



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN
CON EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS
FINITOS**

Autor:

Escudero Vega, Rodrigo

Tutor:

**Manso Burgos, Gabriel
Departamento de Ingeniería
Mecánica**

Valladolid, Julio 2016.

AGRADECIMIENTOS.....	5
RESUMEN.....	7
1. OBJETIVOS.....	9
2. INTRODUCCIÓN.....	11
3. DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	15
4. CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN USANDO LA RESISTENCIA DE MATERIALES.....	19
4.1. Símbolos particulares.....	19
4.2. Recipiente de envolvente cilíndrica.....	19
4.3. Fondo esférico.....	23
4.4. Fatiga.....	25
5. ANÁLISIS DE RECIPIENTES A PRESIÓN CON LA NORMA.....	29
5.1. Materiales.....	29
5.2. Recipiente de envolvente cilíndrica.....	32
5.3. Aberturas en recipientes de envolvente cilíndrica.....	46
5.4. Diseño de recipientes a presión sometidos a fatiga.....	54
6. DISEÑO DEL RECIPIENTE CON EL SOFTWARE.....	61
6.1. Generación de geometría.....	61
6.2. Mallado.....	61
6.3. Recipiente de envolvente cilíndrica.....	63
6.4. Aberturas en recipientes de envolvente cilíndrica.....	66
6.5. Análisis de recipientes a presión a fatiga.....	69
7. SIMULACIÓN.....	71
7.1. Recipiente de envolvente cilíndrica.....	75
7.2. Aberturas en recipientes de envolvente cilíndrica.....	93
7.3. Recipientes sometidos a presión fluctuante.....	101
8. CONCLUSIONES.....	109
8.1. Recipientes sometidos a presión estática.....	109
8.2. Aberturas en recipientes.....	112
8.3. Recipientes sometidos a fatiga.....	113
9. LÍNEAS FUTURAS.....	117
SÍMBOLOS GENERALES.....	119
ÍNDICE DE FIGURAS.....	121

ÍNDICE DE TABLAS	125
BIBLIOGRAFÍA.....	127

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer todo el apoyo que me ha prestado mi familia: mi padre, Pedro, mi madre, Ruth y también a mi hermano, Alejandro. Con ellos comencé mi andadura en la universidad y con ellos quiero terminarla. Fueron ellos los que siempre me ayudaron en todo lo que necesité, los que me apoyaron en los momentos difíciles y sin ellos no habría llegado hasta aquí.

También me gustaría agradecer la ayuda a los profesores de la Escuela de Ingenieros Industriales por el esfuerzo que realizan en nuestra formación. En particular, le agradezco a mi tutor, Gabriel Manso Burgos, todos los esfuerzos que ha realizado para llevar a cabo este trabajo.

A todos ellos, gracias.

AGRADECIMIENTOS

RESUMEN

El Trabajo Fin de Grado trata sobre el estudio de la adecuación de los resultados proporcionados por un software comercial a lo establecido según la normativa de diseño de recipientes a presión (Norma UNE-EN 13445-3).

Para ello, se han realizado cálculos utilizando tres métodos distintos: la resistencia de materiales, la Norma, citada anteriormente, y el software de simulación de recipientes a presión que utiliza elementos tipo placa y está basado en el Método de los Elementos Finitos.

RESUMEN

1. OBJETIVOS

El Trabajo Fin de Grado que se presenta trata sobre el diseño y cálculo de recipientes a presión utilizando como herramienta un software comercial de diseño de cuerpos tipo "Shell" y de análisis de los mismos mediante el Método de los Elementos Finitos.

El objetivo de este trabajo es obtener una conclusión acerca de la adecuación que tienen los resultados obtenidos de un software comercial con un cálculo realizado "manualmente" a través de la Norma UNE-EN 13445-3 sobre el diseño de recipientes a presión no sometidos a llama.

La forma de afrontarlo consiste en seleccionar una serie de casos descritos en la Norma anteriormente citada y realizar un estudio tal como se explica en ella. Este documento proporciona la información necesaria para definir perfectamente la geometría y, asimismo, obtener los resultados que nos interesan para realizar el posterior análisis (presiones máximas soportables y resistencia del material a las cargas, fundamentalmente). Una vez que tenemos esto hecho podemos realizar un modelo en PV-Designer (Autodesk Mechanical Simulation) en el que introducimos la geometría previamente establecida.

El programa realiza un cálculo utilizando el MEF y nos proporciona los resultados de tensiones máximas soportadas (así como su localización en el recipiente).

Finalmente, podemos proceder a comparar los resultados obtenidos manualmente con ayuda de la Norma con los extraídos del programa.

Este estudio nos proporcionará dos posibles soluciones:

- 1) La comparación es satisfactoria y, por lo tanto, los datos arrojados por el programa son suficientemente cercanos a los obtenidos de la Norma (a los que consideraremos como buenos)
- 2) Los valores difieren excesivamente entre sí, lo cual hace pensar que el programa no es adecuado para la casuística que hemos propuesto. En este caso particular hay que recordar que estamos utilizando un programa que usa elementos tipo "Shell", y es posible que sea más adecuado utilizar elementos tridimensionales.

OBJETIVOS

2. INTRODUCCIÓN

El diseño de recipientes a presión es un problema fundamental en las aplicaciones de Ingeniería, ya que su utilización es muy común en muchos y muy diversos campos: desde las ollas a presión utilizadas en la cocina hasta los cohetes lanzados al espacio.

Por ello, es de vital interés contar con un método de cálculo que nos permita diseñar recipientes a presión con la seguridad de que no van a fallar en servicio.

La normativa utilizada en este trabajo, fundamentalmente la UNE-EN 13445-3, es una norma de ámbito de aplicación europeo y proporciona la información necesaria para el diseño y cálculo de una amplia gama de recipientes a presión de forma manual. Sin embargo, como ocurre en muchos otros sectores, se hace necesaria la disponibilidad de una herramienta computacional que permita realizar estos mismos cálculos de forma automática y rápida.

En relación a esto último, el Trabajo Fin de Grado que se presenta está orientado al análisis de los resultados proporcionados por un software comercial de diseño de recipientes a presión, tal como ha quedado establecido en los objetivos.

El software que se ha utilizado es PV-Designer de Autodesk Mechanical Simulation y que, como ya se adelantó, realiza el cálculo en base al Método de los Elementos Finitos mediante la utilización de elementos tipo "Shell".

Se hace necesario en este punto explicar en qué consiste el MEF. El MEF es un procedimiento de análisis numérico para el estudio de medios continuos, que sería muy complicado de resolver analíticamente.

El MEF es una herramienta utilizada en el estudio de muy diversos campos, dada su aplicabilidad en todos ellos: problemas de conducción de calor, análisis de tensiones en estructuras o estudios relacionados con la mecánica de fluidos.

El método de cálculo consiste en discretizar el problema al que nos enfrentamos en elementos finitos (distintos de los elementos diferenciales utilizados en cálculo) de manera que obtenemos otro problema cuya solución es mucho más sencilla. Esta discretización hace que la solución que resulta no sea del todo exacta, pero suficientemente buena para aplicaciones de ingeniería. Cabe decir que cuanto mejor se hace la discretización, mejores son los resultados, por lo que el éxito de el MEF radica precisamente en este punto.

INTRODUCCIÓN

En nuestra aplicación del MEF, esta discretización se basa en dividir el sólido en elementos planos (de diferentes geometrías) de manera que los vértices de dichos elementos se denominan nodos. El objetivo es obtener los grados de libertad de cada nodo. En este punto, hay que tener en cuenta que el sólido real tiene infinitos grados de libertad, porque está configurado por infinitas partículas, de ahí que el resultado no sea exacto (el número de elementos es "finito"). Cuanto más grande sea el número de elementos, mejor será la aproximación.

Antes de continuar, es necesario detenerse un poco en los elementos que genera el programa. PV-Designer está pensado para realizar cálculos de recipientes a presión de manera rápida y sencilla. Por esta razón, el programa utiliza elementos tipo "Shell", que son más sencillos y rápidos de analizar. Aunque son menos precisos que los elementos tridimensionales, si el problema está bien formulado, los resultados van a ser suficientemente buenos para las aplicaciones que se van a estudiar.

En los elementos tipo "Shell" se realizan tres aproximaciones fundamentales:

- 1) Se trata de elementos planos compuestos de una membrana plana y una placa de flexión.
- 2) Son elementos curvos.
- 3) Los elementos se aproximan a las placas de la Teoría de Mindlin.

En resumen, los elementos tipo "Shell" se caracterizan por tener una dimensión (el espesor) mucho más pequeña que las demás, lo cual hace que la utilización de este tipo de elementos sea una aproximación razonable.

Cuando el sólido está cargado con un estado de fuerzas, aparecen tensiones en los nodos, lo cual hace que éstos tiendan a moverse. Por lo tanto, los nodos deben tener restringidos sus movimientos y tendrá que haber compatibilidad ya que cada nodo pertenecerá a varios elementos a la vez. Esto implica, también, que sea necesario aplicar condiciones de contorno en función de las especificaciones del problema.

Dichas condiciones de contorno afectan a la forma en la que el sólido puede deformarse y son particulares de cada aplicación. Por ejemplo, se tiene en cuenta la forma en la que el recipiente está sujeto, de manera que estas zonas tendrán restringidos los movimientos.

Finalmente, con todo lo anterior definido, se puede proceder a la resolución del problema aplicando las ecuaciones correspondientes. Se utiliza el Método

INTRODUCCIÓN

Directo de Rigidez (MDR), en el que se relacionan las fuerzas en los nodos con los desplazamientos mediante la matriz de rigidez. Una vez que se tiene esto hecho, se procede ensamblando las matrices de cada nodo, resultando un sistema.

Tras la resolución del sistema es conveniente realizar un análisis de los resultados que proporcione una idea de lo precisos que han sido.

Todo lo anterior describe brevemente en qué consiste el MEF. Como se puede ver, la resolución manual es tanto más compleja cuantos más nodos se utilizan en la discretización pero, a su vez, es también mucho más precisa.

Aquí es donde se hace muy interesante y necesario contar con una herramienta de resolución automática, es decir, un software.

El programa no es más que una implementación del MEF de manera que con el sólido creado es capaz de analizar su fisionomía, discretizarlo, resolver las ecuaciones y proporcionar un informe con los resultados.

Sin embargo, el programa no es de ninguna ayuda si no se sabe cómo usarlo. En el TFG, además de comprobar los resultados que proporciona el software, otro de los objetivos era familiarizarse con este tipo de sistemas de cálculo, en los que se aplican conceptos teóricos vistos a lo largo de la carrera. Era necesario, por lo tanto, comprender cuál era el funcionamiento del programa.

El primer paso consiste en generar una geometría para analizar. Posteriormente, el programa realiza una discretización del sólido generado. Permite, además, modificar la malla y realizar una discretización más precisa si se requieren resultados mejores, o incidir sobre determinadas zonas en las que a priori se sabe que van a existir concentraciones de tensiones (empalmes, soldaduras, aberturas...). La siguiente fase es aplicar un estado de cargas al que va a estar sometido el recipiente: fuerzas puntuales o distribuídas, momentos o, como en el caso de este trabajo, cargas de presión. El último paso es imponer las condiciones de contorno. Como los problemas planteados son conocidos, las condiciones de contorno también lo son.

Lo anterior es la preparación del problema en el software. La siguiente etapa consiste en realizar el análisis. El programa resuelve el problema con todos los datos proporcionados en el modelo y proporciona un informe con los resultados.

En el caso de PV-Designer, el resultado son valores de tensiones y deformaciones que se visualizan en un mapa de colores en el que se pueden

INTRODUCCIÓN

observar fácilmente las zonas más solicitadas, es decir, los lugares que van a fallar antes.

Como conocemos los resultados obtenidos manualmente, podemos ver si, efectivamente, los resultados proporcionados por el programa son adecuados, analizando las diferencias entre ambos resultados y comprobando visualmente si los resultados son coherentes (simetrías, lugares más solicitados...).

3. DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA

En este capítulo se va a mostrar la geometría de los problemas planteados posteriormente. En principio, se va a realizar un estudio a carga estática. Una vez se compruebe que el programa funciona correctamente ante este tipo de cargas, se procederá a ver el efecto de las aberturas en los recipientes y, finalmente, se someterá al recipiente a cargas variables en el tiempo (fatiga).

En todos los casos, la geometría tiene envolvente cilíndrica, y se han analizado dos tipos de fondos: esféricos y torisféricos. Por la mayor simplicidad que tienen, los fondos esféricos permitían realizar una comprobación, además de con la Norma, aplicando las ecuaciones de la Resistencia de Materiales, por lo que se tiene mayor información acerca del funcionamiento del software. Por otra parte, los fondos torisféricos son de gran ayuda para realizar un estudio más complejo, puesto que la geometría no es tan sencilla, de manera que se comprueba así la forma en la que el programa se ajusta a las exigencias de la Norma.

Para la carga estática, se han realizado seis análisis, correspondientes a seis geometrías. El hecho de realizar tantas simulaciones tenía como objetivo ver cómo el programa resolvía distintas configuraciones geométricas: recipientes más o menos esbeltos, con fondos esféricos o torisféricos.

Sin embargo, una vez realizado el estudio a carga estática, se ha seleccionado una de las geometrías ya que, si para carga estática el programa realiza las simulaciones correctamente para distintas geometrías, se puede asumir que lo hará en el caso de aberturas o fatiga.

Las geometrías utilizadas son las siguientes:

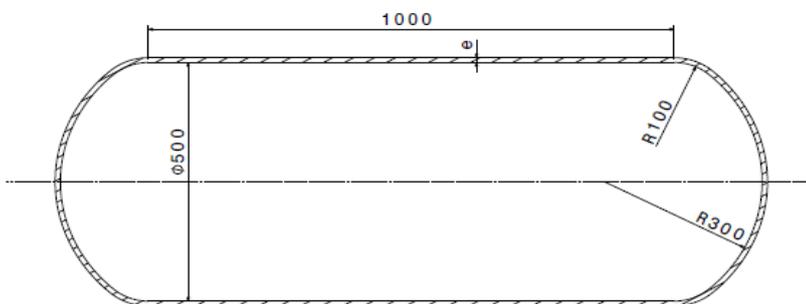


Figura 3-1 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo torisférico 1

DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA

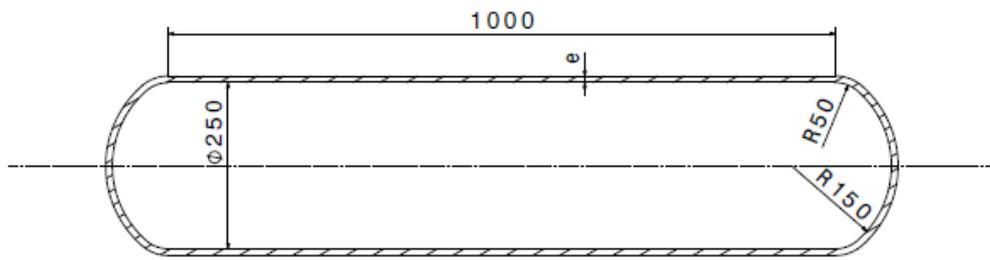


Figura 3-2 Recipiente de envoltura cilíndrica con fondo torisférico 2

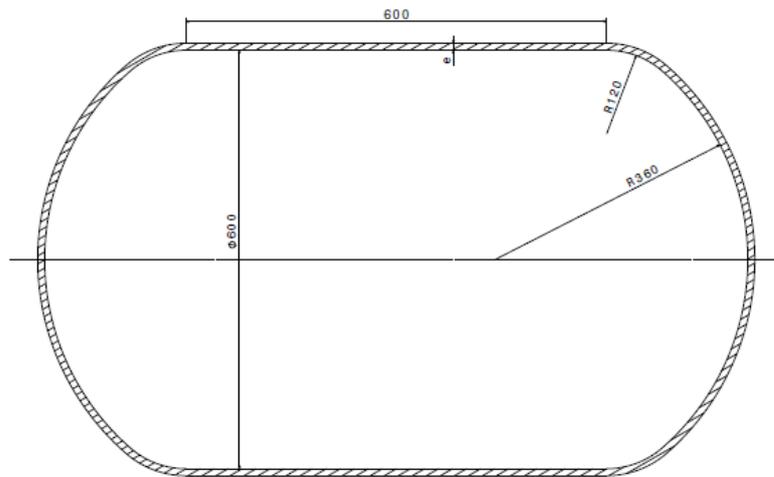


Figura 3-3 Recipiente de envoltura cilíndrica con fondo torisférico 3

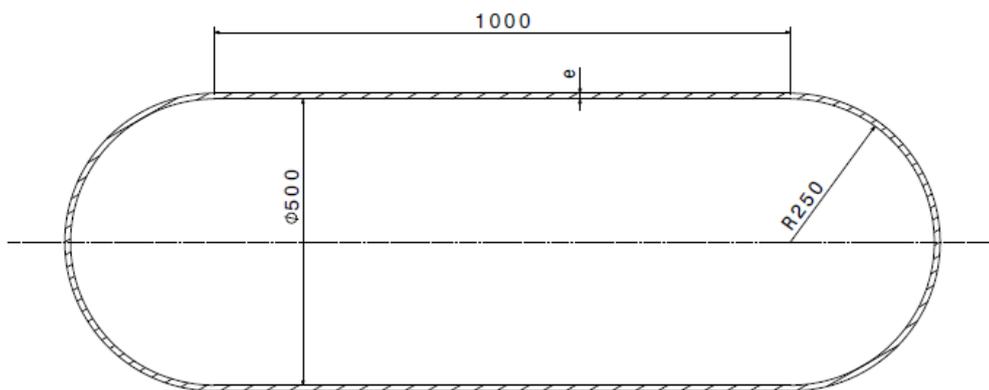


Figura 3-4 Recipiente de envoltura cilíndrica con fondo esférico 1

DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA

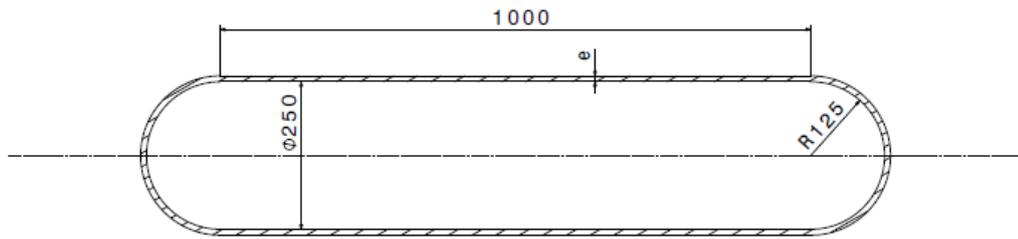


Figura 3-5 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo esférico 2

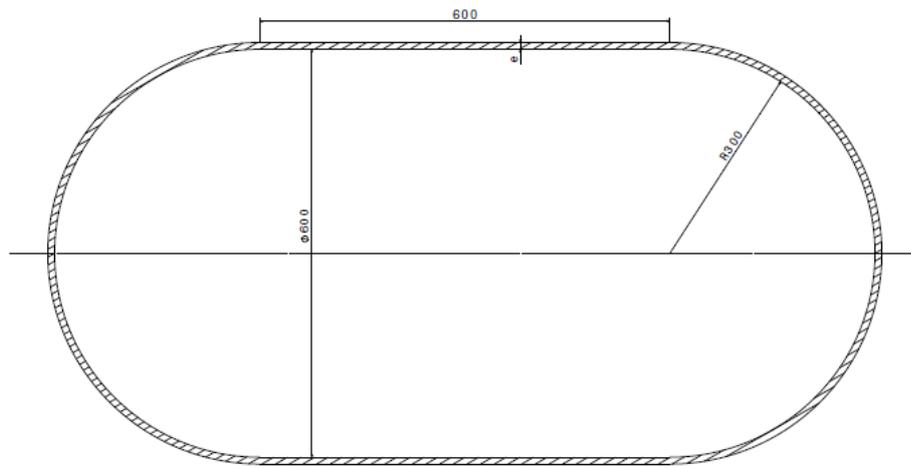


Figura 3-6 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo esférico 3

Como se ha adelantado, se tienen seis geometrías, de manera que el estudio a carga estática es muy completo. Los recipientes son más o menos esbeltos dependiendo de qué geometría se seleccione, de manera que se puede ver si el programa realiza bien la simulación ante cambios geométricos de este tipo. Además, se han utilizado dos tipos de fondos.

Para los análisis ante aberturas y cargas a fatiga el recipiente empleado ha sido el correspondiente a la figura 3-4, con fondo esférico por su mayor simplicidad. Para el caso de fatiga, el recipiente no sufre ninguna modificación geométrica, mientras que en el caso de las aberturas, se realizan en la parte central de la envolvente cilíndrica.

En el capítulo 6, se puede ver perfectamente cómo se modifica la geometría al introducir aberturas, por lo que incorporar aquí más imágenes de geometría no aporta demasiada información.

DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA

4. CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN USANDO LA RESISTENCIA DE MATERIALES

Este capítulo está dedicado a realizar cálculos teóricos con las ecuaciones de Resistencia de Materiales con el objetivo de obtener unos resultados iniciales a partir de los cuales se pueda proceder a hacer el estudio para el que está orientado este trabajo.

4.1. Símbolos particulares

Símbolos empleados en carga estática	
Abreviatura	Definición
d (mm)	Es el diámetro interior de la envolvente cilíndrica
e (mm)	Es el espesor de la envolvente o el fondo
P (Bar)	Es la presión de cálculo aplicada
σ_m (MPa)	Es la tensión longitudinal de la envolvente o el fondo
σ_t (MPa)	Es la tensión tangencial de la envolvente o el fondo
σ_{eq} (MPa)	Es la tensión de Von Mises
Símbolos empleados en fatiga	
a	Parámetro de la curva S-N de diseño a fatiga
b	Parámetro de la curva S-N de diseño a fatiga
n	Factor de seguridad que caracteriza la fatiga
N (ciclos)	Número de ciclos que soporta el recipiente antes de fallar
S_e (MPa)	Límite de resistencia a fatiga
S_{ut} (MPa)	Resistencia última a la tracción de la probeta
σ_m (MPa)	Tensión media aplicada
σ_a (MPa)	Tensión alternante aplicada
$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	Resistencia a fatiga para vida finita

4.2. Recipiente de envolvente cilíndrica

En primer lugar se van a plantear las ecuaciones que permiten calcular las tensiones en una envolvente cilíndrica y que nos servirán para comparar los resultados con los cálculos que realiza el software.

Las figuras adjuntas proporcionan la geometría cilíndrica e indican las tensiones que posteriormente se van a calcular.

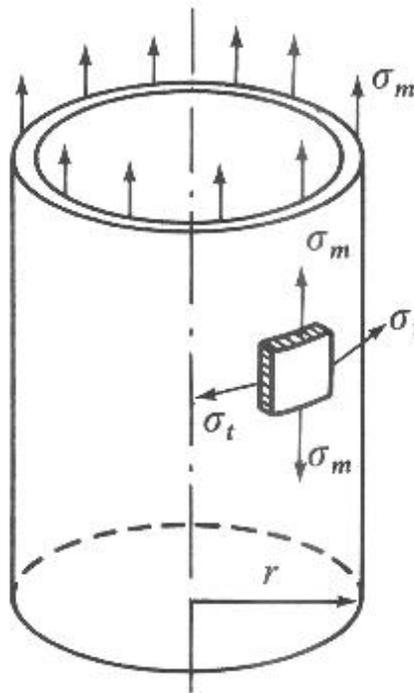


Figura 4-1 Tensiones en envoltura cilíndrica

Planteando el cálculo de σ_m , se obtiene:

$$\sigma_m \cdot \left[\frac{\pi \cdot (d + 2 \cdot e)^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right] = P \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Ecuación 4.1

Si se opera, despreciando términos de segundo orden, se puede despejar la tensión, obteniéndose lo siguiente:

$$\sigma_m = \frac{P \cdot d}{4 \cdot e}$$

Ecuación 4.2

En cuanto a la componente tangencial, el cálculo es el siguiente:

$$P \cdot d = 2 \cdot \sigma_t \cdot e$$

Ecuación 4.3

De manera que, al despejar:

$$\sigma_t = \frac{P \cdot d}{2 \cdot e}$$

Ecuación 4.4

La otra componente, al tratarse de un recipiente de pared delgada, es despreciable.

Por último, se tendrá en cuenta, al igual que el programa, la tensión de Von Mises, de manera que la ecuación a aplicar es:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_t^2 - \sigma_m \cdot \sigma_t}$$

Ecuación 4.5

El programa permite medir ambas componentes y la tensión de Von Mises, por lo que con un simple cálculo se pueden comparar estos valores con los obtenidos por el programa.

4.2.1. Cálculos

Antes de comenzar el trabajo de simulación y utilizando la geometría prevista para su uso en el programa, se van a realizar algunos cálculos con para así comparar los resultados con lo obtenido por medio del software.

Como se van a hacer tres estudios, modificando la geometría, se van a realizar cálculos para tres casos distintos utilizando las expresiones anteriores. Dada la simetría que presenta una envolvente cilíndrica, basta con tomar un punto en la superficie y obtener el valor de la tensión de Von Mises con el software para compararlo, ya que será la misma para todos los puntos.

4.2.1.1. Resultados

Teniendo en cuenta la geometría de cada caso, se puede proceder a realizar los cálculos aplicando las ecuaciones descritas anteriormente.

Para cada geometría se van a realizar tres simulaciones distintas variando el espesor, lo cual proporciona una tensión máxima determinada. Dado que no es necesario realizar todas las comprobaciones, se va a realizar una comprobación por cada recipiente utilizando un espesor distinto en cada caso.

Tabla 4-1 Resultados envolvente cilíndrica de la geometría 1

Recipiente D = 500 mm	
Datos	Valor
Presión de cálculo (Pa)	1000000
Diámetro de la envolvente (m)	0.5
Espesor (m)	0.0014691
Resultados	Valor
Tensión tangencial σ_t (MPa)	170.17
Tensión normal σ_m (MPa)	85.09
Tensión de Von Mises (MPa)	147.37

Tabla 4-2 Resultados envolvente cilíndrica de la geometría 2

Recipiente D = 250 mm	
Datos	Valor
Presión de cálculo (Pa)	1000000
Diámetro de la envolvente (m)	0.25
Espesor (m)	0.0005783
Resultados	Valor
Tensión tangencial σ_t (MPa)	216.15
Tensión normal σ_m (MPa)	108.08
Tensión de Von Mises (MPa)	187.19

Tabla 4-3 Resultados envolvente cilíndrica de la geometría 3

Recipiente D = 600 mm	
Datos	Valor
Presión de cálculo (Pa)	1000000
Diámetro de la envolvente (m)	0.6
Espesor (m)	0.001244
Resultados	Valor
Tensión tangencial σ_t (MPa)	241.16
Tensión normal σ_m (MPa)	120.58
Tensión de Von Mises (MPa)	208.85

En las tablas adjuntas se pueden ver los resultados que se obtienen. En el capítulo 7 se verán los resultados obtenidos con la simulación y, utilizando estos cálculos, se podrá comprobar si el funcionamiento del programa de adecúa al cálculo teórico mediante las ecuaciones de la Resistencia de Materiales.

4.3. Fondo esférico

Aunque en el trabajo se ha realizado el cálculo para un fondo torisférico con la Norma, para comprobar el funcionamiento del programa se van a ver los resultados de un fondo esférico, cuyos cálculos son más simples de realizar. La siguiente imagen indica las tensiones que aparecen en una envolvente esférica:

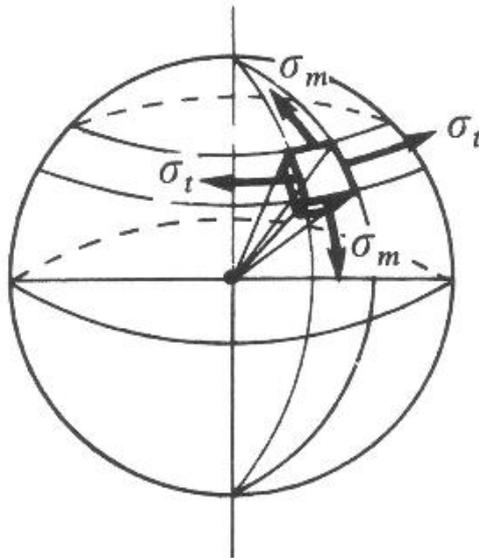


Figura 4-2 Tensiones en envolvente esférica

Dada la simetría, se verifica:

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{P \cdot d}{2 \cdot e}$$

Ecuación 4.6

Las tensiones se distribuyen uniformemente por toda la superficie, siendo ambas componentes iguales y de valor constante.

4.3.1. Cálculos

Al igual que se ha hecho con la envolvente cilíndrica, se va a realizar un cálculo similar para el fondo esférico. La geometría ha quedado definida anteriormente, por lo que no es necesario añadirla de nuevo aquí.

Utilizando los mismos casos que para la envolvente cilíndrica pero aplicando las ecuaciones correspondientes al fondo esférico, se puede hallar la tensión en cada punto. Debido a la geometría esférica, en todos los puntos el valor va a ser el mismo, ya que los esfuerzos se van a distribuir uniformemente.

4.3.1.1. Resultados

Para este estudio, los resultados son los siguientes:

Tabla 4-4 Resultados fondo esférico de la geometría 1

Fondo D = 500 mm	
Datos	Valor
Presión de cálculo (Pa)	1000000
Diámetro de la envolvente (m)	0.5
Espesor (m)	0.0014691
Resultados	Valor
Tensión tangencial σ_t (MPa)	85.09
Tensión normal σ_m (MPa)	85.09
Tensión de Von Mises (MPa)	85.09

Tabla 4-5 Resultados fondo esférico de la geometría 2

Fondo D = 250 mm	
Datos	Valor
Presión de cálculo (Pa)	1000000
Diámetro de la envolvente (m)	0.25
Espesor (m)	0.0005783
Resultados	Valor
Tensión tangencial σ_t (MPa)	108.08
Tensión normal σ_m (MPa)	108.08
Tensión de Von Mises (MPa)	108.08

Tabla 4-6 Resultados fondo esférico de la geometría 3

Fondo D = 600 mm	
Datos	Valor
Presión de cálculo (Pa)	1000000
Diámetro de la envolvente (m)	0.6
Espesor (m)	0.001244
Resultados	Valor
Tensión tangencial σ_t (MPa)	120.58
Tensión normal σ_m (MPa)	120.58
Tensión de Von Mises (MPa)	120.58

Como se comentó al principio, la simetría hace que los valores coincidan en todos los casos. En el capítulo 6 se compararán estos resultados con los obtenidos con el programa.

4.4. Fatiga

Para terminar, se van a ver las ecuaciones de cálculo a fatiga. Se utiliza, al igual que el programa, el criterio de Goodman. La ecuación para calcular el factor de seguridad es la siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

Ecuación 4.7

Con esta ecuación se puede calcular el factor de seguridad conociendo los valores S_{ut} y S_e , que se pueden extraer de la Norma UNE-EN 10028-2, de donde se han seleccionado los materiales. No obstante, se ha tenido en cuenta la curva que proporciona la Norma UNE-EN 13445-3 para recipientes sin soldar a fatiga (figura 5-6), en la que los valores de S_{ut} y S_e son, respectivamente, 2500 y 86,25 MPa. Dado que estos datos los proporciona la Norma, se utilizan también en este apartado con el fin de aplicar el mismo criterio y, por tanto, poder comparar los resultados.

El cálculo que realiza la Norma difiere con la forma en la que se realizan los cálculos con la Resistencia de Materiales. En la Norma, el incremento de tensiones que se utiliza es el total ($2 \cdot \sigma_a$), mientras que en con la Resistencia de Materiales se utiliza tan solo la componente alternante. Como en las ecuaciones se introduce la curva de la carga realizada con Excel, para que los resultados sean coherentes, hay que modificar los parámetros de la curva S-N, de manera que podamos comparar resultados relacionados. De aquí que los valores utilizados sean 2500 y 86,25 MPa en lugar de 5000 y 172,5 MPa.

Otra ecuación importante es la de obtención del número de ciclos que va a resistir el recipiente (en este caso) siempre que el factor de seguridad sea inferior a 1, es decir, cuando nos encontremos ante vida finita.

$$N = \left(\frac{\sigma_{max}}{a} \right)^{1/b}$$

Ecuación 4.8

Donde:

$$a = \frac{(0,9 \cdot S_{ut})^2}{S_e} ; b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S_e}\right)$$

Ecuación 4.9

Esta ecuación, como se ha adelantado, es de ayuda cuando la vida es inferior a un determinado valor de ciclos. Dicho valor límite se ha considerado $2 \cdot 10^6$ debido a los criterios que considera la Norma y estas ecuaciones no son útiles ya que están planteadas para 10^6 ciclos, por lo que el resultado de su aplicación no correspondería con el criterio adoptado en el trabajo.

Teniendo en cuenta las expresiones anteriores, podemos efectuar un cálculo de la resistencia a fatiga del recipiente. Para este estudio, dado que lo anterior está referido a carga estática, tan solo se va a utilizar una geometría, ya que presuponemos que, si el programa funciona bien ante cargas estáticas, es de esperar que lo haga también ante cargas variables. La geometría será la correspondiente al primero de los casos planteados anteriormente (figura 3-4).

La carga aplicada puede verse en la figura 4-3 más adelante. Se trata de una carga sinusoidal de amplitud 4 bar y, por tanto, la presión fluctuará entre 2 y 10 bar. Por ello, las tensiones media y alternante se calcularán proporcionalmente a la presión aplicada, es decir, la tensión media será proporcional a una presión de 6 bar y la tensión alternante, lo será a una presión de 4 bar.

A continuación se adjuntan tablas en las que se recoge la información acerca del cálculo del coeficiente de seguridad para cada material según la ecuación 4.7:

Tabla 4-7 Resultados de fatiga para el material 1

Acero P265GH Carga centrada en 6 bar			
S_{ut} (MPa)	2500	σ_m (MPa)	103.8
S_e (MPa)	86.25	σ_a (MPa)	69.2
Factor de seguridad, n			1.185

Tabla 4-8 Resultados de fatiga para el material 2

Acero P295GH Carga centrada en 6 bar			
S_{ut} (MPa)	2500	σ_m (MPa)	131.4
S_e (MPa)	86.25	σ_a (MPa)	87.6
Factor de seguridad, n			0.936

Tabla 4-9 Resultados de fatiga para el material 3

Acero P355GH Carga centrada en 6 bar			
S_{ut} (MPa)	2500	σ_m (MPa)	149.4
S_e (MPa)	86.25	σ_a (MPa)	99.6
Factor de seguridad, n			0.823

Los valores más representativos son los del factor de seguridad. Tan solo es superior a uno para el primero de los materiales, lo cual significa que la vida es infinita ($N \geq 2 \cdot 10^6$ ciclos). Sin embargo, para los otros dos materiales obtenemos un factor de seguridad que indica que el recipiente soportará un número de ciclos finito. Aplicando las ecuaciones se puede calcular también el número de ciclos, aunque, como se ha dicho, se considera vida infinita a partir de $2 \cdot 10^6$ ciclos y, por tanto, el resultado no tiene gran interés. Además, las ecuaciones del cálculo del número de ciclos no son válidas para el criterio de $2 \cdot 10^6$ ciclos.

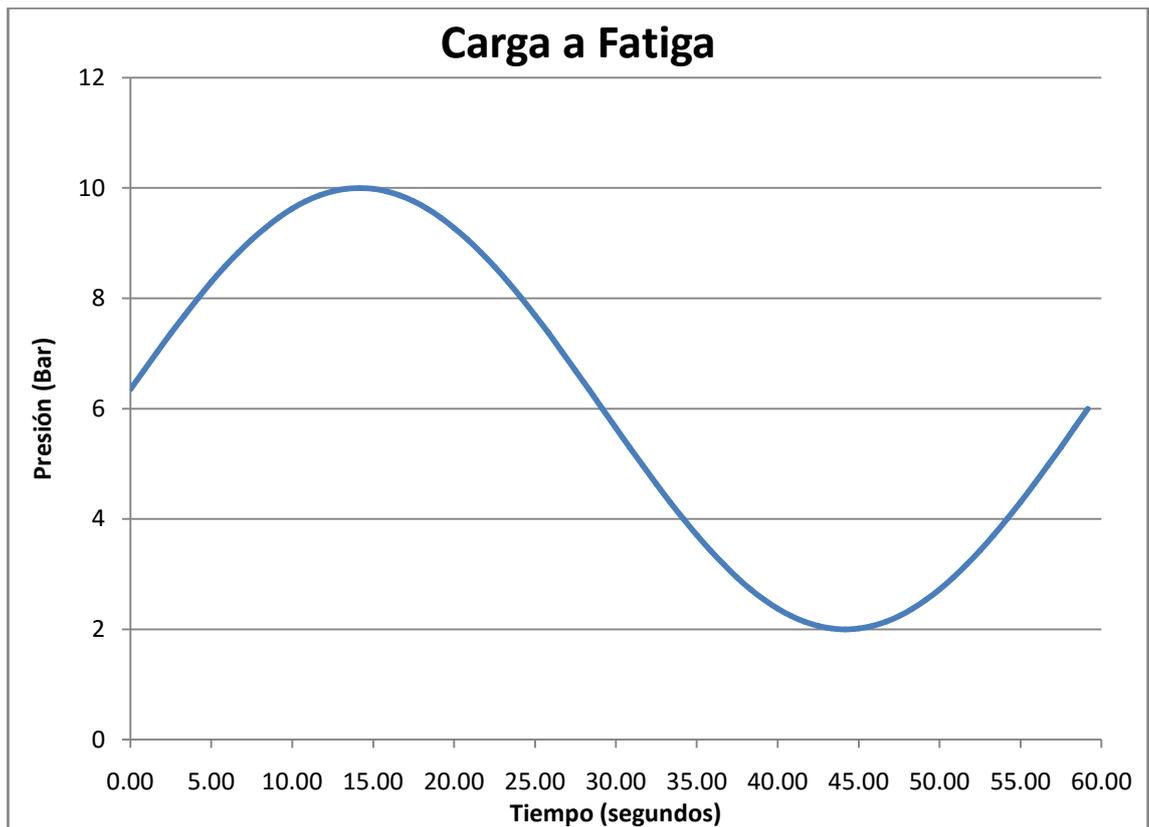


Figura 4-3 Carga de fatiga aplicada

5. ANÁLISIS DE RECIPIENTES A PRESIÓN CON LA NORMA

5.1. Materiales

En primer lugar, hay que seleccionar materiales adecuados para las aplicaciones de este trabajo. Como se trata de recipientes a presión, lo más adecuado es acudir a la normativa al respecto: UNE-EN 10028-1 a UNE-EN 10028-7 sobre productos planos de acero para recipientes a presión.

En estas normas se encuentran los aceros más comúnmente utilizados en aplicaciones a presión, dado que sus características mecánicas son muy adecuadas.

En el capítulo 6 de la Norma UNE-EN 13445-3, encontramos cómo obtener los valores máximos admisibles de la tensión nominal para aplicaciones a presión. Para el caso en el que estamos, la selección de los materiales ha sido conforme a la Norma UNE-EN 10028-2 sobre aceros aleados y no aleados con propiedades especificadas a altas temperaturas.

Las ecuaciones que se han aplicado para la obtención de las características mecánicas de los aceros se obtienen del capítulo 6 de la Norma UNE-EN 13445-3, y, para el caso planteado, son las siguientes:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{1,875}\right)$$

Ecuación 5.1

$$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{test}}}{1,05}\right)$$

Ecuación 5.2

Con estas dos ecuaciones se obtienen los valores necesarios para realizar el cálculo posterior. En la tabla de símbolos generales de esta sección se observa a qué hace referencia cada abreviatura. Sin embargo, cabe aclarar que, en aquellos símbolos en los que se hace referencia a la temperatura del ensayo, en los problemas planteados siempre se ha considerado la temperatura ambiente.

Para finalizar esta parte, a continuación se indican los materiales seleccionados de la Norma UNE-EN 10028-2 y algunas de sus propiedades mecánicas más importantes.

ANÁLISIS DE RECIPIENTES A PRESIÓN CON LA NORMA

- 1) Acero P265GH
- 2) Acero P295GH
- 3) Acero P355GH

En las tablas a continuación se recoge la información correspondiente a las características más relevantes de los aceros.

Tabla 5-1 Composición química de los aceros

Designación del acero	Simbólica	P265GH	P295GH	P355GH
	Numérica	1.0425	1.0481	1.0473
% masa	C	≤ 0,20	0,08 a 0,20	0,10 a 0,22
	Si	≤ 0,40	≤ 0,40	≤ 0,60
	Mn	0,80 a 1,40	0,90 a 1,50	1,10 a 1,70
	P máx.	0,025	0,025	0,025
	S máx.	0,010	0,010	0,010
	Al_{total}	≥ 0,020	≥ 0,020	≥ 0,020
	N	≤ 0,012	≤ 0,012	≤ 0,012
	Cr	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,30
	Cu	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,30
	Mo	≤ 0,08	≤ 0,08	≤ 0,08
	Nb	≤ 0,020	≤ 0,020	≤ 0,040
	Ni	≤ 0,3	≤ 0,3	≤ 0,3
	Ti máx.	0,03	0,03	0,03
	V	≤ 0,02	≤ 0,02	≤ 0,02
Otros	Cr+Cu+Mo+Ni: ≤ 0,70			

ANÁLISIS DE RECIPIENTES A PRESIÓN CON LA NORMA

Tabla 5-2 Características mecánicas de los materiales

Designación del acero		Espesor del producto t (mm)	Características a temperatura ambiente		
			Límite elástico R_{eH} (Mpa) mín.	Resistencia a la tracción R_m (Mpa)	Alargamiento después de la rotura A (% mín.)
Simbólica	Numérica				
P265GH	1.0425	≤ 16	265	410 a 530	22
		$16 < t \leq 40$	255		
		$40 < t \leq 60$	245		
		$60 < t \leq 100$	215		
		$100 < t \leq 150$	200	400 a 530	
		$150 < t \leq 200$	185	390 a 530	
P295GH	1.0481	≤ 16	295	460 a 580	21
		$16 < t \leq 40$	290		
		$40 < t \leq 60$	285		
		$60 < t \leq 100$	260		
		$100 < t \leq 150$	235	440 a 570	
		$150 < t \leq 200$	220	430 a 570	
P355GH	1.0473	≤ 16	355	510 a 650	20
		$16 < t \leq 40$	345		
		$40 < t \leq 60$	335		
		$60 < t \leq 100$	315	490 a 630	
		$100 < t \leq 150$	295	480 a 630	
		$150 < t \leq 200$	280	470 a 630	

Tabla 5-3 Límite elástico de materiales a distintas temperaturas

Designación del acero		Espesor del producto t (mm)	Mínimo límite elástico al 0,2%, R _{p0,2} MPa a la temperatura en °C de									
			50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
P265GH	1.0425	≤ 16	256	241	223	205	188	173	160	150	-	-
		16 < t ≤ 40	247	232	215	197	181	166	154	145	-	-
		40 < t ≤ 60	237	223	206	190	174	160	148	139	-	-
		60 < t ≤ 100	208	196	181	167	153	140	130	122	-	-
		100 < t ≤ 150	193	182	169	155	142	130	121	114	-	-
		150 < t ≤ 200	179	168	156	143	131	121	112	105	-	-
P295GH	1.0481	≤ 16	285	268	249	228	209	192	178	167	-	-
		16 < t ≤ 40	280	264	244	225	206	189	175	165	-	-
		40 < t ≤ 60	276	259	240	211	202	186	172	162	-	-
		60 < t ≤ 100	251	237	219	201	184	170	157	148	-	-
		100 < t ≤ 150	227	214	198	182	167	153	142	133	-	-
		150 < t ≤ 200	213	200	185	170	156	144	133	125	-	-
P355GH	1.0473	≤ 16	343	323	299	275	252	232	214	202	-	-
		16 < t ≤ 40	334	314	291	267	245	225	208	196	-	-
		40 < t ≤ 60	324	305	282	259	238	219	202	190	-	-
		60 < t ≤ 100	305	287	265	244	224	206	190	179	-	-
		100 < t ≤ 150	285	268	249	228	209	192	178	167	-	-
		150 < t ≤ 200	271	255	236	217	199	183	169	159	-	-

Conocidas las características mecánicas de los materiales podemos hallar las tensiones máximas admisibles de cada uno y, con ello, proceder a realizar los cálculos de resistencia de los recipientes, como se detalla más adelante.

5.2. Recipiente de envoltura cilíndrica

Este primer análisis consiste en realizar un modelo de un recipiente con PV-Designer y someterlo a una carga de presión interna determinada. No obstante, antes de pasar a la simulación, se van a realizar los cálculos siguiendo la Norma UNE-EN 13445-3. Para ello, acudiendo al capítulo 7 encontramos un método de diseño de recipientes sometidos a presión interna.

Antes de continuar con esto, se adjunta a continuación un índice de abreviaturas empleadas en las ecuaciones que permiten realizar el cálculo en este capítulo.

5.2.1. Abreviaturas específicas

D_e	Es el diámetro exterior de la envolvente
D_i	Es el diámetro interior de la envolvente
D_m	Es el diámetro medio de la envolvente
r	Es el radio interior de la parte tórica de enlace (figura 5-1)

5.2.2. Cálculo de envolventes cilíndricas

Existen dos posibilidades sobre el diseño que debemos contemplar, siempre y cuando esté determinado el material:

- 1) La geometría del recipiente es desconocida (habitualmente el espesor) pero se sabe qué presión interna debe ser capaz de soportar
- 2) Conocemos la geometría del recipiente y se quiere averiguar qué presión máxima podrá aguantar

Cualquiera de las dos posibilidades se resuelve de la misma manera. La única diferencia radica en el modo de empleo de las ecuaciones que se presentan más abajo.

En el caso que se detalla en esta sección se ha decidido calcular un recipiente para una presión nominal de 10 bares. La incógnita fundamental de este problema es qué espesor de pared será suficiente para soportar dicha presión sin fallar. Por lo tanto, el resto de la geometría del recipiente se puede ver en la figuras 3-1, 3-2 y 3-3.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento son las siguientes:

$$e = \frac{P \cdot D_i}{4 \cdot f \cdot z - P}$$

Ecuación 5.3

$$e = \frac{P \cdot D_e}{4 \cdot f \cdot z + P}$$

Ecuación 5.4

$$P_{max} = \frac{4 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{D_m}$$

Ecuación 5.5

Donde z tiene el valor asignado de 1 para situaciones normales de servicio.

En este caso, la condición impuesta ha sido que el diámetro interior fuera una determinada cantidad fijada de antemano, por lo que se emplea la ecuación 5.3. En cuanto a la ecuación 5.5, ésta es de aplicación para casos en los que conocemos la geometría al completo, por lo que la única incógnita sería la presión máxima que podría soportar.

5.2.3. Fondos torisféricos

5.2.3.1. Símbolos particulares

D_e	Es el diámetro exterior del borde cilíndrico
D_i	Es el diámetro interior del borde cilíndrico
e_b	Es el espesor para la parte tórica de unión, para evitar pandeo
e_s	Es el espesor requerido para el fondo, para limitar la tensión de membrana en la parte central
e_y	Es el espesor requerido para la parte tórica de unión, para evitar una plastificación asimétrica
f_b	Es la tensión de cálculo en la ecuación relativa al pandeo
R	Es el radio interior de la parte esférica central del fondo torisférico
β	Es un coeficiente obtenido a partir de la figura 5-2
β'	Es un coeficiente obtenido a partir de la figura 5-3

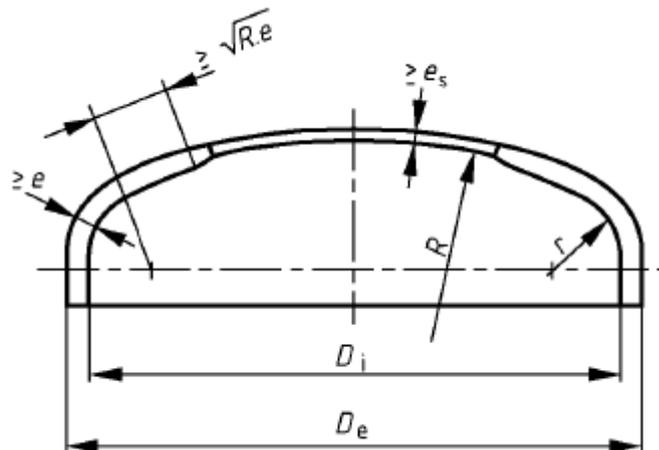


Figura 5-1 Geometría del fondo torisférico

5.2.3.2. Condiciones de aplicabilidad

En esta sección hay que tener en cuenta que la geometría del recipiente tiene ciertas restricciones para que el cálculo que se realiza sea válido. Tales condiciones son las siguientes:

$$0.06D_i \leq r \leq 0.2D_i$$

Ecuación 5.6

$$r \geq 2e$$

Ecuación 5.7

$$e \leq 0.08D_e$$

Ecuación 5.8

$$e_a \geq 0.001D_e$$

Ecuación 5.9

$$R \leq D_e$$

Ecuación 5.10

5.2.3.3. Cálculo

El cálculo se realiza conforme a la UNE-EN 13445-3. En el caso de fondos torisféricos las ecuaciones son:

$$e_s = \frac{P \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0,5 \cdot P}$$

Ecuación 5.11

$$e_y = \frac{\beta \cdot P \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f}$$

Ecuación 5.12

Donde β se obtiene de la figura 5-2.

$$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[\frac{P}{111 \cdot f_b} \cdot \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0.825} \right] \left(\frac{1}{1.5} \right)$$

Ecuación 5.13

Donde f_b se obtiene con la siguiente ecuación:

$$f_b = \frac{R_{p0,2/T}}{1.5}$$

Ecuación 5.14

Esta última ecuación es de aplicación para los materiales empleados definidos en la primera sección de este capítulo.

Con el cálculo de estos tres espesores se debe hacer una comprobación que permitirá saber si el diseño es adecuado:

$$e \geq e_s, e_y, e_b$$

Ecuación 5.15

Es decir, el espesor obtenido del cálculo de la envolvente cilíndrica debe ser menor que los otros tres anteriores.

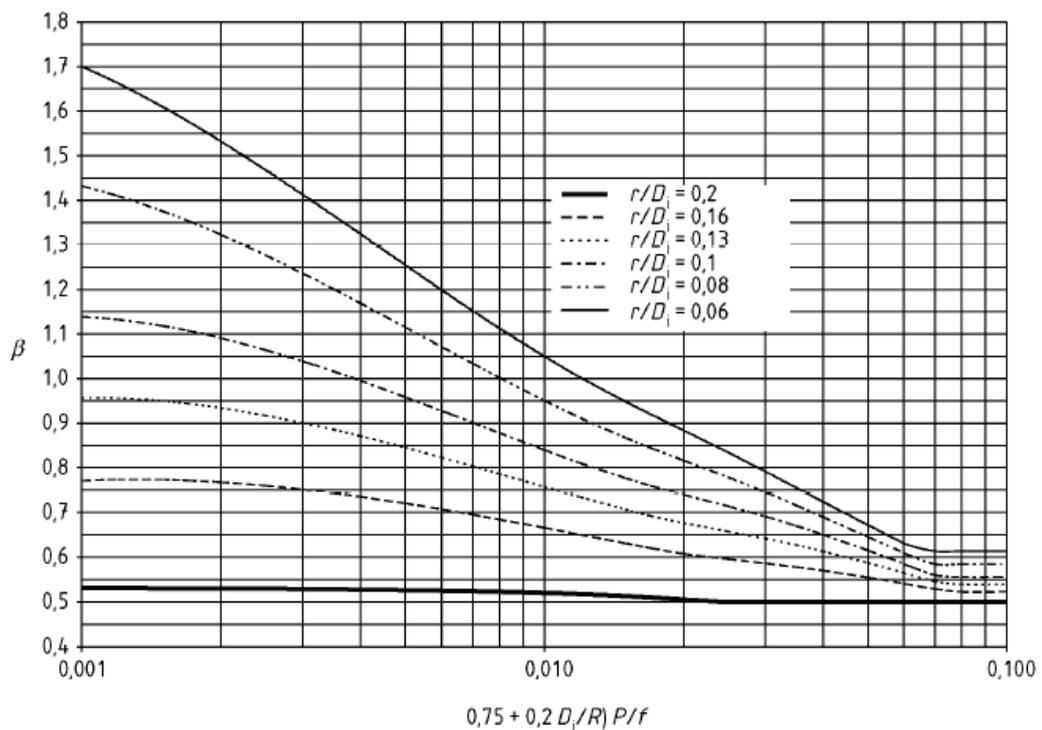


Figura 5-2 Gráfica para el cálculo de β

Posteriormente, es necesario calcular otros valores de presiones para comprobar que la tensión nominal de cálculo (se recuerda que es de 10 bares), sea la menor de todas ellas.

Las ecuaciones son las siguientes:

$$P_s = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a}$$

Ecuación 5.16

$$P_y = \frac{f \cdot e_a}{\beta' \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}$$

Ecuación 5.17

Donde β' se obtiene a partir de la figura 5-3.

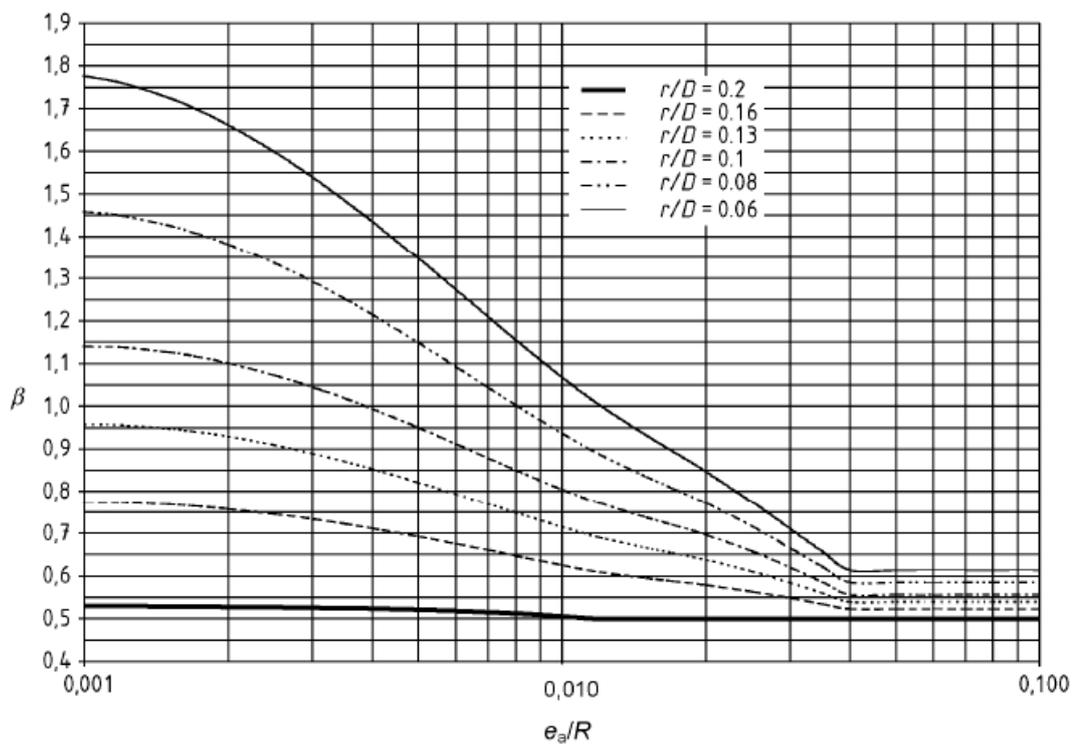
$$P_b = 111 \cdot f_b \cdot \left(\frac{e_a}{(0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)} \right)^{1,5} \cdot \left(\frac{r}{D_i} \right)^{0,825}$$

Ecuación 5.18

La comprobación que hay que hacer es la siguiente:

$$P \leq P_s, P_y, P_b$$

Ecuación 5.19

Figura 5-3 Gráfica para el cálculo de β'

5.2.4. Fondos hemisféricos

En el capítulo 3 se ha realizado un cálculo de las tensiones estáticas para recipientes con fondos esféricos. Por su mayor simplicidad, el cálculo teórico del capítulo 3 nos podía servir para después compararlo con los resultados de la Norma y de la simulación.

Al igual que con la envolvente cilíndrica, el cálculo consiste en obtener un espesor. No obstante, dado que se trata de un fondo y no de una envolvente, el cálculo con la Norma nos va a servir para saber si el espesor utilizado en la envolvente cilíndrica es suficiente en el fondo esférico para soportar la presión a la que va a estar sometido el recipiente que es, como antes, de 10 bar.

5.2.4.1. Símbolos y abreviaturas específicas

Para este caso, las abreviaturas son las mismas que para la envolvente cilíndrica, por lo que se omiten estos símbolos.

5.2.4.2. Cálculos

Las ecuaciones aplicables a este caso son las siguientes:

$$e = \frac{P \cdot D_i}{4 \cdot f \cdot z - P}$$

Ecuación 5.20

$$e = \frac{P \cdot D_e}{4 \cdot f \cdot z + P}$$

Ecuación 5.21

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{4 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{D_m}$$

Ecuación 5.22

Como se ha explicado, el espesor ya está calculado, por lo que se utiliza la tercera de las ecuaciones para ver cuál es la presión máxima que es capaz de soportar el recipiente.

La geometría de los recipientes con fondos hemisféricos se puede ver en las figuras 3-4, 3-5 y 3-6.

5.2.5. Resultados

5.2.5.1. Características mecánicas de los materiales

Como ya se había adelantado, en la sección 5.1 se obtuvieron unas ecuaciones que permitían calcular las propiedades mecánicas de los materiales que, posteriormente, se necesitan para el cálculo del recipiente. En la siguiente tabla se adjunta la información de los tres materiales seleccionados y los resultados obtenidos:

Tabla 5-4 Tensión máxima admisible de los materiales

Material UNE-EN 10028-2	R_m (Mpa)	$R_{p0,2/20}$ (Mpa)	Alargamiento (%)	f_d (Mpa)
Acero P265GH	470	256	22	170,67
Acero P295GH	520	285	21	216,67
Acero P355GH	580	343	20	241,67

En ella se recogen los materiales seleccionados, los valores de la resistencia a la tracción, el límite elástico al 0,2% a temperatura ambiente y el alargamiento después de la rotura. Por último, y a partir de los valores anteriores (extraídos de las tablas 5-1, 5-2 y 5-3 correspondientes a las características de los materiales), se obtiene la tensión máxima admisible para cada material. Éste último valor es el que nos servirá, tras realizar la simulación, para comprobar que el recipiente soporta las cargas a las que ha sido sometido.

En esta parte no se hace ninguna distinción entre las distintas geometrías, ya que los materiales seleccionados son los mismos y este cálculo es independiente de la geometría del recipiente, tal como se puede ver en las ecuaciones 5.1 y 5.2, ya que en ellas no interviene ningún parámetro geométrico, sino solamente valores de las características mecánicas de los materiales.

5.2.5.2. Envoltente cilíndrica

En esta parte, se adjuntan los resultados referentes al cálculo realizado de la envoltente cilíndrica. En concreto, y como también se adelantó en la sección correspondiente, el resultado a tener en cuenta es el espesor que debe tener la envoltente para soportar la presión de 10 bares a la que va a estar sometido.

5.2.5.2.1. Primer caso

Esta parte está referida al caso en el que la geometría es la indicada en la figura 3-1. Empleando la ecuación 5.3 se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5-5 Espesor de la envoltente cilíndrica para la geometría 1

Material	Recipiente de envoltente cilíndrica		
	Diámetro (mm)	$P_{\text{cálculo}}$ (bar)	Espesor (mm)
Acero P265GH	500	10	1,4691
Acero P295GH	500	10	1,1565
Acero P355GH	500	10	1,0366

Para cada material se obtiene un espesor distinto dado que, como se ve en el apartado 4.2.6.1, la tensión máxima admisible para cada material es distinta.

5.2.5.2.2. Segundo caso

Al igual que antes, se proporcionan los resultados de los espesores de la envolvente cilíndrica para la geometría de este problema (figura 3-2):

Tabla 5-6 Espesor de la envolvente cilíndrica para la geometría 2

Material	Recipiente de envolvente cilíndrica		
	Diámetro (mm)	P _{cálculo} (bar)	Espesor (mm)
Acero P265GH	250	10	0,7346
Acero P295GH	250	10	0,5783
Acero P355GH	250	10	0,5183

Al tratarse de un diámetro menor y de un recipiente más esbelto, los espesores son menores que en el caso anterior. Se puede ver en la ecuación 5.3 ya que el espesor es directamente proporcional al diámetro interior. Como o se modifica ningún otro parámetro, al disminuir el diámetro, también lo hace el espesor.

5.2.5.2.3. Tercer caso

Por último, en este caso se utiliza una geometría muy poco esbelta (figura 3-3). De esta manera podremos ver si el programa realiza bien los cálculos para distintas solicitaciones.

Los resultados se detallan a continuación:

Tabla 5-7 Espesor de la envolvente cilíndrica para la geometría 3

Material	Recipiente de envolvente cilíndrica		
	Diámetro (mm)	P _{cálculo} (bar)	Espesor (mm)
Acero P265GH	600	10	1,7630
Acero P295GH	600	10	1,3878
Acero P355GH	600	10	1,2440

Al contrario que antes, como aumentamos el diámetro, también lo hace el espesor.

5.2.5.3. Fondo torisférico

Por último, se proporcionan los resultados referentes al fondo torisférico del recipiente. Al igual que en el caso anterior, para cada geometría los resultados cambian.

5.2.5.3.1. Primer caso

Aplicando las ecuaciones de la sección 5.2.3.3 se obtienen los resultados necesarios para el diseño del recipiente (en concreto, del fondo). En la siguiente tabla se pueden ver los resultados y los datos necesarios para calcular cada valor.

Algunos de los datos, como ciertos cocientes entre valores geométricos, o, por ejemplo, los parámetros para obtener β y β' , son datos necesarios para entrar en las figuras 5-2 y 5-3 del cálculo del fondo torisférico.

Por otra parte, una aclaración importante es que β hace referencia al parámetro asociado al cálculo de e_y , mientras que el parámetro β' hace referencia al valor necesario para calcular P_y . Se han diferenciado de esta manera para evitar confusiones durante el cálculo, ya que la Norma no hace ninguna discriminación entre ellos y, sin embargo, se calculan de distinta manera y se utilizan para obtener dos valores diferentes.

La geometría de este problema es la definida por la figura 3-1. Se trata de un recipiente de envolvente cilíndrica con fondo torisférico.

Tabla 5-8 Cálculos del fondo torisférico de la geometría 1

Datos	Fondo Torisférico		
	Material		
	1	2	3
es (mm)	0.8802	0.6931	0.6213
ey (mm)	1.7139	1.4250	1.3045
eb (mm)	1.1083	0.9453	0.8789
fb (Mpa)	170.67	190	228.67
Radio del fondo, R (mm)	300	300	300
Radio de redondeo, r (mm)	100	100	100
r/Di	0.2	0.2	0.2
Parámetro para obtener β	0.006	0.005	0.004
β	0.9	0.95	0.97
Ps (bar)	16.67	16.67	16.67
Py (bar)	9.41	9.07	8.86
Pb (bar)	15.26	13.53	12.81
e/R	0.005	0.004	0.003
r/D	0.166666667	0.166666667	0.166666667
β'	0.82	0.85	0.87

Finalmente, los materiales se han abreviado por 1, 2 y 3. Cada número hace referencia, respectivamente, a los materiales establecidos en el apartado 3.1, en el mismo orden.

Si hacemos las comprobaciones definida por las ecuaciones 5.15 y 5.19, vemos que, para este estudio, dichas condiciones no se verifican. Por ello, lo que se ha hecho ha sido modificar el espesor de todo el recipiente utilizando el valor máximo obtenido de esta tabla. Los resultados se verán en el capítulo 6. Lo mismo ocurre con la presión. Para poder analizar este caso, es necesario utilizar una presión menor a los 10 bares, dado que, como se ve en la tabla, el fondo no será capaz de soportar esta presión.

5.2.5.3.2. Segundo caso

El proceso es el mismo que el detallado antes, teniendo en cuenta las mismas consideraciones. La geometría se puede ver en la figura 3-2. Los resultados para este cálculo son:

Tabla 5-9 Cálculos del fondo torisférico de la geometría 2

Datos	Fondo Torisférico		
	Material		
	1	2	3
es (mm)	0.4401	0.3466	0.3107
ey (mm)	0.6665	0.5475	0.4976
eb (mm)	0.5542	0.4727	0.4395
fb (Mpa)	170.67	190	228.67
Radio del fondo, R (mm)	150	150	150
Radio de redondeo, r (mm)	50	50	50
r/Di	0.2	0.2	0.2
Parámetro para obtener β	0.006	0.005	0.004
β	0.7	0.73	0.74
Ps (bar)	16.67	16.67	16.67
Py (bar)	11.35	10.86	10.42
Pb (bar)	15.26	13.53	12.81
e/R	0.005	0.004	0.003
r/D	0.167	0.167	0.167
β'	0.68	0.71	0.74

Al diferencia que en la sección anterior, las comprobaciones sobre el espesor y la presión proporcionan un resultado satisfactorio.

5.2.5.3.3. Tercer caso

El cálculo es análogo a los dos casos anteriores siendo la geometría la correspondiente a la figura 3-3. Los resultados son:

Tabla 5-10 Cálculos del fondo torisférico de la geometría 3

Datos	Fondo Torisférico		
	Material		
	1	2	3
es (mm)	1.0562	0.8317	0.7456
ey (mm)	1.5996	1.2960	1.1942
eb (mm)	1.3300	1.1344	1.0547
fb (Mpa)	170.67	190	228.67
Radio del fondo, R (mm)	360	360	360
Radio de redondeo, r (mm)	120	120	120
r/Di	0.2	0.2	0.2
Parámetro para obtener β	0.006	0.005	0.004
β	0.7	0.72	0.74
Ps (bar)	16.67	16.67	16.67
Py (bar)	11.18	10.86	10.56
Pb (bar)	15.26	13.53	12.81
e/R	0.005	0.004	0.003
r/D	0.167	0.167	0.167
β'	0.69	0.71	0.73

La comprobación del espesor y de la presión es también correcta para este análisis.

5.2.5.4. Fondos hemisféricos

Para este caso el cálculo es muy sencillo. A continuación se indican los resultados para cada material y cada geometría. En total 9 resultados. La geometría de estos problemas está en las figuras 3-4, 3-5 y 3-6, es decir, recipientes también de envolvente cilíndrica pero en el que se ha modificado el fondo para hacerlo esférico.

5.2.5.4.1. Primer caso

En la siguiente tabla se puede ver la presión máxima que es capaz de soportar cada material para la primera geometría (figura 3-4):

Tabla 5-11 Presión máxima soportada por el fondo esférico de la geometría 1

Material	Fondo esférico		
	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	P_{max} (bar)
Acero P265GH	500	1.4691	20.059
Acero P295GH	500	1.1565	20.046
Acero P355GH	500	1.0366	20.041

Como se observa, la presión máxima está por encima de la presión a la que está sometida. De hecho soporta algo más del doble de la presión aplicada sobre el recipiente.

5.2.5.4.2. Segundo caso

Análogamente al caso anterior, se adjunta una tabla correspondiente a los resultados de la segunda geometría (figura 3-5):

Tabla 5-12 Presión máxima soportada por el fondo esférico de la geometría 2

Material	Fondo esférico		
	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	P _{max} (bar)
Acero P265GH	250	0.7346	20.059
Acero P295GH	250	0.5783	20.046
Acero P355GH	250	0.5183	20.041

Los resultados son los mismos que en el caso anterior. Se debe a que el diámetro se ha reducido a la mitad y, en consecuencia, el espesor también. Por lo tanto, la relación aplicando la ecuación de la presión máxima se mantiene constante respecto al apartado anterior.

5.2.5.4.3. Tercer caso

Por último se puede ver en la siguiente tabla los resultados correspondientes a la última de las geometrías (figura 3-6).

Tabla 5-13 Presión máxima soportada por el fondo esférico de la geometría 3

Material	Fondo esférico		
	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	P _{max} (bar)
Acero P265GH	600	1.7630	20.059
Acero P295GH	600	1.3878	20.046
Acero P355GH	600	1.2440	20.041

Finalmente, estos resultados, siguiendo con lo anterior, son iguales debido a la proporcionalidad que se establece entre el aumento o disminución de espesor y el aumento o disminución de tamaño (diámetro).

5.3. Aberturas en recipientes de envoltente cilíndrica

A partir de los modelos generados en el análisis previo, el siguiente paso era analizar el comportamiento de aberturas en dichos recipientes. Se utilizaron las mismas geometrías y los mismos materiales, de modo que así se podía obtener una evolución del diseño de los recipientes. En concreto, la geometría utilizada en la de la figura 3-4. Se trata de un recipiente de envoltente cilíndrica con fondos esféricos

5.3.1. Símbolos y abreviaturas particulares

Se adjunta una tabla con los símbolos utilizados en la nomenclatura de este apartado.

Símbolo	Descripción
a (mm)	Distancia tomada a lo largo del espesor medio de la envoltente entre el centro de una abertura y el borde externo de un manguito o un anillo; si no hay presente ningún manguito o anillo, a es la distancia entre el centro del agujero y su diámetro interior
a_1, a_2 (mm)	Valores de a en el lado del ligamento de la abertura
A_f (mm ²)	Sección transversal sometida a tensión como refuerzo
A_{fL_s} (mm ²)	A_f de la envoltente contenida a lo largo de la longitud L_b
A_{f_w} (mm ²)	Sección transversal del cordón de soldadura triangular entre el manguito (o placa) y la envoltente
A_p (mm ²)	Superficie cargada por presión
A_{pL_s} (mm ²)	A_p de la envoltente para la longitud L_b
$A_{p\phi}$ (mm ²)	Superficie cargada con presión adicional para conexión oblicua de un manguito en función del ángulo ϕ
d (mm)	El diámetro (o la anchura máxima) de una abertura en la envoltente sin manguito
d_{ip} (mm)	Diámetro interior de una placa de refuerzo
d_{er} (mm)	Diámetro exterior de una placa de refuerzo
d_{ir} (mm)	Diámetro interior de un anillo de refuerzo
d_{ix} (mm)	Diámetro exterior de un anillo de refuerzo
D_c (mm)	Diámetro medio de una envoltente cilíndrica en la unión con otro componente
D_e (mm)	Diámetro exterior de una envoltente cilíndrica o esférica, la parte cilíndrica de un fondo cóncavo torisférico o elíptico, una envoltente cónica en el centro de una abertura
D_i (mm)	Diámetro interior de una envoltente cilíndrica o esférica, la parte cilíndrica de un fondo cóncavo torisférico o elíptico, una envoltente cónica en el centro de una abertura
e_1 (mm)	Espesor mínimo requerido de una envoltente cilíndrica en la unión con otro componente

Símbolo	Descripción
$e_{a,m}$ (mm)	Espesor medio a lo largo de longitud l_0 para anillos de refuerzo
$e_{c,s}$ (mm)	Espesor supuesto de la pared de la envolvente para comprobar el refuerzo de una abertura. El espesor puede ser supuesto por el diseñador entre el espesor mínimo requerido de la envolvente e y el espesor de análisis de la envolvente $e_{a,s}$. Este supuesto se debe utilizar entonces coherentemente en todos los requisitos <i>NOTA: Para $e_{c,s}$ se puede utilizar el espesor de análisis de la envolvente, pero en ocasiones puede ser ventajoso utilizar un valor supuesto más pequeño para obtener distancias menores desde discontinuidades adyacentes de la envolvente</i>
e_p (mm)	Espesor efectivo de la placa de refuerzo para el cálculo del refuerzo
$e_{a,p}$ (mm)	Espesor de análisis de la placa de refuerzo
e_r (mm)	Espesor efectivo de anillo de refuerzo para el cálculo del refuerzo
$e_{a,r}$ (mm)	Espesor de análisis de anillo de refuerzo
$e_{a,s}$ (mm)	Espesor de análisis de la pared de la envolvente o espesor de análisis medio dentro de la longitud l'_s excluyendo el espesor de la placa de refuerzo si existe
f_p (MPa)	Tensión de diseño nominal del material de la placa de refuerzo
f_s (MPa)	Tensión de diseño nominal del material de la envolvente
l_0 (mm)	Longitud máxima de anillo y pared de envolvente en anillos de refuerzo para refuerzo
l_p (mm)	Anchura de placa de refuerzo
l'_p (mm)	Anchura efectiva de placa de refuerzo para refuerzo
l_r (mm)	Anchura de anillo de refuerzo
l'_r (mm)	Anchura efectiva de anillo de refuerzo para refuerzo
l_s (mm)	Longitud de envolvente, desde el borde de una abertura hasta una discontinuidad de la envolvente
l'_s (mm)	Longitud efectiva de envolvente para refuerzo de abertura
l_{s0} (mm)	Longitud máxima de envolvente que contribuye al refuerzo de la abertura, tomada en la superficie media de la pared de la envolvente
L_b (mm)	Distancia entre centros entre 2 aberturas o manguitos tomada en la superficie media de la envolvente
r_{is} (mm)	Radio de curvatura interno de la envolvente en el centro de la abertura.
R (mm)	Radio interior de un fondo hemisférico o del borde de un fondo torisférico.

Subíndice	Descripción
a	Se refiere al espesor de análisis de un componente
b	Se refiere a un manguito o derivación
c	Se refiere al valor medio de una magnitud
e	Se refiere a una dimensión exterior o externa
i	Se refiere a una dimensión interior o interna
O	Se refiere a una comprobación global
o	Si se refiere a un valor posible máximo o mínimo, entre distintos valores
p	Se refiere a una placa de refuerzo
r	Se refiere a un anillo de refuerzo
s	Se refiere a la envolvente
w	Se refiere a la sección del cordón de soldadura triangular que puede tenerse en cuenta para el refuerzo
ϕ	Se refiere a la superficie cargada por presión adicional para una conexión mediante un manguito oblicuo
1	Se refiere a la primera de dos aberturas adyacentes
2	Se refiere a la segunda de dos aberturas adyacentes

5.3.2. Abertura con anillo de refuerzo

En primer lugar se realizó una abertura reproduciendo un anillo de refuerzo. Esta es uno de los posibles refuerzos que contempla la Norma y podía ser, en principio, una solución viable para la posterior simulación.

En la figura adjunta se muestra la disposición del refuerzo en la envolvente:

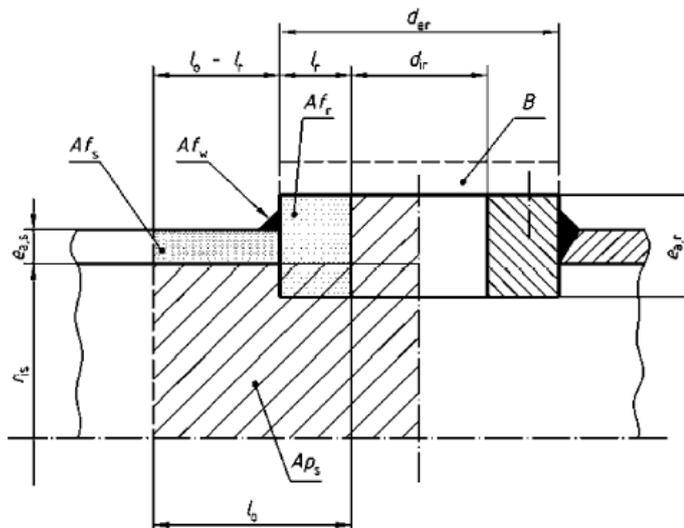


Figura 5-4 Abertura de envolvente cilíndrica reforzada con anillo de refuerzo

En primer lugar, el cálculo que hay que hacer es una comprobación sobre si la abertura es aislada, teniendo en cuenta la distancia entre la misma y alguna otra abertura, en su caso. La ecuación es la siguiente:

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2}$$

Ecuación 5.23

Donde

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}}$$

Ecuación 5.24

Y, para envolventes cilíndricas

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s}$$

Ecuación 5.25

Como es la única abertura que se realiza en el recipiente, podemos asegurar que se trata de una abertura aislada.

Posteriormente, y teniendo en cuenta que la envolvente es cilíndrica, los siguientes cálculos a realizar están relacionados con la geometría. Las ecuaciones correspondientes se indican más abajo.

$$a = \frac{d_{tr}}{2}$$

Ecuación 5.26

$$l_o = \sqrt{((D_e - 2 \cdot e_{a,s}) + e_{a,m}) \cdot e_{a,m}}$$

Ecuación 5.27

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s}$$

Ecuación 5.28

$$Af_r = l_r \cdot e_r$$

Ecuación 5.29

$$Ap_s = \left(\frac{D_e}{2} - e_{a,s} \right) \cdot (l'_s + l_r + a) + e_{a,r} \cdot a$$

Ecuación 5.30

Por último, con todos estos datos, podemos proceder a realizar el cálculo de resistencia. Como se han utilizado los recipientes del apartado anterior y la presión de cálculo sigue siendo 10 bar, se puede despejar la anchura del anillo de refuerzo.

La Norma hace una distinción en función de si la tensión máxima admisible del material del refuerzo es superior, igual o inferior a la del material de la envolvente. En este estudio se ha supuesto que tanto el refuerzo como la envolvente son del mismo material, por lo que las ecuaciones de cálculo indicadas a continuación son las correspondientes a esta casuística.

Se debe verificar la siguiente expresión para garantizar el funcionamiento del refuerzo:

$$(Af_s + Af_w + Af_r) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (Ap_s + Ap_r + 0,5 \cdot Ap_\phi)$$

Ecuación 5.31

En el caso límite, la expresión se convierte en una ecuación de la que podemos hallar el espesor teniendo en cuenta las relaciones entre los parámetros geométricos. El dato a calcular es, como se puede ver en la figura, l_r , que es la anchura del anillo de refuerzo. Si se sustituye y se despeja, se obtiene:

$$l_r = \frac{(Af_s + Af_w) \cdot f_s - P (0,5 \cdot Af_s + 0,5 \cdot Af_w + Ap_r + 0,5 \cdot Ap_\phi + \left[\left(\frac{D_e}{2} - e_{a,s} \right) \cdot (l'_s + a) + e_{a,r} \cdot a \right])}{P \cdot \left(\frac{D_e}{2} - e_{a,s} \right) - e_r \cdot (f_s - 0,5 \cdot P)}$$

Ecuación 5.32

En vista de la ecuación surgen algunos problemas, como el valor del área del cordón de soldadura. Para este cálculo se puede suponer un valor aproximado. Sin embargo, como se verá más adelante, el programa no permite realizar una simulación de dicha soldadura.

Más adelante se adjunta una tabla en la que vienen recogidos los datos y los resultados procedentes de este estudio. Hay algunos valores que deben ser explicados para una mejor comprensión. El área del cordón de soldadura (Af_w) se ha establecido en 2 mm^2 , ya que es un valor bastante apropiado. Por otra parte, el valor de Ap_ϕ se refiere a casos en los que el eje de la abertura no es perpendicular al eje de la envolvente, por lo que, dado que en el caso que se presenta no es así, lo fijamos en cero. Finalmente, el valor de l_r (destacado en la

tabla) es el espesor del anillo de refuerzo (figura) y es el dato que se buscaba en el cálculo con la Norma, ya que es el que nos servirá para realizar el modelo en el software.

5.3.2.1. Resultados

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 5-14 Cálculos de abertura con anillo de refuerzo

Datos	Material		
	1	2	3
f_s (Mpa)	170.67	216.67	241.67
f_r (Mpa)	170.67	216.67	241.67
D_e (mm)	500	500	500
$e_{a,s}$ (mm)	1.4691	1.1565	1.0366
d_{ir} (mm)	80	80	80
$P_{m\acute{a}x}$ (bar)	10	10	10
r_{is} (mm)	248.53	248.84	248.96
a (mm)	40	40	40
$e_{a,r}$ (mm)	80	80	80
$e_{c,s}$ (mm)	1.4691	1.1565	1.0366
l'_s (mm)	500	300	300
e_r (mm)	80	80	80
l_r (mm)	2.4073	1.9056	1.7050
l_{so} (mm)	27.06	24.02	22.74
A_{fs} (mm ²)	734.57	346.95	310.99
A_{fw} (mm ²)	2	2	2
A_{fr} (mm ²)	192.58	152.45	136.40
A_{ps} (mm ²)	138004.94	88280.99	88272.04
A_{pr} (mm ²)	20106.19	20106.19	20106.19
$A_{p\phi}$ (mm ²)	0	0	0

5.3.3. Abertura con espesor de pared aumentado

Para seguir con el estudio de las aberturas, se ha considerado ahora otro tipo de refuerzo, consistente en aumentar el espesor de la envolvente en la zona cercana a la abertura. Este refuerzo es más fácil de simular en el programa, por lo que los resultados de la Norma y los procedentes del software podrían ser más cercanos.

Al igual que antes, se debe comprobar si la abertura es aislada. Se omiten las ecuaciones, ya que son las mismas. Además, la conclusión es análoga al anterior: se ha realizado una única abertura, por lo que se puede asegurar que es aislada.

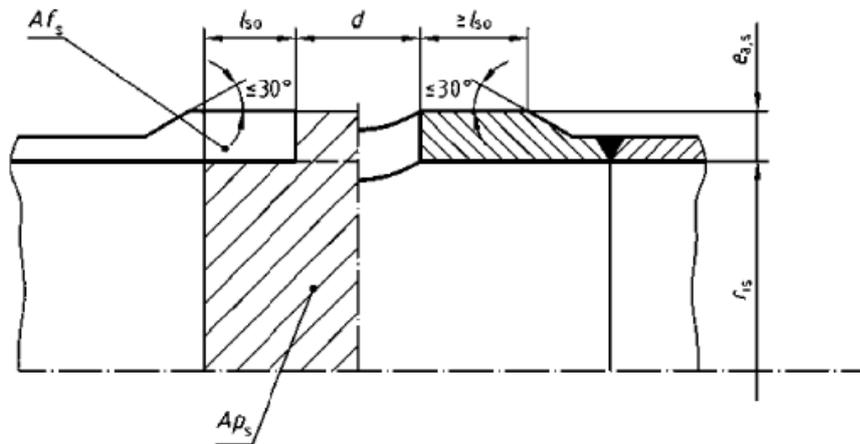


Figura 5-5 Abertura con espesor de pared aumentado

Para el cálculo de los parámetros geométricos, las ecuaciones son las siguientes:

$$a = \frac{d}{2}$$

Ecuación 5.33

$$l'_s = \text{mín.}(l_{s0}; l_s)$$

Ecuación 5.34

$$Ap_s = r_{is}(l'_s + a) + a \cdot (e_{a,s} + e_{a,p})$$

Ecuación 5.35

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s}$$

Ecuación 5.36

El modo de operar es el mismo que antes, sólo que ahora hay que calcular el espesor aumentado de la pared de la envoltura ($e_{a,p}$).

En este caso, la expresión que se debe verificar cambia ligeramente respecto a la sección anterior:

$$(Af_s + Af_w + Af_p + Af_b) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (Ap_s + Ap_b + 0,5 \cdot Ap_\varphi)$$

Ecuación 5.37

Se puede simplificar la expresión teniendo en cuenta que no hay manguito de derivación ($A_{fb}=0$), no hay cordón de soldadura ($A_{fw}=0$), no hay placa de refuerzo ($A_{fp}=0$), el eje de la abertura es perpendicular al eje de la envolvente ($A_{f\phi}=0$) y el área A_{pb} ya está considerado en A_{ps} . Con todo lo anterior y sustituyendo A_{ps} y A_{fs} en función de $e_{a,p}$ en la expresión anterior se despeja:

$$e_{a,p} = \frac{P \cdot r_{is} \cdot (l'_s + a)}{(l'_s \cdot f_s - 0,5 \cdot l'_s \cdot P - a \cdot P)}$$

Ecuación 5.38

5.3.3.1. Resultados

En la siguiente tabla se recogen todos los valores y resultados:

Tabla 5-15 Cálculos de abertura con espesor de pared aumentado

	Material		
Datos	1	2	3
f_s (Mpa)	170.67	216.67	241.67
f_r (Mpa)	170.67	216.67	241.67
D_e (mm)	500	500	500
$e_{a,s}$ (mm)	1.4691	1.1565	1.0366
d (mm)	80	80	80
$P_{m\acute{a}x}$ (bar)	10	10	10
r_{is} (mm)	248.53	248.84	248.96
a (mm)	40	40	40
$e_{a,p}$ (mm)	3.651	3.092	2.869
$e_{c,s}$ (mm)	1.4691	1.1565	1.0366
l_s (mm)	460	460	460
l'_s (mm)	27.06	24.02	22.74
l_{s0} (mm)	27.06	24.02	22.74
A_{fs} (mm ²)	98.80	74.27	65.25
A_{fw} (mm ²)	0	0	0
A_{fb} (mm ²)	0	0	0
A_{fp} (mm ²)	0	0	0
A_{ps} (mm ²)	16813.30	16054.43	15735.44
A_{pb} (mm ²)	0	0	0
$A_{p\phi}$ (mm ²)	0	0	0

5.4. Diseño de recipientes a presión sometidos a fatiga

A continuación se presenta el cálculo de recipientes a fatiga siguiendo los criterios de la Norma. Para este análisis, al igual que en las aberturas, la geometría elegida ha sido la correspondiente a la figura 3-4: un recipiente de envoltura cilíndrica con fondos esféricos.

5.4.1. Símbolos y abreviaturas específicos

Símbolo	Descripción
C (MPa) ¹⁰	Constante de ecuaciones de curvas de diseño a fatiga de zonas no soldadas
C_e (-)	Factor de corrección para tener en cuenta la influencia del espesor de la pared en la resistencia a la fatiga
C_T (-)	Factor de corrección para tener en cuenta la influencia de la temperatura en la resistencia a la fatiga
K_f (-)	Factor de concentración de tensiones efectiva
K_t (-)	Factor de concentración de tensiones teórica
N (-)	Número admisible de ciclos obtenido de la curva de diseño a fatiga pertinente
n (-)	Factor de seguridad del recipiente ante cargas a fatiga
r (mm)	Radio de transición en la unión de paredes
η (-)	Factor de tensión para un componente
ΔP (MPa)	Intervalo de presiones calculado a partir de la diferencia algebraica de las presiones máxima y mínima que se aplican en el ciclo considerado. El vacío y otras presiones externas que induzcan tensiones de membrana de compresión se deben considerar negativos. NOTA: En este caso, algunos ciclos pueden tener un intervalo ΔP superior a la presión de cálculo máxima $P_{\text{máx}}$ del recipiente o parte del mismo.
$\Delta\sigma$ (N/mm ²)	Intervalo de tensiones pseudoelásticas
$\Delta\sigma^*$ (N/mm ²)	Intervalo de tensiones ficticias para inserción en las curvas de diseño a fatiga
$\Delta\sigma_R$ (N/mm ²)	Intervalo de tensiones de referencia de curvas de diseño a fatiga
$\Delta\sigma_D$ (N/mm ²)	Límite de resistencia para un intervalo de tensiones constante
$\Delta\sigma_{\text{Cut}}$ (N/mm ²)	Límite de corte

5.4.2. Cálculo

En primer lugar, la Norma proporciona unas condiciones que, en caso de que se cumplan, permiten desprestigiar los efectos de la fatiga frente a las cargas estáticas. Como el estudio está enfocado al diseño a fatiga, se omiten estas condiciones, ya que no se van a cumplir en ningún caso.

La forma de cálculo de la Norma está orientada a la obtención del número admisible de ciclos, por lo que el primer cálculo que hay que hacer es obtener el intervalo de tensiones que se genera al fluctuar la presión en el recipiente.

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta P}{P_{max}} \cdot \eta \cdot f$$

Ecuación 5.39

El valor del factor de tensión (η) se obtiene en tablas. Sin embargo, esas tablas están determinadas para recipientes soldados, por lo que se ha buscado el caso más favorable que simulara unas condiciones en las que no hubiera soldadura. Como se trata de un coeficiente para mayorar el incremento de tensión, se toma el valor de 1, que se corresponde para un caso en el que la soldadura no tiene imperfecciones de forma.

Para continuar, la Norma considera dos coeficientes para incrementar las tensiones que se calculan más adelante. En concreto, estos coeficientes son:

- Coeficiente de espesor (C_e): La Norma proporciona una expresión (una gráfica) mediante la cual se puede calcular el factor de corrección que corresponde. No obstante, esa gráfica está definida cuando el espesor es superior a 25 milímetros, por lo que, en el caso de este trabajo, el coeficiente toma el valor de 1, ya que todos los recipientes tienen un espesor inferior a dicho valor crítico.
- Coeficiente de temperatura (C_t): El resultado es el mismo que con el coeficiente de espesor, ya que no se aplica ninguna carga térmica. Por ello, el coeficiente toma el valor de 1.

La última consideración que se hace es el factor de concentración de tensiones (K_f). Las condiciones de aplicabilidad del mismo están limitadas a casos en los que los radios de transición en la envolvente sean pequeños. El diseño realizado con el software no satisface estas condiciones y, nuevamente, este factor de entalla tiene por valor la unidad.

Teniendo en cuenta los resultados anteriores, se puede proceder a realizar los cálculos. En primer lugar, se obtiene el valor del intervalo de tensiones ficticio considerando una zona sin soldar.

$$\Delta\sigma^* = \left(\frac{\Delta\sigma}{C_e \cdot C_T} \right) \cdot K_f$$

Ecuación 5.40

Para continuar, la Norma proporciona unas curvas de diseño a fatiga y, en concreto, una de ellas está relacionada con materiales sin soldar (UW – Unwelded).

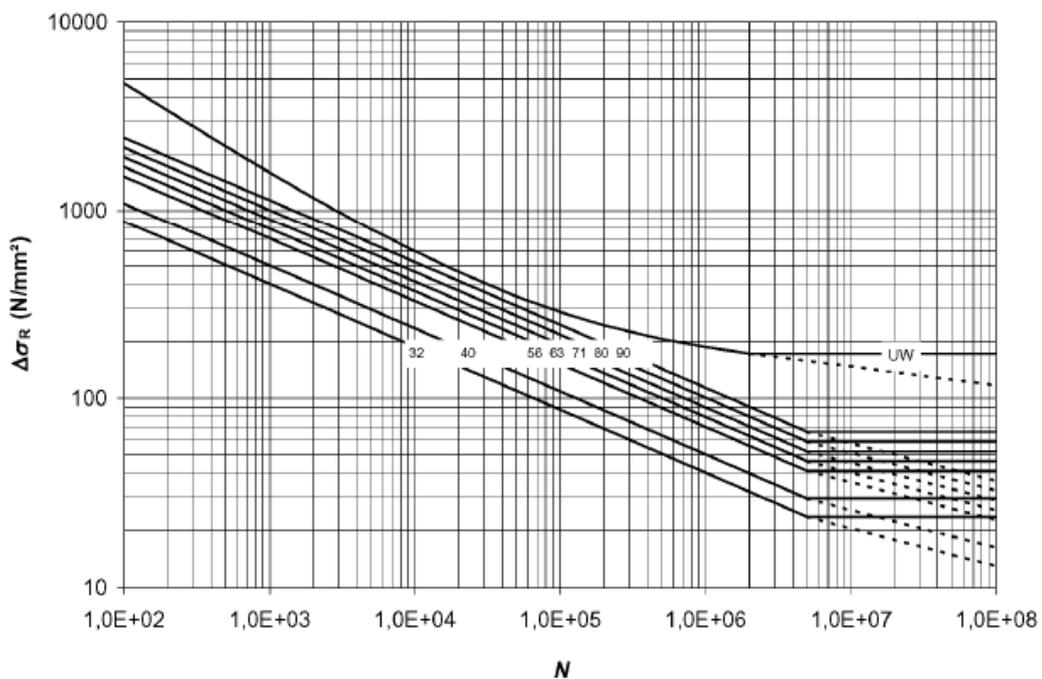


Figura 5-6 Curvas de diseño a fatiga

Dicha curva, además, se representa por las siguientes expresiones:

$$\Delta\sigma_R = \frac{46000}{\sqrt{N}} + 140 \text{ si } N \leq 2 \cdot 10^6$$

Ecuación 5.41

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_D \text{ si } N > 2 \cdot 10^6$$

Ecuación 5.42

Finalmente, el cálculo del número admisible de ciclos se calcula con las expresiones anteriores teniendo en cuenta el intervalo de tensiones:

$$N = \left(\frac{46000}{\Delta\sigma^* - 140} \right)^2 \quad \text{si } \Delta\sigma^* > \Delta\sigma_D$$

Ecuación 5.43

$$N = \frac{C}{(\Delta\sigma^*)^{10}} \quad \text{si } \Delta\sigma_{Cut} \leq \Delta\sigma^* < \Delta\sigma_D$$

Ecuación 5.44

Para aquellos casos para los que $\Delta\sigma^* < \Delta\sigma_{Cut}$, se pueden despreciar los efectos de fatiga.

En la siguiente tabla se indica el valor de algunos parámetros:

Tabla 5-16 Datos de diseño a fatiga para zonas sin soldar

Clase	Límite de resistencia (MPa) - $\Delta\sigma_D$	Límite de corte (MPa) - $\Delta\sigma_{Cut}$	Constante de la curva de fatiga para $N \geq 2 \cdot 10^6$
			C
UW	172,5	116,7	$4,67 \cdot 10^{28}$

5.4.3. Resultados

Para terminar con esta sección, se muestran a continuación los resultados derivados de aplicar todas las expresiones anteriores de la Norma. Aparecen destacados los valores del número de ciclos para cada material. Para su cálculo, se ha utilizado la geometría definida en la figura 3-4. Además, se ha utilizado el espesor correspondiente al estudio de carga estática de dicha geometría.

Tabla 5-17 Cálculos de fatiga

	Material		
	1	2	3
f_d (Mpa)	170.67	216.67	241.67
Espesor (mm)	1.4691	1.1565	1.0366
P_{max} (bar)	10		
ΔP (bar)	8		
z	1		
η	1		
$\Delta\sigma$ (MPa)	136.53	173.33	193.33
C_e	1		
C_T	1		
Clase Fatiga	UW		
K_t	1		
K_f	1.00	1.00	1.00
$\Delta\sigma^*$ (MPa)	136.53	173.33	193.33
C_3	4.67E+28		
$\Delta\sigma_R$ (MPa)	172.50	173.33	193.33
$\Delta\sigma_D$ (MPa)	172.5		
$\Delta\sigma_{cut}$ (MPa)	116.7		
N (ciclos)	20745788	1904400	743906

Como se observa, el número de ciclos es superior al límite establecido por la Norma ($N \geq 2 \cdot 10^6$ ciclos), solo en el primero de los materiales. A medida que aumenta la tensión máxima admisible, los materiales desarrollan tensiones a fatiga superiores que provocan que estemos ante un caso de vida limitada.

En el capítulo 3 se realizó un cálculo para hallar el factor de seguridad. Sin embargo, la Norma no proporciona métodos de cálculo del mismo. No obstante, utilizando los valores de $\Delta\sigma_D$ y $\Delta\sigma^*$, se puede plantear la siguiente ecuación para el cálculo del factor de seguridad:

$$n = \frac{\Delta\sigma_D}{\Delta\sigma^*}$$

Ecuación 5.45

Por lo tanto, si realizamos este cálculo con cada uno de los materiales, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5-18 Factor de seguridad de cada material

	Material		
	1	2	3
Factor de seguridad (n)	1.263	0.995	0.892

6. DISEÑO DEL RECIPIENTE CON EL SOFTWARE

Tras el análisis de los recipientes con ayuda de la Norma, el siguiente paso es trasladar el problema al programa.

El software, PV-Designer, es una herramienta muy útil y rápida, pero ciertamente limitada. Es posible crear formas sencillas de una manera muy rápida e intuitiva. Sin embargo, tal como se verá más adelante, las limitaciones no han permitido la realización de estudios que podían ser de gran interés para la comprobación del funcionamiento del programa.

El programa se compone de dos partes fundamentales:

- a) PV-Designer: Es la herramienta para crear la geometría que se va a analizar. A su vez, discretiza la geometría creando un mallado que puede ser modificado en algunos aspectos.
- b) Mechanical Simulation: Este es el programa de análisis propiamente dicho. Una vez que se ha creado el recipiente en PV-Designer, se traslada la geometría a este programa, encargado de realizar el análisis. Se verá en el capítulo 7.

6.1. Generación de geometría

El software, por defecto, proporciona al usuario un cilindro inicialmente abierto (como si se tratara de un tramo de tubería). Mediante el uso del programa, se modifica la geometría mediante ventanas que permiten modificar la longitud, el diámetro, etc.

Por otra parte, el programa permite añadir fondos (torisféricos, esféricos, planos...), aberturas o bridas, entre otros.

De una manera rápida y sencilla se puede generar una geometría de un recipiente para posteriormente analizarlo.

6.2. Mallado

Esta herramienta, además, se encarga de realizar el mallado de la geometría. En una ventana como la que se muestra en la figura 6-1 se puede ver cómo se definen los parámetros para realizar la discretización. Permite seleccionar el

DISEÑO DEL RECIPIENTE CON EL SOFTWARE

número de divisiones en las direcciones axial y radial, en los fondos y en la dirección tangente al cilindro.

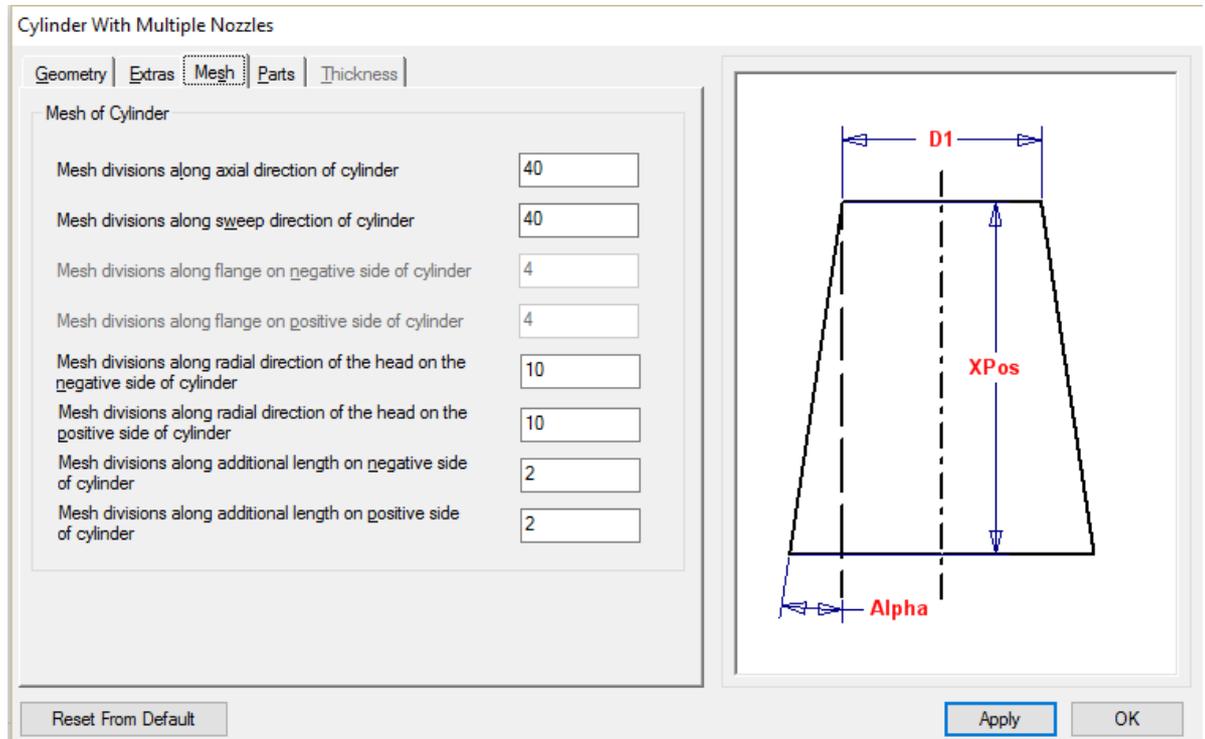


Figura 6-1 Mallado con el software

El resultado de la discretización se puede ver más adelante, en el análisis de los casos particulares.

Para finalizar con este apartado, cabe destacar, como se dijo en la introducción, que el programa utiliza elementos tipo "Shell", de manera que el espesor de los mismos no puede ser excesivamente elevado, sino más bien todo lo contrario. Estos elementos son de utilidad cuando el espesor es una dimensión muy pequeña frente a las demás, por lo que si éste es muy grande, estos elementos no servirán para nuestro análisis y los resultados serán inconcluyentes.

Para más información acerca de la formulación de los elementos placa, se puede acudir a la bibliografía más específica [1].

Hay que tener en cuenta, que para la utilización de elementos tipo placa, el espesor debe ser una dimensión notablemente menor que las demás para que los resultados sean aceptables. Una relación admisible entre el espesor y la longitud de estos elementos sería de 1 a 10. El mallado que genera el software está dentro de estos órdenes de magnitud, siendo esta relación incluso menor.

6.3. Recipiente de envoltura cilíndrica

Este es el primer caso que vamos a ver. En esta sección se verá cuál es la geometría creada a partir de PV-Designer y la discretización que ha hecho automáticamente siguiendo las pautas del apartado 6.2.

El programa permite utilizar fondos esféricos, torisféricos, elípticos, cónicos y planos. Como se viene haciendo en todo el trabajo, para la simulación sólo se van a utilizar los torisféricos y los esféricos.

Antes de continuar hay que decir que la geometría de un fondo torisférico real está mejor aproximada por lo indicado en la figura 5-1 de la Norma UNE-EN 13445-3. Sin embargo, las limitaciones del programa que se mencionaban anteriormente impiden un mayor grado de detalle que el de las figuras 3-1, 3-2 y 3-3.

En las figuras 6-2 y 6-3 se observan los cuadros de diálogo mediante los cuales se ajustan las dimensiones de la envoltura cilíndrica y el fondo torisférico.

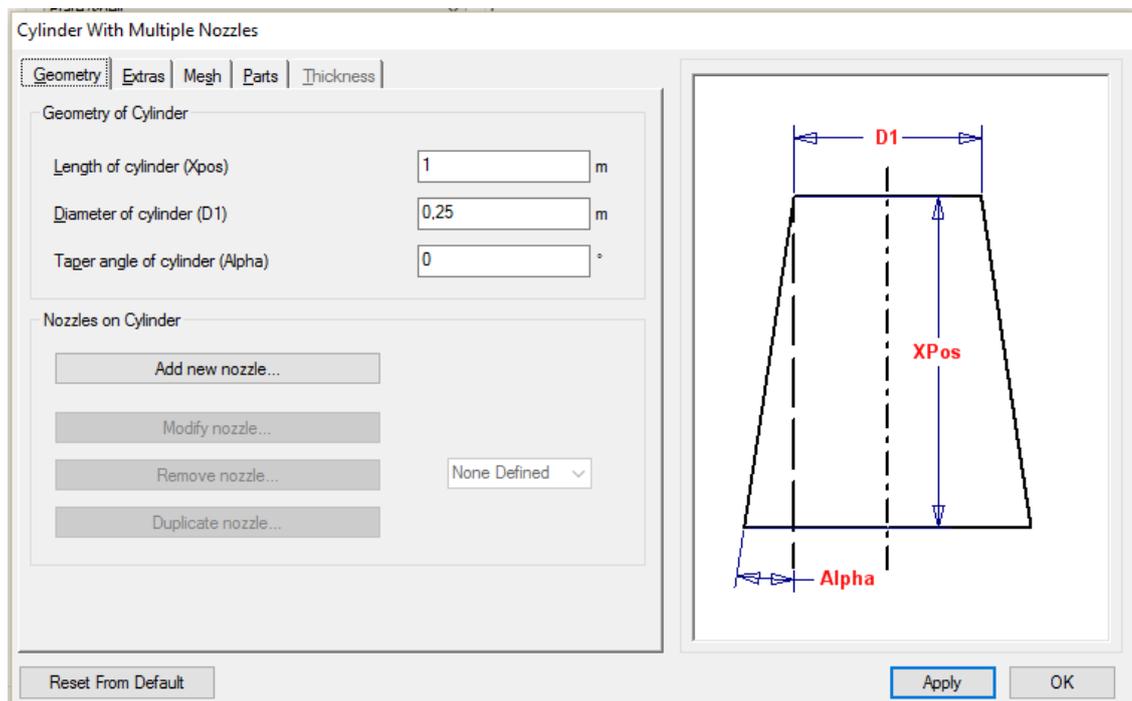


Figura 6-2 Definición de la geometría de la envoltura con el software

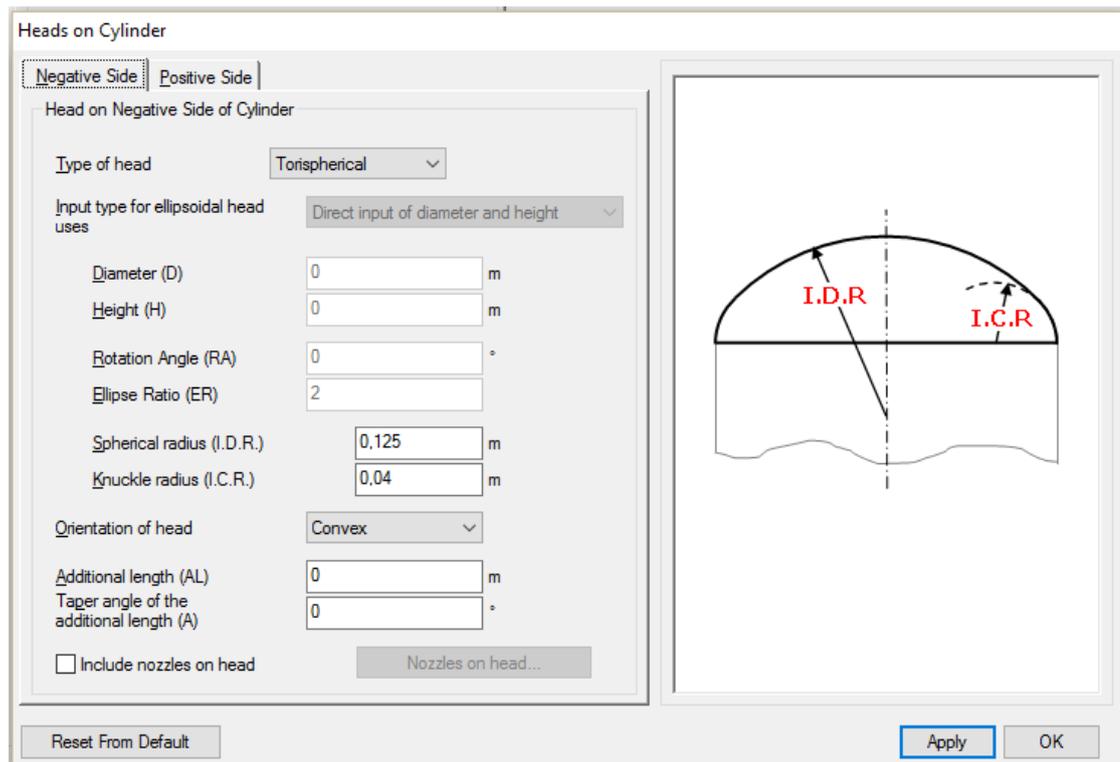


Figura 6-3 Definición del fondo torisférico con el programa

En la figura 6-3 se ve la definición de la geometría de uno de los fondos (identificado por "Negative Side"). La definición del otro fondo es análoga. Aunque en el caso que estamos los dos fondos son torisféricos, el programa da la posibilidad de utilizar dos fondos distintos.

Para el caso de los fondos esféricos el cuadro de diálogo es exactamente el mismo que el anterior, pero solo permite modificar el diámetro del fondo (al tratarse de una geometría esférica, no se necesita ningún otro parámetro para definirlo).

Una vez explicado esto, podemos pasar a ver los casos particulares planteados.

6.3.1. Primer caso

El primer caso se corresponde a la geometría de las figura 3-1 y 3-4 una con fondo torisférico y otra con fondo esférico. Dado que en dicha sección se pueden ver las dimensiones, se omitirán los cuadros de diálogo que, por otra parte, son los mismos que los mostrados en las figuras 6-2 y 6-3 más arriba, modificando los campos afectados por las dimensiones que hay que introducir.

El resultado de este apartado se puede ver en la figura 6-4, en la que, además, ya está hecha la discretización. Dado que el programa es muy sencillo y la definición de la geometría es básica, no aporta nada añadir la geometría de los

recipientes con fondo esférico ya que el resultado es muy similar. Para definir el fondo esférico simplemente hay que introducir el valor del radio del fondo esférico que, evidentemente, tiene que coincidir con el radio de la envolvente para que el resultado sea coherente.

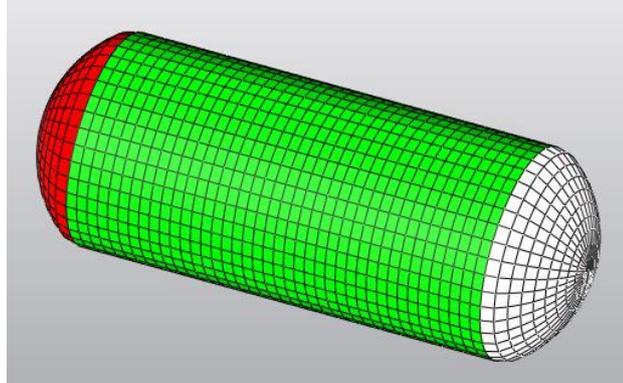


Figura 6-4 Diseño de la geometría 1 con el software

6.3.2. Segundo caso

Análogamente a lo anterior, la imagen de este apartado muestra el resultado correspondiente a las geometrías de las figuras 3-2 y 3-5 omitiendo, al igual que antes, el resultado del fondo esférico ya que no aporta demasiada información.

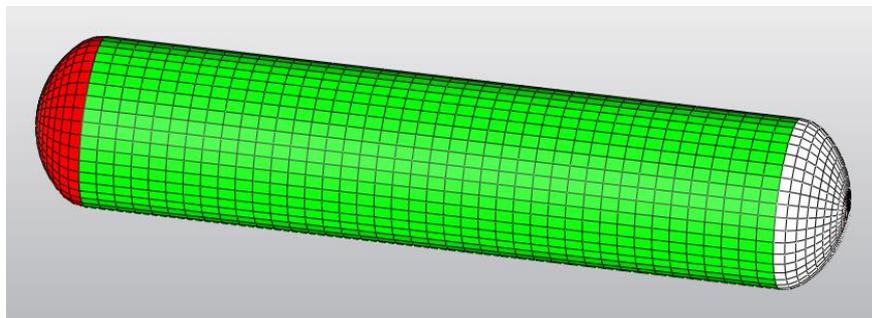


Figura 6-5 Diseño de la geometría 2 con el software

6.3.3. Tercer caso

Finalmente, y de forma similar a los dos anteriores, el resultado para la tercera geometría planteada (figuras 3-3 y 3-6) es la mostrada en la figura 6-6. Se ha omitido el resultado del recipiente con fondo esférico.

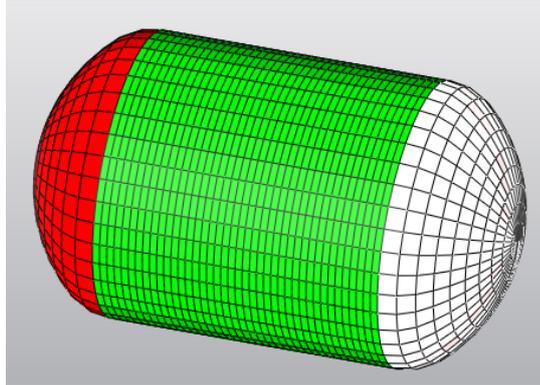


Figura 6-6 Diseño de la geometría 3 con el software

Con estas tres imágenes concluiríamos el primer estudio de los que se han realizado. El siguiente paso está descrito en el capítulo 7.

6.4. Aberturas en recipientes de envolvente cilíndrica

El software PV-Designer permite crear aberturas en las envolventes dando posibilidades suficientes para un análisis simple. No obstante, dado que el trabajo está enfocado al diseño de recipientes a partir de la Norma, las exigencias en cuanto al grado de definición de las aberturas son elevadas. Tanto es así que las herramientas que proporciona este programa no son suficientes cuando enfrentamos los resultados que proporciona el programa con los que se obtienen del cálculo mediante la Norma.

Desde el punto de vista de la Norma, se requiere dar una definición de la geometría que el programa no permite. Es necesario tener consideraciones acerca del cordón de soldadura, variaciones del espesor a lo largo de una determinada longitud y toda una serie de particularidades geométricas referentes a la ejecución de un recipiente en una aplicación real.

El programa, por su parte, permite incluir aberturas en la envolvente con una serie de posibilidades en cuanto a su posicionamiento. No obstante, se trata de un software que no tiene en cuenta (al menos esta herramienta) la forma en que se realizan las uniones entre la abertura y la envolvente. Es decir, genera un modelo ideal, en el que las uniones son perfectas sin necesidad de un cordón de soldadura. Sin embargo, esta unión "perfecta" es causante de grandes concentraciones de tensiones (como se verá en el capítulo 7).

6.4.1. Recipiente con múltiples aberturas

En primer lugar, se realizó un modelo complejo con varias aberturas para ver el comportamiento del programa. De esta manera se podía ver desde un principio

las opciones que nos permitiría el programa. Para realizar el modelo, se utilizó el modelo del apartado 6.3.1 con el fondo esférico (geometría correspondiente a la figura 3-4). A continuación se adjunta la geometría creada:

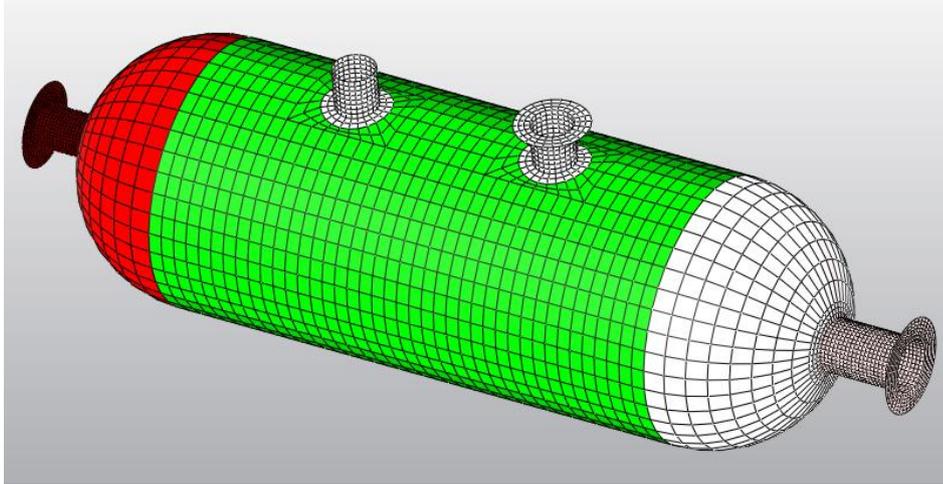


Figura 6-7 Recipiente con aberturas múltiples

Los resultados de la simulación se adjuntan en el capítulo 7.

6.4.2. Abertura con anillo de refuerzo

El modelo generado para este caso consistía en tomar los modelos utilizados anteriormente y añadirles una abertura. Como el análisis resultó fallido, se muestra aquí el modelo correspondiente al primer caso. La distinción entre los distintos materiales no se realiza aquí, dado que en la generación de geometría no se realiza la definición del material.

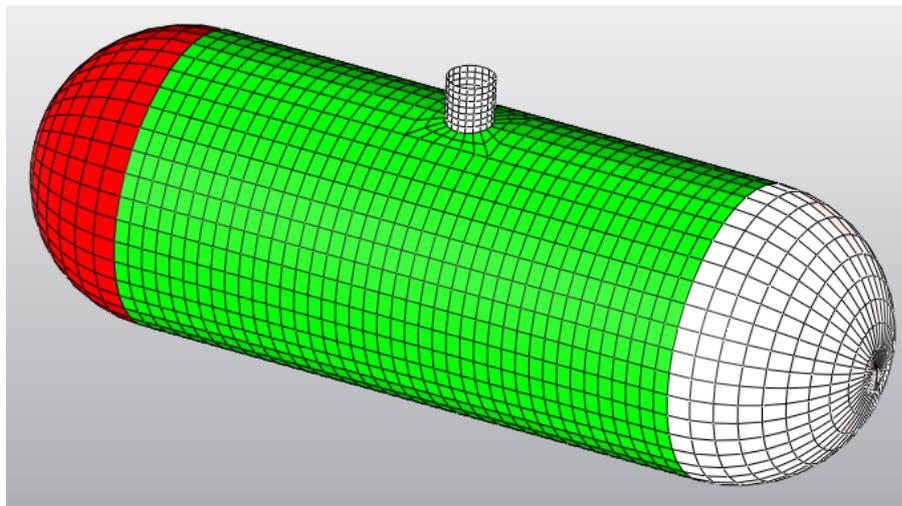


Figura 6-8 Recipiente con abertura con anillo de refuerzo

El resultado es el mismo que el del apartado 6.3.1 añadiendo una abertura y tomando el fondo esférico. Se trata de una abertura de 80 milímetros de diámetro y una longitud también de 80 milímetros (tabla 5-14) siendo simétrica respecto a la pared de la envolvente: la mitad de la longitud hacia el interior y la otra mitad hacia el exterior.

6.4.3. Abertura con espesor de pared aumentado

6.4.3.1. Sin cierre

En este otro caso, el modelo se indica en la figura 6-9. El programa permite incluir una zona alrededor de la abertura que simula un aumento del espesor de la pared de la envolvente, ya que una vez se pase el modelo de PV-Design a Autodesk Simulation Mechanical se puede dar espesores diferentes a cada parte. También aquí se utiliza el fondo esférico.

La abertura es también de 80 milímetros tal como se definió en el capítulo 5 (tabla 5-15).

En este caso, hay que tener en cuenta que al utilizar un espesor de pared aumentado, se está incrementando la relación entre el espesor y la longitud de los elementos, por lo que es necesario comprobar que dicha relación se encuentra dentro de los límites de los que se habló anteriormente (1 a 10). Sin embargo, los elementos que realiza el programa en la zona del refuerzo (en blanco en la figura 6-9) son muy pequeños en longitud, lo cual provoca que la relación mencionada sea de 1 a 5 aproximadamente, por lo que se comprometen los resultados.

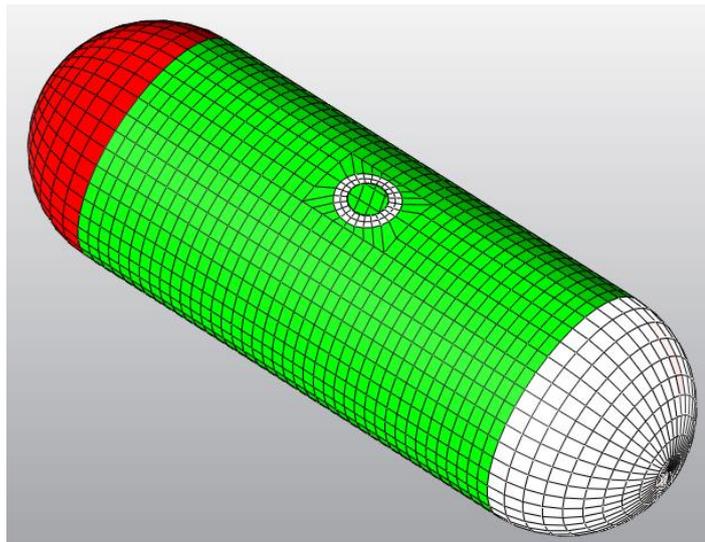


Figura 6-9 Recipiente con abertura y espesor de pared aumentado

6.4.3.2. Con cierre

Dadas las dificultades del diseño anterior (se verán en el siguiente capítulo), se optó por otra configuración con la que se evitaran algunas concentraciones de tensiones en el recipiente. El modelo creado es, en este caso:

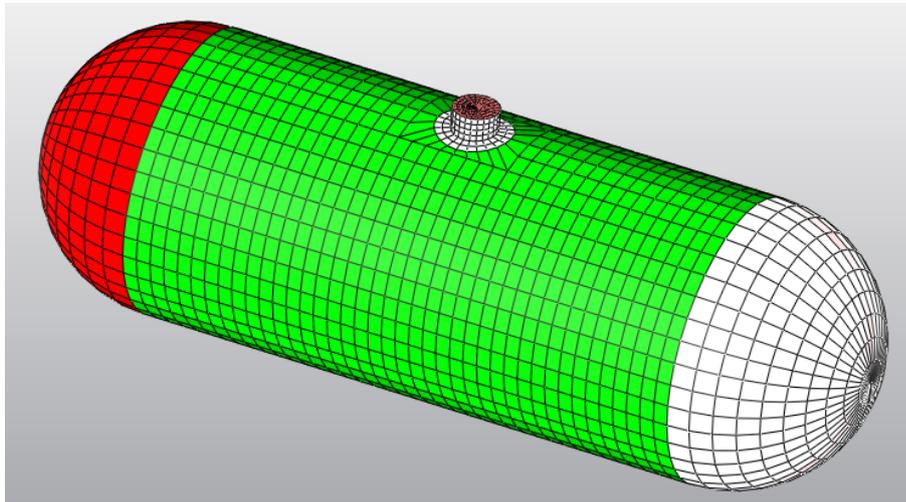


Figura 6-10 Recipiente con abertura con anillo de refuerzo y espesor de pared aumentado con abertura cerrada

El modelo es, esencialmente, el mismo que antes. Se ha añadido un pequeño saliente y se ha cerrado la abertura en un intento por resolver los problemas que daba el diseño anterior.

Al igual que en el caso anterior, los elementos de la zona cercana al refuerzo no se ajustan a la relación entre el espesor y la longitud que se considera adecuada para utilizar elementos tipo placa en la resolución de estos problemas, por lo que los resultados pueden ser también erróneos.

6.5. Análisis de recipientes a presión a fatiga

En este último apartado, no se va a aportar ninguna información nueva, ya que el modelo utilizado para este análisis es el correspondiente al del apartado 6.3.1 (figura 6-4) con fondo esférico, por lo que se omitirá la imagen al aparecer en la sección indicada.

El modelado para analizar casos de fatiga no tiene ninguna particularidad, tan solo la de que el fondo es esférico (figura 3-4).

7.SIMULACIÓN

Este apartado está dedicado a ver el análisis que realiza el programa de los diferentes casos planteados anteriormente.

Cuando la geometría ha sido creada en PV-Designer y se ha realizado la discretización, el modelo está listo para pasar a Mechanical Simulation. Éste último es el programa encargado de realizar el análisis mediante el Método de los Elementos Finitos.

El modelo discretizado se traslada al software Mechanical Simulation y en él es necesario realizar una serie de acciones para poder realizar el análisis. Éstas son:

- 1) Introducir la definición de los elementos, es decir, el espesor de las paredes que se ha calculado mediante la Norma.
- 2) Introducir el material. En el caso de este trabajo, siempre se ha utilizado el acero. Como para el cálculo de tensiones y deformaciones sólo es necesario el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson, cualquier acero común de la librería del programa es válido.
- 3) Imponer condiciones de contorno. Restringir el movimiento de ciertos puntos. El modo en el que se ha hecho (se verá más adelante) está basado en la forma en la que se sostienen los recipientes en aplicaciones reales.
- 4) Aplicar las cargas del problema (presión interna).
- 5) Simular el problema para la obtención de resultados.

Siguiendo este esquema se han realizado todos los casos que se presentan a continuación.

Antes de pasar a ver los casos concretos, se muestran en las siguientes figuras cuadros de diálogo correspondientes a la definición de los aspectos citados en el índice del procedimiento a seguir.

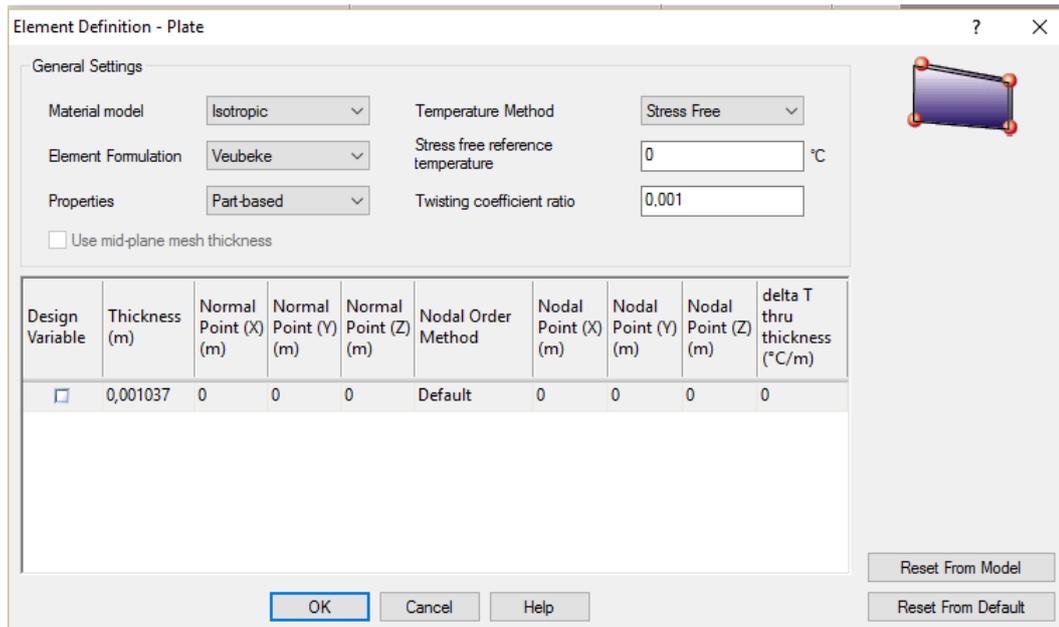


Figura 7-1 Definición de los elementos con el software

En la definición del elemento, además de modificar el espesor, se pueden también modificar otros muchos aspectos, como la formulación matemática de los elementos, el modelo del material, la temperatura (no es objeto de este trabajo), etc.

Muchas de estas modificaciones pueden ser interesantes, pero el objetivo del trabajo no es el estudio de ellas, sino que está centrado en la comprobación del funcionamiento del programa frente a un cálculo mediante la Norma. Para más información acerca de los modelos matemáticos de cálculo se puede acudir a la bibliografía específica [1].

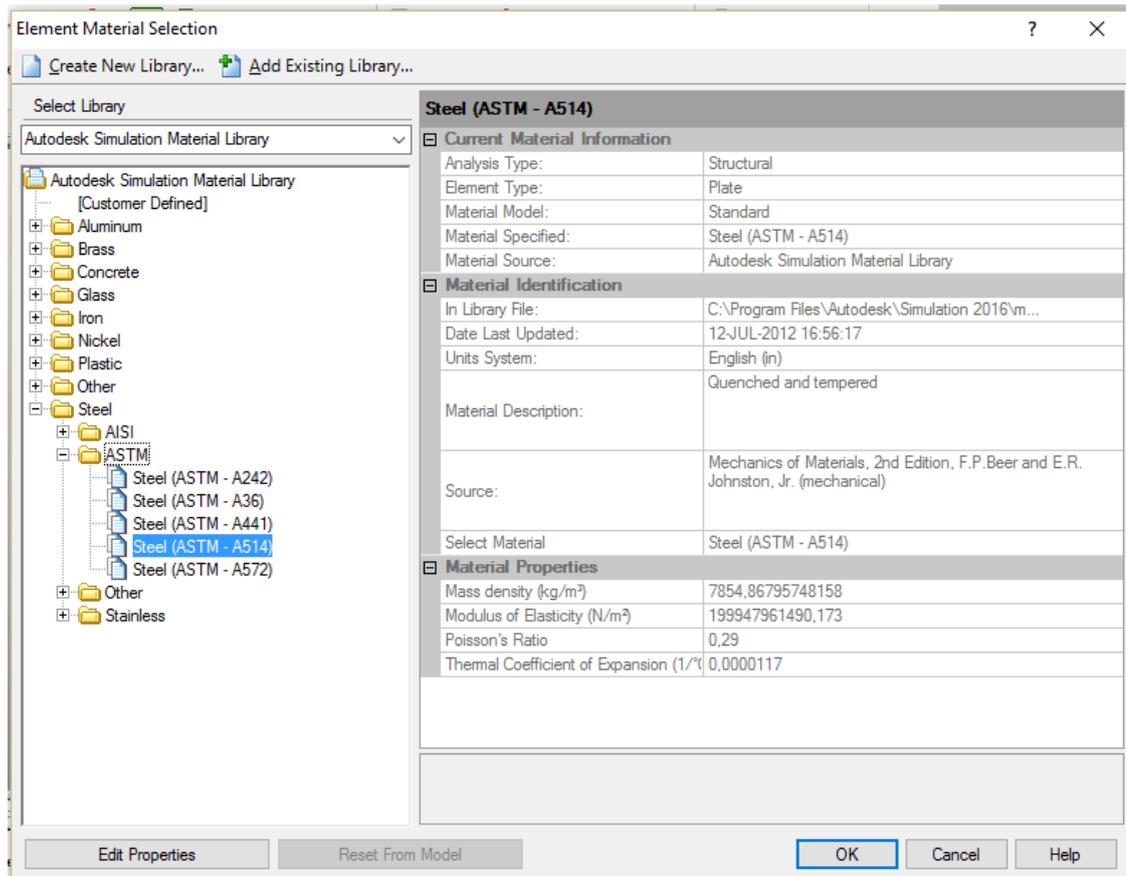


Figura 7-2 Selección de materiales de la librería del programa

La librería de materiales del programa es muy amplia. Sin embargo, los aceros que se han seleccionado en el trabajo no aparecen. No obstante, en el cálculo de tensiones y deformaciones sólo se necesitan los valores del módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson, los cuales son muy similares para todos los aceros.

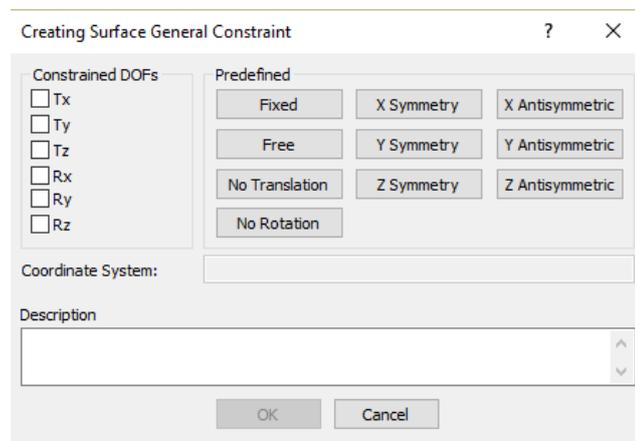


Figura 7-3 Establecimiento de condiciones de contorno

SIMULACIÓN

En cuanto a las condiciones de contorno, seleccionando los nodos, podemos imponer restricciones en sus movimientos mediante el cuadro de diálogo correspondiente.

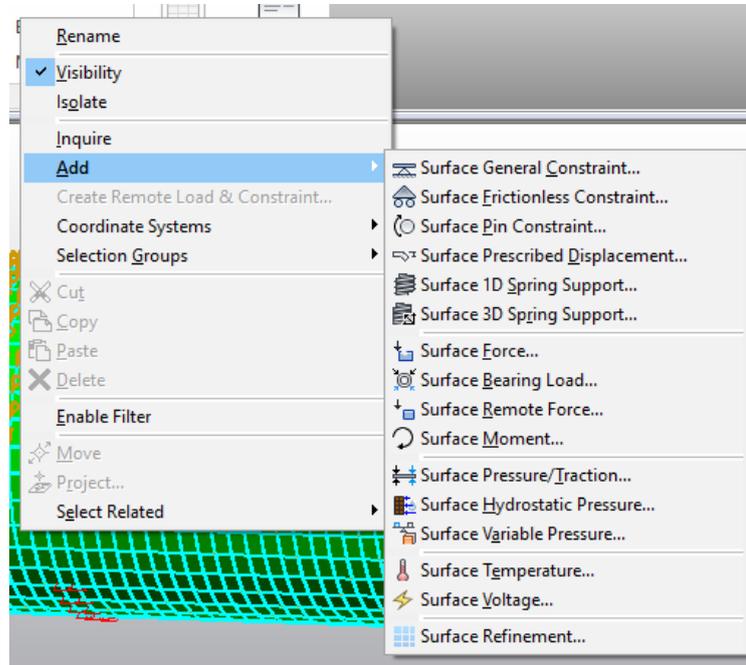


Figura 7-4 Aplicación de cargas al recipiente

En la aplicación de cargas, el programa permite introducir muchos tipos distintos. Sin embargo, la que se ha utilizado es la presión ("Surface Pressure/Traction"). El cuadro de diálogo de estas cargas se muestra en la figura 7-5.

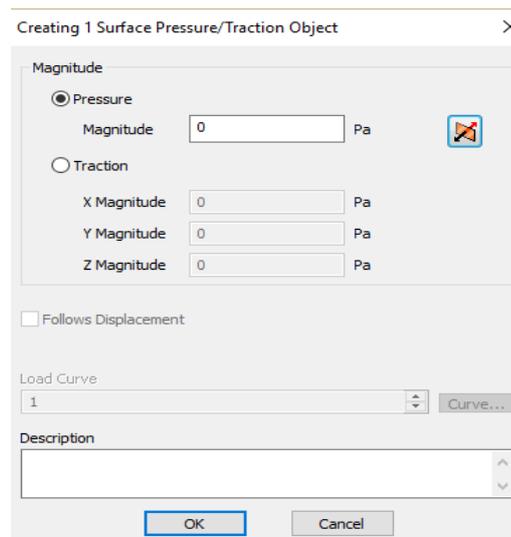


Figura 7-5 Magnitud de la presión aplicada

Como se está aplicando presión interior, hay que dejar seleccionada la opción "Pressure" e introducir la magnitud de la carga.

Finalmente, con todo esto hecho lo único que hay que hacer es simular el problema. En los apartados siguientes se verá con más detalle cada caso.

7.1. Recipiente de envoltente cilíndrica

En esta sección se van a ver los tres casos planteados (figuras 3-1, 3-2 y 3-3). El análisis se ha hecho conforme a los pasos establecidos al inicio de este capítulo.

Como se han seleccionado tres aceros distintos, para cada caso habrá tres resultados diferentes. De esta manera se podrá ver de forma más rigurosa que el funcionamiento del programa es adecuado.

7.1.1. Primer caso

Con la geometría de este caso ya definida, sólo hay seguir el índice descrito. Para cada material el espesor es distinto, por lo que en la definición del elemento habrá que introducir tres espesores distintos y simular para cada uno de ellos. Los valores de los espesores son los mostrados en la tabla 5-5. El material seleccionado ha sido uno de los que figuran en la librería del programa (recordamos que sólo se necesita el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson para el cálculo). Las condiciones de contorno se han aplicado a una serie de nodos restringiendo todos sus movimientos ("fixed") imitando la forma en la que se ejecuta en la realidad. Finalmente, la carga aplicada ha sido una presión de 10 bares.

En el capítulo 4, para esta geometría, se obtuvieron unos resultados que requerían realizar cambios en el espesor y las cargas. Debido al fondo torisférico, los valores del espesor y la presión debían ser corregidos para que el recipiente no fallara, por lo que en esta sección los espesores no son los correspondientes a la envoltente cilíndrica y la presión es de 10 bares.

7.1.1.1. Modelo

Con toda la definición anterior, se muestran en las figuras siguientes los resultados de aplicar condiciones de contorno y cargas sobre el recipiente antes de realizar el análisis.

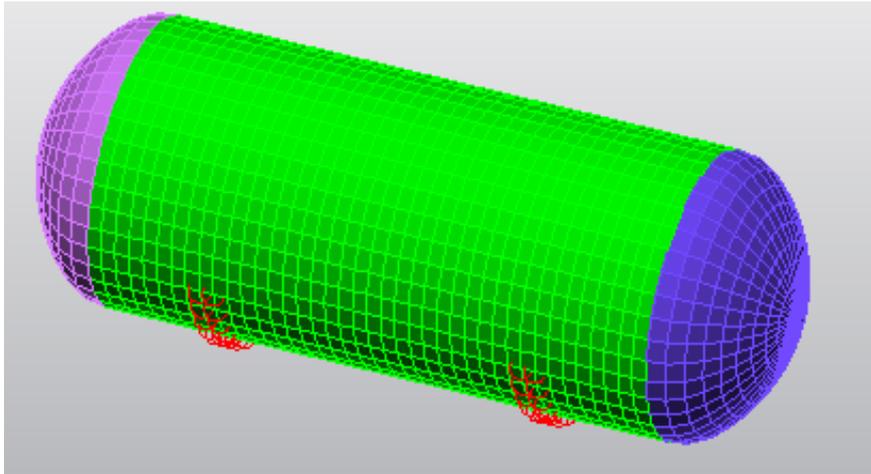


Figura 7-6 Recipiente de la geometría 1 con condiciones de contorno aplicadas

La figura 7-6 muestra la geometría sin cargas aplicadas en la que se observan las condiciones de contorno. Los triángulos rojos representan las restricciones que tienen los nodos en los que están aplicados.

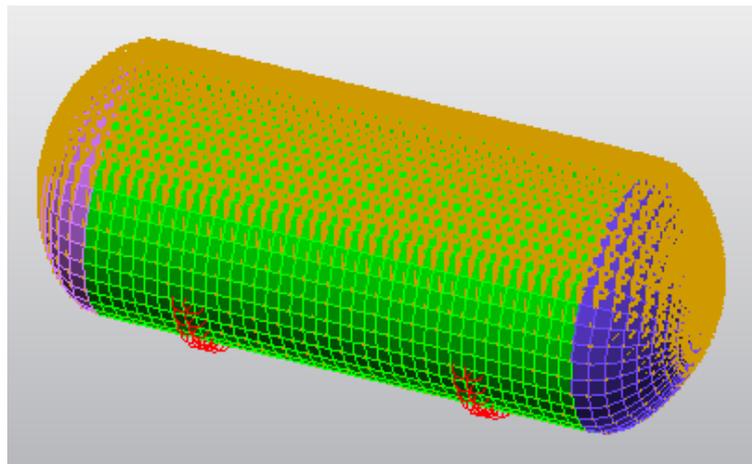


Figura 7-7 Recipiente de la geometría 1 con cargas aplicadas

En la figura 7-7 se puede ver la presión a la que está sometido el recipiente, y que está distribuida por toda la superficie, aunque en la figura no se aprecia.

Con esto, el programa está listo para realizar la simulación. Aunque se van a realizar tres simulaciones, uno para cada acero, lo único que se modifica es el espesor y en estas imágenes no se ve ningún cambio, por lo que no aportaría nada introducir más imágenes.

7.1.1.2. Resultados de la simulación

Una vez que el modelo está reparado, lo único que ha que hacer es simular el problema. Los resultados se muestran en los apartados sucesivos.

SIMULACIÓN

7.1.1.2.1. Acero P265GH

Como se explicó en el capítulo 5, los resultados obtenidos con la Norma para el fondo torisférico, considerando el espesor de la envolvente cilíndrica, provocaba el fallo del fondo, por lo que era necesario modificarlo. El valor seleccionado es el máximo de la tabla 5-8 para el material 1, es decir, 1,714 milímetros.

Así mismo, el valor de la presión aplicada también ha sido modificado, ya que según la Norma, la presión nominal a la que se somete el recipiente debe ser menor que las obtenidas en esa tabla.

A continuación se adjunta el resultado de la simulación:

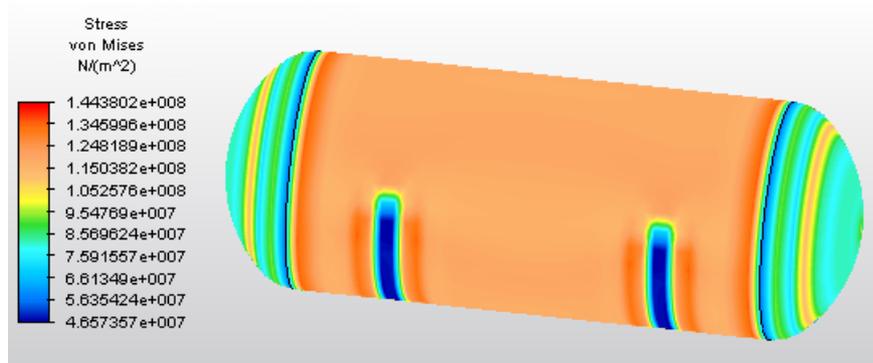


Figura 7-8 Tensiones soportadas por el recipiente del material 1

En esta primera imagen podemos ver un mapa de colores con las tensiones de cada zona. Como se observa, el valor máximo es algo mayor de 144 MPa. Para el material que se está estudiando, la tensión máxima admisible es de 170,67 MPa. Esto quiere decir que la simulación es bastante satisfactoria.

Dado que el espesor seleccionado es superior al calculado para la envolvente cilíndrica, es de esperar, como ocurre, que el valor de la tensión sea inferior a la tensión máxima admisible. No obstante, ese valor máximo corresponde a la concentración de tensiones que se crea en las sujeciones. Por ello, se ha tomado otro punto alejado para ver la tensión, dado que la Norma no tiene en cuenta la concentración de tensiones.

SIMULACIÓN

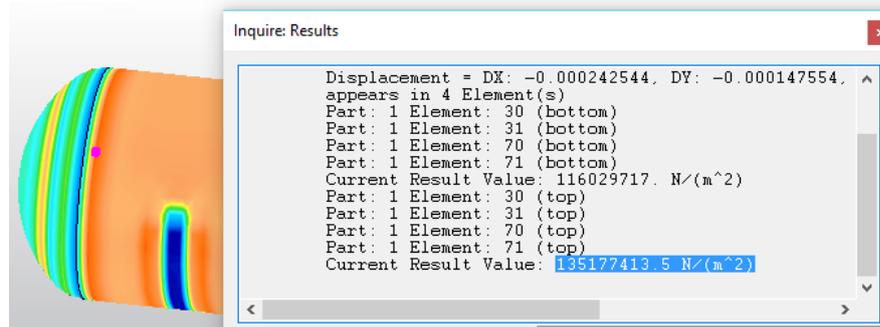


Figura 7-9 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 1

Como se ve en la figura anterior, en la zona más solicitada, que es la transición entre la envolvente y el fondo, la tensión está en torno a los 135 MPa, por lo que se puede asegurar que el recipiente resiste las cargas a las que ha sido sometido.

Concluimos, por lo tanto, que el programa se ajusta a los valores calculados teóricamente a partir de la Norma.

7.1.1.2.2. Acero P295GH

Para el análisis de este material hay que realizar una modificación, consistente en variar el espesor de las paredes del recipiente. El problema anterior sigue existiendo, es decir, no se puede utilizar el espesor calculado para la envolvente cilíndrica porque los fondos requieren un espesor mayor (el máximo de la tabla 5-8 para el material 2) y la presión también debe ser menor. Siguiendo un esquema análogo al anterior, los resultados son:

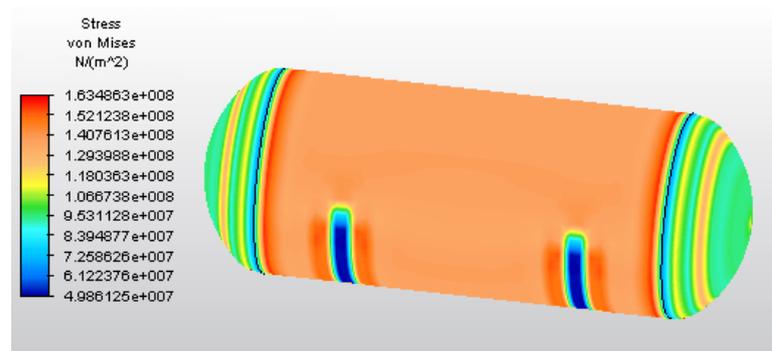


Figura 7-10 Tensiones soportadas por el recipiente del material 2

Al igual que ocurría antes, la tensión máxima es de 163 MPa (inferior al valor de la tensión máxima admisible del material, que es de 216,67 MPa) y está localizada en las sujeciones.

SIMULACIÓN

Por lo tanto, haciendo lo mismo que en el apartado previo, tomaremos un punto suficientemente alejado de esa zona que nos proporcione un valor más fiable. En concreto, la parte más solicitada es la transición entre el fondo y la envolvente.

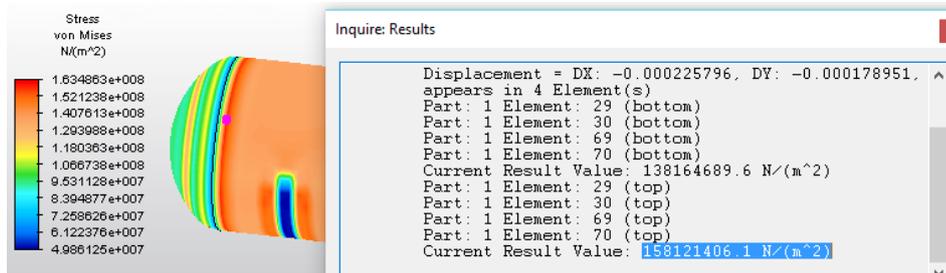


Figura 7-11 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 2

En este caso, la tensión que se obtiene es de 158 MPa, que es bastante inferior a la tensión máxima admisible del material (216,67 MPa).

Las conclusiones que se pueden sacar de este ensayo son similares a las del caso anterior: el programa ejecuta un análisis que se corresponde con los resultados obtenidos con la Norma.

7.1.1.2.3. Acero P355GH

Para finalizar con esta primera geometría, se modifica de nuevo el espesor al correspondiente a este material y las comprobaciones a realizar son análogas al caso anterior. También para este material se debe modificar el espesor respecto al calculado para la envolvente cilíndrica. Dicho valor del espesor es el correspondiente a la tabla 5-8 del material 3. Los resultados se indican a continuación:

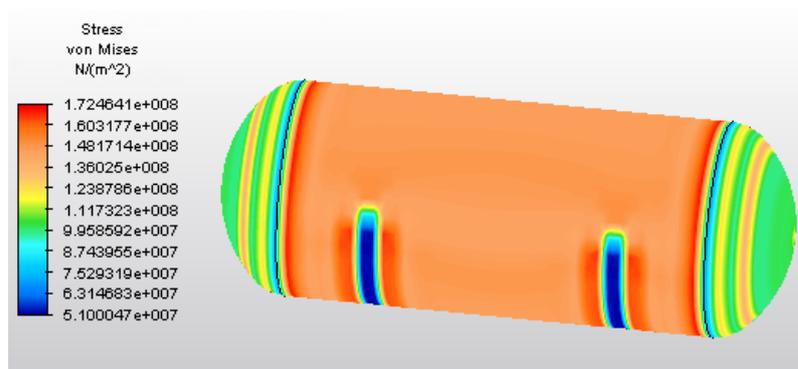


Figura 7-12 Tensiones soportadas por el recipiente del material 3

La tensión máxima (172 MPa) también es en este caso inferior a la tensión máxima admisible del material (241,67 MPa).

SIMULACIÓN

Eligiendo un punto de la transición entre la envolvente y el fondo, el valor de la tensión máxima es de 169 MPa, con lo que, al igual que ocurría en los dos casos anteriores, el recipiente resistirá una presión de 10 bares.

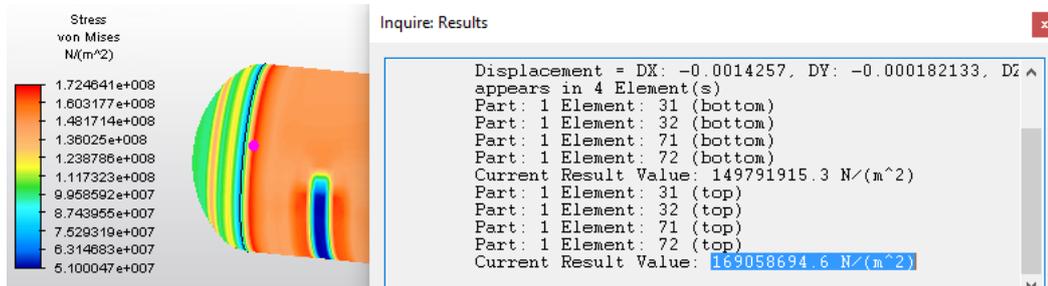


Figura 7-13 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 3

Concluimos, de este primer análisis, que para recipientes con una esbeltez normal (la relación diámetro longitud es de 0,5) el programa funciona correctamente. No obstante, hay que tener en cuenta que la zona de transición entre la envolvente cilíndrica y los fondos torisféricos no es demasiado buena.

7.1.1.2.4. Influencia de la geometría en los resultados

Hay que destacar que para el diseño de fondos torisféricos es crítico el radio de conexión de la envolvente cilíndrica y la parte esférica del fondo. En el capítulo 4 se dan unas condiciones de aplicabilidad obtenidas de la Norma que debe cumplir. Sin embargo, en la simulación, fue necesario incrementar el valor de este radio, dentro de dichas condiciones, debido a que las tensiones obtenidas eran superiores a la tensión máxima admisible del material.

Dado que en los otros dos estudios (apartados 7.1.2 y 7.1.3) no ha habido ningún problema, se va a mostrar aquí un ejemplo en el que se ha modificado el valor de este radio de 100 a 60 milímetros, manteniendo el valor del radio esférico del fondo en 300 milímetros. Se van a utilizar los datos del primer material, es decir, un espesor constante para todo el recipiente de 1,714 milímetros y una presión de 9,41 bar. Los resultados son los siguientes:

SIMULACIÓN

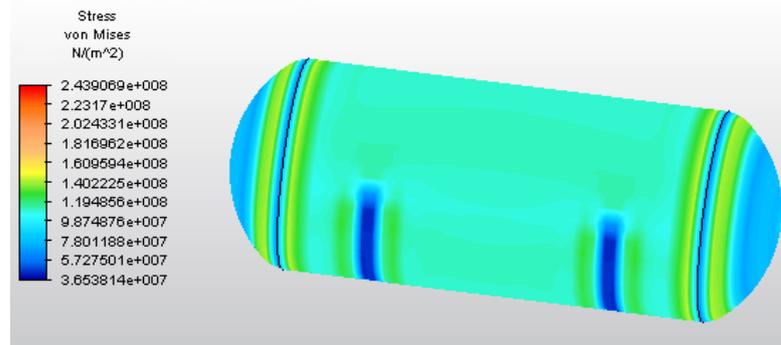


Figura 7-14 Influencia del radio de conexión en fondos torisféricos

Como se observa, el valor de la tensión máxima es de 243 MPa, mientras que la tensión máxima admisible de este material es de 170,67 MPa. A continuación se ha seleccionado un punto en la zona de transición del radio para comprobar que, efectivamente, la tensión máxima está localizada en ese lugar.

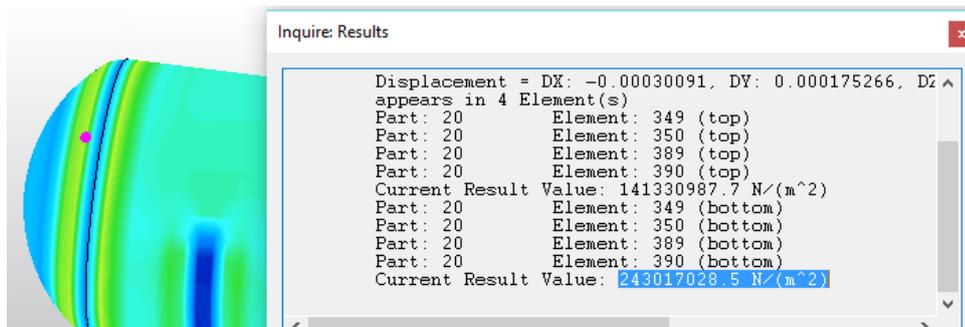


Figura 7-15 Tensión en la transición entre la envolvente y el fondo

En vista de los resultados, se puede comprobar el efecto que tiene sobre las tensiones reducir excesivamente el radio de conexión entre la envolvente cilíndrica y la parte esférica del fondo torisférico.

7.1.2. Segundo caso

En este segundo caso, la geometría se ha modificado para ver el comportamiento del programa ante recipientes esbeltos. En este caso, la relación diámetro longitud es de 0,25 (figura 3-2).

Las consideraciones a tener en cuenta son las mismas que en el primer caso: el material es el mismo (un acero común de la librería del programa), las condiciones de contorno y las cargas se han aplicado de la misma manera y los espesores, para este apartado, son los mostrados en la tabla del apartado 5-6.

7.1.2.1. Modelo

Para este caso, el modelo se ha visto modificado en las dimensiones. En las imágenes a continuación se muestran las condiciones de contorno y las cargas que se han aplicado.

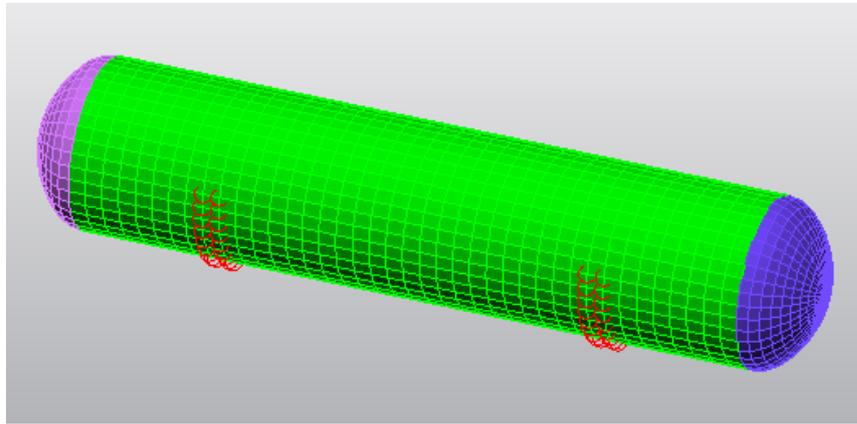


Figura 7-16 Recipiente de la geometría 2 con condiciones de contorno aplicadas

Las condiciones de contorno son similares a las del caso anterior.

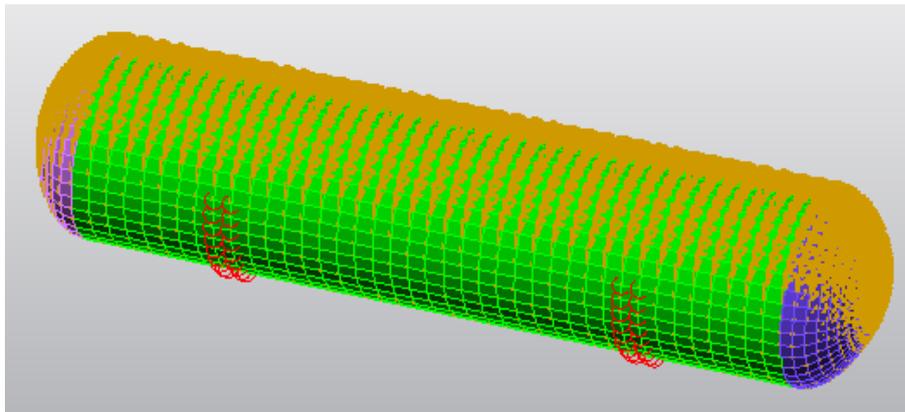


Figura 7-17 Recipiente de la geometría 2 con cargas aplicadas

Como la carga sigue siendo presión interior, las imágenes son iguales a las del apartado anterior.

7.1.2.2. Resultados de la simulación

Al igual que en la sección anterior, es necesario realizar tres simulaciones, una para cada material, cuya diferencia estará en el espesor de la envoltente.

SIMULACIÓN

7.1.2.2.1. Acero P265GH

Utilizando el primero de los espesores y realizando la simulación, los resultados son los mostrados en las figuras más abajo.

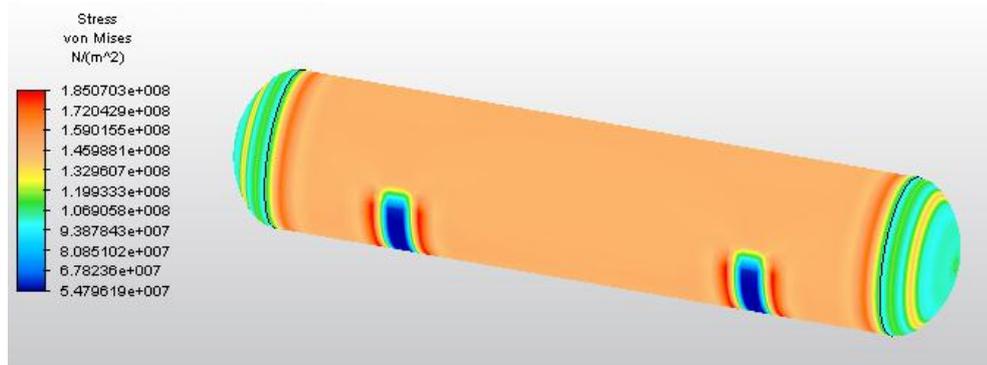


Figura 7-18 Tensiones soportadas por el recipiente del material 1

La tensión máxima reflejada en este caso es de 185 MPa. El material tiene una tensión máxima admisible de 170,67 MPa.

Si se toma un punto alejado de la zona de movimiento impedido y obtenemos su tensión el resultado es el siguiente:

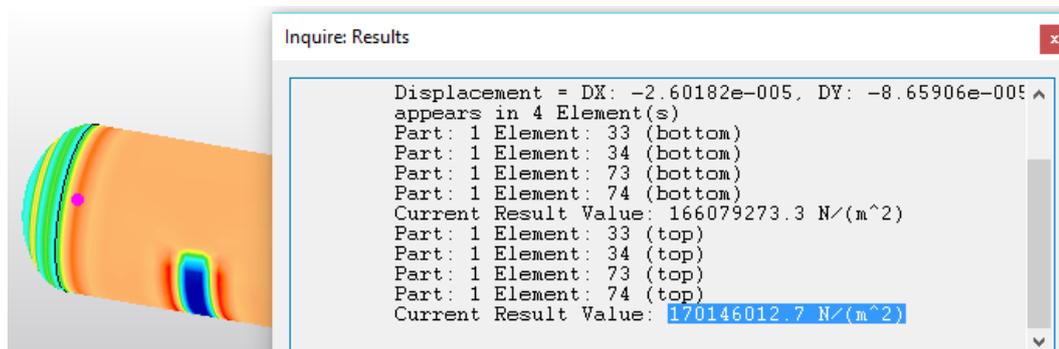


Figura 7-19 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 1

Se ha seleccionado el punto más solicitado del recipiente, correspondiente a la transición entre la envolvente y el fondo. Como se observa, es un valor muy próximo al de la tensión máxima admisible: 170,14 MPa frente a 170,67 MPa.

Por otra parte, dado que el espesor del fondo (igual al de la envolvente) es superior a los valores límite calculados con la Norma en el capítulo 5, es de esperar que, como ocurre, el fondo no esté excesivamente solicitado.

SIMULACIÓN

7.1.2.2.2. Acero P295GH

Modificando el espesor y analizando el recipiente de nuevo los resultados se modifican. En este caso, la tensión máxima es de 235 MPa en la zona de sujeción.

Para tener una mejor referencia, se repite el proceso que se ha adoptado en estos casos, hallando la tensión en una zona alejada de las condiciones de contorno.

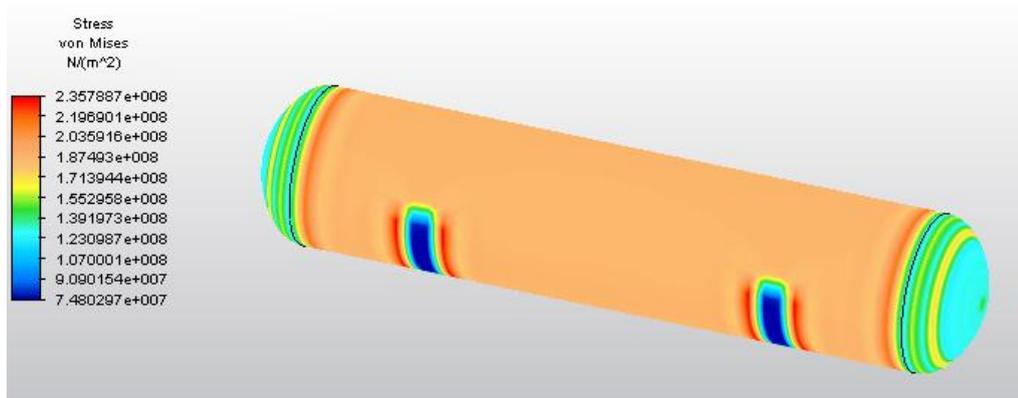


Figura 7-20 Tensiones soportadas por el recipiente del material 2

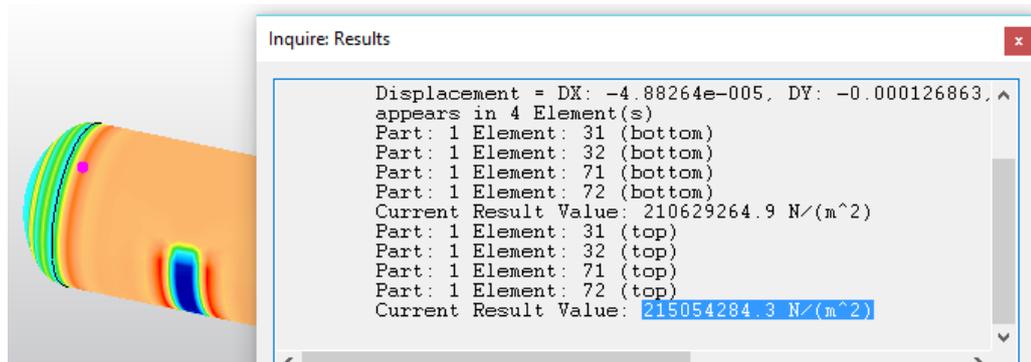


Figura 7-21 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 2

En una zona alejada, la tensión es de 215 MPa. Al igual que antes, se ha tomado el punto más solicitado y se observa que es un valor muy cercano a la tensión máxima admisible del material (216,67 MPa).

También en este caso, el resultado es, por tanto, satisfactorio.

7.1.2.2.3. Acero P355GH

Para finalizar este caso, se cambia el espesor de nuevo y se simula. Los resultados se adjuntan continuación.

SIMULACIÓN

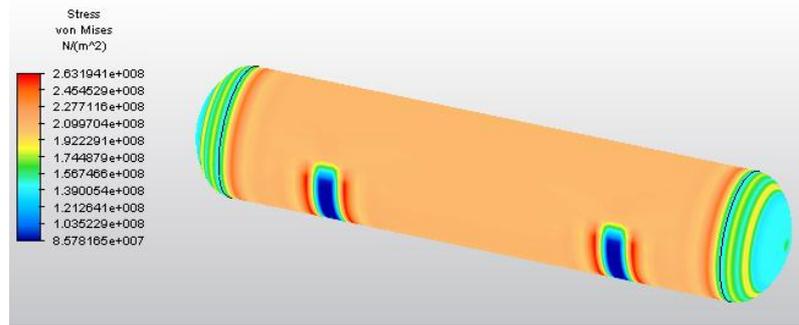


Figura 7-22 Tensiones soportadas por el recipiente del material 3

La tensión máxima es de 263 MPa alrededor de los nodos restringidos. Tomando un punto alejado, el valor se ve disminuido a 239 MPa como muestra la siguiente figura.

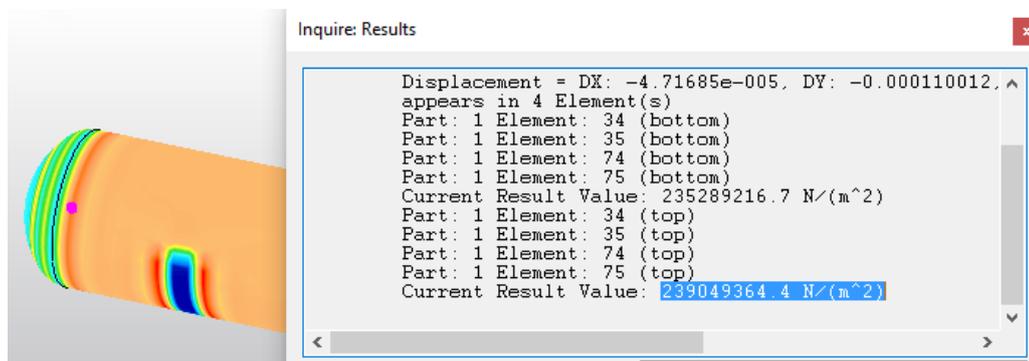


Figura 7-23 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 3

Por lo tanto, análogamente a lo que ocurría anteriormente, la simulación se ajusta a lo que la Norma establece.

Al igual que ocurría en el primer caso, en la zona de las transiciones de la envolvente cilíndrica a fondo torisférico es la más solicitada. Sin embargo, los fondos están menos solicitados que la zona cilíndrica, por lo que no es crítico tener una mejor resolución en estas zonas.

7.1.3. Tercer caso

Por último, se ha hecho un tercer modelo menos esbelto que el primero y el segundo para ver cuál es el comportamiento del programa.

7.1.3.1. Modelo

El modelo se obtiene análogamente a los otros dos, haciendo las mismas consideraciones. La relación entre el diámetro y la longitud es de 1 (ambas tienen un valor de 600 milímetros, figura 3-3).

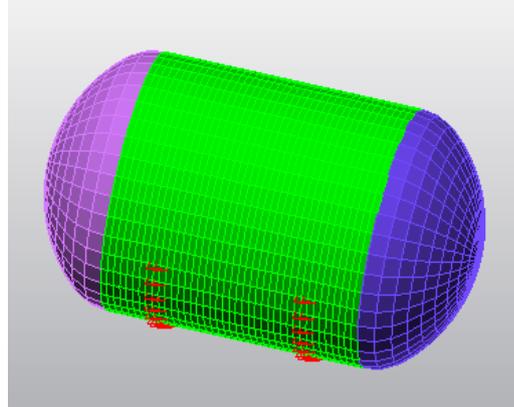


Figura 7-24 Recipiente de la geometría 3 con condiciones de contorno aplicadas

El modelo es muy similar a los otros dos, modificando ligeramente la geometría.

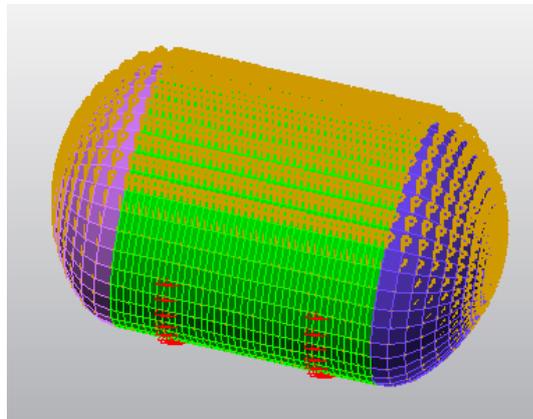


Figura 7-25 Recipiente de la geometría 3 con cargas aplicadas

La carga vuelve a ser presión interior de valor 10 bares.

7.1.3.2. Resultados de la simulación

El proceso es el mismo: realizar tres simulaciones correspondientes a cada material. Los espesores son los que aparecen en la tabla 5-7.

7.1.3.2.1. Acero P265GH

Con el primer espesor, correspondiente a este material (con una tensión máxima admisible de 170,67 MPa), el resultado es:

SIMULACIÓN

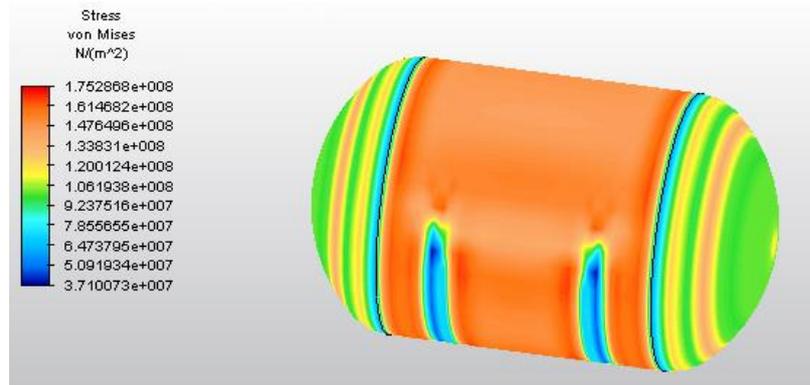


Figura 7-26 Tensiones soportadas por el recipiente del material 1

En este caso, incluso el valor más elevado de la tensión (175 MPa) debida a la concentración de tensiones en la sujeción tiene una magnitud muy parecida a la tensión máxima admisible del material.

No obstante, para una comparación más rigurosa, se toma un punto alejado de esta zona para ver cuál es la magnitud más exacta. En concreto se ha escogido un punto en la zona de transición entre la envolvente y el fondo, ya que, como se observa en el mapa de colores, es la zona más solicitada del recipiente.

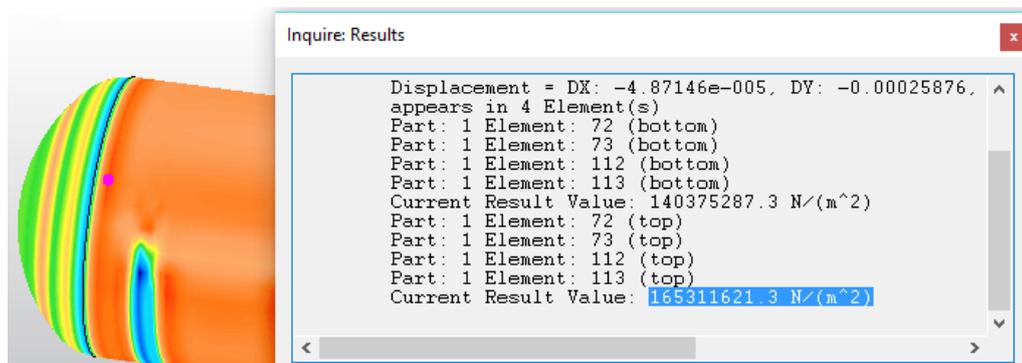


Figura 7-27 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 1

El valor de la tensión es de 165 MPa, que es inferior a la resistencia del material.

Una vez más, los resultados de la Norma y la simulación coinciden.

7.1.3.2.2. Acero P295GH

Cambiando el espesor al valor correspondiente a este material y simulando otra vez, los resultados son los siguientes:

SIMULACIÓN

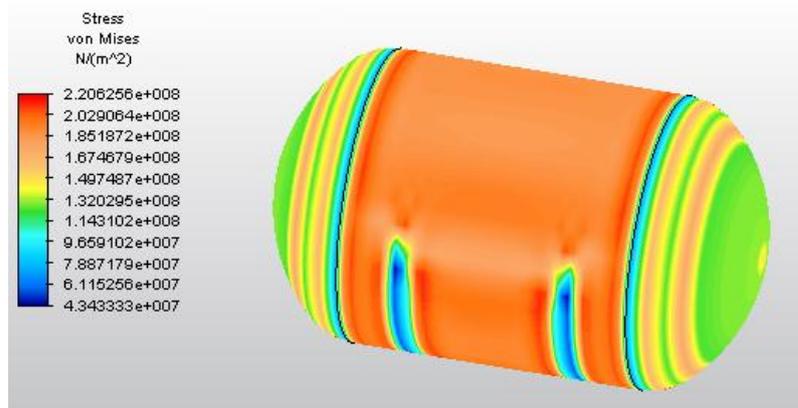


Figura 7-28 Tensiones soportadas por el recipiente del material 2

El valor máximo es de 220 MPa. Como nos ocurría en el caso anterior, este valor es muy similar a la tensión máxima admisible del material (216,67 MPa).

Tomando un punto de la zona de transición de envoltorio y fondo, el valor disminuye a 210 MPa, inferior a la resistencia del material, lo cual quiere decir que el recipiente resistirá las cargas a las que está sometido.

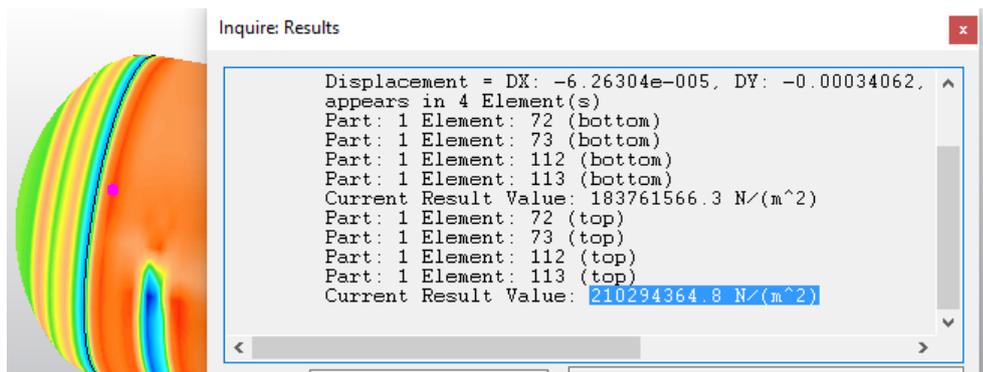


Figura 7-29 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 2

7.1.3.2.3. Acero P355GH

Para finalizar este grupo de simulaciones, se varía el espesor por última vez y se vuelve a simular.

El valor de la tensión máxima es de 245 MPa, también muy parecido a la resistencia del material (241,67 MPa).

Si se toma un punto más alejado de la zona de concentración de tensiones (en la transición, como antes), el valor que resulta es de 231 MPa.

SIMULACIÓN

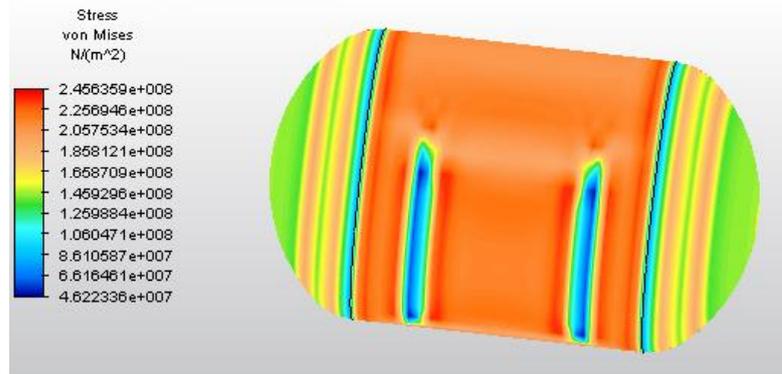


Figura 7-30 Tensiones soportadas por el recipiente del material 3

Las conclusiones son las mismas que en los apartados anteriores: la simulación se ajusta a lo que la Norma establece.

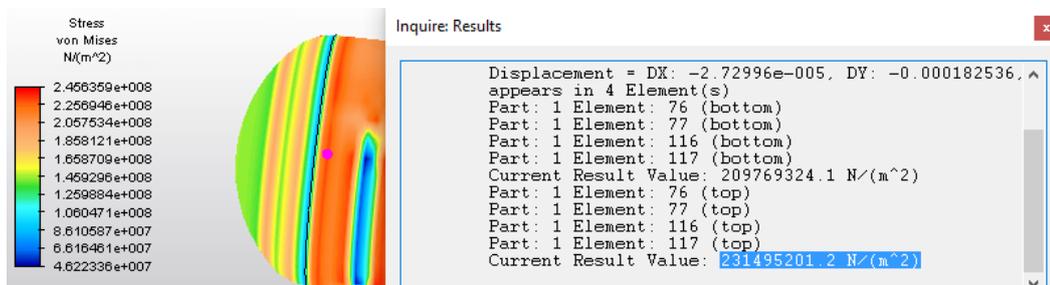


Figura 7-31 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 3

7.1.4. Conclusiones

Con los tres casos analizados en los que, a su vez, hay tres apartados para ver distintos materiales, podemos llegar a algunas conclusiones de interés.

En la tabla siguiente están recogidos, para cada material y cada caso, los resultados obtenidos en términos de tensión máxima admisible del material, tensión máxima de la simulación y lo que se ha denominado tensión "real". Éste último valor es la tensión que hay en el recipiente en una zona suficientemente alejada de las concentraciones de tensiones que se generan en las sujeciones tal como se ha explicado a lo largo de este apartado.

Tabla 7-1 Resumen de resultados de carga estática

Material	Caso	f_d (Mpa)	Tensión máxima	Tensión real
Acero P265GH	1	170.67	144.38	135.18
	2		185.07	170.14
	3		175.29	165.31
Acero P295GH	1	216.67	163.49	158.12
	2		235.79	215.05
	3		220.63	210.29
Acero P355GH	1	241.67	172.46	169.06
	2		263.19	239.05
	3		245.64	231.49

Como se puede ver, las tensiones son muy similares para los casos 2 y 3, tanto si se atiende al material, como si se atiende a la geometría. Por lo tanto, los recipientes calculados y dimensionados a partir de la Norma serán capaces de soportar la carga de presión interior para la que fueron concebidos. No obstante, hay que tener en cuenta que el dimensionamiento se ha realizado considerando el caso crítico, es decir, que la tensión provocada por la presión fuera la misma que la tensión máxima admisible del material, por lo que sería conveniente utilizar un espesor de pared superior o una presión inferior.

Por otra parte, se puede ver que los resultados para el caso 1, sea cual sea el material, difieren notablemente de los valores de las tensiones máximas admisibles. En el apartado 7.1.1, se explicó que el cálculo de la Norma del capítulo 5 (tabla 5-8) proporcionaba unos resultados que hacían que el recipiente no pudiera soportar la presión de 10 bar aplicada. Por esta razón, hubo que modificar el espesor para los tres materiales al máximo de dicha tabla 5-8, de manera que la envolvente esférica también se veía afectada. Al aumentar el espesor, como era de esperar, la envolvente cilíndrica está menos solicitada y soportará tensiones superiores. Por esta razón, los valores que se indican en la tabla 7-1 se diferencian de la tensión máxima admisible de los materiales en el caso de la geometría de la figura 3-1.

Otra conclusión que deriva de lo visto en los apartados anteriores es que el programa no es capaz de simular con demasiada resolución las transiciones entre la envolvente y los fondos, ya se trate de un recipiente más o menos esbelto.

Relacionado con esto último, los fondos torisféricos calculados están menos solicitados que la envolvente, tal como se puede ver en cualquiera de las imágenes que se han adjuntado, por lo que el lugar de rotura será (en caso de que ocurriera) en la zona cilíndrica. En concreto, sería en la zona de transición entre la envolvente y el fondo, por la concentración de tensiones que se genera. Todo esto, por supuesto, sin considerar las sujeciones que, evidentemente, son las más solicitadas (la Norma no contempla estas concentraciones de tensiones, de ahí esta explicación).

El hecho de que la geometría del recipiente sea más o menos esbelta tampoco varía mucho los resultados, ya que las relaciones entre las tensiones sin considerar concentración de tensiones y las tensiones máximas admisibles son muy parecidas en todos los casos, por lo que el software funciona bien para todas las geometrías.

7.1.5. Fondos hemisféricos

En este último apartado de la sección 7.1 se van a ver los resultados de la tensión cuando analizamos fondos esféricos. La geometría de estos problemas es la correspondiente a las figuras 3-4, 3-5 y 3-6.

En el capítulo 4 se realizaron cálculos para tres geometrías distintas, cada una con uno de los espesores. Es decir, en lugar de comprobar los nueve estudios que se realizaron con la Norma, se redujo a tres el número de casos a comprobar teóricamente. Por lo tanto, a continuación se indican los resultados correspondientes a estas tres simulaciones y en ellas se indica el valor de la tensión en un punto del fondo esférico. Como sabemos, al tratarse de una geometría simétrica, el valor de la tensión en cualquier punto del fondo va a ser la misma por la forma en la que se distribuye.

7.1.5.1. Primera geometría

Para este caso se ha seleccionado el acero P265GH, con un espesor de 1,4691 milímetros en el fondo. En la siguiente figura se observa el resultado obtenido:

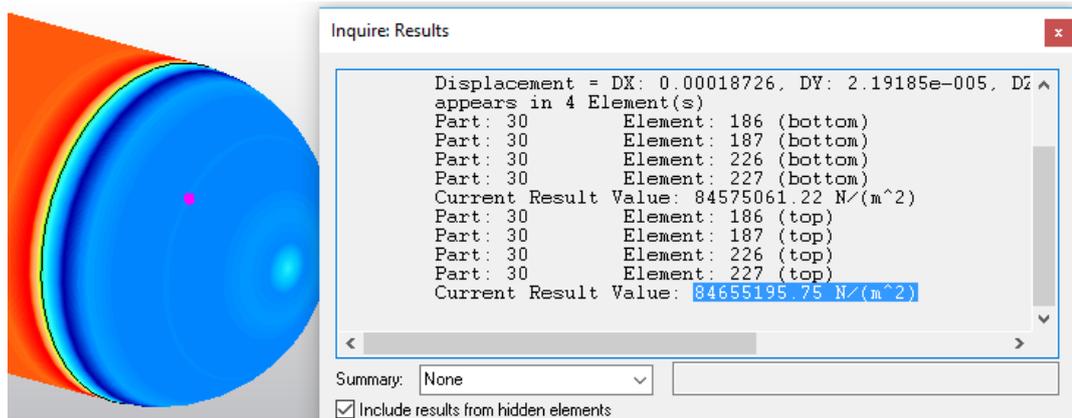


Figura 7-32 Valor de la tensión para el fondo esférico de la geometría 1

El resultado obtenido es que el fondo esférico está sometido a 84 MPa, es decir, la tensión es aproximadamente la mitad de la máxima admisible de este material. Este resultado tiene mucho sentido si se tiene en cuenta que mediante la Norma se obtuvo que el fondo esférico era capaz de soportar una presión un poco superior a 20 bar (el doble de la presión aplicada).

7.1.5.2. Segunda geometría

El desarrollo es análogo al anterior. La imagen de abajo recoge el resultado:

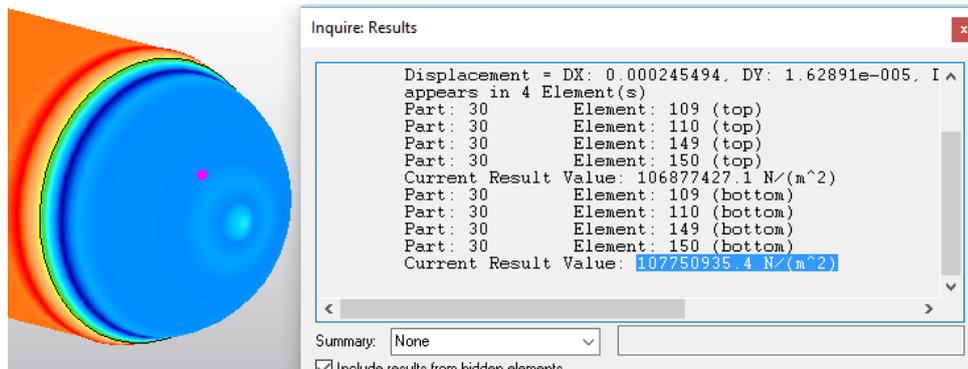


Figura 7-33 Valor de la tensión para el fondo esférico de la geometría 2

Para esta geometría la tensión es de 107 MPa. Ocurre exactamente lo mismo que antes: la tensión es la mitad de la máxima admisible, lo cual quiere decir que los resultados son coherentes con lo obtenido con la Norma.

7.1.5.3. Tercera geometría

Para finalizar, se adjunta la imagen de este caso.

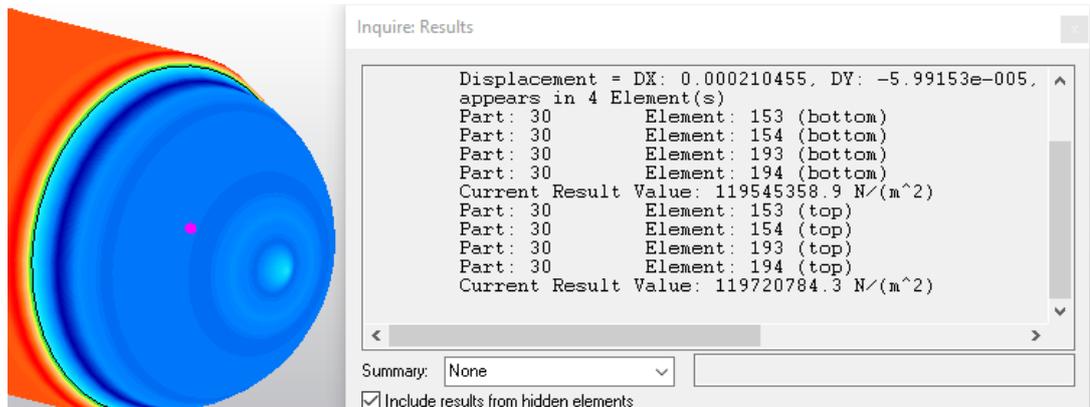


Figura 7-34 Valor de la tensión para el fondo esférico de la geometría 3

La tensión que soporta el fondo es de 119,72 MPa. La conclusión es exactamente la misma que en los dos apartados anteriores, como era de esperar.

7.2. Aberturas en recipientes de envoltura cilíndrica

En la simulación de este problema, el software realiza cálculos teniendo en cuenta concentración de tensiones. Por lo tanto, en los alrededores de la unión entre la abertura y la envoltura, aparecen valores de tensiones muy elevadas, tal como se muestra en las figuras adjuntas. Dichos valores son muy superiores a los de las tensiones máximas admisibles de los materiales seleccionados, por lo que no se puede considerar el diseño al no cumplirse las exigencias de la Norma.

7.2.1. Recipiente con aberturas múltiples

En primer lugar, se va a ver el resultado obtenido con el primer modelo creado para el estudio de las aberturas en el programa. A continuación se adjunta el modelo con las condiciones de contorno y las cargas aplicadas:

SIMULACIÓN

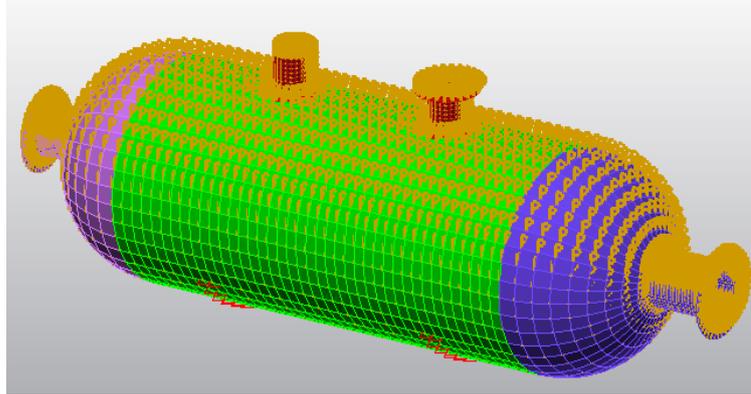


Figura 7-35 Cargas y condiciones de contorno del recipiente

Una vez establecidas las condiciones las condiciones de contorno y las cargas, se puede proceder a realizar la simulación. Los resultados son los siguientes:

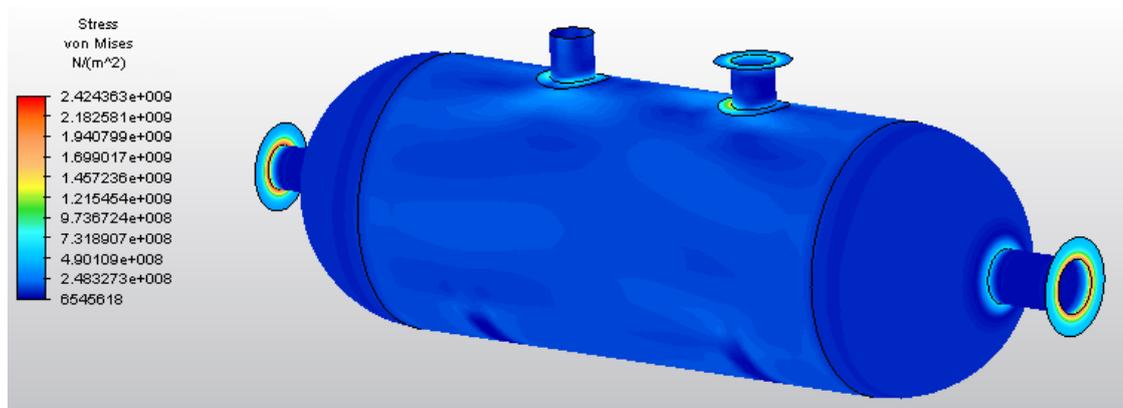


Figura 7-36 Resultados del recipiente con múltiples aberturas

Como se puede observar, los valores de las tensiones se disparan en las zonas con concentración de tensiones, obteniéndose valores muy superiores a la tensión máxima admisible del material (del orden de 2400 MPa).

No obstante, al menos cualitativamente se puede observar que la respuesta del recipiente es adecuada, ya que las zonas más solicitadas son aquellas en las que hay cambios importantes en la geometría. En particular, en las conexiones entre las aberturas y el recipiente y en las zonas de las bridas.

Para completar esta simulación, se han modificado los espesores de algunas zonas para ver las diferencias. Para la abertura del fondo de la derecha, se han modificado los espesores de la zona cercana a la abertura en el fondo, el tubo y la brida. De esta manera podremos comprobar los resultados frente a la abertura de la izquierda y de la envolvente. A continuación se adjunta la imagen de esta simulación:

SIMULACIÓN

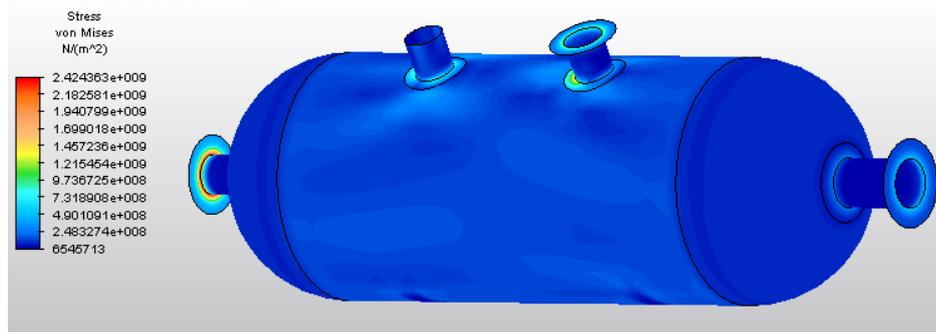


Figura 7-37 Recipiente con múltiples aberturas con espesores modificados

Cualitativamente se pueden evaluar las diferencias respecto a lo anterior. La abertura de la derecha, a la que se ha reforzado tal como explica la Norma aumentando el espesor de las paredes (se ha incrementado al doble del valor inicial), presenta colores correspondientes a una tensión inferior a la abertura de la derecha, que se mantiene igual que en la figura 6-36.

Por otro lado, se puede realizar el análisis cuantitativamente seleccionando un punto de la abertura de la derecha. Originalmente, en la zona de concentración de tensiones, el valor de la tensión era de 2400 MPa aproximadamente.

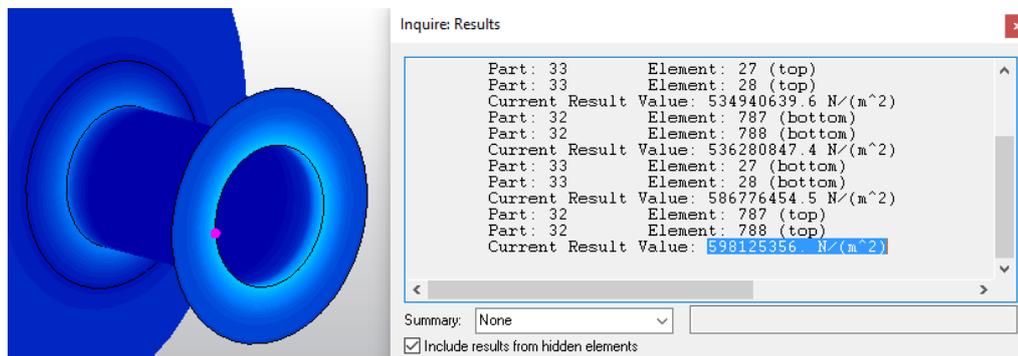


Figura 7-38 Tensiones en la abertura reforzada

La tensión se ha reducido ahora a 598 MPa, que, comparándolo con el valor anterior, es un 75% inferior. Por lo tanto, aunque el valor de la tensión sigue siendo superior a la máxima admisible del material, al menos cualitativamente se puede ver que los refuerzos que realiza la Norma son de utilidad para aliviar tensiones.

Esto último, desde el punto de vista del software, nos asegura estar del lado de la seguridad, ya que las simulaciones proporcionan unos resultados en tensiones muy elevados.

Una vez realizado este estudio, y vistos los problemas que pueden surgir en el estudio de las aberturas, se puede proceder, tal como se ha realizado con la

SIMULACIÓN

Norma, a realizar modelos más adecuados y sencillos que nos permitan comprobar si el programa se adecúa a lo que la Norma establece.

Para ello, se han simulado los modelos indicados en el capítulo 5. Se trata de recipientes con una única abertura y con unas condiciones más simples, apoyándose en la información proporcionada por la Norma.

7.2.2. Abertura con anillo de refuerzo

En esta sección se van a ver los resultados correspondientes al refuerzo con anillo. En las imágenes a continuación puede observarse la concentración de tensiones que se produce en la zona adyacente a la unión entre la envolvente y el anillo de refuerzo.

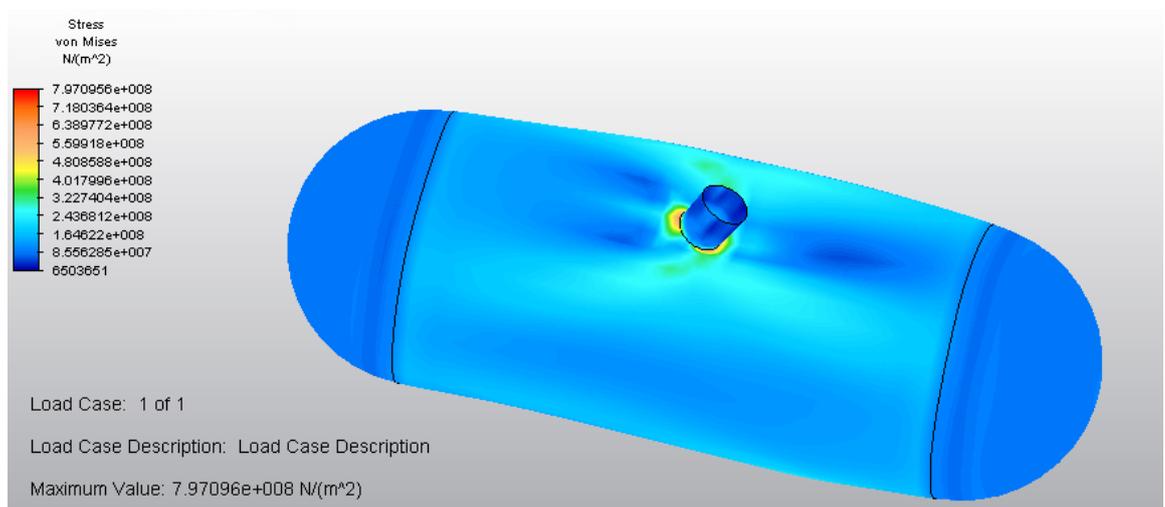


Figura 7-39 Tensiones del recipiente con abertura y anillo de refuerzo

En principio, y a la vista del mapa de colores, el material no parece estar muy solicitado. Sin embargo, incluso las zonas azules están sometidas a una tensión en un rango entre 164 MPa y 243 MPa. En este caso se ha elegido el material 1 (sección 5.1) y el primer caso de geometría con fondo esférico (figura 3-4). Para dicho material, la tensión máxima admisible es de 170,67 MPa, por lo que, como se puede ver, el resultado no es, en absoluto, adecuado. Además, el valor máximo, correspondiente a la zona de la abertura, es de 797 MPa (más de 4 veces superior a la tensión máxima admisible del material).

En la siguiente imagen, se ha ampliado la zona de la abertura y se ha tomado un punto para ver cuál es la tensión:

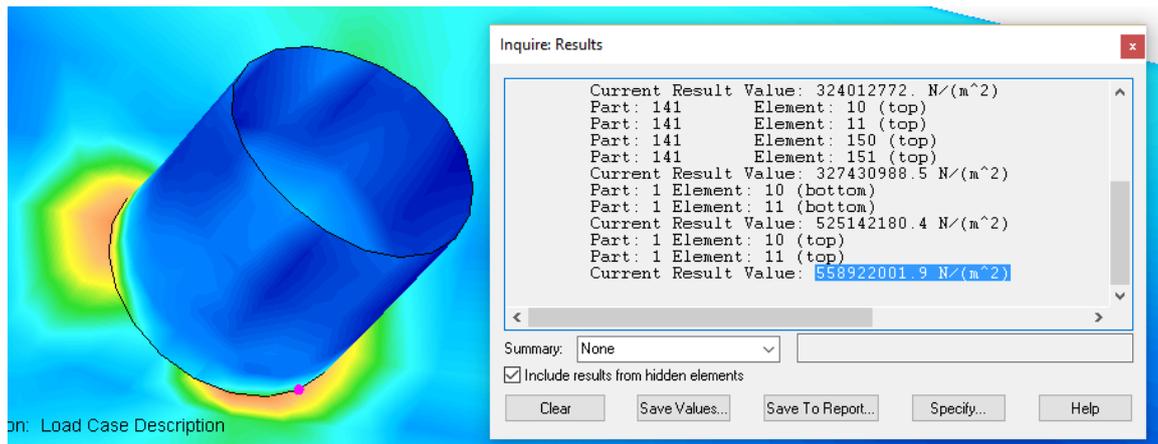


Figura 7-40 Detalle de la concentración de tensiones en el anillo de refuerzo

Como se puede observar, es de 559 MPa, y no es el valor más elevado. Queda claro que la discontinuidad genera unas concentraciones de tensiones muy importantes. El problema principal no es la propia simulación, sino el modelo, ya que Simulation Mechanical considera las concentraciones de tensiones y, por tanto, el cálculo será correcto.

El software PV-Designer, como se ha comentado, tiene bastantes limitaciones a la hora de definir la geometría, y crea uniones ideales con aristas vivas, lo cual provoca que el simulador del programa, al realizar los cálculos, arroja estas concentraciones de tensiones.

Una posible solución al problema anterior habría sido intentar aumentar el espesor de los elementos próximos a la abertura. En el siguiente apartado se estudia esta posibilidad.

7.2.3. Abertura con espesor de pared aumentado

Tal como se estableció en el capítulo 5, se procedió a realizar un análisis mediante la utilización de este refuerzo. Sin embargo, como se verá más adelante, los resultados de la primera observación (insatisfactorios), hicieron que se realizara un segundo estudio.

7.2.3.1. Sin cierre

Para comenzar, se utilizó el modelo de la figura 6-9 aplicando las mismas condiciones de contorno que se utilizaron para el cálculo de los recipientes a presión (sin aberturas). El resultado fue el de las imágenes siguientes:

SIMULACIÓN

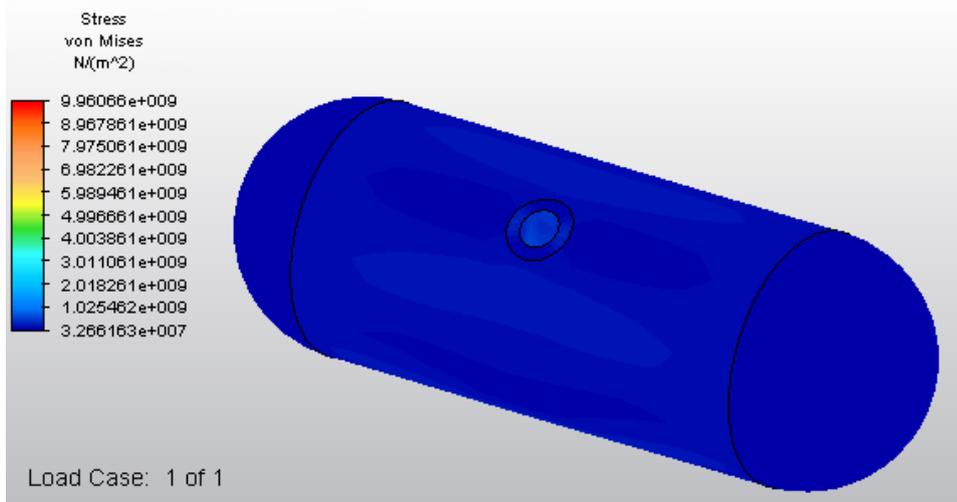


Figura 7-41 Tensiones en el recipiente con abertura y espesor de pared aumentado

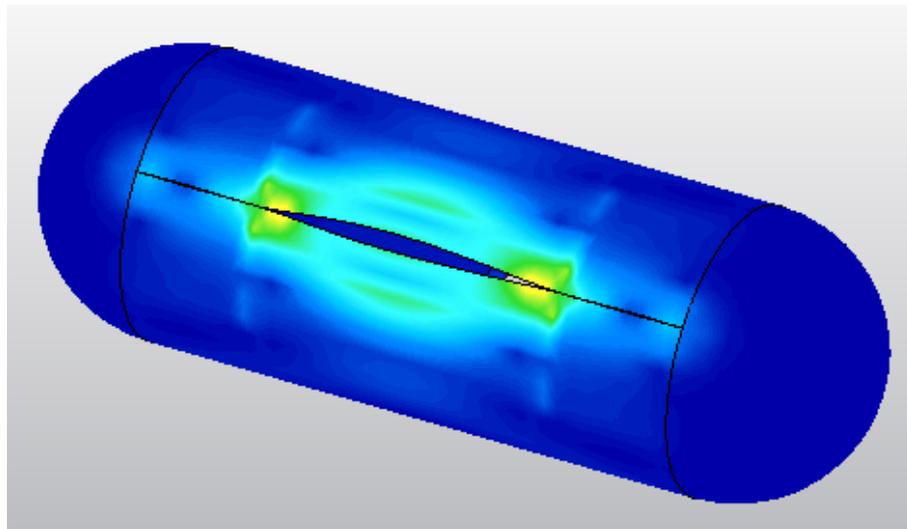


Figura 7-42 Concentración de tensiones en la zona inferior del recipiente

En la primera de ellas, la abertura no está muy solicitada, lo cual quiere decir que el refuerzo está funcionando. Sin embargo, la parte inferior presenta unos desplazamientos y unas tensiones fuera de lo común. Las tensiones, como se puede ver en la primera figuras, están por encima de la tensión máxima admisible del material. Por otra parte, los desplazamientos no tienen sentido, ya que no existe compatibilidad en los mismos: el mismo punto se ha desplazado en un sentido y en el opuesto, hasta tal punto que el recipiente presenta una fisura.

Debido a este problema, y en vista que la fisura podría haberse provocado debido a las condiciones de contorno, se decidió suprimirlas, de manera que el

SIMULACIÓN

recipiente podría desplazarse como sólido rígido. De esta manera se evita la circunstancia anterior y no se actúa sobre las tensiones, ya que no se verán afectadas. A continuación se adjuntan las figuras correspondientes:

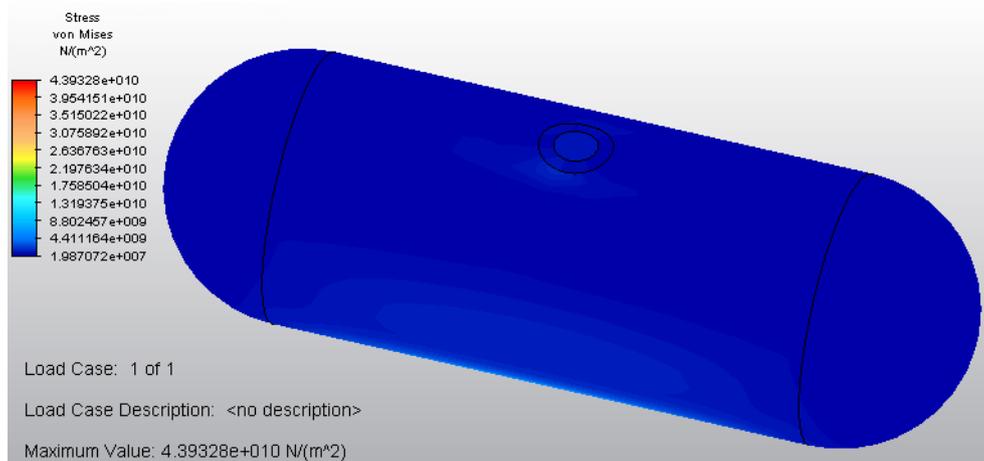


Figura 7-43 Tensiones en el recipiente con abertura y espesor de pared aumentado sin condiciones de contorno

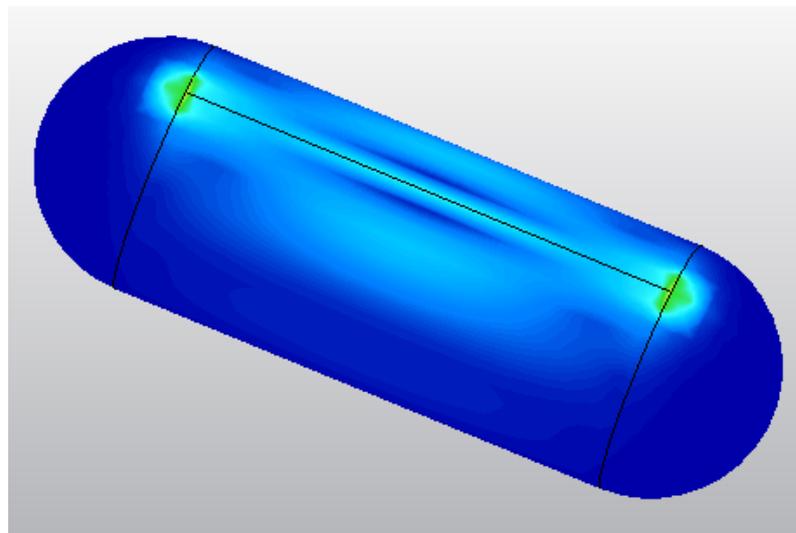


Figura 7-44 Concentración de tensiones en la zona inferior del recipiente sin condiciones de contorno

Como se observa, el problema de la compatibilidad de los desplazamientos está resuelto. No obstante, y aunque se han reducido, las máximas tensiones continúan estando por encima de la tensión máxima admisible del material.

7.2.3.2. Con cierre

Utilizando el modelo de la figura 6-9 y sin considerar las condiciones de contorno se ha simulado de nuevo. En las figuras a continuación se puede ver el resultado.

En este caso, la tensión máxima es superior a la de la sección anterior, por lo que este modelo es peor desde el punto de vista del diseño para soportar las cargas a las que está sometido. Además, la máxima concentración de tensiones se encuentra en la transición entre el refuerzo y la envoltura, es decir, entre la zona con espesor aumentado y el resto de la envoltura, con el espesor correspondiente al análisis del recipiente sin la abertura.

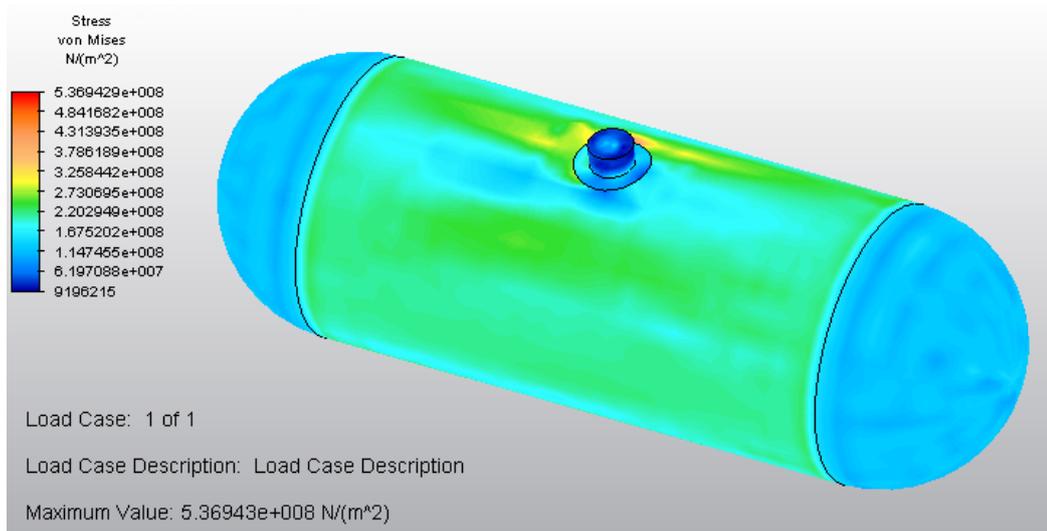


Figura 7-45 Tensiones en el recipiente con anillo de refuerzo y espesor de pared aumentado con abertura cerrada

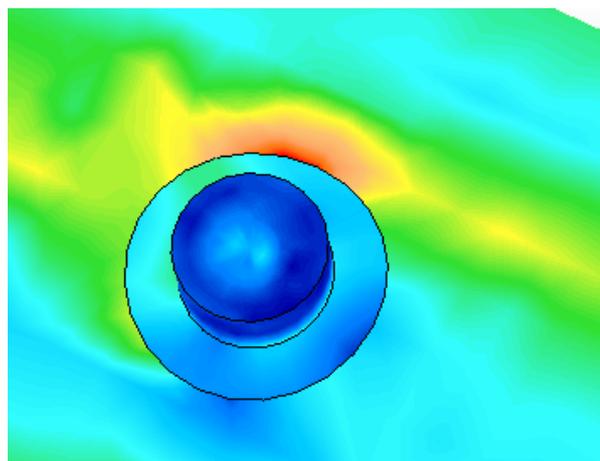


Figura 7-46 Detalle de la concentración de tensiones

7.2.4. Conclusiones

A la vista de los resultados, este estudio no resultó satisfactorio. No obstante, sirve para indicar que la herramienta PV-Designer no es adecuada para un análisis de este tipo, ya que no permite realizar una definición de la geometría acorde a las exigencias de la Norma en la que está apoyado esta simulación.

Para finalizar con esta sección, cabe decir que para un análisis de este tipo, en el que sería necesario emplear elementos tridimensionales, sería más adecuado realizar el modelo a través del software Inventor. Este programa permite construir cuerpos tridimensionales con geometría libre. Se genera un boceto (o varios) con la forma del recipiente y el programa, mediante diferentes comandos, genera un cuerpo en 3D.

Como Inventor es también un producto de Autodesk, el programa Simulation Mechanical permite introducir el modelo creado en Inventor y, a partir de él, realizar el análisis, en este caso, mediante elementos tridimensionales.

El objetivo de este trabajo era utilizar el software PV-Designer, por lo que, en vista de estos resultados, no se trabaja en adelante con modelos que tengan discontinuidades, ya que la definición de geometría que se precisa para obtener buenos resultados no se puede lograr.

7.3. Recipientes sometidos a presión fluctuante

Para terminar, en esta sección se van a ver los resultados correspondientes a la simulación de recipientes a fatiga, con cargas de presión variables.

Como se adelantó en el capítulo 6, el modelo utilizado es la geometría correspondiente al primer estudio de carga estática. Las condiciones de contorno también son las mismas.

En el caso de fatiga, el software permite obtener dos resultados distintos:

- Número de ciclos
- Factor de seguridad

La opción del número de ciclos solo es interesante cuando estamos ante un caso de vida limitada, ya que si, por el contrario, el recipiente resulta tener vida infinita, el resultado es de 10^{32} ciclos por defecto (infinito).

Por otra parte, el factor de seguridad es la opción más interesante, ya que permite obtener un valor que nos servirá para comparar los resultados con los obtenidos con la Norma (capítulo 5) y con el criterio de Goodman (capítulo 4). El

SIMULACIÓN

programa proporciona, además, los resultados teniendo en cuenta el criterio de Goodman, con lo que la comparación será más correcta al haber unicidad de criterios.

Hay que tener en cuenta que la Norma utiliza una curva de diseño a fatiga y tenemos que introducirla, en la medida de lo posible, en el programa para mejorar los resultados. La curva que usa la Norma ha sido obtenida, probablemente, mediante el ensayo de materiales, por lo que no tiene sentido aplicar el criterio de Goodman usando datos teóricos cuando tenemos una fuente fiable como es un documento normalizado.

Además, el cálculo que realiza la Norma difiere con la forma en la que opera el software. En la Norma, el incremento de tensiones que se utiliza es el total ($2 \cdot \sigma_a$), mientras que en el programa se utiliza tan solo la componente alternante. Como en el programa se introduce la curva de la carga realizada con Excel, para que los resultados sean coherentes, es necesario modificar los parámetros de la curva S-N, de manera que podamos comparar resultados relacionados.

La curva de la Norma, que se repite a continuación, utiliza los valores representativos siguientes:

Tabla 7-2 Datos de la curva de diseño a fatiga

Símbolo	Valor	Número de ciclos
R_{ut} (MPa)	5000	100
S_e (MPa)	172.5	$2 \cdot 10^6$

Como se ha dicho, hay que dividir estos valores a la mitad para relacionar los resultados de la Norma (capítulo 5) con los de la simulación y la Resistencia de Materiales (capítulo 4).

SIMULACIÓN

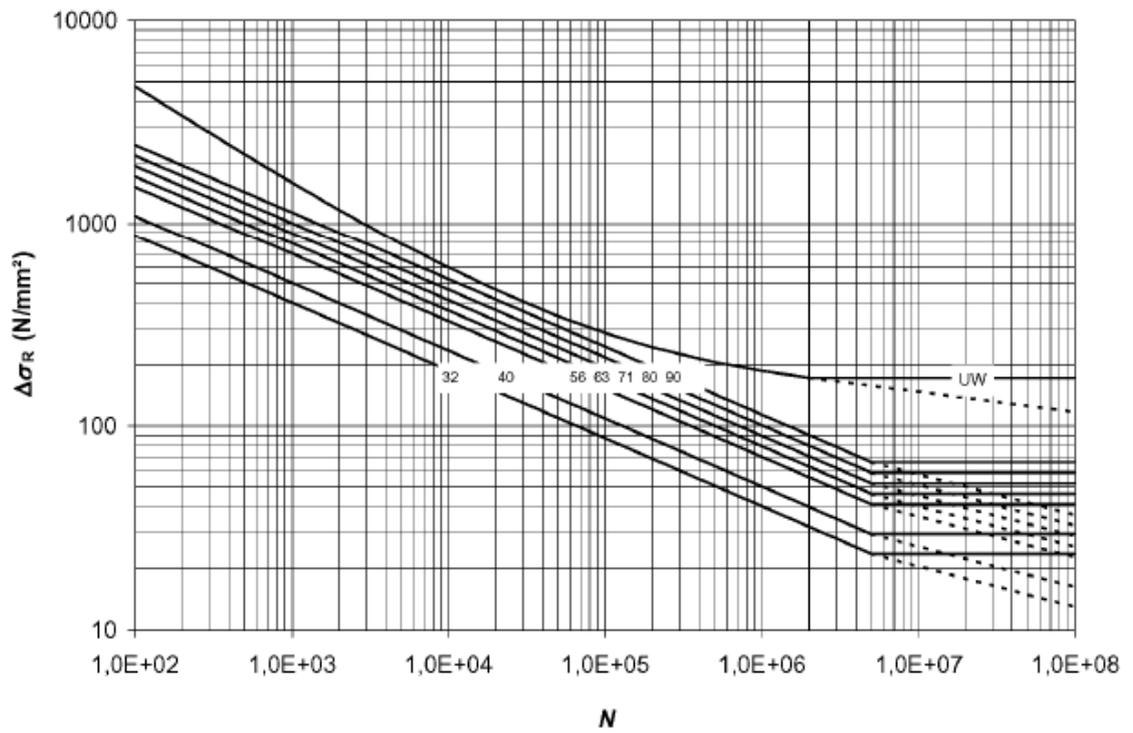


Figura 7-47 Curvas de diseño a fatiga

La carga aplicada a los recipientes va a ser una carga sinusoidal centrada en 6 bar que fluctúa entre 2 bar (mínimo) y 10 bar (máximo). Esta carga se puede ver en la figura 7-48.

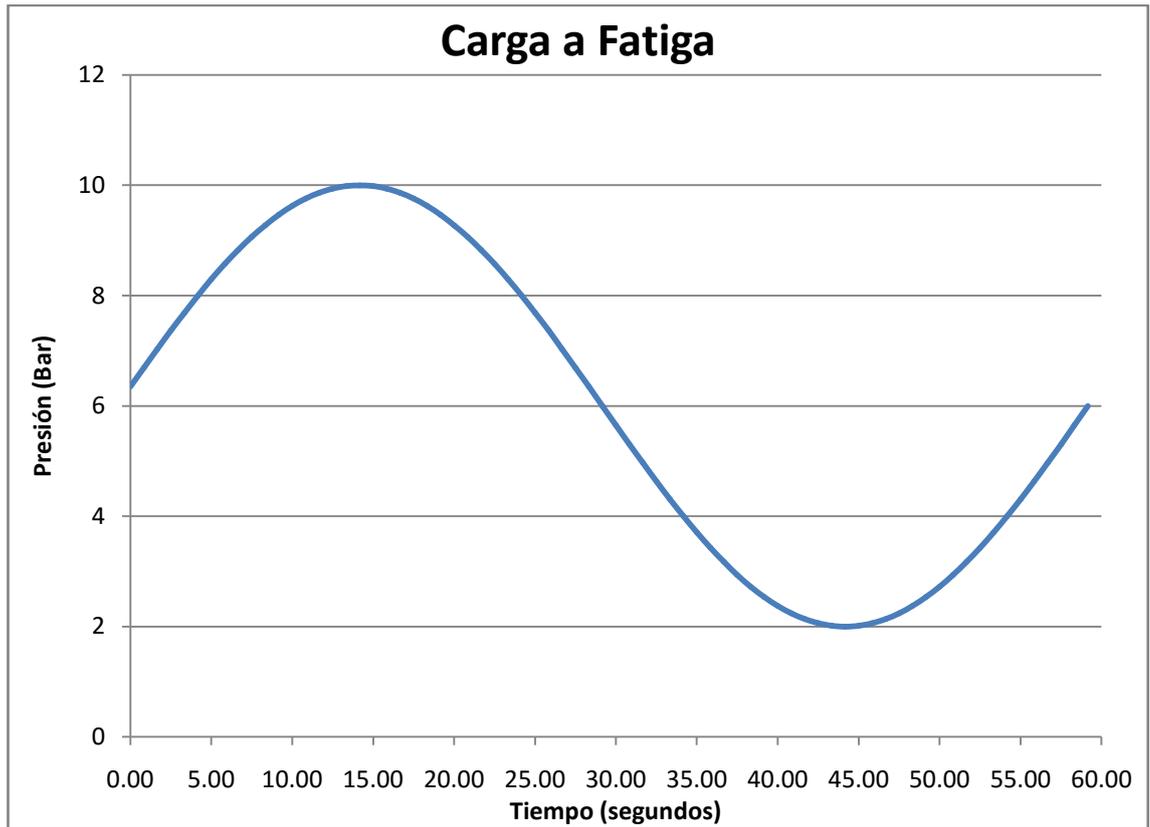


Figura 7-48 Carga a fatiga

7.3.1. Acero P265GH

En primer lugar se muestran los resultados obtenidos para este material. Por una parte, se muestra el resultado numérico que da el programa. Este primer valor es el mínimo, es decir, el factor de seguridad en aquel lugar que más solicitado está.

Con el desarrollo del trabajo que se ha realizado hasta ahora, se ha indicado en varias ocasiones que la Norma no tiene en cuenta concentraciones de tensiones debidas a los anclajes (puesto que tampoco considera éstos), por lo que para obtener un valor más aproximado se han suprimido.

En este caso, se ha obtenido un valor de 1,329 para el coeficiente de seguridad, por lo que estamos ante un caso de vida ilimitada.

En la figura 7-50 se puede visualizar el valor que tiene el factor de seguridad en cada punto del recipiente.

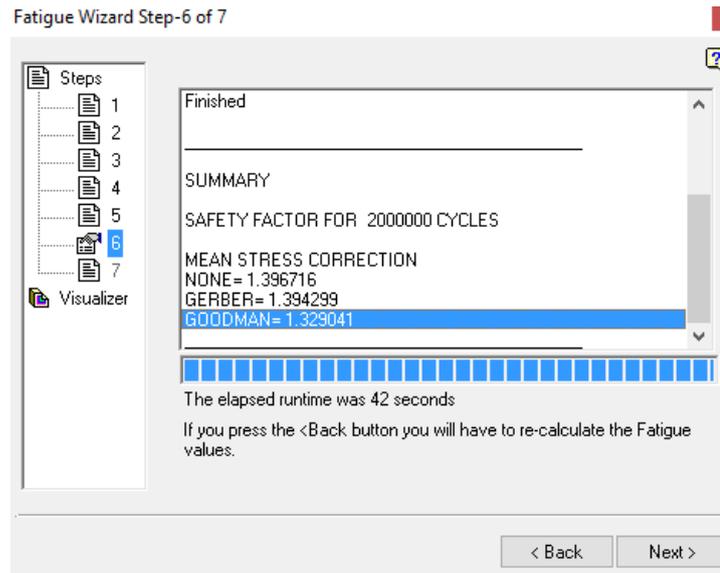


Figura 7-49 Factor de seguridad para el material 1

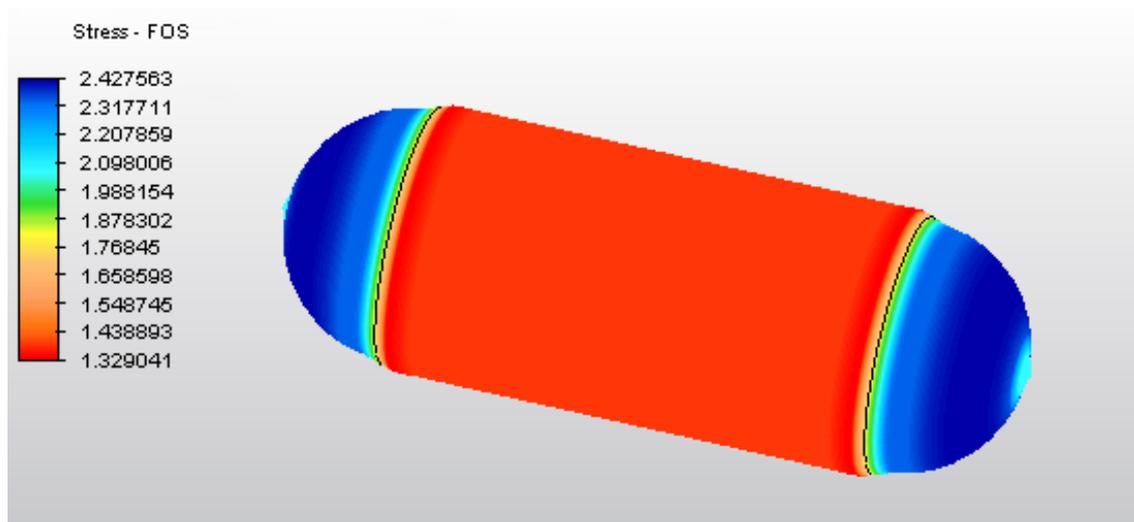


Figura 7-50 Resultado para el material 1

En esta segunda imagen, puede verse claramente que la zona más solicitada es la transición entre la envolvente cilíndrica y el fondo esférico.

7.3.2. Acero P295GH

A continuación, se muestra lo ocurrido con el segundo material. El procedimiento es análogo al anterior, por lo que se adjuntan las imágenes a continuación.

El mínimo factor de seguridad es de 0,948, por lo que estamos ante vida limitada. El lugar de dicho valor es el mismo que en el caso anterior, es decir, en la transición entre el fondo y la envolvente.

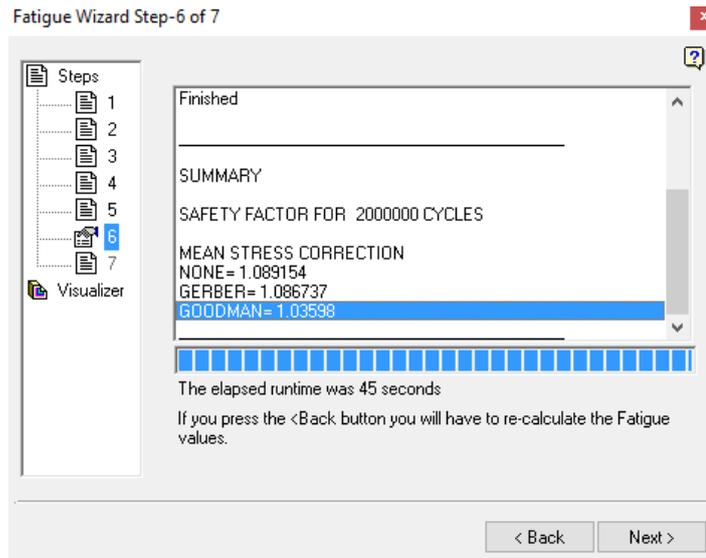


Figura 7-51 Factor de seguridad para el material 2

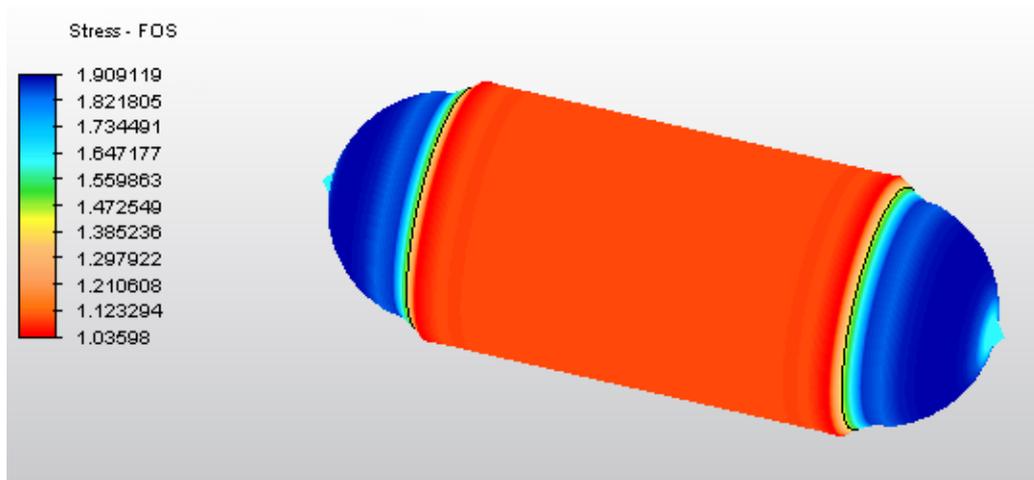


Figura 7-52 Resultado para el material 2

7.3.3. Acero P355GH

Para terminar, se adjuntan los resultados para el último de los materiales.

Se obtiene un valor de 0,846 del factor de seguridad. Por lo tanto, también se trata de un caso de vida finita.

También los resultados son coherentes teniendo en cuenta lo anterior, ya que el mapa de colores es similar a los anteriores pero cambiando los valores.

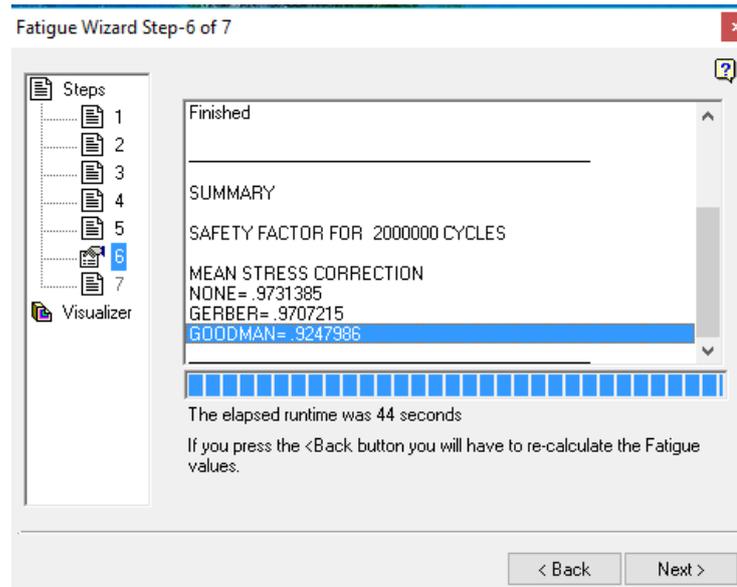


Figura 7-53 Factor de seguridad para el material 3

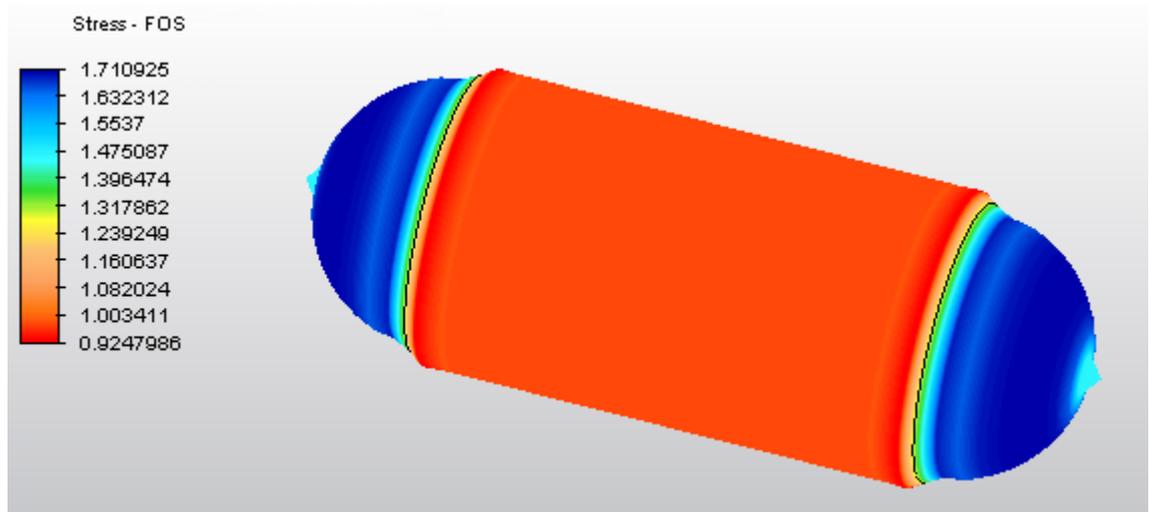


Figura 7-54 Resultado para el material 3

7.3.4. Conclusiones

Para finalizar, se van a resumir los resultados a continuación para ver lo más importante de este último estudio.

Lo primero que se puede decir es que considerando los tres estudios globalmente, los resultados son coherentes, ya que, siendo la geometría constante, al cambiar el material se modifican los valores pero las zonas más solicitadas continúan siendo las mismas, mostrando una distribución muy parecida. Esto hace pensar que el programa realiza un análisis correcto de cargas a fatiga.

SIMULACIÓN

Aunque se verá en el siguiente capítulo, los resultados obtenidos están relacionados con lo calculado con el criterio de Goodman y con la Norma. Sin embargo, para la simulación se ha introducido un valor de reducción de la resistencia a fatiga (S_e) teniendo en cuenta el acabado superficial, lo cual no es del todo correcto.

8. CONCLUSIONES

Aunque en los capítulos anteriores ya se han indicado algunos resultados representativos de los estudios, en este capítulo se va a ver un análisis más profundo de los resultados obtenidos y sus implicaciones. En el trabajo se han realizado tres grandes estudios:

- 1) Recipientes sometidos a presión estática con fondos torisféricos y hemisféricos
- 2) Recipientes a presión con aberturas
- 3) Recipientes sometidos a presión fluctuante

Por lo tanto, se van a ver los principales resultados de estos casos.

8.1. Recipientes sometidos a presión estática

En primer lugar vamos a ver una tabla comparativa con los resultados procedentes de tres análisis independientes, correspondientes a los capítulos 4, 5 y 7.

Dado que el valor más representativo es la tensión de Von Mises, se recogen estos valores para cada uno de los cálculos. Para esta comprobación, se adelantó que solo se tomaron tres valores, uno para cada geometría y uno sólo de los espesores.

CONCLUSIONES

Tabla 8-1 Comparación de resultados

		Tensión de Von Mises (MPa)					
		Envolvente cilíndrica			Fondo esférico		
		Geometría (mm)			Geometría		
		Material	D = 500	D = 250	D = 600	D = 500	D = 250
Resistencia de Materiales	Acero P265GH	147.37	-	-	85.09	-	-
	Acero P295GH	-	187.19	-	-	108.08	-
	Acero P355GH	-	-	208.85	-	-	120.58
Norma UNE-EN 13445-3	Acero P265GH	170.67	-	-	85.09	-	-
	Acero P295GH	-	216.67	-	-	108.08	-
	Acero P355GH	-	-	241.67	-	-	120.58
Simulación	Acero P265GH	135.18	-	-	84.66	-	-
	Acero P295GH	-	215.05	-	-	107.75	-
	Acero P355GH	-	-	231.49	-	-	119.72

En primer lugar, debe explicarse que el diseño con la Norma consistía en calcular, a partir de la tensión máxima admisible del material, el espesor para el cual la tensión soportada por el recipiente era máxima e igual a dicho valor. Como se vio en el capítulo de la simulación, el valor de la tensión máxima tenía lugar en la zona con concentración de tensiones (anclajes). Este valor era, efectivamente, el de la tensión máxima admisible, pero no nos servía porque en la Norma no se especificaba la concentración de tensiones.

Por esta razón, los valores de la Norma difieren de los obtenidos mediante la Resistencia de Materiales y la simulación.

Para continuar, se adjunta la misma tabla que en el apartado 7.1.4 (tabla 7-1):

CONCLUSIONES

Tabla 8-2 Comprobación de resistencia de recipientes ante cargas estáticas

Material	Caso	f_d (Mpa)	Tensión máxima	Tensión sin concentración de tensiones
Acero P265GH	1	170.67	144.38	135.18
	2		185.07	170.14
	3		175.29	165.31
Acero P295GH	1	216.67	163.49	158.12
	2		235.79	215.05
	3		220.63	210.29
Acero P355GH	1	241.67	172.46	169.06
	2		263.19	239.05
	3		245.64	231.49

En ella se recogen los valores de la tensión máxima admisible del material (procedente de los cálculos con la Norma), los valores de la tensión en la zona con concentración de tensiones y los valores de la tensión en una zona suficientemente alejada (valor más fiable).

Con todo esto, podemos concluir que los resultados son muy satisfactorios, ya que los resultados de la Resistencia de Materiales son muy parecidos a los obtenidos con la simulación, por lo que el diseño está bien realizado y el programa funciona correctamente ante cargas estáticas de presión.

Cabe destacar, como ya se comentó anteriormente, que en el caso 1 de geometría (figura 3-1) con fondo torisférico, hubo que cambiar el espesor de todo el recipiente, lo cual hacía que los resultados se alejasen de lo esperado. Sin embargo, en el capítulo anterior, mediante la simulación, quedó demostrado que tras esta modificación en el espesor, el recipiente era capaz de soportar las cargas aplicadas. Por esta razón, se puede afirmar que el análisis mediante la Norma es satisfactorio.

Finalmente, se puede comprobar que los valores máximos obtenidos para la tensión corresponden a lo obtenido a través de la Norma, por lo que se entiende que se trata del método más conservador debido a las garantías que debe dar un documento de estas características.

8.2. Aberturas en recipientes

A continuación se van a indicar las conclusiones que se pueden extraer del estudio realizado en recipientes con aberturas.

Así como en carga estática trabajando con recipientes de envolvente cerrada se realizó un cálculo con la resistencia de materiales, en el estudio con aberturas no se realizó debido a la complejidad de dichos cálculos. Por ello, el objetivo en este caso era comparar los resultados de la Norma con los resultados de la simulación.

Sin embargo, las limitaciones del programa a la hora de definir la geometría de los problemas planteados no permitieron obtener resultados satisfactorios. Mientras que la Norma daba una definición muy exhaustiva de las aberturas en cuanto a su geometría, soldaduras y demás detalles, el programa solo permitía realizar una definición sencilla.

Además, la Norma no proporciona ninguna herramienta de cálculo de las concentraciones de tensiones debidas a los anclajes ya que, como se ha comentado, no los considera. Debido a esto, los resultados obtenidos por el programa no correspondían en absoluto con la Norma.

Cabe explicar aquí la forma de proceder en este estudio. En primer lugar, mediante la aplicación de las ecuaciones de la Norma, se obtenía un valor característico de la geometría de las aberturas. En particular:

- Para la abertura con anillo de refuerzo se obtuvo el valor del espesor de dicho anillo.
- En el segundo caso se calculó el espesor aumentado que debía utilizarse.
- Finalmente, se realizó una última simulación (sin ninguna referencia a la Norma) utilizando el espesor anterior pero generando, además de la pared aumentada, un pequeño anillo de refuerzo del mismo espesor.

Tras este cálculo, se procedía a generar la geometría en el programa y a simular. Como se adelantó, la Norma no considera concentración de tensiones y tiene en cuenta procesos de fabricación (soldadura, transiciones...) que en el programa no se pueden definir. Por estas razones, para los espesores calculados, los resultados obtenidos en la simulación no corresponden en absoluto con lo que dice la Norma: se obtienen concentraciones de tensiones que arrojan unos resultados inadmisiblemente elevados que, evidentemente, harían fallar al material por estar sometidos a tensiones superiores a la máxima admisible calculada en el capítulo 4.

CONCLUSIONES

Por todo esto, se puede concluir que el programa no resulta muy adecuado cuando se trata de estudiar recipientes con aberturas.

8.3. Recipientes sometidos a fatiga

Para terminar con este capítulo, se van a ver las principales conclusiones que se han obtenido de este estudio.

Como en el caso de carga estática, el trabajo consistía en resolver el mismo problema con diferentes métodos:

- Teóricamente, en este caso, aplicando el criterio de Goodman para el diseño de elementos a fatiga.
- Utilizando la Norma UNE-EN 13445-3 de diseño de recipientes a presión, en la que se dedica un capítulo a recipientes sometidos a cargas variables.
- Mediante Simulation Mechanical de Autodesk, que cuenta con un módulo para realizar estudios a fatiga.

Una vez realizado lo anterior, cuyos resultados se pueden ver en los capítulos 4, 5 y 7, se puede proceder a explicar lo más relevante.

Para ello se van a comparar dichos resultados de manera que se puede tener una idea de la similitud entre ellos y, por tanto, la mayor o menor precisión del programa al trabajar con cargas variables.

El valor que se va a utilizar para realizar la comparación debe ser, evidentemente, un resultado común a los tres estudios. Por ello, se ha seleccionado el factor de seguridad, que ha sido calculado en cada uno de los métodos. En principio, cabe pensar que la cifra obtenida por la Norma es la más adecuada, dado que se trata de un documento con garantías. Por esta razón, se ha calculado el error relativo de los otros dos resultados respecto a dicho valor. En la siguiente tabla se indica todo lo anterior:

CONCLUSIONES

Tabla 8-3 Conclusiones del estudio a fatiga

		Acero P265GH	Acero P295GH	Acero P355GH
Norma	Factor de seguridad	1.263	0.995	0.892
	Error relativo (%)	-	-	-
Criterio de Goodman	Factor de seguridad	1.185	0.936	0.823
	Error relativo (%)	6.20	5.93	7.72
Simulación	Factor de seguridad	1.329	1.036	0.925
	Error relativo (%)	5.19	4.10	3.65

De esta tabla, se pueden obtener conclusiones interesantes:

- 1) Los menores valores del factor de seguridad corresponden al criterio de Goodman. Dado que se trata de un cálculo y de unas expresiones muy generales para el diseño de elementos a fatiga, es de esperar que tengan un carácter más conservador. De ahí que su valor sea el inferior ya que así se asegura que el material no va a fallar solo si es superior a 1.
- 2) El valor de la Norma es intermedio debido a todos los estudios realizados para elaborarla, como la realización de experimentos que proporcionen más información. Se obtienen así resultados más exactos pero siempre del lado de la seguridad. Si los comparamos con los valores de la simulación, la Norma se entiende que sigue siendo más conservadora, ya que se trata de un documento que debe proporcionar garantías y fiabilidad.
- 3) Los resultados de la simulación son los valores más elevados. El programa cuenta con una base de datos muy amplia en cuanto a las características de los materiales. Además, está preparado para realizar un cálculo teniendo en cuenta las cargas aplicadas, por lo que cabe esperar que sus resultados sean menos restrictivos por toda la información que contiene.
- 4) Debido a lo anterior, y tomando como referencia los valores de la Norma, era de esperar que los errores cometidos fueran inferiores en la simulación que con el criterio de Goodman, dada la mayor exactitud de los cálculos con el programa.
- 5) Un dato importante es el factor de seguridad para el segundo de los materiales. Como se observa, tan sólo el resultado del software es superior a 1 (lo cual indica vida ilimitada). Considerando lo anterior, este

CONCLUSIONES

fenómeno se puede explicar si pensamos que, tal como se ha indicado, el programa va a proporcionar resultados menos conservadores. Por otra parte, si, como se ha realizado, se toma la referencia del valor de la Norma se observa que es muy próximo a 1 (0,995), por lo que se encuentra en una zona en la que una mínima variación va a hacer que se pase de vida limitada a ilimitada y viceversa.

Por todo lo expuesto, se puede concluir que el funcionamiento del programa es adecuado para trabajar con cargas a fatiga, al menos, con geometrías sencillas como las que se han utilizado en este trabajo. Además, se ha visto que los tres métodos comparten los criterios, obteniéndose en todos los caso valores muy cercanos.

CONCLUSIONES

9. LÍNEAS FUTURAS

Para finalizar con el trabajo, se propone continuar el presente estudio utilizando herramientas más avanzadas en la simulación de recipientes a presión. En concreto, dadas las limitaciones de PV-Designer a la hora de realizar modelos para el análisis de aberturas, sería de gran interés trabajar con Inventor.

Éste último se trata de un programa de diseño de cuerpos en tres dimensiones sin ningún tipo de restricción. De esta manera, se podría utilizar este software, también de Autodesk, para diseñar el recipiente que requiere una simulación.

Además, el programa Simulation Mechanical permite introducir modelos procedentes de Inventor para su simulación.

Al margen de las aberturas, sería interesante, asimismo, realizar un estudio similar al del presente trabajo utilizando el software Inventor. Como se ha dicho, se generan cuerpos en tres dimensiones y, a la hora de realizar el mallado, en aquellos lugares reforzados según indica la Norma, utilizar los elementos tridimensionales ("brick") que proporciona Simulation Mechanical en lugar de elementos tipo placa ("Shell"). Con los resultados de un estudio como este, se podrían obtener conclusiones muy interesantes acerca de la adecuación de utilizar un tipo u otro de elemento.

SÍMBOLOS GENERALES

a	Espesor de la garganta de soldadura	mm
e	Espesor requerido	mm
e_n	Espesor nominal	mm
$e_{\text{mín}}$	Espesor mínimo posible después de la fabricación	mm
e_a	Espesor útil	mm
c	Sobreespesor de corrosión o de erosión	mm
f	Tensión nominal de cálculo	MPa
f_d	Valor máximo de la tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio	MPa
f_{exp}	Valor máximo de la tensión nominal de cálculo para las situaciones excepcionales	MPa
f_{test}	Valor máximo de la tensión nominal de cálculo para las situaciones de ensayo	MPa
n_{eq}	Número de ciclos de presión de plena amplitud equivalentes	-
P	Presión de cálculo	MPa
P_d	Presión de diseño	MPa
$P_{\text{máx}}$	Presión máxima permitida	MPa
P_S, P_s	Presión máxima admisible	MPa
P_{test}	Presión de ensayo	MPa
R_{eH}	Valor mínimo del límite superior de fluencia	MPa
R_m	Valor mínimo de la resistencia a la tracción	MPa
$R_{m/T}$	Valor mínimo de la resistencia a la tracción a la temperatura T	MPa
$R_{P_{0,2}}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 0,2%	MPa
$R_{P_{0,2}/T}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura T	MPa
$R_{P_{1,0}}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 1,0%	MPa
$R_{P_{1,0}/T}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 1,0% a la temperatura T	MPa
T	Temperatura de cálculo	°C
T_d	Temperatura de diseño	°C
T_{test}	Temperatura de ensayo	°C
$TS_{\text{máx}}$ $TS_{\text{mín}}$	Temperaturas admisibles máximas/mínimas	°C
V	Volumen de un recipiente (o de un compartimento)	mm ³
z	Coeficiente de unión	-

SÍMBOLOS GENERALES

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3-1 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo torisférico 1	15
Figura 3-2 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo torisférico 2.....	16
Figura 3-3 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo torisférico 3	16
Figura 3-4 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo esférico 1.....	16
Figura 3-5 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo esférico 2	17
Figura 3-6 Recipiente de envolvente cilíndrica con fondo esférico 3	17
Figura 4-1 Tensiones en envolvente cilíndrica	20
Figura 4-2 Tensiones en envolvente esférica.....	23
Figura 4-3 Carga de fatiga aplicada.....	27
Figura 5-1 Geometría del fondo torisférico.....	34
Figura 5-2 Gráfica para el cálculo de β	36
Figura 5-3 Gráfica para el cálculo de β'	37
Figura 5-4 Abertura de envolvente cilíndrica reforzada con anillo de refuerzo	48
Figura 5-5 Abertura con espesor de pared aumentado	52
Figura 5-6 Curvas de diseño a fatiga	56
Figura 6-1 Mallado con el software	62
Figura 6-2 Definición de la geometría de la envolvente con el software	63
Figura 6-3 Definición del fondo torisférico con el programa	64
Figura 6-4 Diseño de la geometría 1 con el software.....	65
Figura 6-5 Diseño de la geometría 2 con el software.....	65
Figura 6-6 Diseño de la geometría 3 con el software.....	66
Figura 6-7 Recipiente con aberturas múltiples	67
Figura 6-8 Recipiente con abertura con anillo de refuerzo.....	67
Figura 6-9 Recipiente con abertura y espesor de pared aumentado	68
Figura 6-10 Recipiente con abertura con anillo de refuerzo y espesor de pared aumentado con abertura cerrada	69
Figura 7-1 Definición de los elementos con el software.....	72
Figura 7-2 Selección de materiales de la librería del programa.....	73
Figura 7-3 Establecimiento de condiciones de contorno	73
Figura 7-4 Aplicación de cargas al recipiente	74
Figura 7-5 Magnitud de la presión aplicada	74
Figura 7-6 Recipiente de la geometría 1 con condiciones de contorno aplicadas.....	76
Figura 7-7 Recipiente de la geometría 1 con cargas aplicadas.....	76
Figura 7-8 Tensiones soportadas por el recipiente del material 1	77
Figura 7-9 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 1	78
Figura 7-10 Tensiones soportadas por el recipiente del material 2	78
Figura 7-11 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 2	79
Figura 7-12 Tensiones soportadas por el recipiente del material 3	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 7-13 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 3	80
Figura 7-14 Influencia del radio de conexión en fondos torisféricos.....	81
Figura 7-15 Tensión en la transición entre la envolvente y el fondo.....	81
Figura 7-16 Recipiente de la geometría 2 con condiciones de contorno aplicadas.....	82
Figura 7-17 Recipiente de la geometría 2 con cargas aplicadas.....	82
Figura 7-18 Tensiones soportadas por el recipiente del material 1	83
Figura 7-19 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 1	83
Figura 7-20 Tensiones soportadas por el recipiente del material 2	84
Figura 7-21 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 2	84
Figura 7-22 Tensiones soportadas por el recipiente del material 3	85
Figura 7-23 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 3	85
Figura 7-24 Recipiente de la geometría 3 con condiciones de contorno aplicadas.....	86
Figura 7-25 Recipiente de la geometría 3 con cargas aplicadas.....	86
Figura 7-26 Tensiones soportadas por el recipiente del material 1	87
Figura 7-27 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 1	87
Figura 7-28 Tensiones soportadas por el recipiente del material 2	88
Figura 7-29 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 2	88
Figura 7-30 Tensiones soportadas por el recipiente del material 3	89
Figura 7-31 Valor de la tensión sin considerar concentración de tensiones del material 3	89
Figura 7-32 Valor de la tensión para el fondo esférico de la geometría 1.....	92
Figura 7-33 Valor de la tensión para el fondo esférico de la geometría 2	92
Figura 7-34 Valor de la tensión para el fondo esférico de la geometría 3.....	93
Figura 7-35 Cargas y condiciones de contorno del recipiente	94
Figura 7-36 Resultados del recipiente con múltiples aberturas.....	94
Figura 7-37 Recipiente con múltiples aberturas con espesores modificados	95
Figura 7-38 Tensiones en la abertura reforzada.....	95
Figura 7-39 Tensiones del recipiente con abertura y anillo de refuerzo	96
Figura 7-40 Detalle de la concentración de tensiones en el anillo de refuerzo	97
Figura 7-41 Tensiones en el recipiente con abertura y espesor de pared aumentado	98
Figura 7-42 Concentración de tensiones en la zona inferior del recipiente.....	98
Figura 7-43 Tensiones en el recipiente con abertura y espesor de pared aumentado sin condiciones de contorno	99
Figura 7-44 Concentración de tensiones en la zona inferior del recipiente sin condiciones de contorno	99
Figura 7-45 Tensiones en el recipiente con anillo de refuerzo y espesor de pared aumentado con abertura cerrada	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 7-46 Detalle de la concentración de tensiones	100
Figura 7-47 Curvas de diseño a fatiga	103
Figura 7-48 Carga a fatiga	104
Figura 7-49 Factor de seguridad para el material 1.....	105
Figura 7-50 Resultado para el material 1.....	105
Figura 7-51 Factor de seguridad para el material 2	106
Figura 7-52 Resultado para el material 2.....	106
Figura 7-53 Factor de seguridad para el material 3	107
Figura 7-54 Resultado para el material 3.....	107

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4-1 Resultados envolvente cilíndrica de la geometría 1.....	22
Tabla 4-2 Resultados envolvente cilíndrica de la geometría 2	22
Tabla 4-3 Resultados envolvente cilíndrica de la geometría 3.....	22
Tabla 4-4 Resultados fondo esférico de la geometría 1.....	24
Tabla 4-5 Resultados fondo esférico de la geometría 2.....	24
Tabla 4-6 Resultados fondo esférico de la geometría 3.....	24
Tabla 4-7 Resultados de fatiga para el material 1	26
Tabla 4-8 Resultados de fatiga para el material 2.....	26
Tabla 4-9 Resultados de fatiga para el material 3.....	27
Tabla 5-1 Composición química de los aceros	30
Tabla 5-2 Características mecánicas de los materiales.....	31
Tabla 5-3 Límite elástico de materiales a distintas temperaturas.....	32
Tabla 5-4 Tensión máxima admisible de los materiales	39
Tabla 5-5 Espesor de la envolvente cilíndrica para la geometría 1	39
Tabla 5-6 Espesor de la envolvente cilíndrica para la geometría 2.....	40
Tabla 5-7 Espesor de la envolvente cilíndrica para la geometría 3	40
Tabla 5-8 Cálculos del fondo torisférico de la geometría 1.....	42
Tabla 5-9 Cálculos del fondo torisférico de la geometría 2	43
Tabla 5-10 Cálculos del fondo torisférico de la geometría 3.....	44
Tabla 5-11 Presión máxima soportada por el fondo esférico de la geometría 1	44
Tabla 5-12 Presión máxima soportada por el fondo esférico de la geometría 2	45
Tabla 5-13 Presión máxima soportada por el fondo esférico de la geometría 3	45
Tabla 5-14 Cálculos de abertura con anillo de refuerzo	51
Tabla 5-15 Cálculos de abertura con espesor de pared aumentado.....	53
Tabla 5-16 Datos de diseño a fatiga para zonas sin soldar	57
Tabla 5-17 Cálculos de fatiga	58
Tabla 5-18 Factor de seguridad de cada material	59
Tabla 7-1 Resumen de resultados de carga estática	90
Tabla 7-2 Datos de la curva de diseño a fatiga.....	102
Tabla 8-1 Comparación de resultados.....	110
Tabla 8-2 Comprobación de resistencia de recipientes ante cargas estáticas.....	111
Tabla 8-3 Conclusiones del estudio a fatiga.....	114

ÍNDICE DE TABLAS

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, Robert J. Witt. *"Concepts and applications of finite element analysis"*
- [2] Budynas Richard, Nisbett Keith. *"Diseño en ingeniería mecánica de Shigley"*
- [3] Rafael Avilés. *"Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería"*
- [4] UNE-EN 13445-3. *"Diseño de recipientes a presión no sometidos llama"*
- [5] UNE-EN 10028. *"Productos planos de acero para recipientes a presión"*
- [6] Autodesk Simulation Mechanical User's Guide disponible en <https://knowledge.autodesk.com/support/simulation-mechanical/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ENU/SimMech-UsersGuide/files/GUID-CD2624A6-86C3-4AEB-B8CC-5E6B85C46FE5-htm.html>
- [7] Pressure Vessel PV/Designer Model Tutorial disponible en <https://knowledge.autodesk.com/support/simulation-mechanical/getting-started/caas/CloudHelp/cloudhelp/2016/ENU/SimMech-Tutorials/files/GUID-07F3997C-7EE5-4B3B-B52E-B93514A4F277-htm.html>