero el formato del archivo de *AutoCAD.DWG* puede ser importado/exportado como boceto. Al igual que otros programas posee una biblioteca de accesorios como tuercas, tornillos, cojinetes, etc. La compatibilidad con otros programas, se puede realizar teniendo en cuenta la migración de datos eligiendo el método que mejor se adapte a sus necesidades; implica generalmente la migración de los archivos existentes en otros formatos de archivo. Cabe destacar la posibilidad de comunicación con otros programas profesionales de simulación, como el *ANSYS (Swanson Analysis Systems)* y la relativa facilidad de importar datos desde el *Excel del Microsoft Office* [6, 17, 18].

El *Autodesk Inventor* es un programa que permite la creación de bibliotecas digitales; sin embargo, no permite el cálculo de recipientes y sus partes, sino solo simular su estado de servicio. Por otra parte, a pesar de la amplia base de materiales que posee el *Autodesk Inventor*, no tiene incluida en su biblioteca a los requeridos para el diseño de recipientes y sus accesorios, como tampoco posee partes estandarizadas de recipientes esféricos, que permitan, de igual forma, un diseño rápido.

1.2.3 Programa Microsoft Excel

Microsoft Excel es un programa distribuido por *Microsoft*. Dicha aplicación consiste en hojas de cálculo, que generalmente son usadas para tareas financieras y contables. Inicialmente fue comercializado en 1982 como “*Multipplan*” para sistemas operativos CP/M (*Control Program for Microcomputers*). Más tarde, en 1985, se lanzó la primera versión *Excel* para el sistema operativo *Mac* y para *Windows* en noviembre de 1987. En 1993 se empaquetó junto con *Microsoft Word* y *Microsoft PowerPoint* para formar el paquete *Microsoft Office*; desde entonces, hasta la actualidad, se convirtió en objeto de demanda para las empresas y organismos dada su versatilidad en sus funciones como recalcular los datos al instante y ofrecer funciones de estadísticas, matemáticas, ingenieriles, trigonométricas y, principalmente, la capacidad de agrupar, ordenar y filtrar la información (gestionar listas y base de datos), etc... *Excel* muestra las celdas organizadas en filas y columnas, y cada celda puede contener datos o funciones (fórmulas) con referencias relativas, absolutas o mixtas a otras celdas, además permite al usuario modificar los atributos y el tipo de fuentes de las celdas, crear gráficos e insertar imágenes. Las hojas de cálculo para versiones inferiores o iguales al año 2003 tienen las extensiones de sus ficheros con *.xls y en versiones posteriores es *.xlsx; además desde 1993 a incluido el *Visual Basic*, un lenguaje de programación que añade la capacidad de automatizar tareas en *Excel* y definir funciones por el propio usuario; es capaz de interaccionar con otros programas del mismo paquete y aquellos que lo usen como fuente de datos como el *Autodesk Inventor* [19].

1.3 Diseño de recipientes esféricos según el código ASME

1.3.1 Diseño de recipientes esféricos

La configuración geométrica de los recipientes esféricos es la más práctica para tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes a relativamente altas presiones, debido a que la forma esférica posibilita la distribución equitativa de los esfuerzos a tracción en todo el recipiente; además, es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna. Esta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión; sin embargo, la fabricación de estos es mucho más cara en comparación a los recipientes cilíndricos. Para el diseño de un recipiente esférico es necesario seguir una serie de pasos [1, 11, 20]:

Paso 1: Definir el volumen nominal, producto a almacenar, temperatura de diseño, presión de operación, presión de diseño, material de construcción (*acero*) y la tolerancia por corrosión.

Paso 2: El radio (R) de la esfera se determina en función del volumen (V) que se va a almacenar, pero no debe diseñarse un recipiente para almacenar su capacidad nominal; generalmente es recomendable diseñar los recipientes a presión para almacenar de un 10 % hasta 20 % más de volumen. Este exceso servirá de “colchón” para absorber las dilataciones térmicas del producto al existir incremento o decremento de la temperatura. Por lo anterior, el volumen de diseño será igual al volumen nominal multiplicado por un factor “ K ” que varía desde 1,1 hasta 1,2 (Ecuación 1). A partir de esta condición volumétrica se calcula (Ecuación 2) el radio de la esfera.

$$K \cdot V = \frac{4\pi}{3} \cdot R^3 \quad \text{Ecuación 1}$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot K \cdot V}{4\pi}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Paso 3: El valor de la presión de diseño (P) a utilizar para las ecuaciones de cálculo de las partes del recipiente dependerá del valor de la presión de operación (P_0):

Si $P_0 > 2,06 \text{ MPa}$ (300 *psi*) entonces $P = 1,1 \cdot P_0$

Si $P_0 \leq 2,06 \text{ MPa}$ (300 *psi*) entonces $P = P_0 + 0,206 \text{ MPa}$ (30 *psi*)

Paso 4: Calcular las presiones de diseño a diferentes alturas, es decir, a la presión de diseño se le agrega la presión debida a la columna del producto a almacenar (P_s), si la densidad del producto (ρ) es mayor que la del agua, se toma esta para el cálculo. Si la densidad del producto a almacenar es menor que la del agua, se calcula la presión generada por la

columna del producto tomando la densidad del agua, ya que al hacer la prueba hidrostática, generalmente se hace con agua y nunca con el producto a almacenar (Ecuación 3-4). La cantidad de secciones a calcular, depende del criterio del ingeniero, siempre respetando el código por el cual se está rigiendo. A medida que se avanza, desde la parte superior del casquete, hasta la inferior (h_i), el espesor a calcular para las duelas (paredes de la esfera) debe ser mayor, debido al aumento de la presión hidrostática (Figura 1, anexos).

$$P = P_D + P_S \quad \text{Ecuación 3}$$

$$P_S = \rho \cdot h_i \cdot g \quad \text{Ecuación 4}$$

Paso 5: Hallar los espesores requeridos, según la cantidad de secciones escogidas a criterio; estas pueden ser las siguientes zonas: casquete superior, zona superior, zona ecuatorial, zona inferior y casquete inferior (Figura 1, anexos). El espesor se calcula (Ecuación 5) según la literatura consultada [11], en su apartado UG 27 “*Thickness of Shells Under Internal Pressure*”.

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P} \quad \text{Ecuación 5}$$

El propio código limita esta ecuación, aconsejando que el espesor (t) no deben exceder de $0,356 \cdot S \cdot E$ o la presión de diseño (P) no debe ser superior a $0,665 \cdot S \cdot E$. Al espesor anteriormente calculado se le debe agregar la tolerancia por corrosión.

En la ecuación 5 la “ S ” representa el esfuerzo máximo permisible del material a utilizar, dicho valor varia en dependencia de la temperatura que posea el material, por lo que se recomienda a la temperatura de diseño tomarla un 10 % por encima de la temperatura de trabajo. La “ E ” es la eficiencia de la junta (cordón de la soldadura). El código *ASME* introduce la variable “ E ” en consideración de tres factores, el nivel de inspección radiográfica que se realiza a la junta, la localización de dicha soldadura en la estructura del recipiente, y la confiabilidad que tiene la soldadura para resistir los efectos de las cargas bajo las cuales estarán sometidas. Esta variable puede tener alguno de los siguientes valores:

Tabla 2: Valores típicos de la eficiencia del cordón de soldadura “ E ”

Tipo de soldadura	Valor de E, según el Grado de examen radiográfico		
	100 %	Puntual	No
Soldadura en “X”	1,00	0,85	0,70
Soldadura en “V” con respaldo	0,90	0,80	0,65
Soldadura en “V” sin respaldo	--	--	0,60

Pruebas a realizar al recipiente

Prueba hidrostática: Radica en someter el recipiente a presión una vez terminado a una presión 1,5 veces la máxima presión de trabajo permisible y mantener esta presión el tiempo suficiente para verificar que no existan fugas por los cordones de soldadura, como su nombre lo indica, esta prueba se lleva a cabo con líquido, el cual generalmente es agua.

Pruebas neumáticas: Las pruebas neumáticas se realizan mediante la inyección de gases al recipiente. Según la literatura consultada [11], se recomienda que la presión de prueba neumática sea como máximo 1,25 veces la máxima presión de trabajo permisible y definitivamente deben evitarse en recipientes a presión usados ya que tiende a deformarlos.

Prueba de elasticidad: Esta prueba se efectúa de manera simultánea con la prueba hidrostática, su objetivo se verifica al comportamiento elástico del material de fabricación del recipiente.

1.3.2 Partes y accesorios fundamentales

1.3.2.1. Duelas y casquetes en los recipientes esféricos bajo presión interna

La mayoría de los códigos o normas establecen modelos obligatorios, sugerencias o dejan la acción a medida del criterio ingenieril, siempre que sea respetado lo anteriormente establecido en el código.

Básicamente un recipiente esférico a presión de dimensiones considerables posee un envoltorio compuesto por casquetes y duelas. Las duelas están limitadas en cuanto a lo referente al espesor por la norma o código, y no en sus proporciones longitudinales, a lo que sí están limitadas tecnológicamente. Fundamentalmente, un recipiente esférico posee cinco regiones el casquete superior e inferior y las zonas superior, ecuatorial e inferior (Figura 1, anexos); hay casos en que las zonas anteriormente mencionadas son cubiertas por duelas que cubren desde el casquete superior hasta el inferior (Figura 1 a). Esto es debido a que el tamaño del reservorio es pequeño respecto a otros de su tipo y es tecnológicamente convencional el uso de las duelas de tal ejemplar, además, elimina numerosas uniones, que de no ser así, fuesen necesarias, lo que debilita al recipiente.

En otros casos debido al tamaño del recipiente, es necesario el uso de varias duelas unidas que cubran desde los extremos de ambos casquetes (Figura 1 b). El número de estas depende del cuerpo de la esfera y del tamaño de las chapas metálicas disponibles. Es aconsejable el uso de chapas metálicas de grandes dimensiones longitudinales, que sean posibles tecnológicamente darles las curvaturas necesarias para el recipiente. Esto ayudaría a disminuir en algunos casos el número de uniones.

Los casquetes (los extremos de la esfera) son de gran importancia; por su forma cóncava evitan que las duelas converjan en un punto común, lo que crearía una zona de alto riesgo,

dado a las complicaciones que aparecen luego de realizadas las uniones soldadas. Los casquetes están también limitados longitudinalmente, por lo que hay casos en que no se pueden fabricar únicamente de una sola chapa metálica, y se recurre a la unión de varias chapas, siempre y cuando no se creen puntos comunes de unión (Figura 1, anexos).

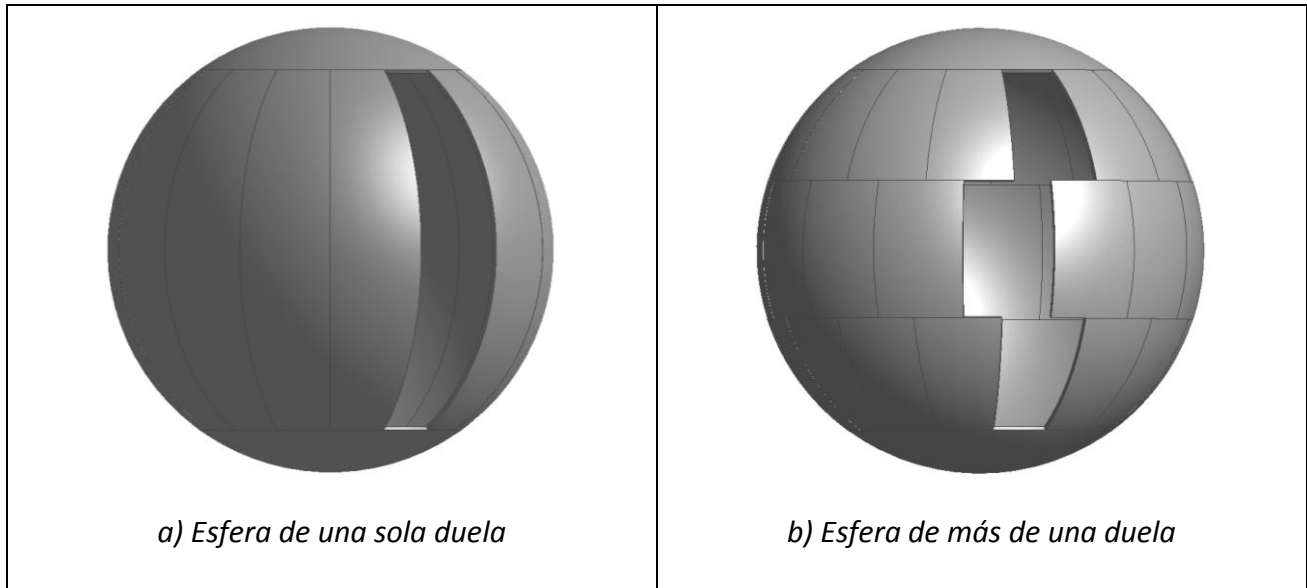


Figura 1: Ejemplo de distribución de las duelas en recipientes esféricos

1.3.2.2. Bridas

Las bridas son los elementos que posibilitan la unión de tuberías, que facilitan el montaje, desmontaje y mantenimiento de sistemas de tuberías. Actualmente hay varios estándares para la fabricación de bridas que se diferencian entre sí por el tamaño y tipo de material usado; uno de los más utilizados es el *ASME / ANSI B16.5a* y *B16.47* de bridas y accesorios bridados. Dentro de las más usadas (Figura 2 a, b, c, c, e, f) se encuentran las bridas de cuello soldable (*Welding neck*), bridas de traslape (*Lapped*), bridas de enchufe soldable (*Socket Welding*), bridas deslizables (*Slip-on*), bridas roscadas (*Threaded*) y bridas ciegas (*Blinds*). La clasificación de las mismas es acorde a la capacidad de resistir la presión a la estén sometidas; dicha clasificación va desde las 1,03 MPa (150 psi) a las 17,23 MPa (2 500 psi) de presión [21, 22].

- **Bridas de cuello soldable (*Welding neck*)**

Se diferencian de las demás por tener un cono largo que aumenta su espesor a medida que se aleja de la unión con la tubería; dicho aumento gradual del grosor del cono, da a la misma mayor resistencia bajo los efectos de flexión repetida, producto de la expansión de la línea u otras fuerzas variables; lo que origina un acople equivalente a la de una unión soldada entre

tubos. Por ello este tipo de brida es deseada para condiciones de trabajo severas y manejo de fluidos tóxicos e inflamables.

- **Bridas deslizables (*Slip-on*)**

Son preferidas dado que su costo de fabricación es más barato y brindan mayor facilidad de alineamiento de la unión del ensamble, además, no requieren de un tubo con el corte preciso para su unión, todo ello hace que su costo de instalación final es menor que las bridas de cuello soldable. La resistencia bajo presión interna es $\frac{2}{3}$ de la anterior brida y bajo condiciones de fatiga su tiempo de vida es $\frac{1}{3}$ de las posteriores bridas. A causa de lo anteriormente expuesto el código *ASME* limita las bridas deslizables de 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ in) a 63,5 mm ($2\frac{1}{2}$ in) de diámetro a presiones de 10,34 MPa (1 500 psi), y para presiones mayores no existen.

- **Bridas de traslape (*Lapped*)**

Su utilización principalmente es en tuberías de aleaciones especiales, de acero inoxidable o cuando los conductos empleados no son paralelos a los ejes de los recipientes, además este tipo de brida debe ir acompañado de un adaptador.

- **Bridas roscadas (*Threaded*)**

El uso de estas está ampliamente limitado dado que se usan para unir tuberías difíciles de soldar como aluminio, policloruro de vinilo y se recomienda para diámetros inferiores a 152,4 mm (6 in). Son desfavorables para condiciones de elevadas temperaturas y esfuerzos de flexión cíclicos dado que puede haber fugas entre de las cuerdas.

- **Bridas de enchufe soldable (*Socket welding*)**

Se recomienda para tuberías sometidas a altas presiones, y en casos en el cual el flujo de sustancias sea toxica, explosiva, corrosiva o la liberación de esta al medio sea un riesgo para la vida.

- **Bridas ciegas (*Blind*)**

Se usan para sellar los extremos de las boquillas, válvulas o tuberías, y al instalarlas debe tomarse en cuenta la temperatura y el golpe de ariete si existiese.

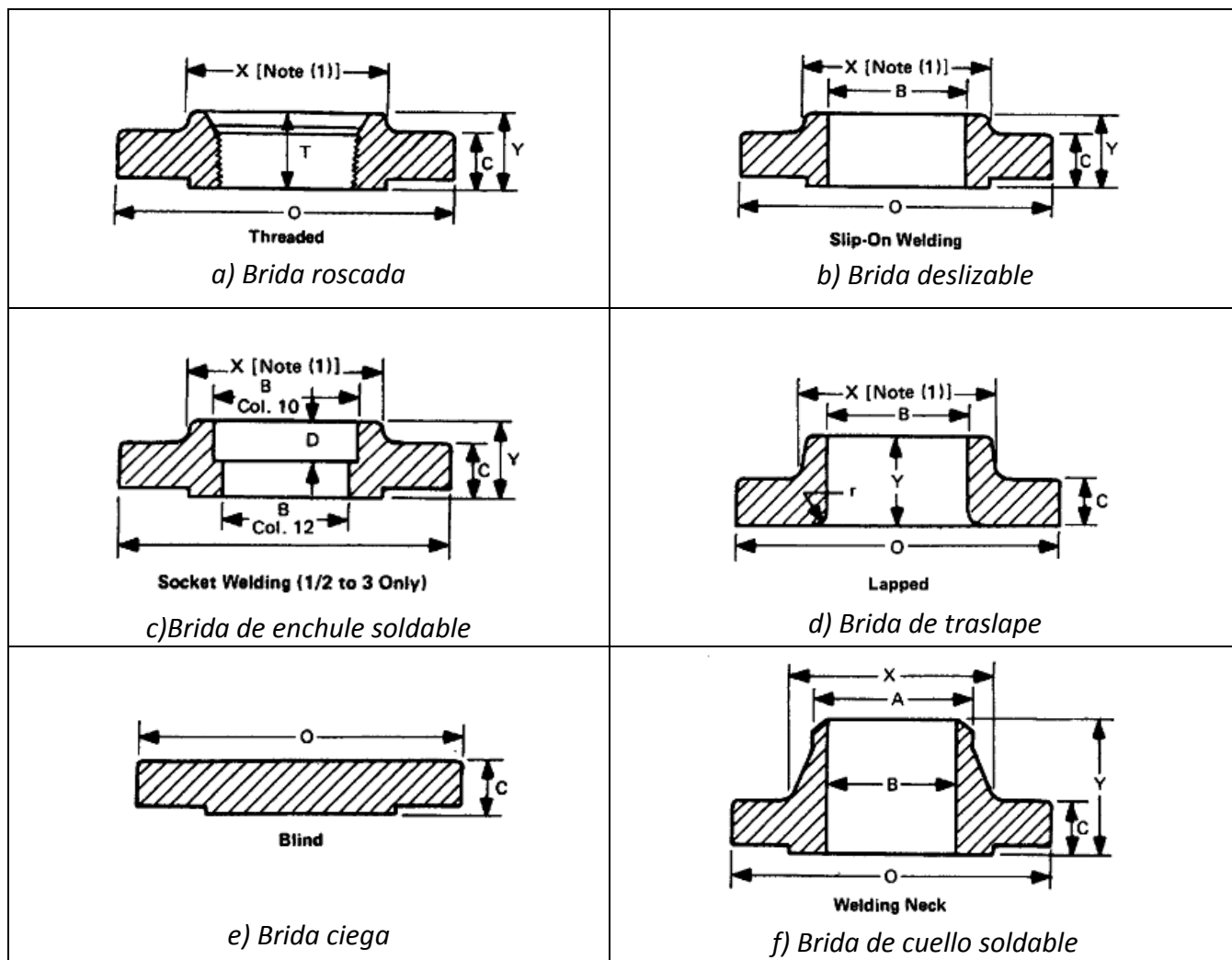


Figura 2: Tipos de bridas

1.3.2.3. Boquillas

Las boquillas (también llamados registros) son los elementos que permiten la entrada o salida de las sustancias almacenadas en los recipientes; dichos elementos están compuestos por una brida y un cuello. En el código *ASME* [11], en su subsección *UG-45*, se especifica que el espesor de los cuellos se debe calcular para todas las cargas aplicables como establece la subsección *UG-22* del código. Dado que todas las boquillas están hechas de tubos, éstas se calculan como si fueran recipientes a presión cilíndricos, y el espesor no debe ser inferior al de la pared para el recipiente, al mínimo del tubo de pared estándar más el margen por corrosión o inferior a 1,58 mm (1/16 in) (Tabla 1, anexos) [23]. Para mayor información en cuanto a la longitud de acoplamiento, mínima extensión y unión, ver Figura 2, Figura 3 y Figura 4, de los anexos.

1.3.2.4. Registros hombre o de inspección

Son boquillas utilizadas para cuando se desea tener acceso al interior de los recipientes, ya sea por mantenimiento, descarga de sólidos o inspecciones. Generalmente son de forma circular aunque pueden ser de forma oblonga, y elíptica cuando la abertura para la tobera circular cuyo eje no sea perpendicular a la pared o a la cabeza del recipiente. El diámetro interior menor para estas es de 406,4 mm (16 in), no es muy recomendado ya que dificulta el rápido acceso al interior del recipiente; lo usual es instalar registros de 457,2 mm (18 in) a 508 (20 in) de diámetro [21, 23]. El espesor de los cuellos para los registros de hombre deben ser calculados como cilindros de pared delgada, y la tapa será una brida ciega de igual material y rango utilizadas en el recipiente.

1.3.2.5. Placas de refuerzo

Las placas de refuerzo, como su nombre indica, son para reforzar aberturas en los recipientes sometidos a presión; lo básicamente exigido, es reponer la cantidad total de material que se eliminó, y este puede formar parte integral del recipiente o de la boquilla. Ciertos fabricantes simplemente utilizan placas de refuerzo con un área de sección transversal igual al área eliminada; esto genera un exceso en el refuerzo pero es más económico al prescindir de los cálculos [23].

Según el código *ASME* [11] en sus subsecciones *UG-36* y *UG-44* hay casos en que no es necesario el uso de placas de refuerzo, o sus dimensiones están limitadas como en los recipientes de diámetros igual o inferiores a 1524 mm (60 in). Además existen consideraciones extras:

1. No es necesario reponer la misma cantidad de material eliminado, sino la suficiente para resistir la presión interna.
2. Dado que existe un espesor mayor que el calculado para el recipiente y el cuello, pueden tomarse como refuerzo, de igual sucede con la extensión interior de la abertura y el área del metal de la soldadura.
3. Si el valor del esfuerzo de la placa es inferior a la de la placa del recipiente, debe aumentarse el área de refuerzo proporcionalmente.
4. Las dimensiones del metal que se use como refuerzo deben estar dentro de ciertos límites. El área de refuerzo “A”, para aberturas sujetas a presión interna no debe ser menor que la determina mediante la ecuación 9.

$$A = d \cdot t_r$$

Ecuación 9

- El límite medido paralelamente a la pared del recipiente es $X = d$ ó $R_n + t_n + t$, usar el de mayor valor (Ejemplo 1).
- El límite medido paralelamente a la pared de la boquilla es $Y = 2,5 \cdot t$ ó $2,5 \cdot t_n$, usar el de menor valor (Ejemplo 1).

Notación:

A = Área total de la sección transversal.

D = Diámetro interior del registro.

t = Espesor del recipiente.

t_n = Espesor nominal de la boquilla.

R_n = radio interior de la boquilla.

t_r = Espesor requerido del casco calculado por las formulas aplicables. Cuando el refuerzo está dentro de proporciones esféricas t_r se halla usando $E = 1$.

Ejemplos

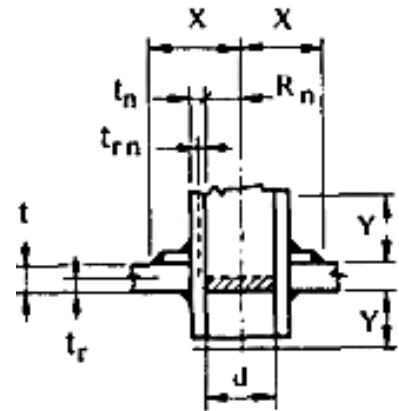
1. Valor del esfuerzo del material de la boquilla 103 MPa

Valor del esfuerzo del metal del casco 120 MPa

Relación $103 / 120 = 0,858$

El área requerida A deberá:

- agregársele: $+ 2 \cdot t_n \cdot t_r(1 - 0,858)$
- reducirse: $- 2 \cdot t_n \cdot (t - t_r)(1 - 0,858)$



2. Manteniendo los mismos valores de esfuerzos anteriores, utilizado el mismo material del recipiente, y el área requerida es de 7740 mm² entonces:

Relación $120 / 103 = 1,165$

Deberá incrementarse el área de la placa de refuerzo en $7740 \cdot 1,165 = 6643,77 \text{ mm}^2$

Ejemplo 1: Refuerzo para agujeros de registros. Diseño para presión interna

1.3.2.6. Soportes

Los apoyos de secciones tubulares generalmente son los usados como soportes para los recipientes esféricos; dichos soportes son seleccionados por la buena resistencia a la torsión y gran radio de giro; además de facilitar la unión esfera – soporte en cuanto a valores mínimos de concentración de tensiones, ya que no hay cambios bruscos de sección en los sitios de las soldaduras de los soportes con las paredes del recipiente. Las columnas de apoyo están expuestas a cargas horizontales y verticales debido al peso propio de recipiente y de su contenido, así como las cargas del viento o sísmicas [3].

La carga del viento (fuerza ejercida por el viento) se considera horizontalmente, y se asume que actúa en el centroide de la superficie de la esfera y el peso del recipiente actúa en su centro de gravedad (Figura 3 a). La carga del viento “ P_W ” se determina (Ecuación 10) multiplicando el área expuesta del recipiente “ A ”, proyectada verticalmente, por la presión del viento “ p ” y afectada por un factor de forma “ f ” [3].

$$P_W = A \cdot p \cdot f \quad \text{Ecuación 10}$$

Debido a las cargas del viento el recipiente tenderá a voltearse, provocando reacción en las columnas opuestas, proporcionales a su distancia hasta dicho eje [3]. La reacción se determina a través de la siguiente expresión.

$$R_{MAX} = 4 \cdot M/N \cdot D \quad \text{Ecuación 11}$$

$$M = P_W \cdot L \quad \text{Ecuación 12}$$

Notación:

M = Momento de volteo.

N = Número de columnas de apoyo.

D = Diámetro de la circunferencia que pasa por el centro de gravedad de la sección de la columna.

L = Distancia entre el origen de la fuerza y el punto, donde se halla el momento.

Las reacciones en la base de las columnas (compresión y tracción) se componen del peso del recipiente entre el número de columnas de apoyo más la reacción producto del momento de volteo.

La máxima fuerza axial que se halla del lado del sotavento (Costado del recipiente opuesto a la parte de donde viene el viento), sometido a compresión, se determina:

Para condiciones de operación:

$$C_0 = W_0/N + 4M/ND$$

Ecuación 13

En prueba hidrostática:

$$C_{PH} = W_{PH}/N$$

Ecuación 14

La máxima fuerza axial que se halla del lado del barlovento (Costado del recipiente expuesto a la acción el viento), sometido a tracción, se determina:

Para condiciones de operación:

$$T_0 = -W_0/N + 4M/ND$$

Ecuación 15

Al vacío:

$$T_V = -W_V/N + 4M/ND$$

Ecuación 16

Notación:

W_0 = Peso del recipiente más el del producto en operación.

W_{PH} = Peso del recipiente más el del agua en prueba hidrostática.

W_V = Peso del recipiente vacío.

Se considera que sobre cada columna actúa una fuerza lateral " F ".

$$F = P_w/N$$

Ecuación 17

Debido a lo planteado anteriormente, existen dos estados tensionales críticos en las columnas, una fuerza axial de compresión pura " C_{PH} " en la prueba hidrostática, ya que se considera que durante la prueba no actuaran vientos extremos y una fuerza axial (C_0 , T_0 , T_V), combinadas con una fuerza lateral " F ", que incluye estado de operación o vacío.

Cálculo de las columnas comprimidas axialmente

Las columnas están sometidas a una fuerza de compresión " C_{PH} ", la cual está dada por la presión hidrostática. Las tensiones permisibles " $[\sigma]$ " a compresión axial de las columnas se determinan:

Para una esbeltez $K \cdot L/r$ entre 0 y C_c :

$$[\sigma] = \left[1 - \frac{(K \cdot L/r)^2}{2 \cdot C_c^2} \right] \cdot \frac{\sigma_y}{F.S} \text{ (MPa)} \quad \text{Ecuación 18}$$

Para una esbeltez KL/r entre C_c y 200:

$$[\sigma] = \left[\frac{1,03 \cdot 10^6}{(K \cdot L/r)^2} \right] \text{ (MPa)} \quad \text{Ecuación 19}$$

Notación:

K = Factor de longitud efectiva, se asume igual a 1,5.

L = Longitud de la columna de apoyo.

r = Radio de giro mínimo de la sección de la columna.

C_c = Esbeltez crítica que está dada por:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y}} \quad \text{Ecuación 20}$$

$E = 199\,948 \text{ MPa}$

σ_y = Tensión de fluencia del material (MPa).

$F.S$ = Factor de seguridad que se determina por:

$$F.S = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \cdot \left[\frac{K \cdot L/r}{C_c} \right] - \frac{1}{8} \left[\frac{K \cdot L/r}{C_c} \right]^9 \quad \text{Ecuación 21}$$

La tensión de compresión “ σ ” a la que estará sometida la columna se halla de la división de la fuerza de compresión en la prueba hidrostática “ C_{PH} ” por el área “ A ” de la sección transversal de la columna (Ecuación 22).

$$\sigma = C_{PH}/A \quad \text{Ecuación 22}$$

Para obtener un buen diseño, la tensión a la que estará sometida la columna debe ser próxima a la permisible, pero nunca sobrepasarla, ya que esto provocaría la deformación de las columnas.

Cálculo de las columnas a compresión axial y a flexión

En el lado de sotavento es donde ocurrirán las mayores tensiones a compresión en las columnas, ya que son las más alejadas del centro de la esfera en dirección del viento. La mayor tensión de compresión se dará en la columna más alejada del centroide del recipiente en la dirección del viento y está dada por la ecuación 23:

$$\sigma_o = \sigma_\alpha + \sigma_f \quad \text{Ecuación 23}$$

La tensión producto a la compresión axial “ σ_α ” y la tensión producto de la flexión “ σ_f ” se determinan por medio de las ecuaciones x y z.

$$\sigma_\alpha = \frac{C_o}{A} \quad \text{Ecuación 24}$$

$$\sigma_f = \frac{F \left(\frac{3}{4} L \right)}{W'} \quad \text{Ecuación 25}$$

Notación:

C_o = Fuerza axial a compresión en condiciones de operación.

A = Área de la sección transversal de la columna.

F = Fuerza lateral.

L = Longitud del soporte.

W' = Módulo de la sección transversal de la columna.

Para evaluar el estado tensional se emplea el Método de Interacción de las Líneas Rectas. Para lograr un buen diseño por medio de sucesivas aproximaciones, los términos de la izquierda se deben aproximar a la unidad.

$$\frac{\sigma_\alpha}{[\sigma_\alpha]} + \frac{\sigma_f}{[\sigma_f]} \leq 1 \quad \text{para } \frac{\sigma_\alpha}{[\sigma_\alpha]} \leq 0,15 \quad \text{Ecuación 26}$$

$$\frac{\sigma_\alpha}{[\sigma_\alpha]} + \frac{C_m \cdot \sigma_f}{\left(1 - \frac{\sigma_\alpha}{\sigma'_e}\right) \cdot [\sigma_f]} \leq 1 \quad \text{para } \frac{\sigma_\alpha}{[\sigma_\alpha]} > 0,15 \quad \text{Ecuación 27}$$

Notación:

$[\sigma_\alpha]$ = Tensión axial permisible en ausencia del momento flector, considerado la mayor esbeltez (L/r), independientemente del plano de flexión. Se determina según la metodología planteada anteriormente para las columnas que soportan cargas axiales nada más.

$[\sigma_f]$ = Tensión de compresión permisible en flexión, en ausencia de la fuerza axial. El cual puede ser tomado como 0,6 veces la tensión de fluencia de material.

C_m = Factor de reducción, que puedes ser tomado como igual a la unidad.

σ'_e = Tensión de Euler dividida por un factor de seguridad y se puede determinar cómo:

$$\sigma'_e = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left[\frac{K \cdot L}{r_f} \right]^2 \cdot n} \quad \text{Ecuación 28}$$

Según la literatura especializada [3] se emplea $E = 199\,948,9 \text{ MPa}$ ($29 \times 10^6 \text{ psi}$) y $n=1,92$, donde “ r_f ” es el radio de giro de la sección de la columna alrededor del eje normal al plano de flexión.

Cálculo de las platinas de las bases de las columnas

Según Pozo-Morejón [3], es recomendable utilizar platinas de configuración cuadrada o circular debido a que las columnas son de sección tubular. Los cálculos serán realizados en función de la fuerza axial “C” que será a la que la placa estará expuesta en su condición más crítica; ya sea en la prueba hidrostática o en operación. Los cálculos se realizarán siguiendo los pasos que se muestran a continuación.

1. Determinar el área mínima requerida de la placa base.

$$A_{PB} \geq C/[P] \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde “[P]” es presión a aplastamiento para el cimiento de concreto que se determina multiplicando 0,35 por la resistencia a la compresión para el hormigón a usar.

Determinar el diámetro de la placa base.

$$D_{PB} = (4 \cdot A_{PB}/\pi)^{1/2} \quad \text{Ecuación 30}$$

2. Determinar el espesor de la placa base a partir de las condiciones de trabajo a flexión, debido a la presión uniforme que se ejerce sobre la platina y reactiva que ejerce el soporte sobre la misma. La presión reactiva “ p_F ” se determina:

$$p_F = C / A_{PB} \quad \text{Ecuación 31}$$

El área de la placa base se puede dividir en áreas definidas por las condiciones de apoyo impuestas por la pared de la columna y los nervios de rigidez (Figura 3 b), donde las áreas tipo 1 se limita por tres lados y las tipo 2 por cuatro lados.

- En áreas tipo 1 se generará un momento máximo:

$$M_1 = \alpha \cdot P_F \cdot b^2 \quad \text{Ecuación 32}$$

Notación:

b = Representa la longitud entre los extremos exteriores de los nervios en (mm).

α = Coeficiente que depende de la relación a/b (Tabla 3); “ a ” representa la distancia entre el extremo del soporte y la platina (mm).

Para relación $a/b < 0,5$, M_1 se halla:

$$M_1 = P_F \cdot a^2 / 2 \quad \text{Ecuación 33}$$

Tabla 3: Coeficiente geométrico que relaciona el radio y el ancho entre nervios de la platina, en su extremo externo (Figura 3 b)

a/b	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	2	> 2
α	0,06	0,074	0,088	0,097	0,107	0,112	0,12	0,125	0,135	0,133

- En áreas tipo 2 el momento es:

$$M_2 = \beta \cdot P_F \cdot b_1^2 \quad \text{Ecuación 34}$$

Notación:

b_1 = Ancho máximo del área (mm)

β = Coeficiente que se determina, según la Tabla 6, en dependencia de la relación a_1/b_1 ; “ a_1 ” representa el largo máximo del área (mm).

Para $a_1/b_1 > 3$; M_2 se halla:

$$M_2 = P_F \cdot b_1^2 / 8 \quad \text{Ecuación 35}$$

Tabla 6: Coeficiente geométrico que relaciona largo del nervio interior de la platina con el radio interior del soporte (Figura 3 b)

a1/b1	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
β	0,048	0,055	0,063	0,069	0,075	0,081	0,086	0,091	0,094	0,098	0,1

Del mayor momento, entre M_1 y M_2 , se determina el espesor de la placa base (Ecuación 36).

$$\delta_{PB} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{[\sigma]}} \quad \text{Ecuación 36}$$

La tensión admisible del acero “[σ]” es de tracción y se puede hallar como $[\sigma] = 0,75 \cdot \sigma_y$. En la literatura [3] se recomienda utilizar aceros de baja aleación y mayor resistencia para espesores superiores a 40 mm .

Cálculo de los nervios de rigidez

El uso nervios de rigidez tanto en exteriores como interiores en los soportes, posibilitan que se distribuyan las tensiones uniformemente en la placa base; ya que se considera que sobre dichos nervios actúa parte de la reacción que ejerce el cimiento sobre la propia base.

Los nervios exteriores de la base la columna se calculan como una viga en cantilever que soporta una carga distribuida en toda su longitud (Figura 4 a); dicha carga distribuida se obtiene mediante la siguiente expresión $q_n = p_f \cdot b$, en la cual se considera que la presión reactiva “ p_f ” del cimiento actúa sobre un área rectangular y con ancho “ b ” (distancia entre los bordes exteriores de los nervios). Por lo tanto la viga estará sometida a un momento flector máximo $M_{Fmax} = q_n \cdot a^2/2$ y a un cortante máximo $Q_{max} = q_n \cdot a$ (Figura 4 a).

La condición de resistencia para los nervios exteriores es:

- A flexión

$$\sigma = \frac{M_{Fmax}}{W_x} = \frac{3 \cdot p_F \cdot b \cdot a^2}{\delta_n \cdot h_n^2} \leq [\sigma] \quad \text{Ecuación 37}$$

Notación:

δ_n = Espesor del nervio.

h_n = Altura del nervio.

$[\sigma]$ = Tensión normal admisible del material del nervio; usualmente $[\sigma] = 0,62 \cdot \sigma_y$

- A cizallamiento

$$\tau = \frac{Q_{\max}}{A} = \frac{p_F \cdot b \cdot a}{\delta_n \cdot h_n} \leq [\tau] \quad \text{Ecuación 38}$$

La tensión tangencial admisible del material del nervio “ $[\tau]$ ”, se determina como $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$

El nervio interior del soporte tubular se calcula como una viga empotada en ambos extremos (Figura 4 b), la cual está sometida a una carga distribuida en toda su longitud; el valor de dicha carga se determina como $q_n = p_f \cdot D_{i \text{ col}}/2$, donde $D_{i \text{ col}}^2$ represente el diámetro interior de la columna y considerando que la presión reactiva del fundamento actúa sobre un área rectangular $(D_{i \text{ col}}) \cdot (D_{i \text{ col}} \cdot D_{i \text{ col}}/2)$. Entonces la viga estará sometida a un momento flector máximo ($M_{F\max} = q_n \cdot D_{i \text{ col}}^2/12$) y a cortante máximo ($Q_{\max} = q_n \cdot D_{i \text{ col}}/2$), (Figura 4 b).

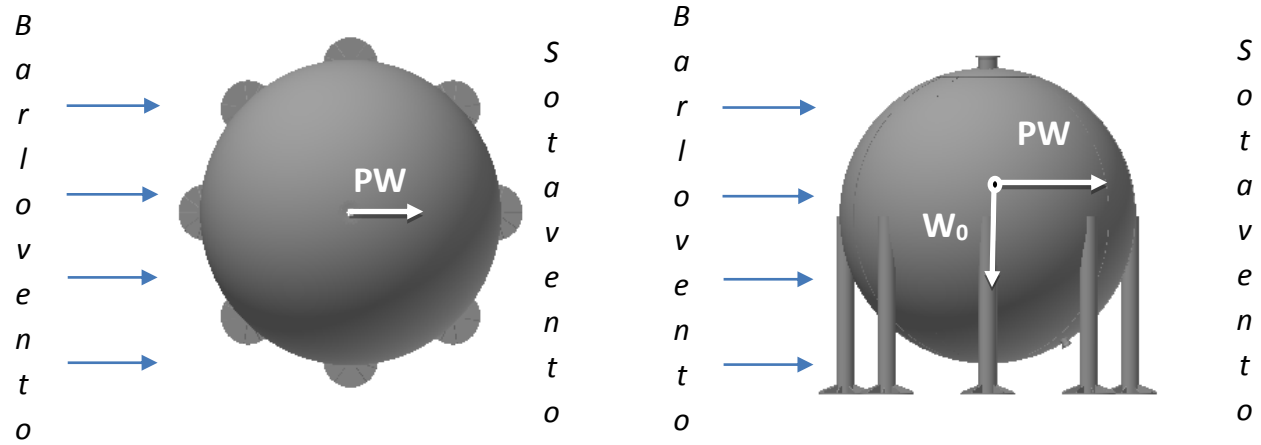
La condición de resistencia para el nervio interior queda de la siguiente forma:

- A flexión

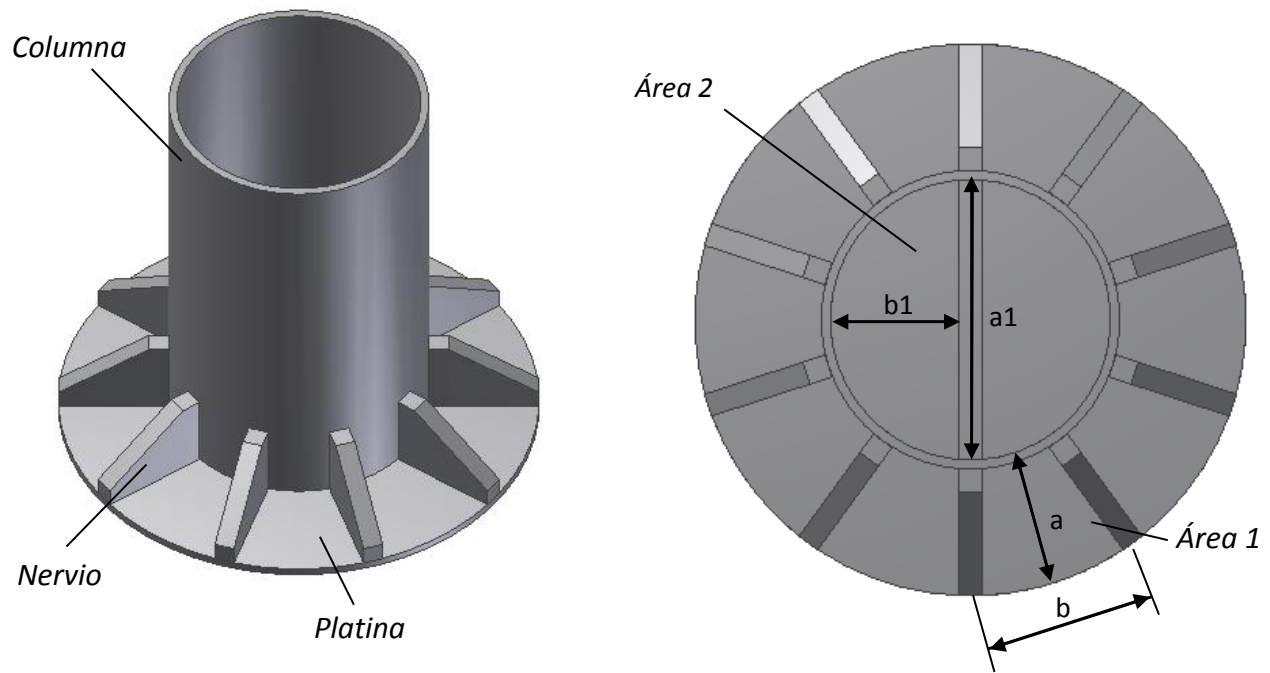
$$\sigma = \frac{M_{F\max}}{W_x} = \frac{p_F \cdot D_{i \text{ col}}^3}{4 \cdot \delta_n \cdot h_n^2} \leq [\sigma] \quad \text{Ecuación 39}$$

- A cizallamiento

$$\tau = \frac{Q_{\max}}{A} = \frac{p_F \cdot D_{i \text{ col}}^2}{4 \cdot \delta_n \cdot h_n} \leq [\tau] \quad \text{Ecuación 40}$$



a) Acción del viento sobre el recipiente

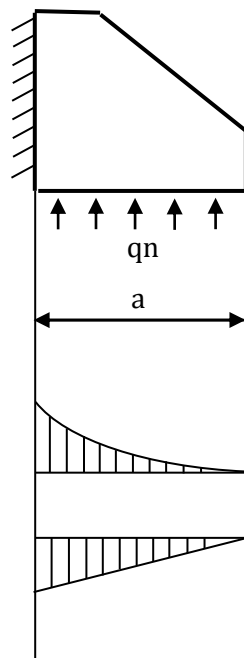


b) Distribución de los nervios

Figura 3: Colocación de las patas en un recipiente esférico a) y distribución de los nervios en las patas b)

Gráfico del momento flector

Gráfico del cortante



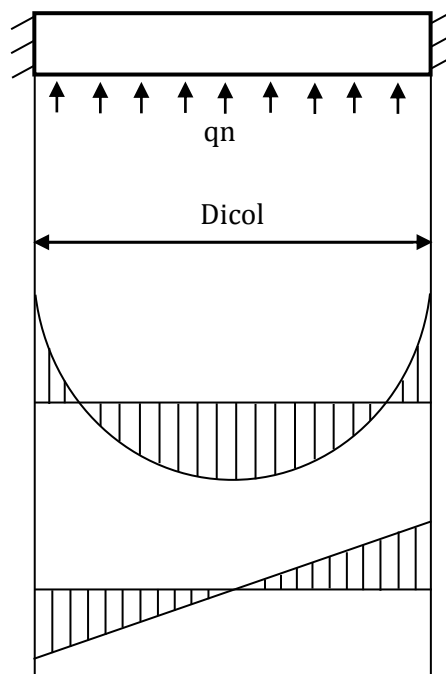
$$M_{f_{\max}} = \frac{qn \cdot a^2}{2}$$

$$Q_{\max} = qn \cdot a$$

a) Cálculo de los nervios exteriores

Gráfico del momento flector

Gráfico del cortante



$$M_{f_{\max}} = \frac{qn \cdot (Dicol)^2}{2}$$

$$Q_{\max} = \frac{qn \cdot Dicol}{2}$$

b) Cálculo de los nervios interiores

Figura 4: Análisis de los momentos y cortantes máximos sobre los nervios de rigidez

1.4 Conclusiones del capítulo I

1. El código *ASME* es el que más alto nivel de seguridad establece para el diseño, entre varios códigos sobre recipientes a presión reconocidos internacionalmente.
2. El *Autodesk Inventor* es un programa de diseño y modelaje en 3D, que pudiera albergar una biblioteca digital sobre recipientes esféricos, además de permitir la comunicación de sus resultados con otros programas profesionales; sin embargo, no permite calcular recipientes esféricos y sus partes, sino solo simular su estado de servicio.
3. El *Autodesk Inventor* posee una amplia base de materiales; sin embargo, no tiene dentro de su biblioteca a los requeridos específicamente para el diseño de recipientes esféricos y sus accesorios. No obstante, posee un procedimiento que permitiría incluirlos.
4. El *Autodesk Inventor* contiene una amplia biblioteca de piezas estandarizadas basadas en diferentes normas internacionales; sin embargo, no posee partes estandarizadas de recipientes esféricos, que permitan, de igual forma, un diseño rápido.
5. Los recipientes esféricos a presión poseen un envoltorio compuesto de duelas y dos casquetes opuestos, que pueden ser compuestos o no, y unidos a estos están los soportes, registros y las boquillas. Su mayor complejidad de diseño radica en la distribución de las duelas y de las patas.

Capítulo II: Concepción metodológica de la biblioteca

2.1 Ejemplo de diseño de piezas mediante cadenas dimensionales

2.1.1 Diseño de duelas para recipientes esférico

El dibujo de un recipiente esférico mediante *Autodesk Inventor* es sencillo y rápido. Para ello, inicialmente se realiza el boceto de la zona de los casquetes, tanto superior, como inferior, y las zonas intermedias, ya que la configuración geométrica es la misma. Una vez abierto el programa, en la ventana de trabajo se hace clic en nuevo archivo (*New file*), luego se selecciona del recuadro la opción "*Standard (mm).ipt*". Automáticamente se crea por *default* un "*Sketch*", en el cual se puede comenzar a dibujar. En el panel de herramientas, en la parte superior, se selecciona el comando "*Line*", y se crean las líneas horizontal, vertical y la oblicua (Figura 5 a). Luego, con el comando "*Equal*" se selecciona la línea horizontal y oblicua; esto permite que ambas siempre sean iguales, aunque se cambien sus dimensiones, ya que ambas serán de la longitud del radio ($D/2$) deseado para el diseño del recipiente. Utilizando el comando "*Arc*", se hacen dos arco-tangentes y equidistantes, desde los extremos de las dos líneas (radios); la distancia entre estas dos, será el espesor (t) del recipiente. Para dimensionar el dibujo, se selecciona el comando "*General Dimension*". Haciendo clic sobre las líneas o entre las líneas se puede introducir la longitud deseada, ángulo o radio (Figura 5 a).

Para finalizar el dibujo se hace clic en "*Finish Sketch*"; de este se accede automáticamente al modelo en 3D. Para la creación de las duelas, tanto superiores, como inferiores, se realiza una extrusión en revolución con la herramienta "*Revolve*"; en la casilla "*Profile*". Esta herramienta permite seleccionar al área entre las dos arco-tangentes para la revolución; la casilla "*Axis*" permite seleccionar la línea vertical, como eje para la revolución. Para finalizar, en la casilla "*Extents*" se selecciona el comando "*Angle*" para que la revolución sea en ángulo (Figura 5 b). De esta manera se pueden crear cuantas duelas se deseen en el recipiente esférico.

2.1.2 Diseño de casquetes para recipientes esféricos

Para el croquis de los casquetes superiores e inferiores se procede a la creación de un "*Sketch*", similar al de las duelas (Figura 5 c). Se hace la extrusión en revolución con la herramienta "*Revolve*"; al seleccionar el área entre los dos arco-tangentes con la casilla "*Profile*". La casilla "*Axis*" permite seleccionar la línea vertical como eje para la revolución. Para finalizar, en la casilla "*Extents*" se selecciona el comando "*Full*", para que la revolución sea los 360° (Figura 5 d).

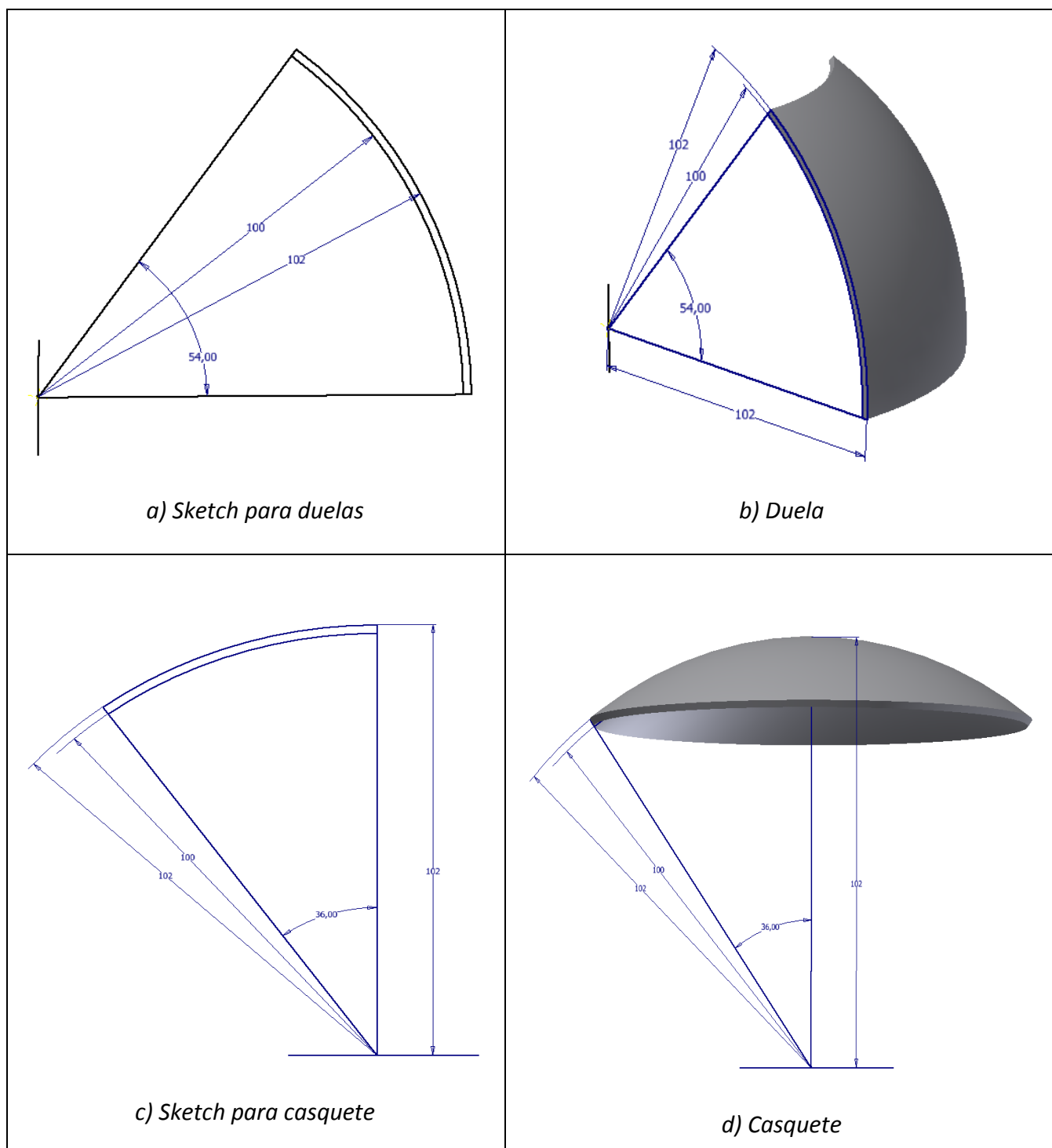


Figura 5: Ejemplo de desarrollo de duelas (a, b) y casquetes (c, d)

2.1.3 Diseño de bridas

Dada la configuración geométrica circular que presentan, es decir, en forma de tubo, facilitan la confección de las mismas. El procedimiento se lleva a cabo de igual manera que la confección de los casquetes.

A partir de las dimensiones especificadas para las mismas, por la norma o código, se procede a la creación del “Sketch”. Haciendo uso de los comandos anteriormente mencionados como “Line”; “Angle”; se crea un perfil respecto a un eje (Figura 6 a), que más tarde al finalizar el “Sketch” dará la posibilidad de realizar una extrusión en revolución con la herramienta “Revolve” generando entonces la brida como una figura tridimensional (Figura 6 b).

En este caso se selecciona para la confección de partes de los recipientes esféricos la brida tipo “Welding Neck” (Figura 2), según recomendaciones de la bibliografía [22]. El mismo tipo de brida se recomienda utilizar para los registros de inspección con diámetro de 609,6 mm (24 in) y para los demás con diámetro 25,4 mm (1 in).

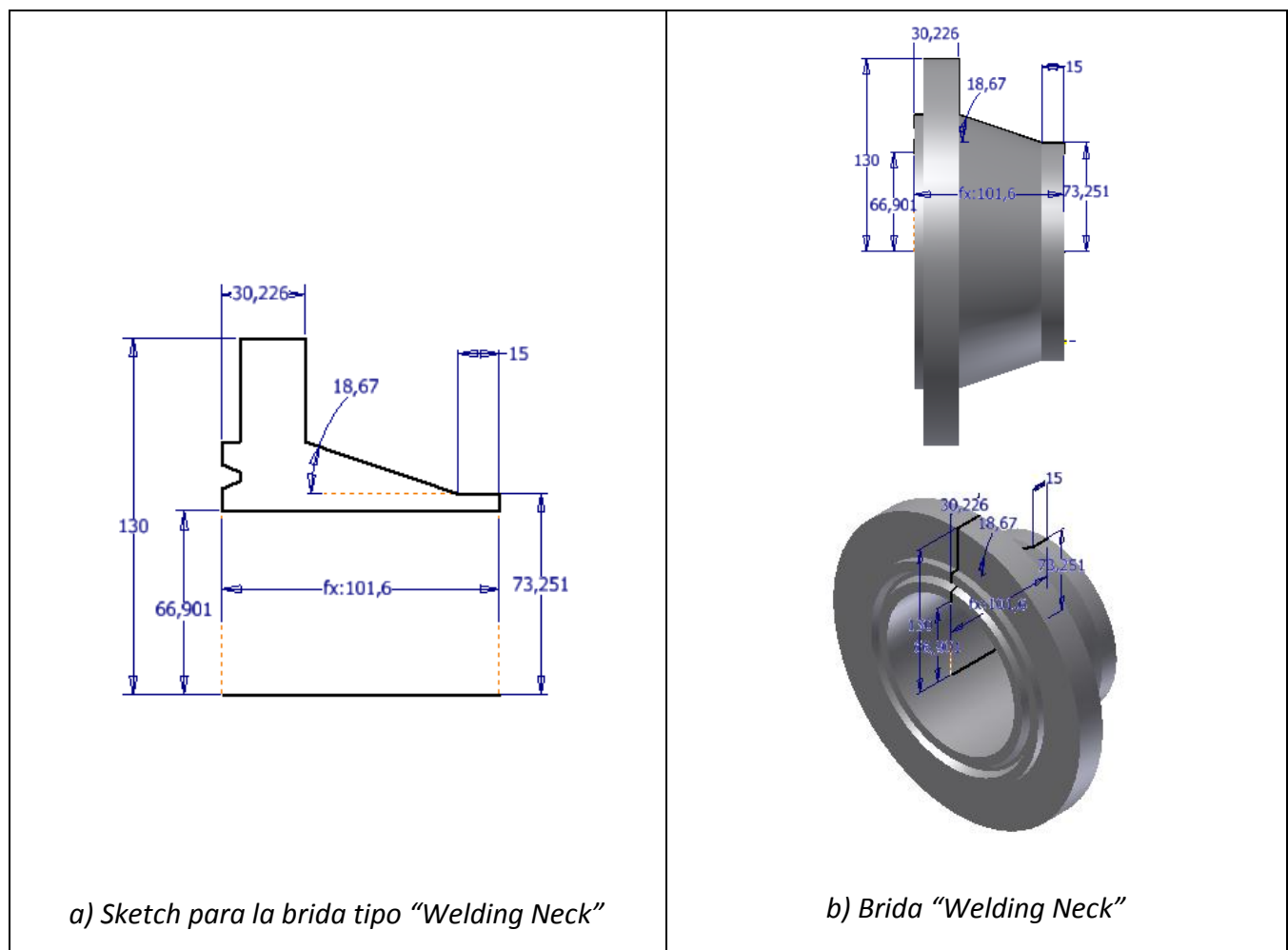


Figura 6: Bridas “Welding Neck”

2.1.4 Cuellos de las boquillas y placas de refuerzo

Los cuellos de las boquillas, como los tubos, son sencillos de generar; solo se necesita crear un “Sketch” que posea dos circunferencias concéntricas, en las cuales la distancia entre ambas se considera el espesor del tubo (Figura 7 a). Para realizar dichas circunferencias se utiliza el comando “Circle” y para que las mismas sean concéntricas se usa el comando “Concentric”. Finalizado el “Sketch” se procede a darle volumen mediante la herramienta “Extrude”, a la selección del perfil creado, entre ambas circunferencias, y se extiende según se desea o la mínima distancia que establece la norma o código utilizado (Figura 7 b).

Para las placas de refuerzo se procede de igual manera que con las boquillas, solo que en este caso el diámetro de la circunferencia interior es igual al diámetro exterior del cuello de la boquilla y el diámetro exterior está en dependencia de la sección transversal quitada (Figura 7 c).

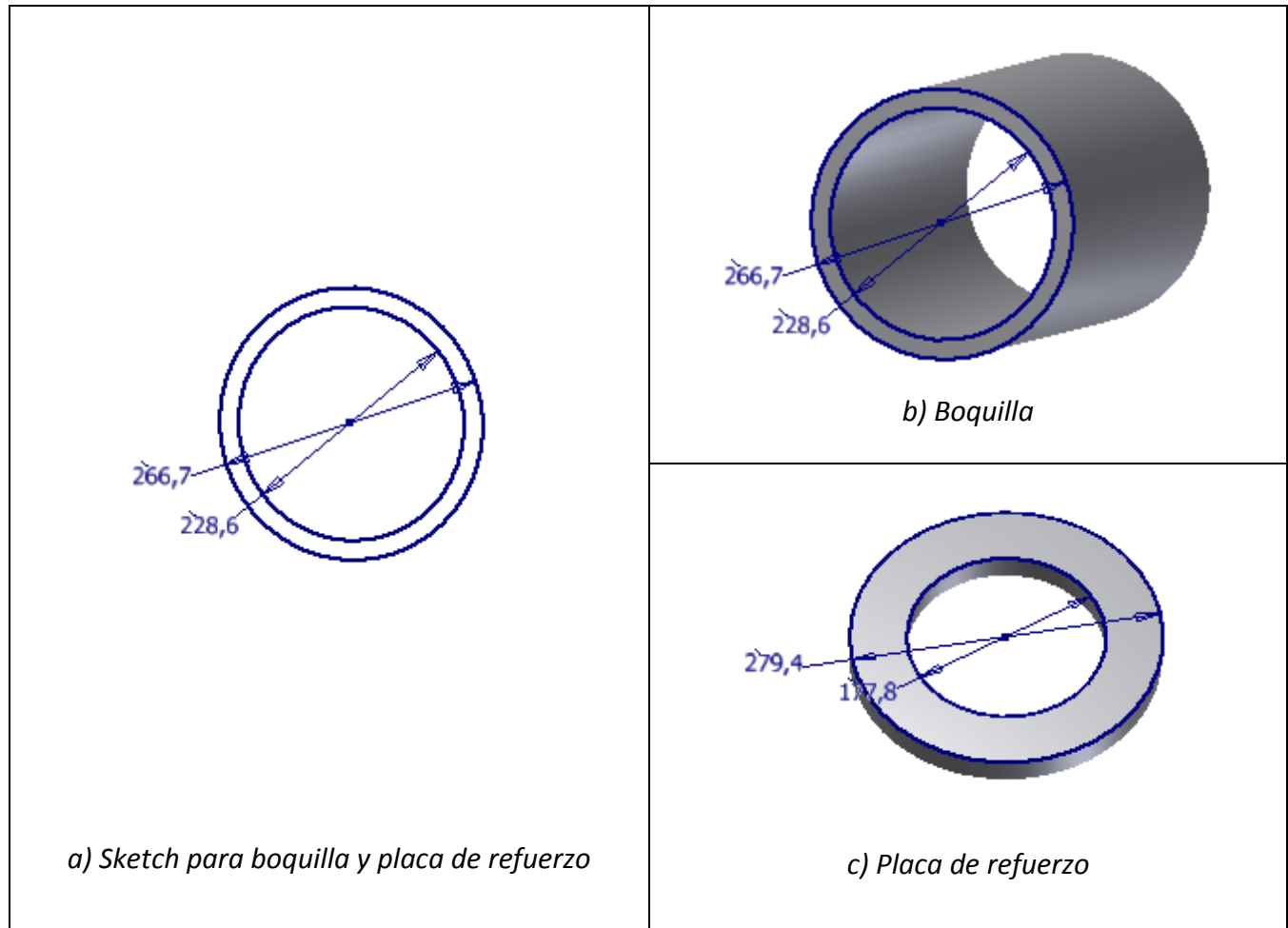


Figura 7: Cuellos de las boquillas y placas de refuerzo

2.1.5 Soportes

El diseño de los soportes tubulares para los recipientes esféricos se lleva a cabo creando un “*Sketch*”, en el cual se procede a insertar una circunferencia mediante el comando “*Circle*” (Figura 8 a). Dicho diámetro circunscribe el área requerida para mantener la estabilidad de la columna sobre el terreno. Utilizando la herramienta “*Extrude*” se le da cuerpo a la circunferencia, a la que se le denominará platina (Figura 8 b); el valor de la extrusión corresponde al espesor necesario para soportar en conjunto la carga que recae sobre platina. Para la realización del tubo se procede a realizar dos circunferencias concéntricas sobre la cara superior de la platina; la distancia entre los diámetros será el espesor del tubo, mientras que los diámetros deben corresponder con las dimensiones exteriores e interiores, respectivamente, del tubo seleccionado (Figura 8 c). Nuevamente, utilizando la herramienta de extrusión, se obtiene el soporte tubular al seleccionar el área entre ambas circunferencias, dándole la longitud pretendida (Figura 8 d).

Una vez obtenida la platina y anexado el tubo, se puede proceder a la creación de los nervios de rigidez. Una vía para realizar los nervios es auxiliándose de un plano de origen de la propia pieza; es decir, si se selecciona un plano de simetría, que corte a la pieza en partes iguales, se le puede aprovechar para crear el boceto en él, de tal manera que el boceto del nervio quede entre la platina y el tubo (Figura 8 e). Posteriormente, usando la herramienta de extrusión se le da cuerpo (espesor deseado) al boceto. Al terminar esta acción se puede colocar la cantidad de nervios necesarios alrededor del tubo utilizando la herramienta “*Circular Pattern*”. Para ello, se selecciona el perfil a copiar (nervio) y luego el eje, alrededor del cual se desea que se genere la rotación, y se indica la cantidad de elementos a copiar (Figura 8 f).

La unión entre los soportes tubulares y el la envoltura del recipiente debe ser una transición de cambio de sección lo menos brusco posible, para que sea menor la cantidad de concentradores de tensión en la estructura. Para ello se realiza un corte en la parte superior de los soportes (Figura 8.1 a y b), mediante la generación de un “*Sketch*”. Lo primero hacer es utilizar el propio eje del soporte tubular para crear otro eje a una distancia equivalente al radio del recipiente, utilizando el plano de simetría seleccionado anteriormente para los nervios (Figura 8.1 a). Acto seguido se dimensiona la longitud del nuevo eje y del soporte al de la altura del centro de la esfera (el radio de la esfera más la holgura desde el suelo hasta la parte inferior del recipiente). Desde el extremo del nuevo eje se generan dos líneas y una arcotangente de igual radio de la esfera más el espesor de la zona ecuatorial de la esfera (Figura 8.1 a), dado que en esta zona es donde se apoya el recipiente. Para realizar el corte se usa la herramienta de extrusión en revolución en modo de corte en el área formada por los dos radios y la arcotangente (Figura 8.1 b).

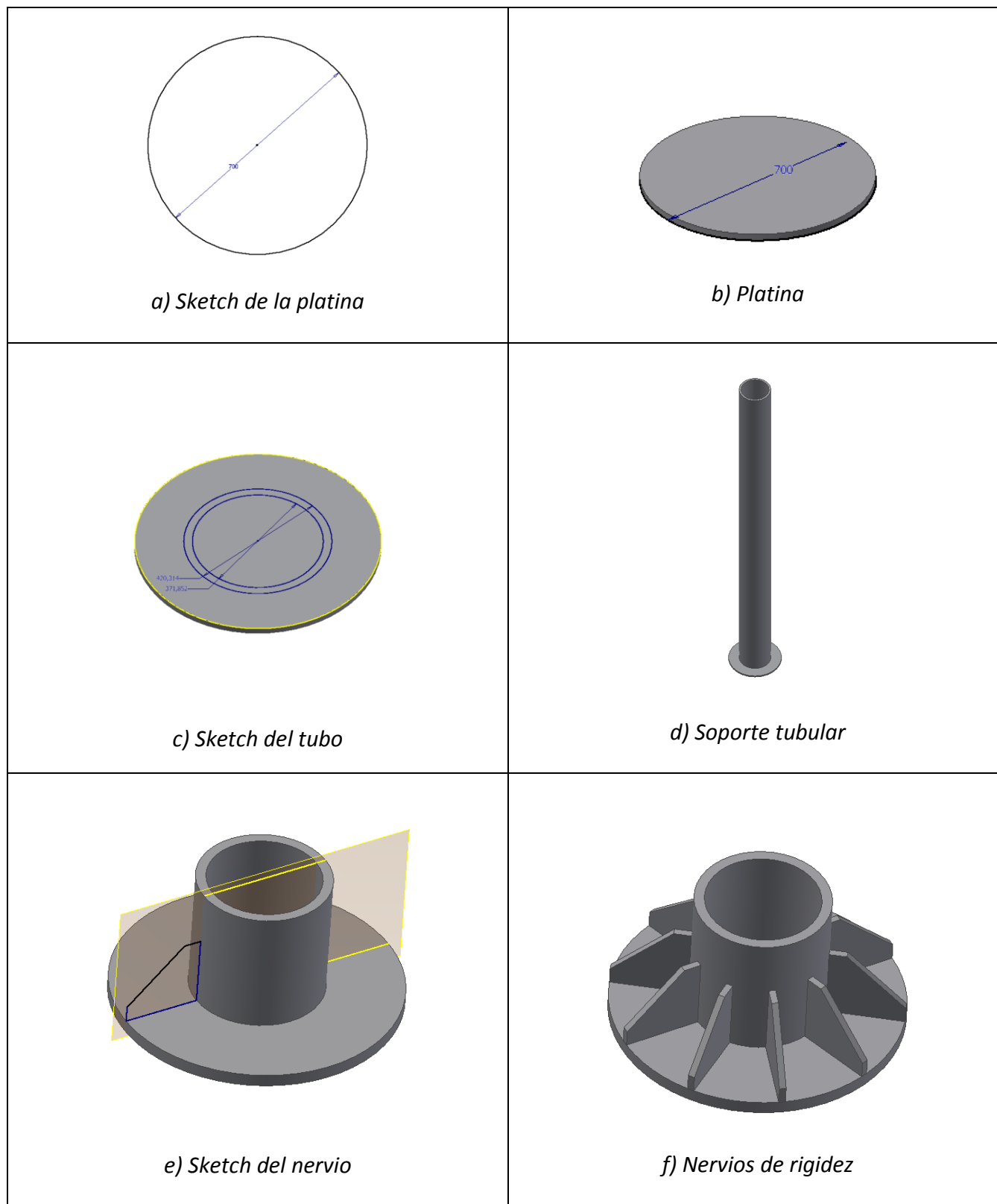
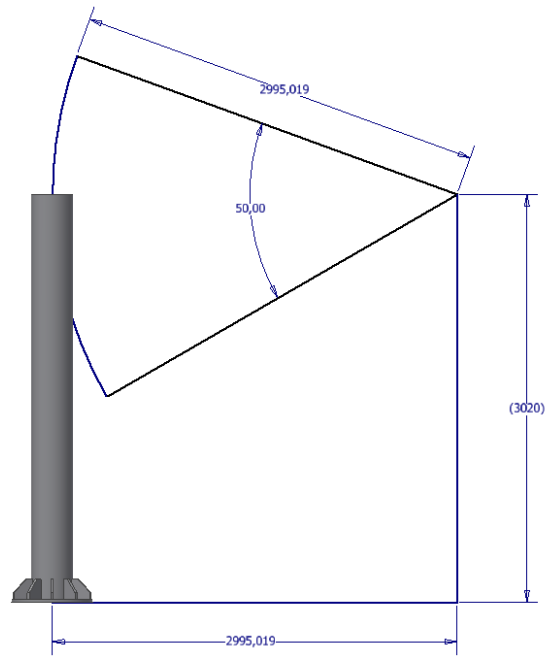
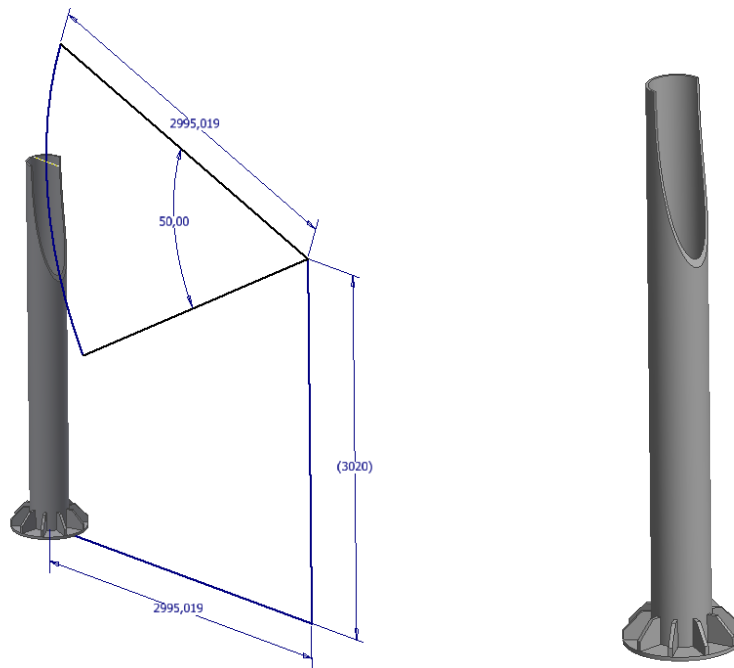


Figura 8: Pasos para la generación del soporte tubular



a) Sketch del corte para ajuste al recipiente



b) Soporte con el corte

Figura 8.1: Pasos para la ubicación del corte del soporte, en función del diámetro del recipiente

De la manera en que queda el soporte tubular (Figura 8.1 b), el cambio de sección aún es lo suficientemente brusco para generar zonas de altas tensiones; para ello es necesario crear una placa de apoyo, entre el soporte y el envoltorio del recipiente. Usando el plano y el boceto anterior para generar el corte, se crea otro similar (Figura 8.2 a), pero esta vez se generan dos arcotangentes. El primero de ellos igual radio de la esfera y el otro el radio más el espesor que se desee para la placa de apoyo (Figura 8.2 a). Para finalizar se usa la herramienta de extrusión en revolución en ambos sentidos a un ángulo que cubra más allá de las dimensiones del soporte tubular (Figura 8.2 b).

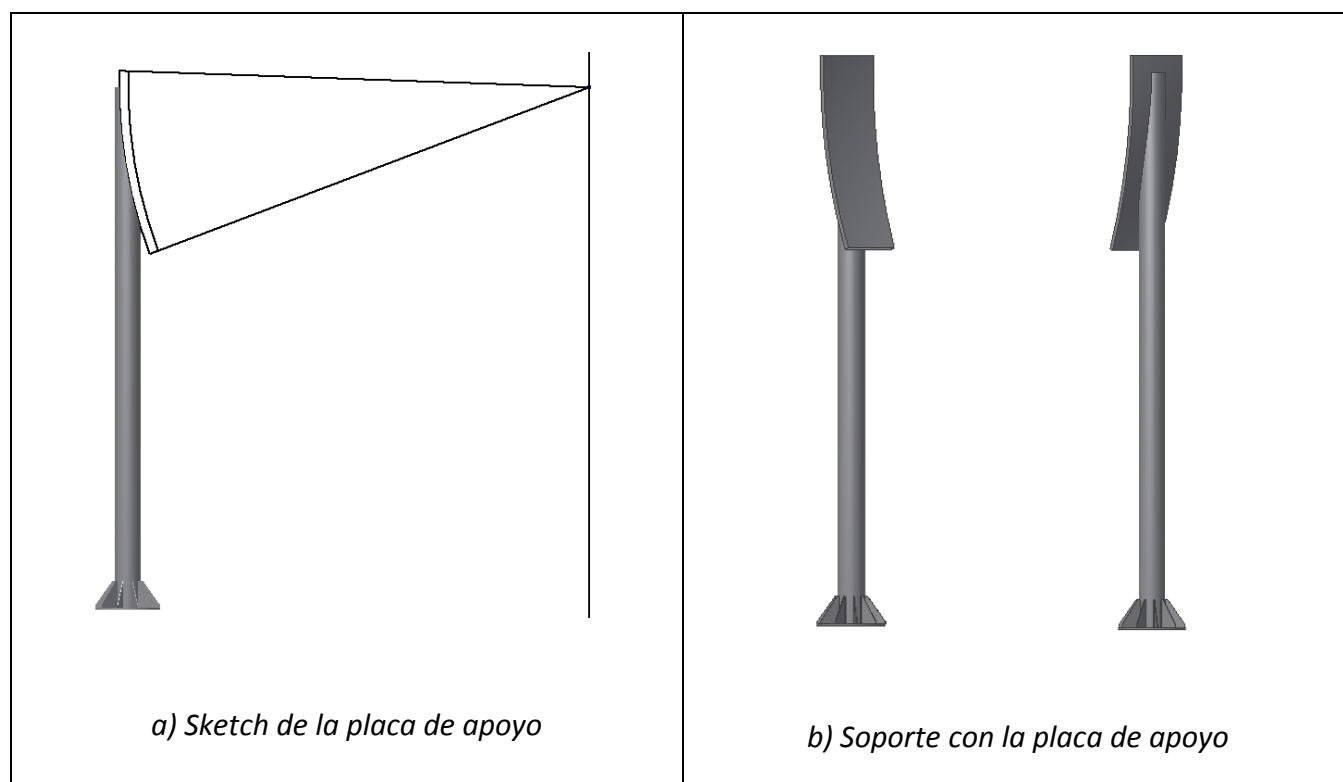


Figura 8.2: Pasos para la creación de la placa de apoyo del soporte tubular

2.2 Ejemplos de partes y ensamble de recipientes a presión

El ensamble de las partes de los recipientes se lleva a cabo mediante relaciones de posición, entre elementos que pueden ser las propias piezas u otros casos, como planos y ejes de referencia del propio fichero de ensamble. Se procede, al igual que para crear una pieza nueva en el *Autodesk Inventor*, a hacer clic en un nuevo archivo, pero esta vez se toma la opción de “*Standard (mm).iam*”, que aparece en el recuadro y, automáticamente, se obtiene en la pantalla un área de trabajo lista para el ensamble de las piezas.

Para agregar las piezas existen dos formas, la primera es arrastrar el fichero deseado sobre la ventana de trabajo; la otra, es por la vía dispuesta en el programa: en la parte superior izquierda de la ventana, al hacer un clic en el botón “*Place*” parece una nueva ventana en la cual se debe localizar y seleccionar el archivo.

Inicialmente, las piezas insertadas para el ensamble, no tienen ningún tipo de relación de posición entre ellas. Para resolverlo, primeramente se debe concebir como se colocan entre sí. Las relaciones de posición se dan por medio del comando “*Constrain*”; dichas relaciones de posición se realizan entre las superficies o aristas de las piezas, lo que puede dar como resultado caras paralelas o perpendiculares o tubos y agujeros concéntricos, entre otras.

En la Figura 9 se muestra la unión de las boquillas con los casquetes de los recipientes esféricos. En la figura 9 a se muestran los elementos a unir mediante el comando “*Constrain*” y en las figuras posteriores de la *b* a la *c*, se exhiben vistas sobre el conjunto de elementos ya unidos.

A cada recipiente esférico creado se le dotó de una abertura de 609,6 mm (10 in) de diámetro para la colocación de las boquillas de salida de sustancias, ubicadas en los casquetes inferiores. Para cada caso se usa el mismo tipo de brida “*Welding Neck*”. Además, se concibieron aberturas de 609,6 mm (24 in) de diámetro para la colocación de los registros de inspección en los casquetes superiores y con el mismo tipo de brida “*Welding Neck*”. Dado que la entrada del producto en estos tipos de recipientes es por su parte superior, se valen del propio registro de hombre para la entrada del producto, no teniendo entonces la necesidad de atender contra la integridad física del recipiente por la realización de una nueva abertura de entrada del producto.

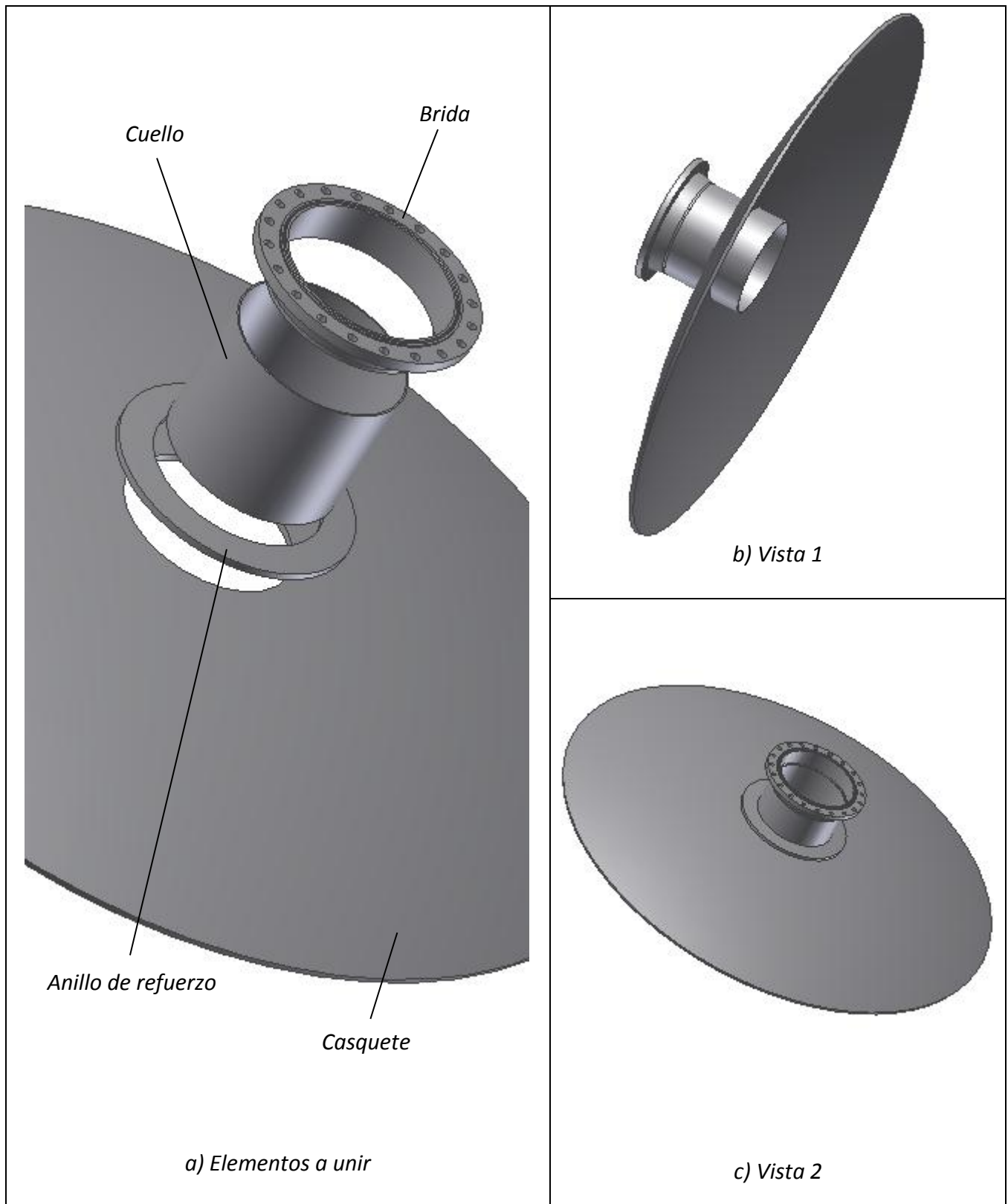
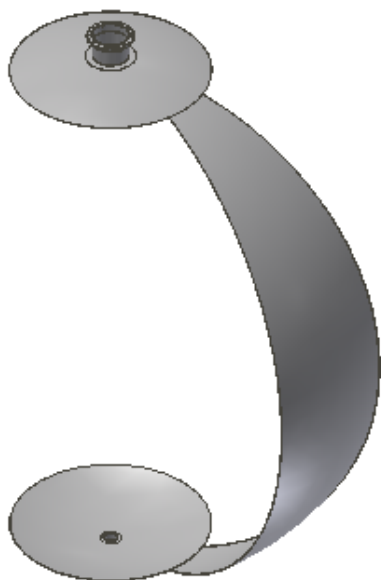


Figura 9: Unión boquilla-casquete

La creación de la biblioteca de recipientes esféricos se lleva a cabo teniendo en cuenta la capacidad de contención (metros cúbicos de almacenamiento) de los recipientes, según las recomendaciones de la bibliografía consultada [3], por lo que se establecieron cuatro tipos de recipientes.

- El primero de ellos (Tipo 1, Figura 10.1 a y b) se recomienda para volúmenes cercanos a 500 m³ y posee tres secciones.
- El segundo recipiente (Tipo 2, Figura 10.1 c y d) se sugiere para volúmenes de 1 000 a 2 000 m³ y con cuatro secciones.
- El tercer recipiente (Tipo 3, Figura 10.2 a y b) es recomendado para los 3 500 m³ de capacidad y cuenta con cinco secciones.
- El cuarto recipiente (Tipo 4, Figura 10.2 c y d) se sugiere para un llenado de 5 000 m³ y tiene seis secciones.

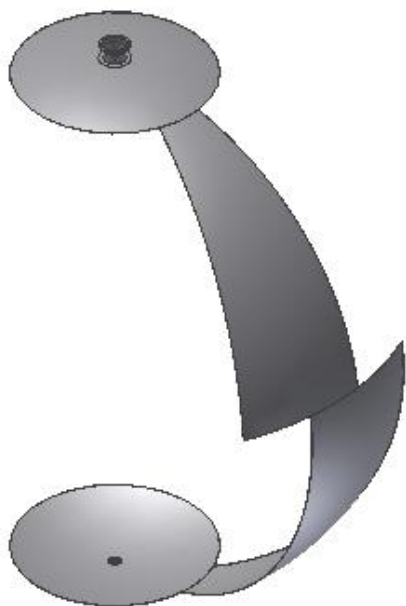
En la Figura 10.3 a, b, c y d se muestra el ensamble de forma íntegra los recipientes esféricos; es decir, cada recipiente con todos los accesorios previstos para la concepción de la biblioteca: los soportes, las placas de refuerzo, los cuellos de las boquillas y las bridas.



a) Esfera Tipo 1. Proceso de ensamble



b) Esfera Tipo 1. Ensamble

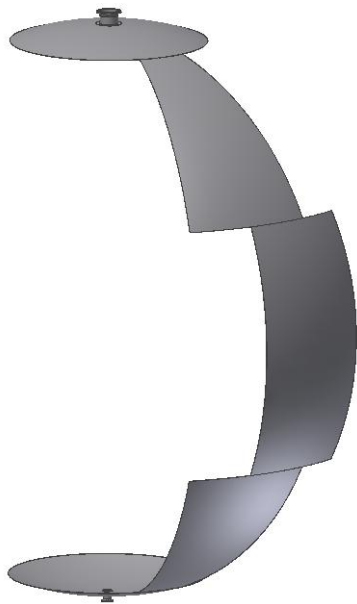


c) Esfera Tipo 2. Proceso de ensamble



d) Esfera Tipo 2. Ensamble

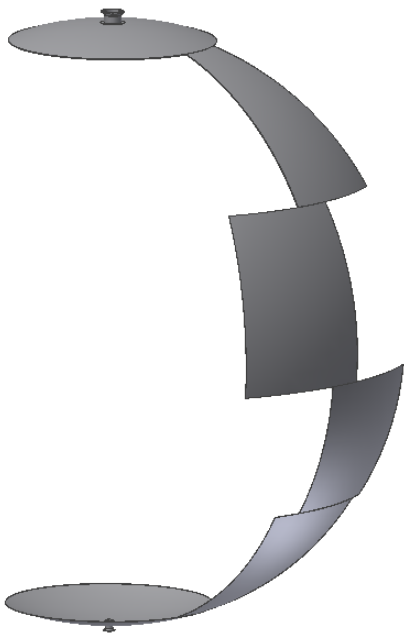
Figura 10.1: Ensamble de los recipientes esféricos de uno (a, b) y dos (c, d) paños



a) Esfera Tipo 3. Proceso de ensamble



b) Esfera Tipo 3. Ensamble



c) Esfera Tipo 4. Proceso de ensamble



d) Esfera Tipo 4. Ensamble

Figura 10.2: Ensamble de los recipientes esféricos de tres (a, b) y cuatro (c, d) paños



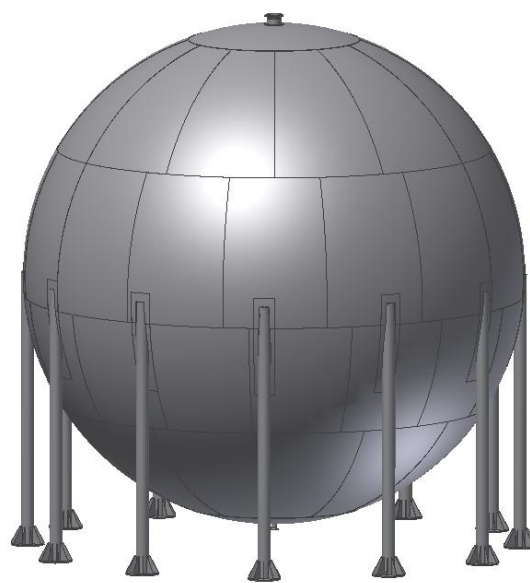
a) Esfera Tipo 1



b) Esfera Tipo 2



c) Esfera Tipo 3



d) Esfera Tipo 4

Figura 10.3: Ensamble de diferentes tipos de recipientes esféricos

2.3 Relación *Microsoft Excel* con *Autodesk Inventor 2014*

Con la finalidad de hacer uso de los recipientes esféricos bajo criterio de ingeniería se creó una hoja de cálculo de *Microsoft Excel*, con el nombre de “*Cálculo para recipientes esféricos*”; dicha hoja guarda un vínculo “*link*” con cada tipo de pieza y ensamble creado con el *Autodesk Inventor 2014*. Para crear un vínculo, primeramente un libro de cálculo de *Microsoft Excel* debe tener su primera hoja libre de funciones y poseer una configuración especial; dicha configuración es:

- En la primera columna “A”, se debe escribir el nombre de la variable. Se recomienda usar abreviaturas de tres o más caracteres, dado que hay casos en que coinciden con funciones propias del *Autodesk*. En caso que se deseen separar los caracteres se tiene que usar un guion bajo “_” para evitar que no sean reconocidos.
- La segunda columna “B”, se inserta el valor de la variable y coincidiendo con la misma fila del nombre de dicha variable.
- En la tercera columna “C”, y también coincidiendo con la fila de la variable, se debe agregar la unidad de medida de longitud o grados en su abreviatura; ejemplo milímetro (mm), centímetro (cm), metro (m), pulgada (in), grado (deg), adimensional (ul).

Previamente se necesita tener realizado y abierto un fichero en *Autodesk Inventor*. Se ejecuta en el panel superior de herramientas el comando “*Parameters*”, inmediatamente aparece un recuadro en el que se muestra una lista de parámetros de todas las dimensiones del fichero (líneas, radios, ángulos) codificadas inicialmente con una “d” en conjunto con un número. En dicha ventana, en su parte inferior izquierda, se realiza clic en el botón “*Link*” y en la nueva ventana se localiza y selecciona el libro de cálculo previamente hecho. Se debe verificar que en la lista de los parámetros aparezcan todas las variables concebidas en la hoja primera, del libro de cálculo, verificando que no coincidan con alguna variable propia del *Autodesk Inventor*.

La vinculación de estos parámetros (variables insertadas) con el fichero se da cada vez que se desee por medio de las herramientas dimensionales “*Dimension*”, “*Revolve*”, “*Extrude*”, entre otras, que fueron referenciados anteriormente en otros casos. En los recuadros de las herramientas dimensionales o comandos en el cual se pone la dimensión que se desea, se despliegan y se selecciona “*List parameters*” y se escoge por el nombre la variable deseada para una línea, ángulo, radio, extrusión, etc. El mero hecho de tener un vínculo entre la hoja de cálculo y el fichero del *Inventor* agiliza el proceso de diseño, ya que, solamente cambiando los valores en la hoja de cálculo se logra editar de forma automática el fichero del *Autodesk Inventor*.

El libro de cálculo, que acompaña a la biblioteca de los recipientes esféricos, se encuentra estructurado de forma interactiva, de tal manera que permite tomar decisiones de carácter ingenieril. En su primera hoja, se encuentran los parámetros para el “*Link*” con el *Autodesk Inventor*, esta hoja está oculta, debido a que los usuarios no interfieran o puedan comprometer su funcionamiento. La segunda hoja “*Esfera*”, visible, tiene en sus primeras filas leyenda del documento, que se refiere a tres colores, gris, verde y rojo, que respectivamente corresponden a: seleccionar, insertar y rectificar, refiriéndose cada uno de ellos a los datos que precisamente se están modificando. Además, aparecen notas aclaratorias e indicaciones automáticamente al cambiar los valores de las casillas.

Haciendo uso de la ecuación que establece el *código ASME* en su sección VIII división I, para el diseño de recipientes, el usuario puede insertar los datos necesarios para hallar el espesor mínimo calculado. Para ello, selecciona o inserta, según se le pida: la presión de operación, el volumen de operación, la eficiencia del cordón de soldadura, y principalmente el material a usar; con los que cuenta con 12 tipos de materiales para su selección. Automáticamente, al insertar los datos de operación, aparecen en filas aledañas, los datos de diseño y el espesor mínimo calculado.

En el caso que se desee usar otro material e insertar a conveniencia la presión y volumen de diseño, no ajustados tal y como se establece en dicha hoja, se puede hacer uso de la misma hoja. Si en la casilla del material se selecciona “*None*”, se da posibilidad de insertar solamente los datos necesarios para realizar el cálculo, como es la tensión permisible del material a usar y la densidad del mismo.

La presión de diseño y el volumen de diseño se toman a partir de la presión y volumen de operación que se insertan en casillas indicadas; tanto el volumen como la presión de diseño pueden ser afectados por factores de seguridad en la propia hoja a elección del usuario. A primera instancia por medio de los valores para la determinación del espesor del recipiente esférico, se da a conocer el valor del espesor; este espesor es el calculado sin tener en cuenta la presión hidrostática que ejerce el producto a almacenar. Es por ello que mucho más abajo, se pide la densidad del producto a almacenar para calcular la presión que ejerce la columna del líquido y el margen por corrosión que se desea; todo ello, en pos de dar el espesor mínimo requerido para cada sección del recipiente esférico.

Casillas posteriores a estas muestran los resultados de a qué altura se encuentran los cambios de secciones del recipiente y los espesores de los mismos, una vez que se haya seleccionado el tipo de recipiente. Los espesores para cada zona del recipiente seleccionado, son mostrados en una primera casilla como el mínimo recomendado y en la casilla aledaña se debe asignar el espesor real con el cual se desea que tenga esa zona.

Los recipientes aparecen en ilustraciones en la propia hoja, se cuenta con 4 tipos, denominados: Tipo 1, Tipo 2, Tipo 3 y Tipo 4, y cada uno delimitado por alturas que indican los cambios de secciones entre las duelas y casquetes.

También se muestran las presiones que se ejercen sobre cada sección, en aras de brindar información a modo de facilitar las cargas a poner sobre las diferentes zonas de cada recipiente en caso de que se deseen realizar estudios de simulación.

La cantidad de duelas para cada sección se puede seleccionar y están en un rango de 10 a 24, en dependencia a como se considere, siempre teniendo en cuenta que:

- A mayor volumen, el número de duelas necesarias va en aumento.
- El número de duelas para los recipientes del Tipo 3 y 4 es mayor en las zonas ecuatoriales, debido a que esta región es de mayor diámetro.

En la tercera hoja del libro de cálculo “*Accesorios*”, se refiere a todo aquello que forma parte indispensable de un recipiente esférico sometido a presión, en todo caso se hace reseña de los soportes, boquillas y registros. Para mejor comprensión de los mismos se tiene a primera vista una ilustración de un recipiente esférico con ampliaciones de las partes antes mencionadas.

En las casillas inferiores a la ilustración se hace alusión al registro hombre y a los registros presentes en los recipientes esféricos hechos; la información que se brinda es en cuanto al diámetro del cuello, el espesor y el material. Además de todo ello también se muestra el tipo de brida que los asisten “*Welding Neck*”. La implementación del registro hombre y los registros, en principio no se tenía contemplado en el diseño de los recipientes, producto a que aumentan la complejidad en el diseño, mientras más sencillo es el diseño menos se dificulta la evaluación en los procesos de simulación. Debido a que no tener en cuenta el debilitamiento que se produce en la envoltura de los recipientes al crear agujeros para la colocación de los registros, es en sí, un error; por lo que se integra la implementación de cada uno. En pos de no caer en la ambigüedad del caso anteriormente mencionado, se dispuso a fijar para el registro hombre un diámetro nominal de 558,8 mm (22 in) y de 254 mm (10 in) para los registros; en todos los casos el espesor de los cuellos, así como los parámetros de las bridas cambian según la presión de diseño.

Posterior a los registros se encuentra el cálculo de los soportes tubulares para los recipientes, para ello se tiene en cuenta si se cumplen los parámetros de la esbeltez crítica y la tensión de compresión admisible según la selección de la cantidad de soportes, el diámetro y espesor de los tubos. Si se desea usar un material distinto al utilizado o un tubo de dimensiones diferentes se selecciona en el tipo de material “*None*” y se procede a insertar la tensión de fluencia del material y las dimensiones tanto exteriores como interiores del tubo. Además se

especifica el peso del envoltorio, del producto a almacenar y de la carga que se ejerce sobre cada soporte; todo ello con el fin de facilitar el proceso de simulación.

Finalmente se ofrecen los datos del cálculo de las platinas, el área mínima requerida, el diámetro y el espesor. Además la cantidad de nervios a usar por cada soporte se fija en 10, pudiéndose seleccionar el espesor, afectando en medida la altura de los mismos.

Finalizada la selección de todos los parámetros y ajustes al recipiente se puede directamente abrir el fichero del recipiente esférico desde la hoja actual, al dar clic en el “*link*” de nombre “*Clic para ir al fichero*”, que automáticamente ejecuta el *Autodesk Inventor*. En caso de que se desee modificar el mismo tipo de recipiente solamente hay que efectuar los cambios deseados en el *Excel*, guardar sin cerrar el libro de cálculo y actualizar el *Autodesk Inventor* en el botón “*Update*”, ubicado en la parte superior izquierda, respecto a la barra de herramientas. Si se desea abrir otro tipo de recipiente se debe cerrar el actual y proceder a abrir el deseado.

2.4 Materiales

Para la confección de la biblioteca de diseño de recipientes esféricos se usan varios materiales recomendados o especificados [24, 25], que resultan imprescindibles a la hora de realizar un análisis de simulación. Saber las propiedades físico – mecánicas de los mismos permite ingresarlos en la base de datos del programa seleccionado y realizar el análisis de simulación para las condiciones de operación.

En las Tablas 7 y 8 se muestran las propiedades químicas y físicas – mecánicas, respectivamente, de los materiales establecidos en una base de materiales, denominada “Materiales”; recopilada por los autores propiamente para el *Autodesk Inventor*. De dicha base, el SA 106 B, corresponde al material de los soportes tubulares y al cuello de las boquillas; el SA 105 para las bridas, y los restantes materiales a las duelas, casquetes y anillos de refuerzo, en consecuencia de las indicaciones del código ASME [24, 25].

Para proceder a asignar los materiales a cada pieza se necesita, primeramente, tener en ejecución el ensamble de un recipiente deseado con el *Autodesk Inventor*, luego en la barra de herramientas (parte superior del programa) se selecciona “*Tools*” y, convenientemente, se hace clic en el ícono “*Material*”. Acto seguido, aparece la ventana “*Material Browser*” con una lista por defecto de los materiales propios incluidos en el programa (Figura 5, anexos). Posteriormente, en la parte inferior izquierda de la misma se elige el ícono con conforma de carpeta (Figura 5, anexos) y se despliega una lista. En la lista se selecciona “*Open Existing Library*” y en la nueva ventanilla se procede a ubicar y seleccionar la base de materiales de interés. Propiamente en la ventana “*Material Browser*” se aprecia que está dividida en dos partes: una superior “*Document Materials*”, y una inferior, de igual nombre a la base de

materiales seleccionada (*Materiales*) en la que aparecen los nombres de los elementos ya creados. De ellos, se seleccionan los que se utilizaran y se arrastran con un clic a la parte superior de “*Document Materials*” de la propia ventana.

Manteniendo la ventana “*Material Browser*” abierta se procede a establecer el material a cada pieza. Primero se escoge la piza con un clic en la barra “*Browser Bar*” (Barra en la cual se muestran todas las piezas en la parte izquierda del programa) y selecciona el material correspondiente con un clic de la sección “*Document Materials*” de la ventana “*Material Browser*”; y así sucesivamente con cada pieza. Para finalizar solamente se necesita cerrar la ventana “*Material Browser*” y se quedarán asignados los materiales.

Para agregar materiales a la base ya existente se procede de la forma siguiente: en la misma ventana “*Material Browser*”, en su parte inferior izquierda se selecciona un ícono de forma circular (Figura 5, anexos). Automáticamente se obtiene una ventana de editor de materiales en el cual se debe proceder a la identificación del material (tipo de material, información del producto, etc.), la apariencia (color, iluminación, etc.) y las propiedades físicas – mecánicas (Tabla 8). En caso de que se desee reeditar un material solamente se hace doble clic sobre el mismo y, para eliminarlo, clic derecho y elige eliminar.

Las características físico-mecánicas de los materiales se seleccionan según la base *Total Metals* [26]. Sin embargo, para completar la Tabla 8, se determina (Ecuación 41) el módulo de cortante (T) considerando el módulo de *Young* (E) y el coeficiente de *Poisson* (μ).

$$T = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}$$

Ecuación 41

Tabla 7: Composición química (%)

Material	SA 106 B	SA 105	SA 573 Gr. 70	SA 516 Gr. 70	SA 387 Gr.91 C.2	SA 387 Gr.12 C.2	SA 387 Gr. 2 C. 2	SA 285 Gr. C	SA 285 Gr. A	SA 204 Gr. C	SA 204 Gr. B	SA 204 Gr. A
C	0,30	0,35	0,27	0,27	0,08-0,12	0,05-0,17	0,05-21	0,28	0,17	0,23	0,20	0,18
Mn	0,29-1,06	0,60-1,05	0,85-1,20	0,79-1,30	0,30-0,60	0,40-0,65	0,55-0,80	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Mo	0,15	0,12	-	-	0,85	0,45-0,60	0,45-0,60	-	-	0,45-0,60	0,45-0,60	0,45-0,60
Cr	0,40	0,30	-	-	8,00	0,80-1,15	0,50-0,80	-	-	-	-	-
Cu	-	0,40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Si	0,10	0,10-0,35	0,15-0,4	0,13-0,45	0,20-0,05	0,15-0,40	0,15-0,40	-	-	0,15-0,40	0,15-0,40	0,15-0,40
Ni	0,40	0,40	-	-	0,40	-	-	-	-	-	-	-
V	0,08	0,08	-	-	0,18	-	-	-	-	-	-	-
Al	-	-	-	-	0,02	-	-	-	-	-	-	-
Nb	-	-	-	-	0,06-0,1	-	-	-	-	-	-	-
Zr	-	-	-	-	0,01	-	-	-	-	-	-	-
Ti	-	-	-	-	0,01	-	-	-	-	-	-	-
N	-	-	-	-	0,003-0,07	-	-	-	-	-	-	-
S	0,035	0,04	0,30	0,035	0,01	0,025	0,025	0,035	0,025	0,025	0,025	0,025
P	0,035	0,035	0,30	0,035	0,02	0,025	0,025	0,035	0,025	0,025	0,025	0,025

Tabla 8: Propiedades físico-mecánicas, a la temperatura de 20 °C

Material	Conductividad térmica (W/m °C)	Calor específico (x10 ² J/kg °C)	Coefficiente de exp. térmica (x10 ⁻⁶ /°C)	Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson	Módulo de cortante (GPa)	Densidad (kg/dm ³)	Tensión de fluencia (MPa)	Tensión a tracción (MPa)
SA 204 Gr. A	45,0	4,8	11,70	200	0,30	7,69	7,85	255	450
SA 204 Gr. B	45,0	4,8	11,70	200	0,30	7,69	7,85	275	485
SA 204 Gr. C	45,0	4,8	11,70	200	0,30	7,69	7,85	295	515
SA 285 Gr. A	45,0	4,8	11,70	202	0,30	7,76	7,85	165	310
SA 285 Gr. C	45,0	4,8	11,70	203	0,30	7,80	7,85	205	380
SA 387 Gr. 2 C. 2	44,8	4,9	11,70	204	0,30	7,84	7,85	310	485
SA 387 Gr. 12 C.2	45,0	4,9	11,70	204	0,30	7,84	7,85	275	450
SA 387 Gr. 91 C.2	45,0	4,9	11,70	205	0,30	7,88	7,85	415	585
SA 516 Gr. 70	44,8	4,9	11,70	202	0,30	7,76	7,85	260	485
SA 573 Gr. 70	45,0	4,9	11,70	203	0,30	7,75	7,85	290	485
SA 105	45,0	4,8	11,70	201	0,30	7,73	7,85	250	485
SA 106 B	45,0	4,8	11,70	202	0,30	7,76	7,85	240	415

2.5 Conclusiones del capítulo II

1. El *Autodesk Inventor* posibilita la concepción de partes y accesorios de los recipientes esféricos estandarizados para la biblioteca digital.
2. Cada recipiente estandarizado diseñado cuenta con dos boquillas: una, se encuentra en el casquete inferior para la salida del producto y, la otra, para el registro hombre, ubicada en el casquete superior, usada para inspeccionar el interior del cuerpo y también para la entrada del producto a almacenar.
3. La sujeción de los recipientes se realiza mediante soportes tubulares, que se ajustan a la configuración de redondez del recipiente esférico para así proporcionar un cambio de sección lo menos brusco posible y sea menor la cantidad de concentradores de tensión en la estructura.
4. La biblioteca de recipientes esféricos se concibe considerando la capacidad de almacenamiento, por lo que se establecen cuatro tipos de recipientes:
 - a) Tipo 1, recomendado para volúmenes cercanos a 500 m³ y posee tres secciones.
 - b) Tipo 2, sugerido para volúmenes de 1 000 a 2 000 m³ y con cuatro secciones.
 - c) Tipo 3, recomendado para los 3 500 m³ de capacidad y cuenta con cinco secciones.
 - d) Tipo 4, sugerido para un llenado de 5 000 m³ con seis secciones.
5. El *Microsoft Excel* permite realizar el ajuste dimensional automatizado, mediante cálculo previo, y enlazar sus resultados con el programa *Autodesk Inventor* para su posterior diseño, lo que significa en sí una ventaja, dado que se ahorra tiempo en aras del diseño.
6. El *Autodesk Inventor*, permite crear bibliotecas de materiales para el propio programa. La creación de una biblioteca con los materiales adecuados para los recipientes esféricos y sus partes, posibilita la posterior simulación de los recipientes en condiciones de operación.

Capítulo III: Evaluación y simulación de recipientes esféricos

3.1 Evaluación y comparación de resultados con criterios de la literatura

Para comprobar el trabajo realizado se propone evaluar el caso expuesto por Pozo-Morejón [3], el cual realiza el cálculo de un recipiente esférico para el contenido de amoníaco. El recipiente seleccionado por este autor es del Tipo 3 (Figura 10.3 c), y las condiciones de diseño establecidas son:

- Volumen de diseño: 3 200 m³
- Presión de operación: 0,464 MPa
- Presión de diseño: 0,696 MPa
- Sobre espesor por corrosión: 1,6 mm
- Eficiencia de la soldadura: 0,85
- Material (acero) SA 515 Gr. 65 a temperatura de 20 °C:
 - Tensión de fluencia 240 MPa
 - Tensión a tracción 450 MPa

Debido a la temperatura del proyecto (340 °C) el autor dispuso usar la tensión admisible del material del envoltorio del recipiente a 112,4 MPa, para las condiciones de operación y para la condición de prueba hidrostática a 1,5 veces de la condición de operación (168,6 MPa).

En la Tabla 9 se muestran los espesores de los resultados determinados por Pozo-Morejón y de los obtenidos por medio del uso del libro *Excel*, desarrollado en el presente trabajo. En ambos casos se presentan los espesores para condiciones de operación y en prueba hidrostática. Las zonas H corresponden a las de la Figura 1, de los anexos.

Tabla 9: Espesores determinados por zonas

	Pozo-Morejón [3]		Excel	
	Cálculo del espesor (mm) para condiciones de		Cálculo del espesor (mm) para condiciones de	
Zona	Operación	Prueba hidrostática	Operación	Prueba hidrostática
H 1	23,8	22,8	23,2	23,3
H 2	25,0	24,7	25,6	25,7
H 3	26,4	26,3	27,0	27,3
H 4	27,3	27,3	28,4	28,8
H 5	27,9	27,9	28,5	28,9

3.2 Simulación integral de un recipiente

A modo de comprobación y evaluación los resultados obtenidos anteriormente del cálculo del espesor, se procede a realizar la simulación del recipiente esférico Tipo 3, acorde a las condiciones establecidas por Pozo-Morejón [3].

Para lograr la simulación, primeramente se eligió el material del envoltorio. Se aplica al cuerpo del recipiente el material SA – 515, grado 65, así mismo para los anillos de refuerzo, con las propiedades físico – mecánicas a 340 °C; para los cuellos de las boquillas y las bridas se utilizó el SA – 106 B y el SA – 105, respectivamente. Para los soportes se utilizó el SA – 106 B de igual resistencia mecánica al material usado por Pozo-Morejón en los soportes. Dado que la metodología utilizada para el cálculo de los soportes tubulares procede del propio autor se escogió la misma cantidad de soportes (10) e igual sección transversal (Diámetro exterior 820 mm e interior 796 mm).

Los espesores de las duelas y casquetes escogidos para el proceso de simulación se asumieron respecto al cálculo hecho anteriormente para la condición de prueba hidráulica. En la Tabla 10 se muestran los espesores seleccionados para cada sección. Posteriormente se establecieron las cargas acorde a como se muestran los resultados obtenidos en el libro *Excel* (Tabla 11 y Figura 11 a y b).

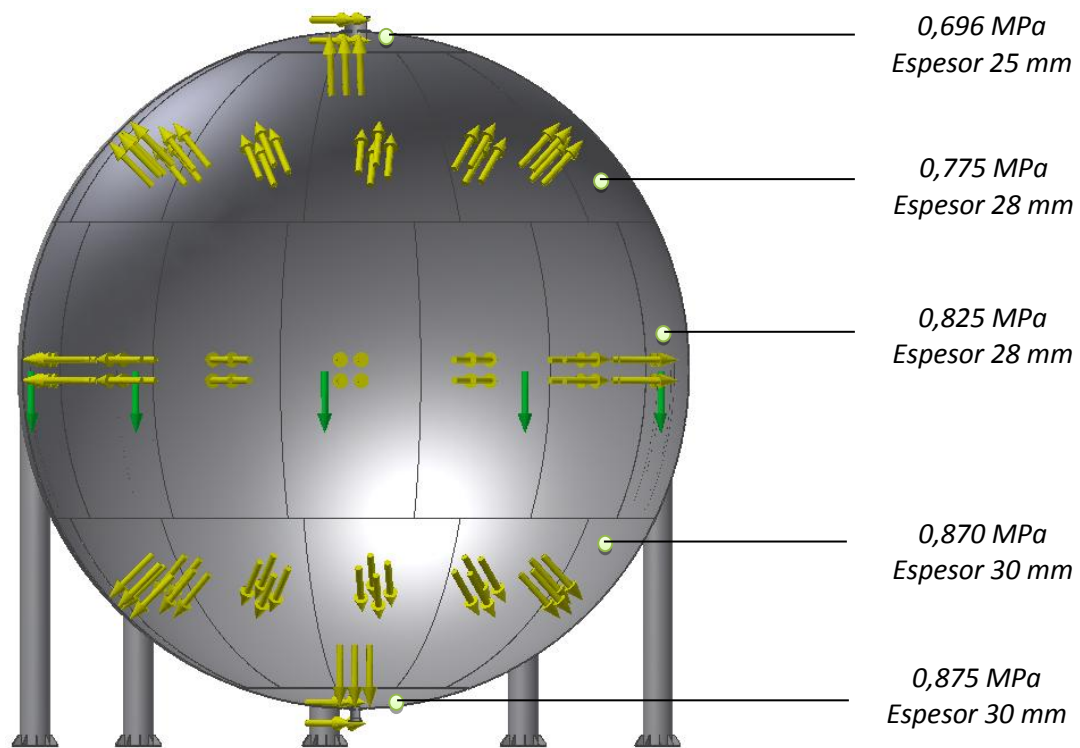
Tabla 10: Espesores adoptados por zonas

	Pozo-Morejón	Adoptado
Zona	Espesor (mm)	Espesor (mm)
H 1	25	25
H 2	25	28
H 3	28	28
H 4	28	30
H 5	30	30

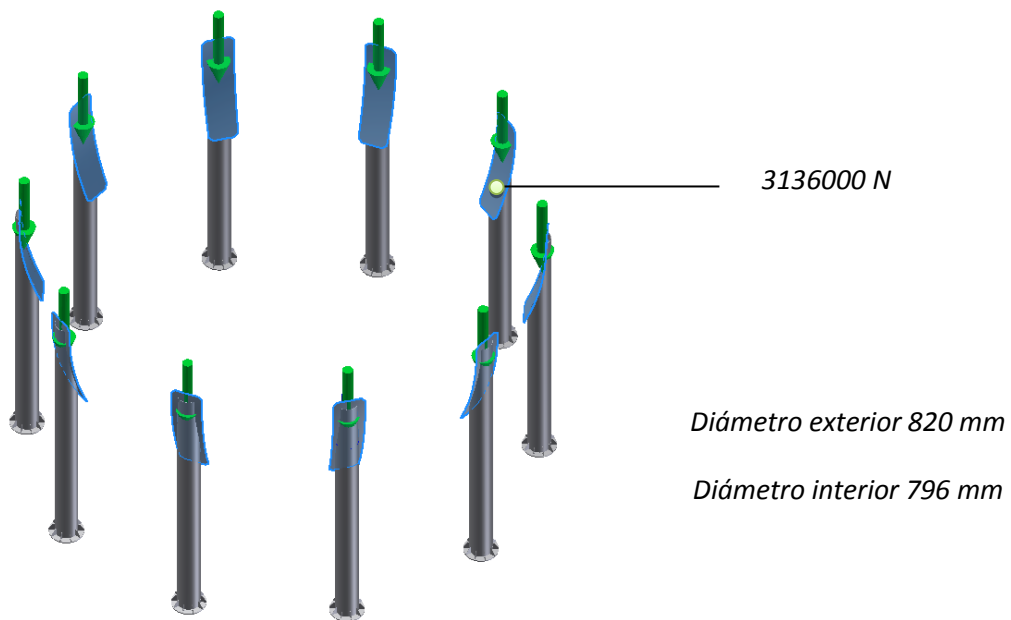
Tabla 11: Carga por zonas

Zona	Carga
H 1	0,696 MPa
H 2	0,775 MPa
H 3	0,825 MPa
H 4	0,870 MPa
H 5	0,875 MPa
Soportes	3136000 N

Posterior al establecimiento de las cargas se realizó el proceso simulación, bajo el estudio de convergencia del mallado (análisis por proceso de elementos finitos en el cual se afina el mallado, hasta que no se produzcan diferencias mayores de un 5 % entre los resultados obtenidos). Para ello, se comparan los resultados obtenidos (Tabla 12), donde se concluye el proceso de simulación, después de 6 iteraciones (Figura 12.1 a, b, c, d y Figura 12.2 a, b).



a) Distribución de las cargas sobre las duelas. Vista interior



b) Carga sobre los soportes

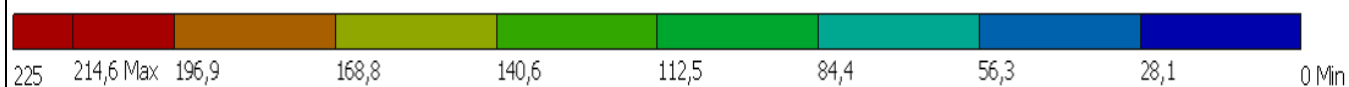
Figura 11: Distribución de las cargas en los apoyos por la acción de la carga interna (prueba hidrostática)

Tabla 12: Estudio de convergencia del mallado

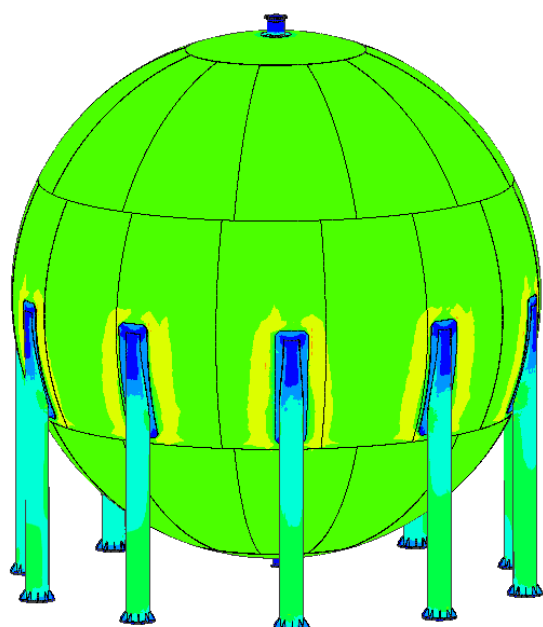
Sección	Valores de las tensiones (MPa) en las corridas											
	1	Dif. X-1 (%)	2	Dif. 2-1 (%)	3	Dif. 3-2 (%)	4	Dif. 4-3 (%)	5	Dif. 5-4 (%)	6	Dif. 6-5 (%)
H1	153,6	-	130,0	18,15	128,2	1,40	128,8	0,47	130,3	1,15	130,3	0,00
	138,8	-	133,6	3,89	136,2	1,91	129,4	5,26	124,9	3,60	124,9	0,00
	135,9	-	125,4	8,37	130,5	3,91	127,5	2,35	129,9	1,85	129,9	0,00
	137,8	-	138,1	0,22	136,2	1,40	131,0	3,97	125,6	4,30	125,6	0,00
	136,6	-	132,5	3,09	135,4	2,14	132,3	2,34	126,8	4,34	126,8	0,00
H2	130	-	123,4	5,35	126,9	2,76	127,9	0,78	126,2	1,35	126,3	0,08
	122,5	-	124,4	1,53	125,1	0,56	125,1	0,00	126,2	0,87	126,2	0,00
	135,8	-	122,5	10,86	132,7	7,69	127,6	4,00	126,3	1,03	126,3	0,00
	137,7	-	126,9	8,51	136,6	7,10	125,6	8,76	126,5	0,71	126,5	0,00
	136,5	-	127,3	7,23	137,1	7,15	126,2	8,64	127,2	0,79	127,2	0,00
H3	127,5	-	142,4	10,46	123,3	15,49	135,5	9,00	134,9	0,44	134,9	0,00
	133,9	-	142,2	5,84	150,0	5,20	153,2	2,09	150,1	2,07	149,8	0,20
	112,9	-	123,5	8,58	139,1	11,21	145,0	4,07	152,7	5,04	153,2	0,33
	114,2	-	127,4	10,36	134,8	5,49	147,2	8,42	149,8	1,74	149,7	0,07
	126,9	-	136,5	7,03	144,1	5,27	150,9	4,51	150,9	0,00	150,8	0,07
H4	140,1	-	125,1	11,99	140,8	11,15	138,6	1,59	134,5	3,05	134,4	0,07
	146,3	-	134,1	9,10	132,6	1,13	132,0	0,45	132,4	0,30	132,4	0,00
	154,7	-	133,0	16,32	129,3	2,86	132,9	2,71	132,6	0,23	132,6	0,00
	132,2	-	132,1	0,08	141,0	6,31	136,0	3,68	131,5	3,42	131,5	0,00
	154,3	-	129,3	19,33	131,0	1,30	133,9	2,17	132,5	1,06	132,5	0,00
H5	125,4	-	131,9	4,93	138,6	4,83	139,0	0,29	134,2	3,58	134,2	0,00
	128,9	-	131,4	1,90	139,5	5,81	136,4	2,27	133,3	2,33	133,3	0,00
	134,4	-	142,0	5,35	131,2	8,23	137,7	4,72	136,5	0,88	136,5	0,00
	144,5	-	130,3	10,90	132,0	1,29	135,5	2,58	135,0	0,37	135,0	0,00
	144,9	-	137,7	5,23	139,7	1,43	137,7	1,45	135,7	1,47	135,7	0,00

Nota:

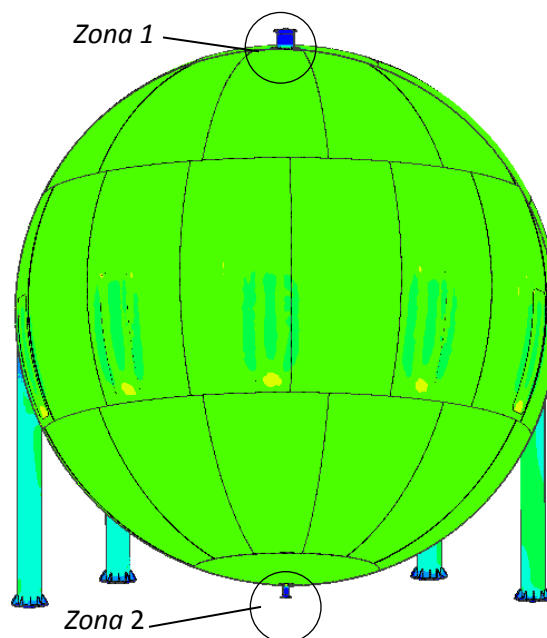
Para cada sección H, se tomaron cinco muestras en puntos aleatorios, que permanecieron inalterados de su posición, durante el proceso iterado de mallado durante la simulación.



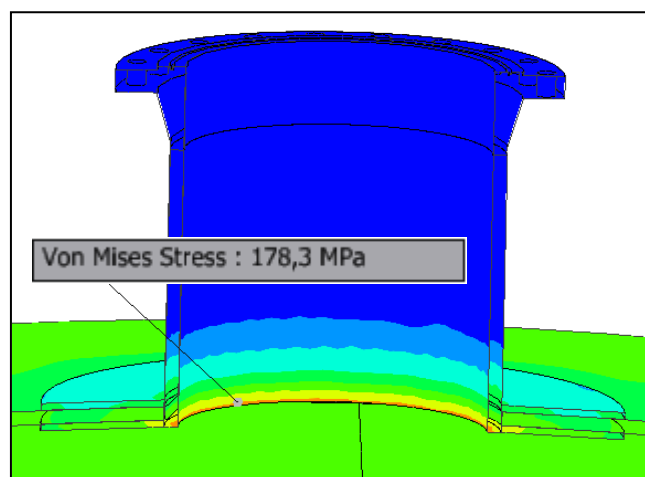
Type: Von Mises Stress
Unit: MPa



a) Recipiente completo

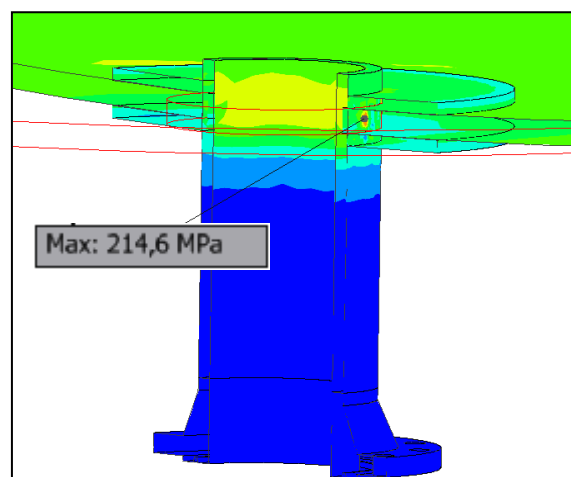


b) Corte simétrico del recipiente



Ampliación de la Zona 1

c) Zona peligrosa en el registro de inspección



Ampliación de la Zona 2

d) Zona peligrosa en el registro de vaciado

Figura 12.1: Resultado simulación. Tensiones Von-Mises

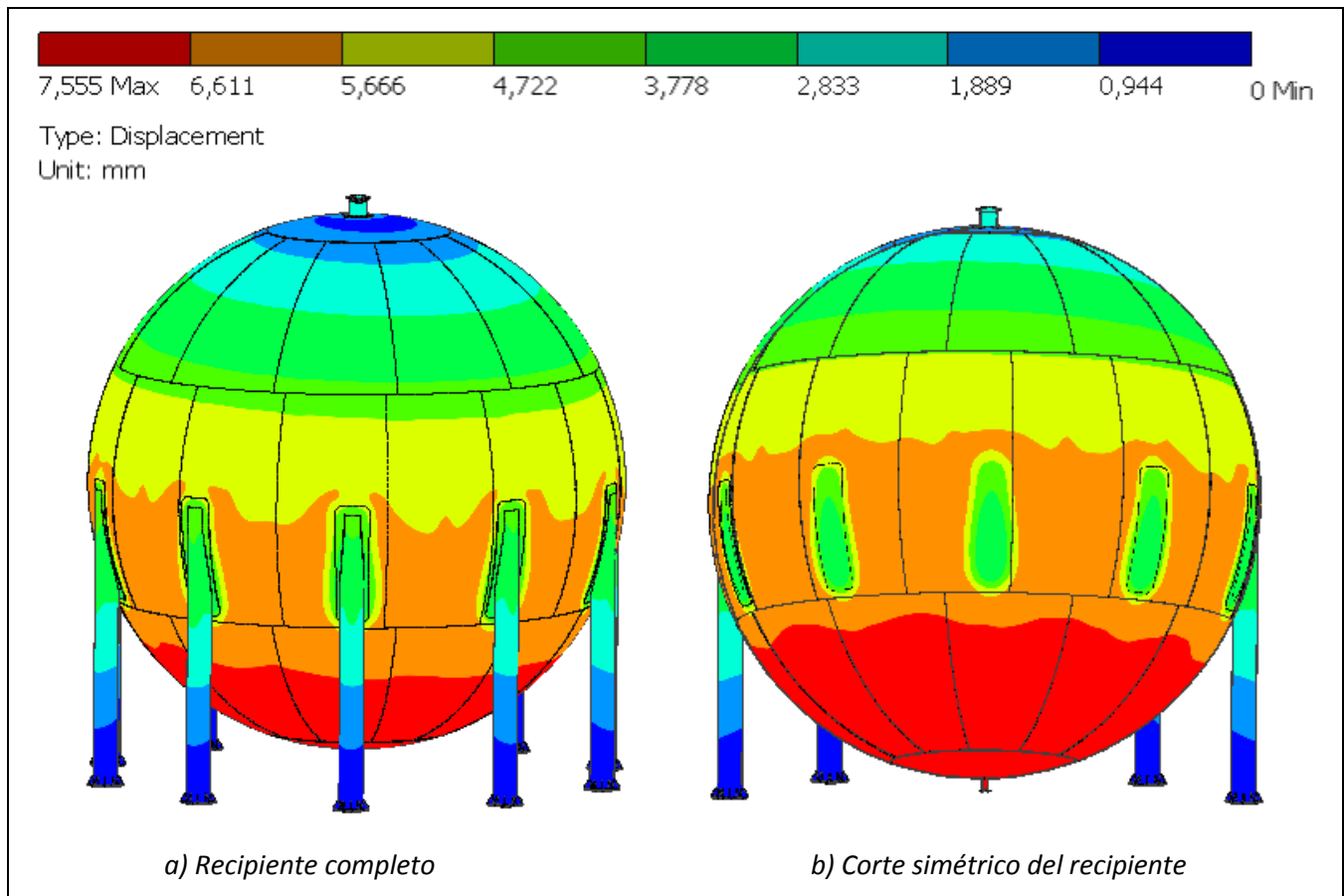


Figura 12.2: Resultado de la simulación. Desplazamiento

Por medio del análisis de simulación se concluye de forma general que el cálculo del espesor del envoltorio del recipiente ensayado fue correcto. Las tensiones fluctúan entre los 85 MPa y 140 MPa, no superándose la tensión admisible del material; excepto en zonas específicas aledañas a los soportes y boquillas.

Las áreas aledañas a los soportes sufren tensiones superiores a la admisible por el material de diseño, debido a que, en los soportes, las áreas de apoyo sobre las duelas concentran las tensiones con las áreas cercanas que no están sujetas, por lo que la acción del peso del recipiente influye sobre las mismas, creándose zonas de cizallamiento, mientras que en las boquillas se produce la concentración de las tensiones alrededor de los agujeros debido a la falta de material en el cuerpo y a la carga de tracción a la que está sometida la pared del recipiente esférico. Para minimizarlas, se implementan las placas de refuerzo a los agujeros en la zona de las boquillas.

3.3 Conclusiones del capítulo III

- 1 Se observa diferencia entre los espesores, con relación a los cálculos realizados por Pozo-Morejón y los obtenidos en el libro de Microsoft Excel, tanto para condiciones de operación, como para la prueba hidrostática. La discrepancia entre los resultados es debido a que:
 - a) Los cambios de secciones (H) de los recipientes no concuerdan a la misma altura, por lo que la presión por la columna del líquido es desigual.
 - b) La ecuación por la cual se realiza el cálculo del espesor en condiciones de operación, en ambas alternativas, difiere en cuanto a la colocación del margen de corrosión (c). La utilizada por Pozo-Morejón lo incluye también como una suma al radio de diseño (R).
 - c) La utilización del *Microsoft Excel* en el cálculo del espesor posibilita obtener resultados con mayor precisión, ya que utiliza más lugares decimales después de la coma.
- 2 La simulación con el *Inventor* coincide con el cálculo realizada en el libro de Microsoft Excel desarrollado para la determinación del espesor del envoltorio del recipiente. Las tensiones obtenidas con la simulación fluctúan entre los 85 MPa y 140 MPa, no superando la tensión admisible del material; excepto en zonas específicas aledañas a los soportes y boquillas.
- 3 Las áreas aledañas a los soportes están sometidas a tensiones superiores del resto de la estructura, debido a que, en la intercepción de los soportes con el cuerpo, las áreas de apoyo sobre las duelas concentran las tensiones con las áreas cercanas que no están sujetas, producto del peso del recipiente sobre las mismas, creándose además zonas de cizallamiento.
- 4 En las áreas aledañas a las boquillas se produce la expansión de los diámetros de los agujeros debido al efecto de tracción provocado por la carga, generando tensiones relativamente altas alrededor de los agujeros. Para minimizarlas, se implementan las placas de refuerzo a los agujeros en la zona de las boquillas.

Conclusiones generales

1. El código más adecuado para el diseño de recipientes esféricos lo constituye el *ASME* y las secciones más empleadas son la VIII, sobre confección de recipientes a presión, y la II, sobre materiales.
2. El *Autodesk Inventor 2014* permite el diseño estandarizado, interactivo y la simulación, en condiciones de servicio, de recipientes esféricos, en un ambiente amigable y con la posibilidad de exportar sus resultados a otros programas de simulación.
3. La biblioteca estandarizada sobre recipientes esféricos diseñada con el software *Autodesk Inventor 2014*, posee un carácter interactivo, permitiendo el uso de los prototipos establecidos, su modificación, la inserción de nuevos y su simulación, bajo los criterios de desarrollo de software libre, aún con la limitación de patente del programa *Inventor*.
4. La aplicación desarrollada en el *Microsoft Excel* permite el cálculo de recipientes esféricos y sus partes, bajo las normativas del código *ASME*, y es capaz de enlazar sus resultados con el programa *Autodesk Inventor 2014* para su posterior diseño y simulación.
5. La base de materiales, adicionada a las contenidas por el *Autodesk Inventor*, incluye las propiedades físico-mecánicas de los materiales requeridos para el diseño de recipientes esféricos y sus accesorios, permitiendo su inclusión libre en el programa, a criterio del usuario.
6. El cálculo realizado, a través del libro de *Microsoft Excel* desarrollado en el presente trabajo, corresponde con los resultados obtenidos de las tensiones producidas en el recipiente, empleando la simulación en el *Inventor*, lo cual demuestra la concordancia entre ambos resultados con los referidos por la literatura consultada, al emplear el código *ASME*.

Recomendaciones

1. Unificar en una sola aplicación el cálculo de los recipientes, con la de diseño y su simulación, tal que la aplicación se presente en un formato más compacto y cómodo para los usuarios.
2. Ampliar la base de datos de la biblioteca incluyendo otros tipos de recipientes, accesorios no tratados en el presente trabajo y la base de materiales añadida.
3. Considerar incluir los cálculos de soldadura en la nueva aplicación computarizada.

Referencias

1. Romero Pino, B.E.y.G.F., Karen *Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión.*, in *Departamento de Ingeniería Química*. 2010, Universidad de Oriente: Venezuela. p. 136.
2. Mexicana, N.O., *NOM-009-SESH-2011, Recipientes para contener Gas L.P., tipo no transportable. Especificaciones y métodos de prueba*. 2011.
3. Pozo Morejón, J.A., *Metodología para el proyecto y fabricación de recipientes esféricos de almacenaje*, in *Facultad de Ingeniería Mecánica. Centro de Investigaciones de Soldadura (CIS)* 1998, Universidad "Marta Abreu" de Las Villas: UCLV. p. 59.
4. <http://www.monografias.com/trabajos98/uso-software-diseno-y-simulacion-bibliotecas-digitales-recipientes-presion/uso-software-diseno-y-simulacion-bibliotecas-digitales-recipientes-presion2.shtml>. [cited 2014].
5. Martínez, A.R., *Diseño y simulación computarizada de elementos estandarizados para recipientes a presión*, in *Facultad de Ingeniería Mecánica. Centro de Investigaciones de Soldadura (CIS)* 2013, Universidad "Marta Abreu" de Las Villas: UCLV.
6. <http://www.autodesk.com/inventor>. [cited 2014].
7. Ashraf, K., *Design Calculations for Pressure Vessels. Hoja de cálculo. Microsoft Office Excel*. 2002.
8. <http://centrodeartigos.com/articulos-noticias-consejos/index.html>. [cited 2014].
9. <http://www.textoscientificos.com/quimica/almacenaje/almacenaje-fluidos>. [cited 2014].
10. A.S.M.E, *Sección I Reglas para la construcción de Calderas de Potencia*. 2010.
11. A.S.M.E, *Sección VIII Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión.*, in *División 1 Recipientes a Presión*. 2010. p. 715.
12. <http://www.asme.org/kb/standards>. [cited 2014].
13. Moreno, D.E.N., *Desarrollo de una aplicación computacional para la automatización de planos y dibujos es 3D para el diseño de recipientes a presión bajo el Código A.S.M.E. Sección VIII División 1*, in *Escuela Politécnica del Ejército*. 2008: Sangolquí. p. 289.
14. <http://www.casadellibro.com/libro-normas-de-construccion-de-recipientes-a-presion-guia-del-codigo-asme-seccion-viii-division-1/9788496486737/1232829>. [cited 2014].
15. http://www.solidworks.es/sw/183_ESN_HTML.htm. [cited 2014].
16. <http://www.3ds.com/products/catia/>. [cited 2014].
17. <http://www.quadrasol.co.uk/cadsys/inventor.php>. [cited 2014].
18. http://es.wikipedia.org/wiki/Autodesk_Inventor. [cited 2014].
19. http://es.wikipedia.org/wiki/Microsoft_Excel. [cited 2014].
20. Centeno Fernando, A., *Aplicación de la Norma Oficial Mexicana NOM-122-STPS para recipientes sujetos a presión.*, in *ESIME*. 2010, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica: Unidad Azcapotzalco. p. 90.
21. León Estrada, J.M., *Diseño y Cálculo de Recipientes Sujetos a Presión*. 2001. p. 190.
22. A.S.M.E., *B16.5a-1998 ADDENDA*, in *PIPE FLANGES AND FLANGED FITTING NPS 1/2 Through NPS 24*. 1998. p. 215.
23. Megyesy, E.F., ed. *Manual de Recipientes a Presión. Diseño y Cálculo*. 1992.
24. A.S.M.E, *Sección II Especificaciones de Materiales.*, in *Parte A Materiales Ferrosos*. 2010.
25. A.S.M.E, *Sección II Especificaciones de Materiales.*, in *Parte D Tablas de propiedades*. 2010. p. 860.
26. <http://www.keytometals.com/materials.aspx?st=ASME&gr=2&db=S&LN=ES>. 2014 [cited 2014].

Anexos

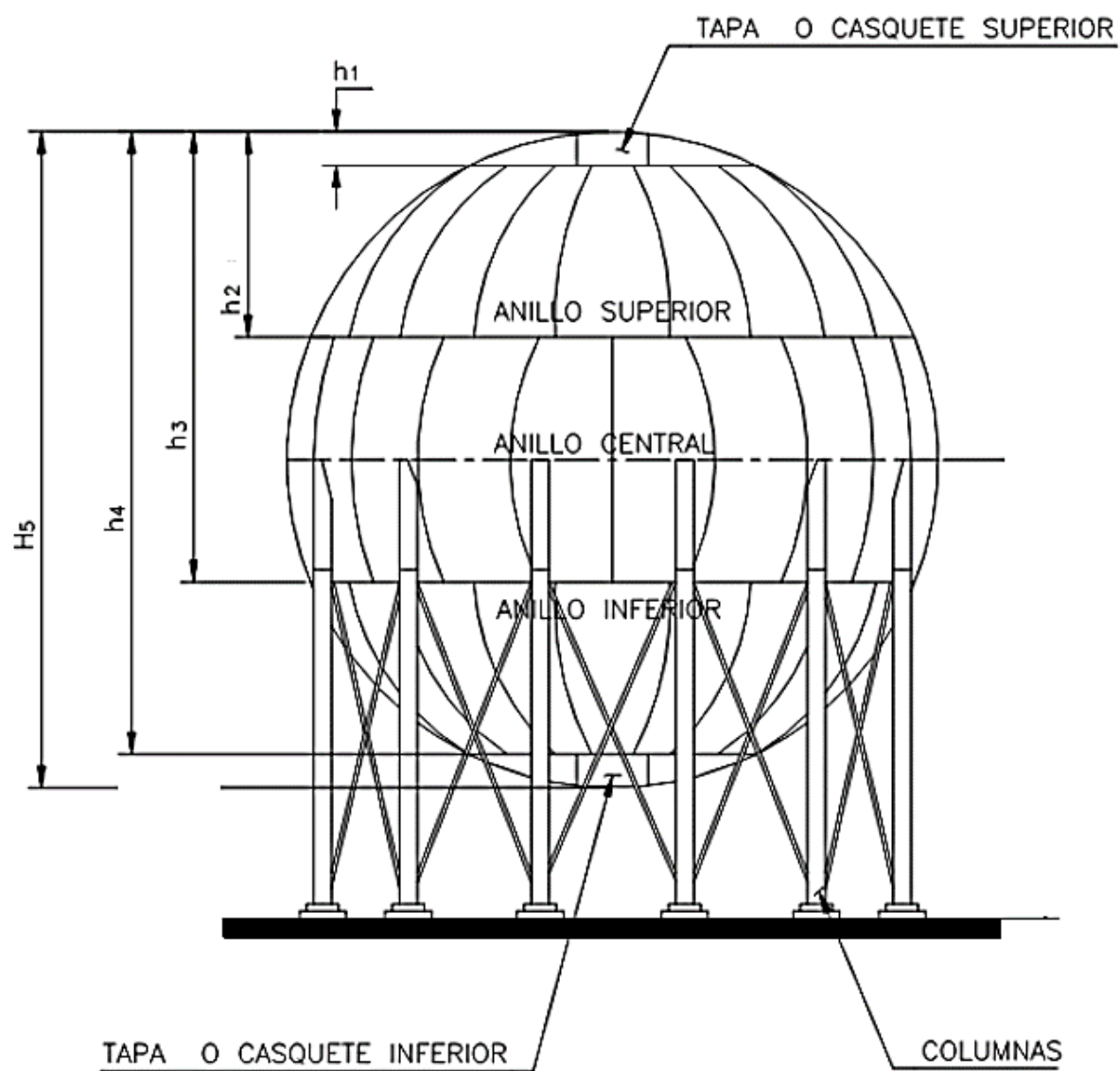


Figura 1: Representación esquemática de recipiente esférico [21]

Tabla 1: Máxima presión interna permitida de operación para tubos

Los cálculos se basan en la fórmula:

$$P = \frac{2SEt}{D + 1.2t} \quad , \text{ donde}$$

P = Máxima presión permitida de operación, lb/pulg² manométricas.
S = 15 000 lb/pulg² manométricas, valor del esfuerzo de los materiales que se utilizan más comúnmente para tubos (A53B, A106B) a temperaturas de -20 a 650°F. Para temperaturas mayores, véanse las notas al final de las tablas.
E = 1.0, eficiencia de la junta del tubo sin costura.
D = Diámetro interior del tubo, pulg.
t = Espesor mínimo de la pared del tubo, pulg (0.875 por el espesor nominal).

Los valores subrayados corresponden a la máxima presión permitida para el tubo bajo condiciones de corrosión, cuyo espesor de pared sea el espesor mínimo del tubo de pared estándar más el margen por corrosión.

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION, EN PULG				
		NOM.	MIN.	O	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg ² man.				
1/2	Est.	0.109	0.095	<u>3730</u>	1198			
	Reforzado	0.147	0.129	5252	2534	143		
	Céd. 160	0.187	0.164	6941	<u>4013</u>	1447		
	Doblemente ref.	0.294	0.257	12153	8526	5392	2658	252
3/4	Est.	0.113	0.099	<u>3059</u>	1072			
	Reforzado	0.154	0.135	4299	2192	288		
	Céd. 160	0.218	0.191	6386	<u>4069</u>	1985	100	
	Doblemente ref.	0.308	0.270	9712	7041	<u>4657</u>	2515	580
1	Est.	0.133	0.116	<u>2847</u>	1261			
	Reforzado	0.179	0.154	3959	2287	744		
	Céd. 160	0.250	0.219	5764	<u>3946</u>	2274	732	
	Doblemente ref.	0.358	0.313	8820	7423	<u>4842</u>	<u>3099</u>	1494
1-1/4	Est.	0.140	0.123	<u>2362</u>	1126			
	Reforzado	0.191	0.167	3282	1988	774		
	Cédula 160	0.250	0.219	4424	<u>3059</u>	1779	578	
	Doblemente ref.	0.382	0.334	7194	<u>5645</u>	<u>4200</u>	<u>2848</u>	1582
1-1/2	Est.	0.145	0.127	<u>2118</u>	1046	31		
	Reforzado	0.200	0.175	2982	1864	806		
	Cédula 160	0.281	0.246	4333	<u>3139</u>	2013	947	
	Doblemente ref.	0.400	0.350	6481	5164	<u>3924</u>	<u>2754</u>	1648
2	Est.	0.154	0.135	<u>1786</u>	938	126		
	Reforzado	0.218	0.191	2578	1696	852	44	
	Cédula 160	0.343	0.300	4215	<u>3260</u>	<u>2348</u>	1477	642
	Doblemente ref.	0.436	0.382	5537	<u>4522</u>	<u>3553</u>	2629	1744

Tabla 1: Máxima presión interna permitida de operación para tubos (continuación) [23]

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION EN PULGADAS				
		NOM.	MIN.	O	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg ² man.				
2½	Est.	0.203	0.178	<u>1954</u>	<u>1245</u>	<u>561</u>		
	Reforzado	0.276	0.242	<u>2707</u>	<u>1971</u>	<u>1261</u>	<u>577</u>	
	Céd. 160	0.375	0.328	<u>3766</u>	<u>2991</u>	<u>2245</u>	<u>1525</u>	<u>831</u>
	Doblemente ref.	0.552	0.483	<u>5822</u>	<u>4969</u>	<u>4148</u>	<u>3359</u>	<u>2599</u>
3	Est.	0.216	0.189	<u>1693</u>	<u>1116</u>	<u>556</u>	<u>12</u>	
	Reforzado	0.300	0.263	<u>2398</u>	<u>1801</u>	<u>1221</u>	<u>658</u>	<u>111</u>
	Cédula 160	0.438	0.383	<u>3597</u>	<u>2964</u>	<u>2350</u>	<u>1754</u>	<u>1175</u>
	Doblemente ref.	0.600	0.525	<u>5113</u>	<u>4432</u>	<u>3773</u>	<u>3134</u>	<u>2515</u>
3½	Est.	0.226	0.198	<u>1546</u>	<u>1044</u>	<u>555</u>	<u>78</u>	
	Reforzado	0.318	0.278	<u>2207</u>	<u>1689</u>	<u>1183</u>	<u>691</u>	<u>211</u>
	Doblemente ref.	0.636	0.557	<u>4701</u>	<u>4115</u>	<u>3546</u>	<u>2992</u>	<u>1937</u>
4	Est.	0.237	0.208	<u>1439</u>	<u>995</u>	<u>561</u>	<u>137</u>	
	Reforzado	0.337	0.295	<u>2075</u>	<u>1616</u>	<u>1168</u>	<u>730</u>	<u>280</u>
	Céd. 120	0.438	0.383	<u>2739</u>	<u>2265</u>	<u>1802</u>	<u>1350</u>	<u>908</u>
	Céd. 160	0.531	0.465	<u>3379</u>	<u>2890</u>	<u>2412</u>	<u>1946</u>	<u>1490</u>
	Doblemente ref.	0.674	0.590	<u>4394</u>	<u>3880</u>	<u>3379</u>	<u>2890</u>	<u>2412</u>
5	Est.	0.258	0.226	<u>1259</u>	<u>902</u>	<u>552</u>	<u>208</u>	
	Reforzado	0.375	0.328	<u>1856</u>	<u>1488</u>	<u>1127</u>	<u>773</u>	<u>425</u>
	Céd. 120	0.500	0.438	<u>2520</u>	<u>2140</u>	<u>1767</u>	<u>1401</u>	<u>1042</u>
	Céd. 160	0.625	0.547	<u>3201</u>	<u>2808</u>	<u>2422</u>	<u>2044</u>	<u>1673</u>
	Doblemente ref.	0.750	0.656	<u>3906</u>	<u>3499</u>	<u>3100</u>	<u>2709</u>	<u>2325</u>
6	Est.	0.280	0.245	<u>1143</u>	<u>845</u>	<u>551</u>	<u>262</u>	
	Reforzado	0.432	0.378	<u>1793</u>	<u>1485</u>	<u>1181</u>	<u>882</u>	<u>588</u>
	Céd. 120	0.562	0.492	<u>2368</u>	<u>2051</u>	<u>1738</u>	<u>1431</u>	<u>1128</u>
	Céd. 160	0.718	0.628	<u>3077</u>	<u>2748</u>	<u>2425</u>	<u>2106</u>	<u>1793</u>
	Doblemente ref.	0.864	0.756	<u>3767</u>	<u>3427</u>	<u>3093</u>	<u>2764</u>	<u>2440</u>
8	Céd. 20	0.250	0.219	<u>777</u>	<u>552</u>	<u>329</u>	<u>113</u>	
	Céd. 30	0.277	0.242	<u>861</u>	<u>634</u>	<u>411</u>	<u>190</u>	
	Est.	0.322	0.282	<u>1007</u>	<u>779</u>	<u>554</u>	<u>331</u>	<u>111</u>
	Céd. 60	0.406	0.355	<u>1276</u>	<u>1045</u>	<u>817</u>	<u>591</u>	<u>368</u>
	Reforzado	0.500	0.438	<u>1587</u>	<u>1353</u>	<u>1121</u>	<u>892</u>	<u>665</u>
	Céd. 100	0.593	0.519	<u>1896</u>	<u>1658</u>	<u>1422</u>	<u>1189</u>	<u>959</u>
	Céd. 120	0.718	0.628	<u>2319</u>	<u>2075</u>	<u>1835</u>	<u>1597</u>	<u>1362</u>

Tabla 1: Máxima presión interna permitida de operación para tubos (continuación) [23]

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPEJOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION, EN PULG				
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg ² man.				
8	Céd. 140	0.812	0.711	2647	2400	2155	1913	1675
	Céd. 150	0.906	0.793	2977	2725	2476	2231	1988
	Doblemente ref.	0.875	0.766	2868	2617	2370	2126	1885
10	Céd. 20	0.250	0.219	621	441	264	90	
	Céd. 30	0.307	0.269	766	585	406	228	50
	Est.	0.365	0.319	<u>911</u>	729	549	370	193
	Reforzado	0.500	0.438	1263	<u>1078</u>	894	712	532
	Céd. 80	0.593	0.519	1506	1318	<u>1132</u>	<u>948</u>	<u>766</u>
	Céd. 100	0.718	0.628	1838	1647	1458	1270	1085
	Céd. 120	0.843	0.738	2179	1984	1792	1601	1413
	Céd. 140	1.000	0.875	2611	2413	2216	1986	1829
	Céd. 160	1.125	0.984	2963	2760	2560	2362	2166
12	Céd. 20	0.250	0.219	522	371	222	76	
	Céd. 30	0.330	0.289	692	540	389	240	91
	Est.	0.375	0.328	<u>787</u>	635	483	333	184
	Céd. 40	0.406	0.355	854	701	549	398	248
	Reforzado	0.500	0.438	1059	<u>904</u>	751	598	486
	Céd. 60	0.562	0.492	1194	1038	<u>883</u>	730	578
	Céd. 80	0.687	0.601	1469	1311	1154	<u>998</u>	<u>844</u>
	Céd. 100	0.843	0.738	1820	1659	1500	1341	1184
	Céd. 120	1.000	0.875	2178	2014	1851	1690	1530
	Céd. 140	1.125	0.984	2467	2301	2136	1972	1810
	Céd. 160	1.312	1.148	2910	2740	2572	2404	2239
14	Céd. 10	0.250	0.219	475	338	202	69	
	Céd. 20	0.312	0.273	594	456	319	184	49
	Est.	0.375	0.328	<u>716</u>	577	440	303	167
	Céd. 40	0.438	0.383	839	699	561	423	287
	Reforzado	0.500	0.438	962	<u>822</u>	682	544	407
	Céd. 60	0.593	0.519	1146	1004	<u>863</u>	<u>724</u>	585
	Céd. 80	0.750	0.656	1460	1316	1173	1031	<u>890</u>
	Céd. 100	0.937	0.820	1843	1696	1550	1406	1262
	Céd. 120	1.093	0.956	2166	2017	1869	1722	1576
	Céd. 140	1.250	1.094	2500	2348	2198	2048	1900

Tabla 1: Máxima presión interna permitida de operación para tubos (continuación) [23]

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION, EN PULG				
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg ² man.				
14	Céd. 160	1.406	1.230	2834	2680	2527	2375	2224
16	Céd. 10	0.250	0.219	415	295	166	57	
	Céd. 20	0.312	0.273	518	398	279	161	43
	Est. Céd. 30	0.375	0.328	<u>625</u>	504	384	265	146
	Céd. 40 ref.	0.500	0.438	839	<u>717</u>	596	475	355
	Céd. 60	0.656	0.574	1108	984	<u>861</u>	<u>738</u>	617
	Céd. 80	0.843	0.738	1436	1310	1185	1061	<u>937</u>
	Céd. 100	1.031	0.902	1771	1643	1515	1389	1263
	Céd. 120	1.218	1.066	2111	1980	1851	1722	1595
	Céd. 140	1.438	1.258	2517	2384	2251	2120	1990
	Céd. 160	1.593	1.394	2809	2674	2540	2407	2275
18	Céd. 10	0.250	0.219	368	262	157	54	
	Céd. 20	0.312	0.273	460	354	248	143	38
	Est.	0.375	0.328	<u>554</u>	447	341	235	130
	Céd. 30	0.438	0.383	649	541	434	328	222
	Ref.	0.500	0.438	744	<u>636</u>	529	422	315
	Céd. 40	0.562	0.492	838	729	<u>621</u>	514	407
	Céd. 60	0.750	0.656	1129	1015	906	<u>797</u>	<u>689</u>
	Céd. 80	0.937	0.820	1418	1306	1195	1084	974
	Céd. 100	1.156	1.012	1766	1652	1539	1426	1314
	Céd. 120	1.375	1.203	2118	2002	1887	1772	1658
	Céd. 140	1.562	1.367	2425	2308	2190	2074	1958
	Céd. 160	1.781	1.558	2789	2669	2550	2432	2314
20	Céd. 10	0.250	0.219	331	231	141	48	
	Céd. 20. Est.	0.375	0.328	<u>498</u>	402	306	211	117
	Céd. 30. Ref.	0.500	0.438	668	<u>571</u>	475	379	284
	Céd. 40	0.593	0.519	795	697	<u>600</u>	<u>503</u>	407
	Céd. 60	0.812	0.711	1097	998	900	802	<u>704</u>
	Céd. 80	1.031	0.902	1403	1303	1202	1103	1004
	Céd. 100	1.281	1.121	1760	1657	1555	1454	1353
	Céd. 120	1.500	1.313	2078	1974	1870	1767	1665
	Céd. 140	1.750	1.531	2446	2340	2234	2129	2025
	Céd. 160	1.968	1.722	2774	2666	2558	2452	2346

Tabla 1: Máxima presión interna permitida de operación para tubos (continuación) [23]

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION, EN PULG				
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg ² man.				
22		0.250	0.219	301	214	128	44	
		0.312	0.273	376	289	202	116	31
		0.375	0.328	<u>452</u>	365	278	192	106
		0.437	0.382	528	440	353	267	136
		0.500	0.438	606	<u>519</u>	431	344	258
		0.562	0.492	681	594	<u>507</u>	419	332
		0.625	0.547	761	672	584	<u>496</u>	409
		0.688	0.602	839	750	661	573	<u>486</u>
		0.750	0.656	916	827	738	649	561
24	Céd. 10	0.250	0.219	275	196	117	40	
	Céd. 20, Est.	0.375	0.328	<u>414</u>	334	255	176	97
	Reforzado	0.500	0.438	555	<u>475</u>	395	315	236
	Céd. 30	0.562	0.492	625	544	<u>464</u>	384	304
	Céd. 40	0.687	0.601	766	685	<u>604</u>	<u>524</u>	<u>443</u>
	Céd. 60	0.968	0.847	1089	1006	924	842	761
	Céd. 80	1.218	1.066	1381	1297	1214	1131	1048
	Céd. 100	1.531	1.340	1753	1667	1582	1498	1413
	Céd. 120	1.812	1.586	2093	2006	1919	1833	1747
	Céd. 140	2.062	1.804	2399	2311	2223	2135	2048
	Céd. 160	2.343	2.050	2750	2660	2571	2482	2393
26		0.250	0.219	254	181	108	37	
		0.312	0.273	317	244	171	98	26
		0.375	0.328	<u>382</u>	308	235	162	90
		0.437	0.382	446	372	298	225	152
		0.500	0.438	512	<u>438</u>	364	291	218
		0.562	0.492	576	502	<u>428</u>	354	281
		0.625	0.547	641	567	493	<u>419</u>	345
		0.688	0.602	707	633	558	484	<u>410</u>
		0.750	0.656	772	697	622	548	474
30		0.312	0.273	275	211	148	85	23
		0.375	0.328	<u>330</u>	267	204	141	78
		0.500	0.438	443	<u>379</u>	315	252	188

Tabla 1: Máxima presión interna permitida de operación para tubos (continuación) [23]

NOTA: SI EL VALOR DE ESFUERZO DEL TUBO ES MENOR DE 15,000 LB/PULG² MAN DEBIDO A TEMPERATURA MAS ALTA, MULTIPLIQUE LA MAXIMA PRESION PERMITIDA QUE APARECE EN LAS TABLAS POR LOS FACTORES DE ESTA TABLA:

		LA TEMPERATURA NO DEBE EXCEDER DE (°F)							
		650	700	750	800	850	900	950	1000
A 53 B	Valores de esfuerzo, lb/pulg ² man.	15000	14350	12950	10800	8650	6500	—	—
A 106 B		15000	14350	12950	10800	8650	6500	4500	2500
FACTOR		1.000	0.9566	0.8633	0.7200	0.5766	0.4333	0.3000	0.1666

Ejemplo:

La máxima presión permitida para tubo de 6" reforzado con margen por corrosión de 1/8" es, de la tabla, 1 181 lb/pulg². A la temperatura de 800°F, la presión máxima permitida es $1\,181 \times 0.72 = 850$ lb/pulg² man.

Ejemplo: para hallar la presión máxima permitida para cualquier valor de esfuerzo dado:

Presión máxima permitida 1 181 lb/pulg² man., tomada de las tablas

Siendo el valor de esfuerzo 13 000 lb/pulg²

La máxima presión permitida para este tubo es $\frac{13\,000}{15\,000} \times 1\,181 = 1\,023$ lb/pulg²

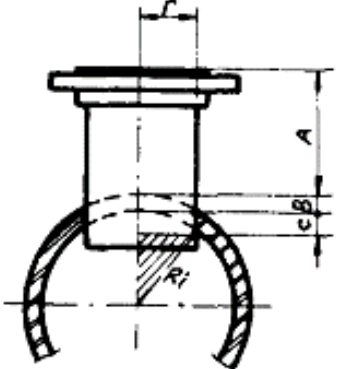
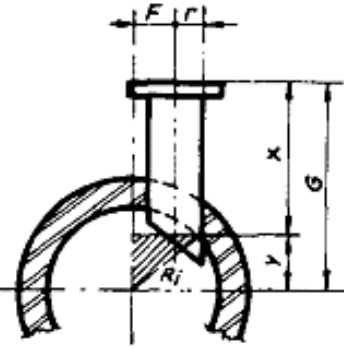
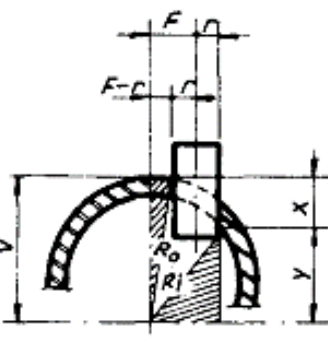
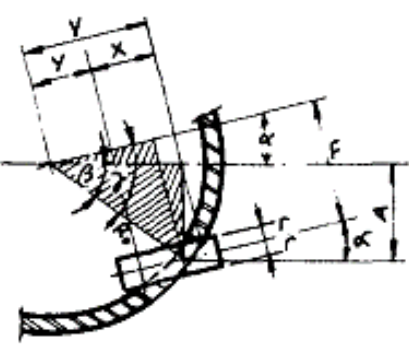
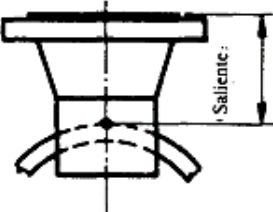
<p>A</p> 	<p>BOQUILLA EN ESFERA O CILINDRO</p> $C = R_i - \sqrt{R_i^2 - r^2}$ <p>EJEMPLO</p> <p>Dados: $R_i = 15$ pulg, $r = 8$ pulg</p> <p>Calcular: $C = 15 - \sqrt{15^2 - 8^2}$</p> $= 15 - \sqrt{225 - 64} = 15 - 12.6886 = 2.3114 \text{ pulg}$
<p>B</p> 	<p>BOQUILLA EN ESFERA O CILINDRO</p> $X = G - Y \quad Y = \sqrt{R_i^2 - (F + r)^2}$ <p>EJEMPLO</p> <p>Dados: $R_i = 15$ pulg, $G = 24$ pulg, $F = 6$ pulg</p> <p>$r = 4.3125$ pulg</p> <p>Calcular X</p> $Y = \sqrt{15^2 - (6 + 4.3125)^2} = \sqrt{225 - 106} = \sqrt{119}$ $Y = 10.9 \quad X = 24 - 10.9 = 13.1 \text{ pulg}$
<p>C</p> 	<p>ACOPLAMIENTO EN ESFERA O CILINDRO</p> $X = V - Y \quad V = \sqrt{R_o^2 - (F - r)^2} \quad Y = \sqrt{R_i^2 - (F + r)^2}$ <p>EJEMPLO</p> <p>Dados: $R_i = 15$ pulg, $R_o = 16$ pulg, $F = 6$ pulg, $r = 1.25$ pulg</p> $V = \sqrt{16^2 - (6 - 1.25)^2} = \sqrt{256 - 22.56} = 15.30 \text{ pulg}$ $Y = \sqrt{15^2 - (6 + 1.25)^2} = \sqrt{225 - 52.56} = 13.12 \text{ pulg}$ $X = 15.30 - 13.12 = 2.18 \text{ pulg}$
<p>D</p> 	<p>ACOPLAMIENTO EN ESFERA O CILINDRO</p> $X = V - Y, \quad \text{Sen } \beta = A/R_o, \quad \gamma = \alpha + \beta$ $F = \text{Sen } \gamma \times R_o$ <p>EJEMPLO</p> <p>Dados: $R_o = 12$ pulg, $\alpha = 15^\circ$, $A = 6$ pulg</p> <p>Calcular: F</p> $\text{Sen } \beta = 6/12 = 0.500 = 30^\circ \quad \gamma = 30^\circ + 15^\circ = 45^\circ$ $F = \text{Sen } 45^\circ \times 6 = 0.7071 \times 6 = 4.243 \text{ pulg}$ <p>Cuando se conozca F, hállese X como en el ejemplo C anterior</p>

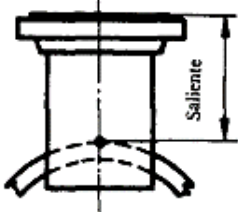
Figura 2: Determinación de la longitud de acoplamientos para tubos y registros [23]

Las tablas dan el saliente mínimo aproximado de los registros. Cuando se use aislante o parche de refuerzo grueso puede ser necesario aumentar estas dimensiones.

PARTE SALIENTE USANDO BRIDA DE CUELLO SOLDABLE

	DIAM. NOMI- NAL DEL TUBO	PRESION NOMINAL DE LA BRIDA, lb					
		150	300	600	900	1500	2500
	2	6	6	6	8	8	8
	3	6	6	8	8	8	10
	4	6	8	8	8	8	12
	6	8	8	8	10	10	14
	8	8	8	10	10	12	16
	10	8	8	10	12	14	20
	12	8	8	10	12	16	22
	14	8	10	10	14	16	
	16	8	10	10	14	16	
	18	10	10	12	14	18	
	20	10	10	12	14	18	
	24	10	10	12	14	20	

SALIENTE USANDO BRIDA DESLIZABLE, EN PULGADAS

	DIAM. NOMI- NAL DEL TUBO	PRESION NOMINAL DE LA BRIDA, lb					
		150	300	600	900	1500	2500
	2	6	6	6	8	8	8
	3	6	6	8	8	8	10
	4	6	8	8	8	10	10
	6	8	8	8	10	12	12
	8	8	8	10	10	12	12
	10	8	8	10	12	12	14
	12	8	10	10	12	12	16
	14	10	10	10	12		
	16	10	10	12	12		
	18	10	10	12	12		
	20	10	10	12	12		
	24	10	12	12	12		

Extensión hacia el interior

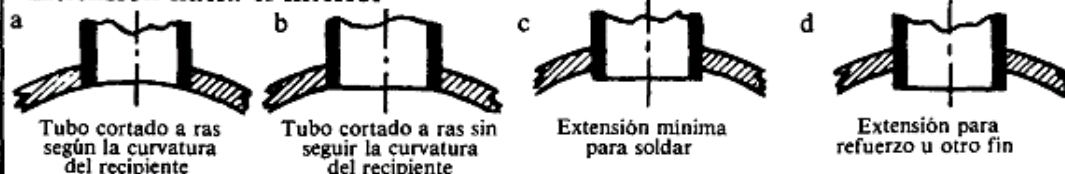


Figura 3: Determinación de la mínima extensión para los registros [23]

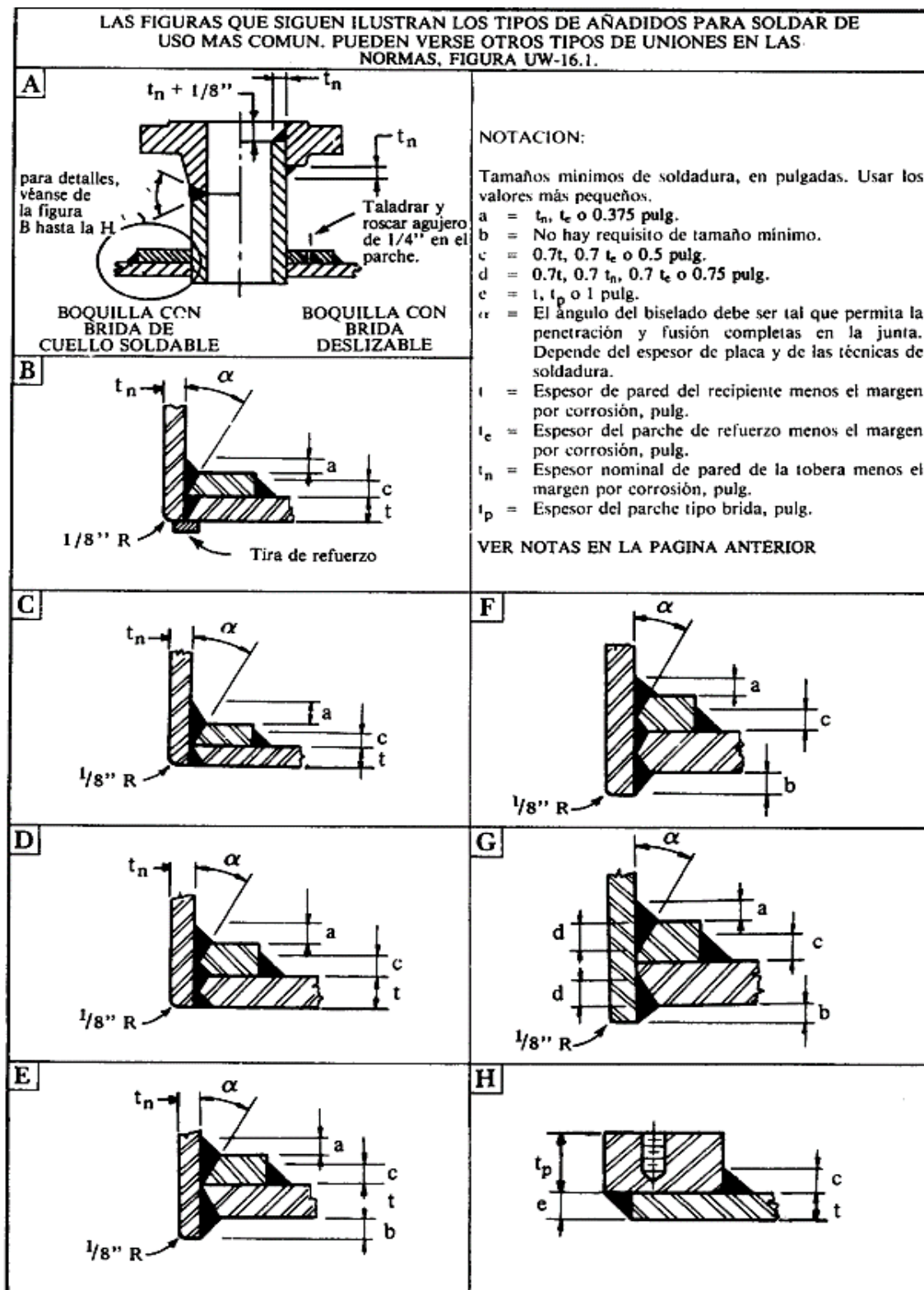


Figura 4: Tipos de unión para registros con parche de refuerzo [23]

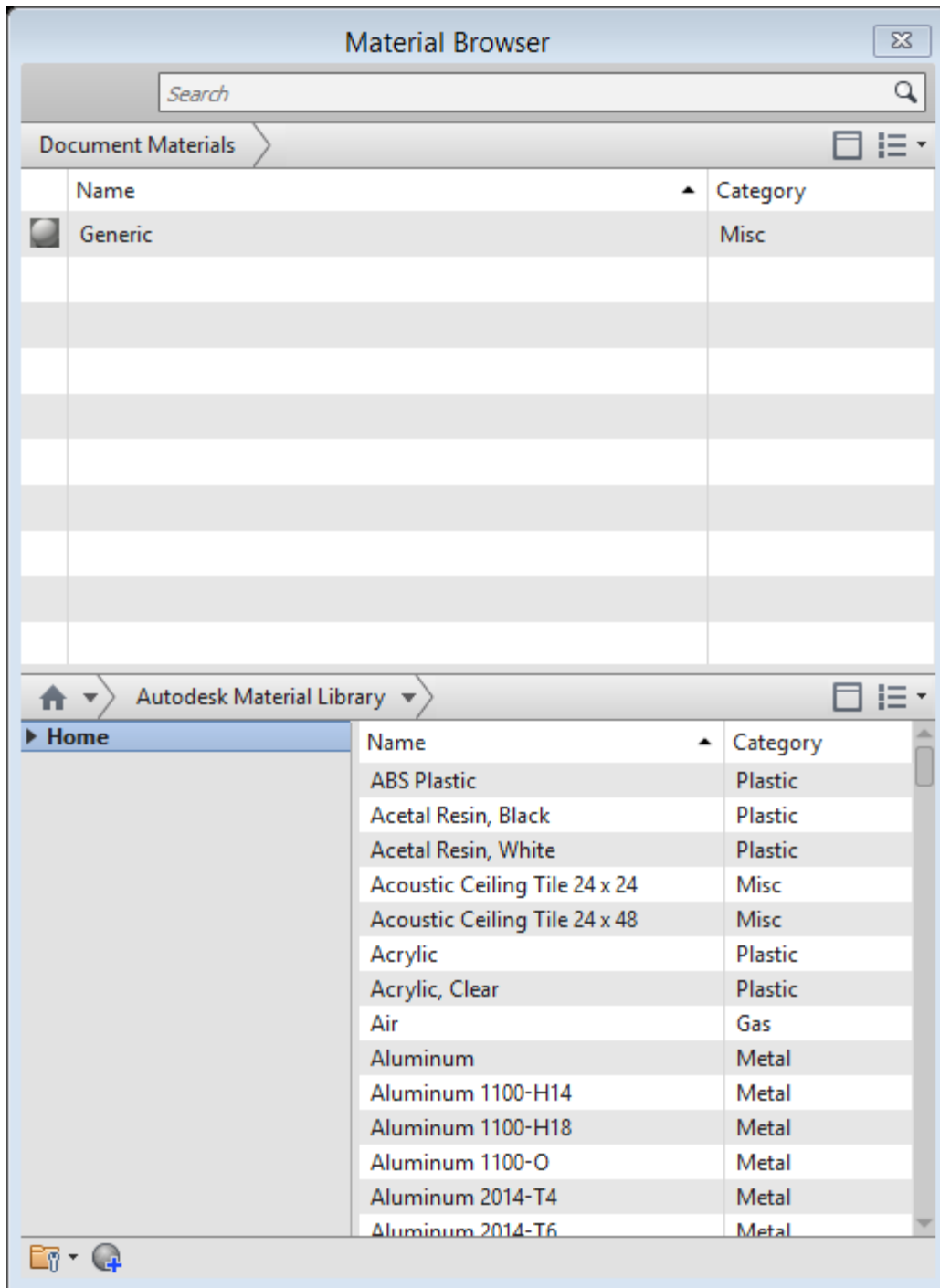


Figura 5: Selección del material