

DISEÑO DE TANQUES ESFÉRICOS DE ALUMINIO PARA SISTEMAS TIPO PRESS-FED

L. M. Mundo^a, A.J. Patanella^a, M.D. Actis^a

luis.mundo@ing.unlp.edu.ar, ajpatane@ing.unlp.edu.ar, mactis@ing.unlp.edu.ar

^a *CTA – Centro Tecnológico Aeroespacial, Universidad Nacional de La Plata Calle 116 e/47 y 48 (1900) La Plata, Argentina.
<http://www.cta.ing.unlp.edu.ar>*

RESUMEN

El objetivo del trabajo es presentar el diseño y verificación estructural mediante el uso de software de elementos finitos de un tanque esférico para utilizar en un vehículo lanzador. Se detallan los modelos numéricos implementados para la verificación estructural del mismo en zonas particulares como las bridas de alimentación y descarga y las patas que lo sujetan al fuselaje del vehículo lanzador. Los análisis realizados consisten en simulaciones estáticas lineales axilimétricas y en superficies de las cuales contemplan la plasticidad del material del tanque y una disminución de las propiedades mecánicas producto de la soldadura en zonas cercanas a las mismas. Se realiza un exhaustivo diseño de la metodología de sujeción a fin de disminuir sus efectos sobre las tensiones membranales. También se realiza un análisis termo-elástico del conjunto para evaluar la aparición de tensiones a partir de la contracción del tanque al utilizar líquidos criogénicos en su interior.

1.- INTRODUCCION

Los tanques esféricos son muy utilizados en la industria aeroespacial por poseer la forma geométrica más liviana capaz de soportar presión interna, debido a que las tensiones se distribuyen uniformemente en todo su espesor. Esta condición se ve afectada por cuestiones particulares como son la incorporación de las patas de anclaje, las cuales deben sostener al tanque con el fluido en su interior pero a su vez poder deformarse para evitar generar tensiones elevadas en la superficie en el proceso de inflado o en el caso del enfriado para mantener un líquido criogénico, y el agregado de los orificios de entrada y salida de fluidos los cuales generalmente generan tensiones de flexión en el espesor de la esfera ante la aplicación de presión interna.

Al haberse confeccionado la esfera correspondiente al tanque por medio de una serie de gajos soldados es importante contemplar las propiedades mecánicas finales con las que queda

el material en las zonas cercanas a la soldadura, ya que las altas temperaturas del proceso provocan una disminución en dichas propiedades, como son la tensión de fluencia y la de rotura. Esta condición se puede revertir por medio de un tratamiento térmico correspondiente luego del proceso de soldadura.

En este documento se presentarán los lineamientos tenidos en cuenta para realizar el diseño estructural de los tanques contemplando los detalles antes mencionados. Se presentarán tanto los análisis de los puntos característicos como el diseño global.

2.- METODOLOGIA

Debido a que el análisis estructural del tanque contempla toda la estructura del mismo se realizó un modelo de elementos finitos global en el que se obtienen las tensiones globales un una serie de modelos de elementos finitos focalizados

en zonas en las que es de interés obtener las tensiones con mayor detalle. De esto se desprende un modelo global en el que el tanque se modela en elementos chapa (de superficie) y un modelo axilimétrico en el que se modela las zonas de la brida de carga y descarga de combustible, este último confeccionado con el fin de obtener en mayor detalle de las tensiones producto de las concentraciones de tensión en la unión de la brida con la envuelta del tanque.

Geometría del tanque

El tanque analizado en cuestión consiste en una envuelta esférica de 8mm de espesor construido en gajos de aluminio 6061 T6 soldados por fusión y tratado térmicamente para volver a su estado de temple. Este tanque, con un diámetro de 1250 mm, pesa unos 132 kg.

Este posee 12 patas del mismo espesor que se encuentran dispuestas de forma tangente a la superficie apartadas de la línea ecuatorial con las cuales se sujetará a los largueros de la estructura del vehículo lanzador.



Figura 1: Tanque esférico construido para ensayo.

Las bridas del tanque fueron construidas de la unión de un tramo cilíndrico, una placa circular y un cuello forjado el cual se suelda a los gajos que confeccionan el cuerpo.

Materiales

Como se mencionó anteriormente el material del tanque es 6061 T6. Debido a que los casos de análisis pueden contemplar la fluencia de los componentes bajo cierto estado de carga se necesitó la curva tensión-deformación del material. Se utilizaron los siguientes valores: [1]

Aluminio 6061-T6

Densidad = 2710 kg/m³
 Módulo de elasticidad = 69 GPa
 Coeficiente de Poisson: 0,3
 Curva de plasticidad:

Tabla 1: Valores de tensión vs deformación cargados en el modelo FEM

Tension [Mpa]	Def especifica
241,3	0,0000
250	0,0022
255	0,0044
260	0,0076
265	0,0123
270	0,0192
275	0,0291
280	0,0435
285	0,0639
290	0,0930

Factores de seguridad

Para los análisis estructurales de componentes sometidos a presión interna se exigen dos verificaciones que se realizan a la carga de trabajo mayorada por un coeficiente de seguridad. La primera correspondiente a fluencia, en la cual se debe observar que los componentes no fluyan ante el estado de carga aplicado, y la segunda a rotura, en la cual se admite fluencia pero no alcanzar la tensión de rotura del material.

Los coeficientes de amplificación de las cargas son los siguientes:

Presión interna:

FSp_{fluencia}:1,5125

FSp_{rotura}:1,815

Cargas de aceleración:

FSD_{fluencia}:1.59

FSD_{rotura}:1.81

Cálculo analítica del espesor de la esfera

Para obtener un valor de espesor de envuelta se utilizo la teoría de cilindros esféricos de pared delgada a presión interna. Se aplico el criterio de Von Mises para verificar a rotura y a fluencia con los factores de seguridad citados anteriormente y una presión de 40 bares.

Las tensiones principales para un elemento diferencial de la esfera son iguales y valen

$$\sigma_{1,1} = \frac{P \cdot r}{2e}$$

Donde

- P: presión interna
- r: radio de la esfera
- e: espesor

Sabiendo la expresión de las tensiones principales se aplica el criterio de rotura de Von Mises resultando. [2]

$$\sigma_{vm} = \frac{P \cdot r}{2e}$$

Los espesores encontrados para ambas condiciones son los siguientes:

$$e_{fluencia} = 7,8mm$$

$$e_{rotura} = 7,75mm$$

Por lo tanto se utilizarán 8mm de espesor.

Estudio del tipo de anclaje

Teniendo en cuenta las cargas actuantes sobre la estructura se procede a realizar un modelo de elementos finitos simple que contiene la esfera y distintas configuraciones de patas. De las distintas configuraciones analizadas se obtiene la que genere menores tensiones en la esfera. El estado de cargas analizado es el correspondiente a presión interna y aceleración vertical descendente.

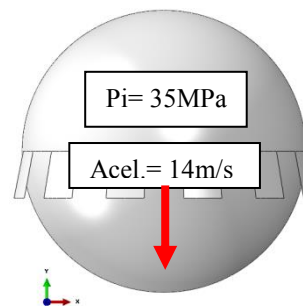


Figura 2: Estado de carga analizado.

Nro.	Descripción	Esquema	σ_{max}
1	12 Patas en la línea ecuatorial a compresión		250MPa
2	12 Patas 150mm debajo del ecuador a compresión		285MPa
3	24 patas 150mm debajo del ecuador a compresión		298MPa
4	24 patas en la línea ecuatorial a tracción		237MPa
5	12 patas 150mm debajo del ecuador a tracción		225MPa

De la comparación entre los estados tensionales que genera la cantidad de patas, comparando entre 12 y 24 para la misma configuración se observó que el duplicar la cantidad de patas genera que la concentración de tensiones de una influya en la vecina correspondiente debido a que se encuentran a menor distancia, Figura 5.

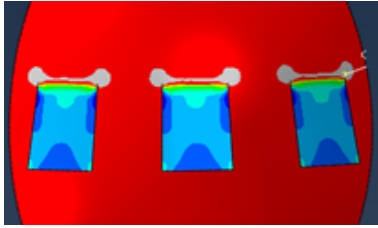


Figura 3: Concentración de tensiones en configuración de 12 patas.

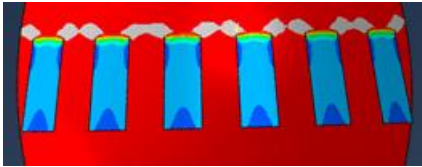


Figura 4: Concentración de tensiones en configuración de 24 patas.

En cuanto a la disposición de las patas respecto a la envuelta se observó que la a mejor configuración de patas posible es la "configuración 5", correspondiente a 12 colocadas de manera de encontrarse sometidas a tracción para las cargas de aceleración. En esta configuración las patas se deforman de manera de acompañar a la superficie esférica generando el menor estado tensional encontrado.

Modelo general

Una vez obtenidos el espesor tentativo de la esfera y la configuración de las patas que generen menores tensiones se procedió a realizar el modelo de elementos finitos general en el cual se obtienen los mapas de tensiones globales de la estructura.

Confección del modelo

El modelo FEM se realizó utilizando la superficie externa de la esfera y a ella agregándole la geometría de las patas y las bridas. se utilizaron elementos placa asignando los espesores correspondientes, en las zonas del cuello de las bridas que poseen espesores variables, como puede observarse en la Figura 2, se colocó un espesor medio lo cual no es lo ideal para representar las tensiones con fidelidad. Este error en el modelado se admitió debido a que se realizó un modelo particular de la brida con mayor detalle, explicado en los siguientes

apartados. Dada la simetría de cargas y geométrica se procedió a realizar un modelo de un cuarto del tanque, esto permite también disminuir el costo computacional.

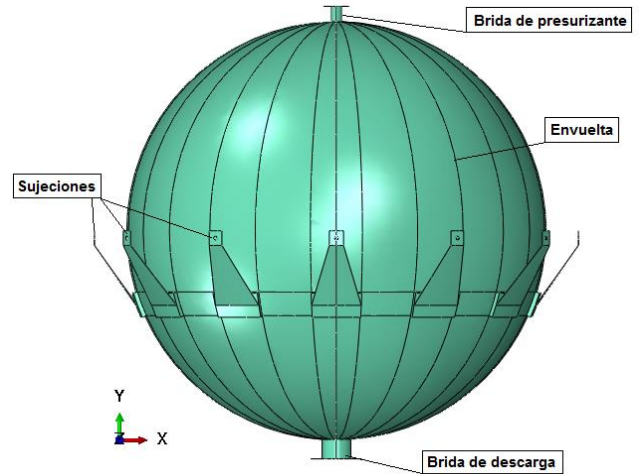


Figura 5: Modelo del tanque confeccionado en elementos placa.

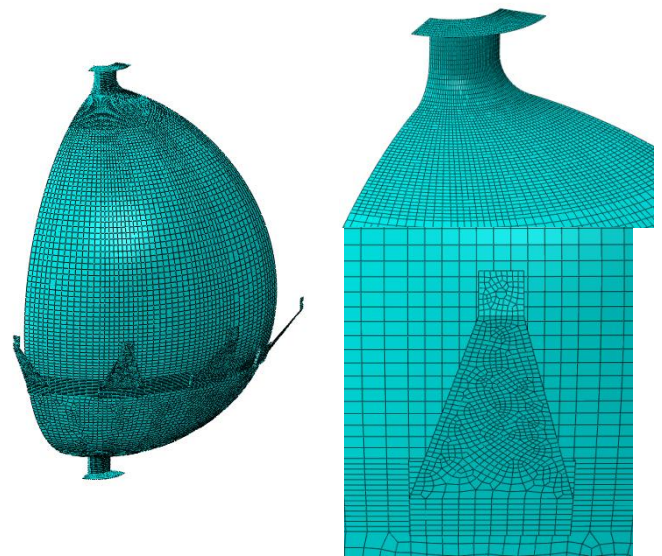


Figura 6: Mallado del modelo.

El mallado del modelo consiste en 14159 nodos y 13696 elementos cuadriláteros del tipo S4R afinado en las zonas de probable concentración de tensiones como son las patas y el cuello de las bridas de carga.

Condiciones de carga

El tanque, al pertenecer a un vehículo en movimiento, se verá sometido principalmente a la

carga de presión interna y de aceleración producto del movimiento del vehículo. Cabe destacar que se contempla a su vez la presión hidrostática que genera la columna de líquido que se encuentra en el interior del tanque producto de la aceleración.

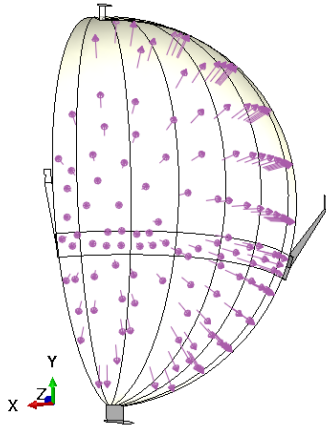


Figura 7: Aplicación de la presión en la superficie interna del tanque

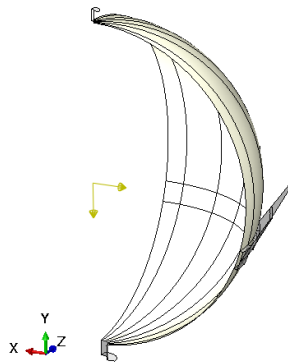


Figura 8: Aceleraciones aplicadas

Tabla 2: Cargas aplicadas al modelo

Carga aplicada	Magnitud
Presión interna [bar]	40
Aceleración [m/s ²]	x=-20 y=-14 z=0

$$P_{(y)} = P_0 + \rho \cdot a \cdot y$$

Donde:

P_0 : Presión en la boca de presurización 40 MPa.

ρ : Densidad del RP1 802 Kg/m³

a : sumatoria de aceleraciones sobre el fluido (1,4g)

h : altura de la columna de combustible

Condiciones de borde

Se plantearon las condiciones de simetría en los planos xy e yz . Las sujeciones se vinculan de manera que se restrinjan todos sus desplazamientos y rotaciones en los puntos donde se une con el fuselaje.

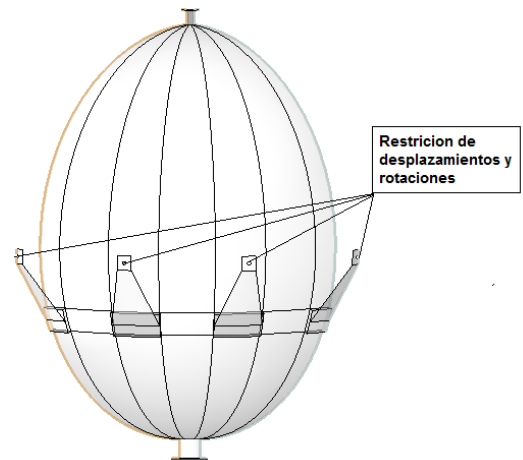


Figura 9: Vinculación a los módulos

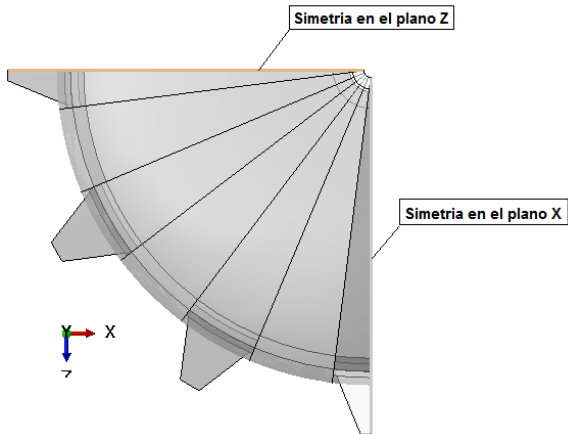


Figura 10: Condiciones de simetría del tanque

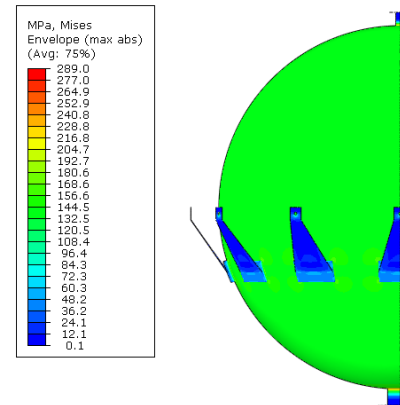


Figura 12: Campo de tensiones para la verificación a fluencia. límite de la escala 241 MPa

Resultados

Se presenta a continuación el campo de tensiones en el tanque para la verificación a fluencia y a rotura.

Verificación a Fluencia

Se presentan las imágenes de la verificación a fluencia correspondiente a las cargas de trabajo amplificadas por los factores de seguridad correspondientes a esta condición. Las tensiones se presentan en Mega Pascales limitadas a la tensión de fluencia (241MPa).

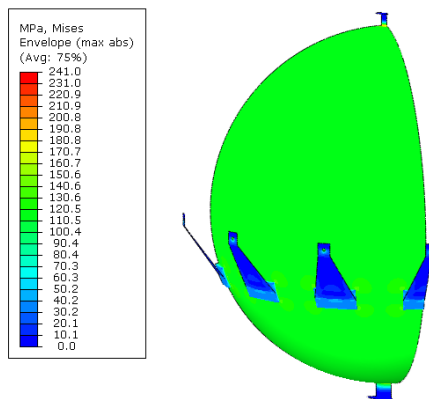


Figura 11: Campo de tensiones para la verificación a fluencia. límite de la escala 241 MPa

Verificación a Rotura

Se presentan las imágenes de la verificación a rotura correspondiente a las cargas de trabajo amplificadas por los factores de seguridad correspondientes a esta condición. Las tensiones se presentan en MegaPascales limitadas a la tensión de rotura (290MPa).

Análisis de la zona de bridas

A continuación se presenta el modelo FEM realizado en la zona particular de las bridas. El objetivo de este modelo es determinar las tensiones de la zona producto de la flexión que genera la brida ante la aplicación de presión interna. Efecto que con el modelo general no puede determinarse con el suficiente detalle.

Confección del modelo

Debido al carácter axilsimétrico de geometría y carga de la zona en estudio el modelo realizado consiste en un modelo axilsimétrico de la brida respetando la geometría final del proceso de fabricación.

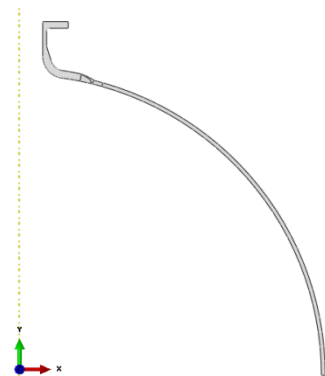


Figura 13: Geometría del modelo FEM utilizado.

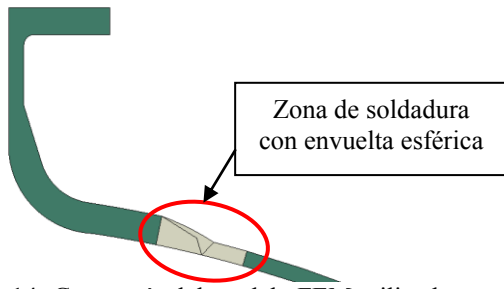


Figura 14: Geometría del modelo FEM utilizado.

El mallado del modelo consiste en 14481 nodos y 13730 elementos del tipo CAX4R (cuadriláteros axil simétricos lineales) [3]. Afinado en la zona de la soldadura entre la brida y la envuelta esférica. Con esta distribución se obtienen 18 elementos en el espesor, cantidad más que suficiente para representar las tensiones producto de los momentos soliciten la zona.

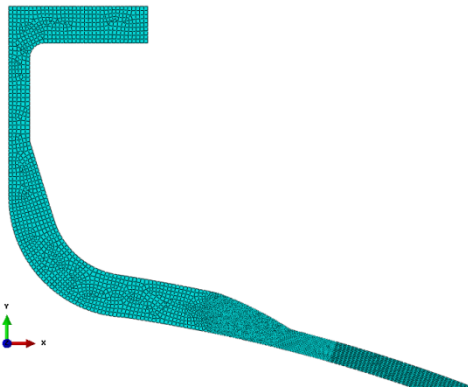


Figura 15: Mallado del modelo.

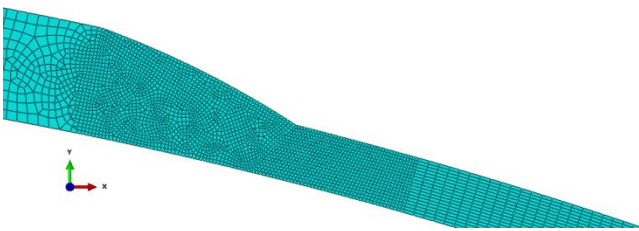


Figura 16: Detalle del mallado del modelo en la zona de la soldadura.

Condiciones de carga

La carga solicitante consiste en presión aplicada en la cara interna de la geometría. Se colocó la misma ley de variación que la utilizada en el "Modelo General" citado en el apartado anterior, producto de la presión interna y la

adición de la presión hidrostática que genera el fluido debido a la aceleración del vehículo. Ver apartado "Condiciones de carga" del "Modelo General". Adicionalmente se agregó la carga de tracción que genera la tapa de la brida. Figura 19. A estas cargas se le aplican los factores de seguridad mencionados en el apartado correspondiente.

Condiciones de borde

Como condición de borde se colocó la restricción de simetría respecto al plano XZ en la zona inferior de la envuelta.

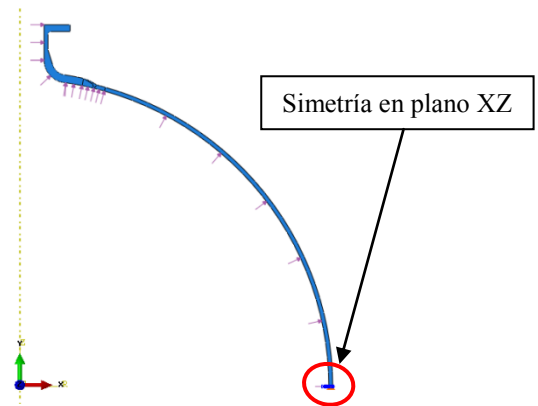


Figura 17: Presión interna del modelo y condición de borde.

Resultados

Se presenta a continuación el campo de tensiones para la verificación a fluencia y a rotura.

Verificación a Fluencia

Se presentan las imágenes de la verificación a fluencia correspondiente a las cargas de trabajo amplificadas por los factores de seguridad correspondientes a esta condición. Las tensiones se presentan en Mega Pascales limitadas a la tensión de fluencia (241MPa).

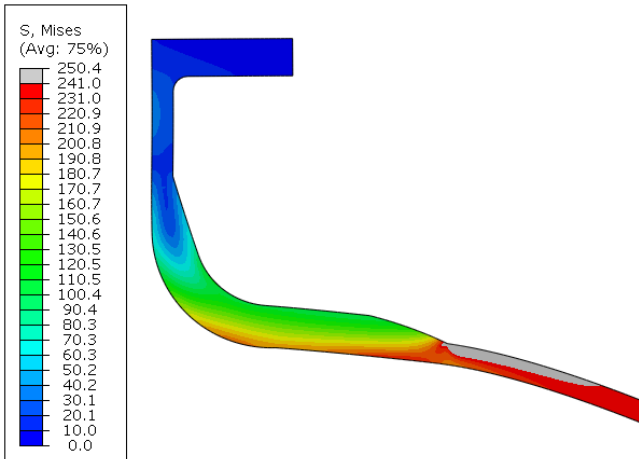


Figura 18: Tensiones de Von Mises, MPa.

La siguiente imagen compara la geometría deformada respecto a la sin deformar, se observa el efecto de flexión de la brida.

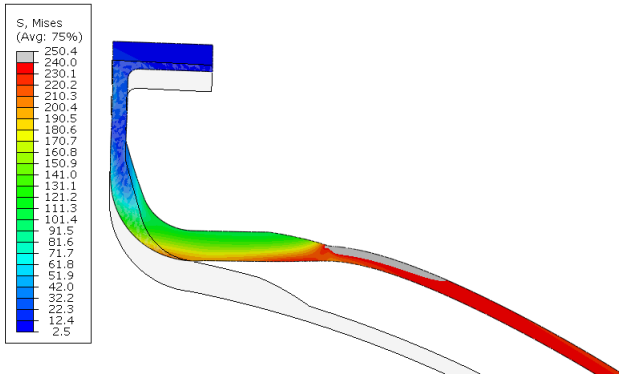


Figura 19: Tensiones de Von Mises, MPa.

A continuación se muestran las tensiones en la dirección tangencial a la esfera lo cual demuestra la presencia de flexión localizada en la zona, y a su vez una concentración de tensiones producto del aumento de espesor.

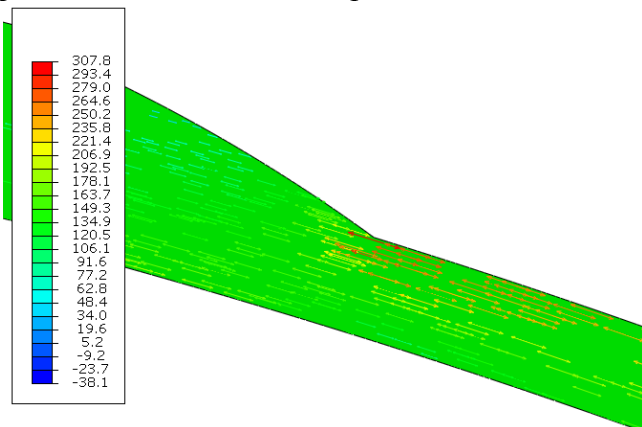


Figura 20: Tensiones paralelas a la superficie esférica. Líneas de tensión.

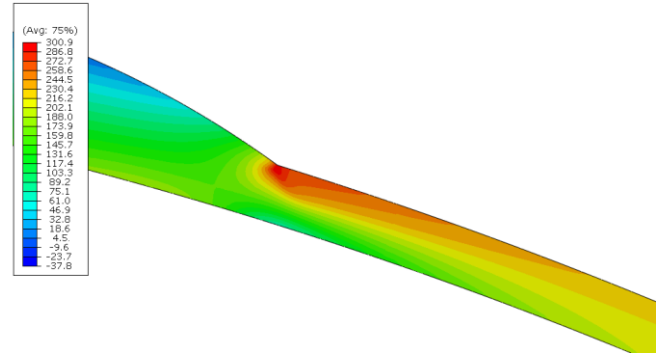


Figura 21: Tensiones paralelas a la superficie esférica.

Verificación a Rotura

Se presentan las imágenes de la verificación a rotura correspondiente a las cargas de trabajo amplificadas por los factores de seguridad correspondientes a esta condición. Las tensiones se presentan en Mega Pascales limitadas a la tensión de fluencia (290MPa).

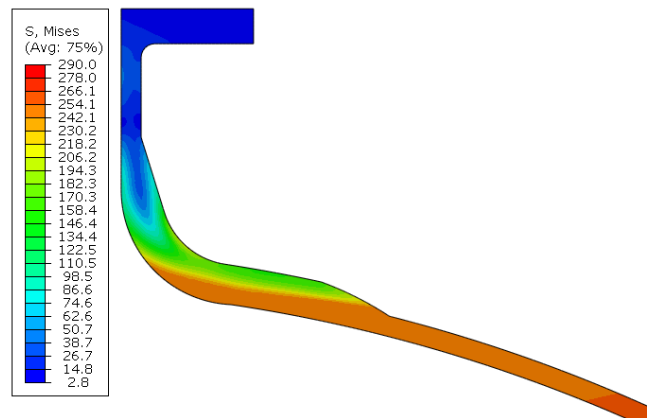


Figura 22: Tensiones de Von Mises, MPa.

CONCLUSIONES

- Se logró realizar el análisis estructural de un tanque esférico presurizado considerando las particularidades correspondientes de cada sector de la estructura.
- Para el diseño de un tanque esférico sometido a presión es necesario considerar la influencia de los componentes adicionales a la geometría como son las sujeciones y bridas ya que estos generan tensiones de flexión localizadas más importantes que las globales que se observan en la estructura.

- En el caso de tener que efectuarse soldaduras se deberá asegurar las propiedades mecánicas finales en las zonas cercanas a las soldaduras mediante los tratamientos térmicos correspondientes. Esto deberá corroborarse con los ensayos correspondientes.
- En el diseño de las sujeciones es de crucial importancia el concepto de flexibilidad de las mismas. Estas deberán ser capas de soportar el peso del tanque junto con el fluido interno para las cargas de aceleraciones del vehículo en cuestión, cumpliendo con los requerimientos de vibración establecidos y a su vez ser lo suficientemente flexibles como para permitir la expansión de la superficie del tanque sin generar mayores tensiones en la unión. En este caso en particular se sugiere la implementación de anclajes o patas que se unan a la superficie del tanque de manera tangente a la misma y ubicarlas con una separación tal que el campo de tensiones de una no se interponga con la adyacente.
- En este caso particular se observan las mayores concentraciones de tensión en la zona de la soldadura del cuello de la brida con la envuelta esférica del tanque. Pudiendo ocasionarse la falla en este lugar. Esto fue comprobado mediante un ensayo de presión realizado en el laboratorio.

REFERENCIAS

- [1] DOT/FAA. (2003). **Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)**,
- [2] NASA. (1973). **TM-X-73306: “Astronautic Structures Manual”**.
- [3] Dassault Systemes. (2014). **Abaqus Analysis User’s Guide 6.13** (Sección VI.29 , *Structural Elements*).