



**11nd International Conference of Mechanical Engineering  
COMEC 2023  
VI SIMPOSIO DE DISEÑO E INGENIERÍA ASISTIDA POR  
COMPUTADORA, BIOMECÁNICA Y MECATRÓNICA**

**Cálculo de tensiones en recipiente no presurizado utilizando el código  
ASME y simulación numérica**

*Stress calculation in a non-pressurized vessel using the ASME code and  
numerical simulation*

**César A. Chagoyen Méndez<sup>1</sup>, David Amauris Moreno Alonso<sup>1</sup>, Eusebio V. Ibarra  
Hernández<sup>2</sup>, Eusebio E. Pérez Castellanos<sup>1</sup>, Juan A. Pozo Morejón<sup>1</sup>, Sergio L.  
Jauregui Rigó<sup>1</sup>, Gilberto García del Pino<sup>3</sup>, Ángel S. Machado Rodríguez<sup>1</sup>**

1- César A. Chagoyen Méndez. E-mail: [cachagoyen@uclv.edu.cu](mailto:cachagoyen@uclv.edu.cu), David Amauris Moreno Alonso. E-mail: [dmalonso@uclv.edu.cu](mailto:dmalonso@uclv.edu.cu), Eusebio E. Pérez Castellanos. E-mail: [eusebioipc@uclv.edu.cu](mailto:eusebioipc@uclv.edu.cu), Juan A. Pozo Morejón. E-mail: [jpozo@uclv.edu.cu](mailto:jpozo@uclv.edu.cu), Sergio L. Jauregui Rigó. E-mail: [jaureguisl@uclv.edu.cu](mailto:jaureguisl@uclv.edu.cu), Ángel S. Machado Rodríguez. E-mail: [angelmr@uclv.edu.cu](mailto:angelmr@uclv.edu.cu), Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Cuba.

2. Eusebio V. Ibarra Hernández. Facultad de Ing. Química y Farmacia, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Cuba, E-mail: [eusebioih@uclv.edu.cu](mailto:eusebioih@uclv.edu.cu)

3. Gilberto García del Pino. Coordenação de Engenharia Mecânica. Universidade do Estado do Amazonas, Manaus, Brasil, E-mail: [gpino@uea.edu.br](mailto:gpino@uea.edu.br)

**Resumen:**

- **Problemática:** En este trabajo se presenta el cálculo analítico mediante el código ASME y la simulación numérica de una ferro-cisterna no presurizada que ha fallado ante las cargas de operación durante el transporte de combustible.
- **Objetivo:** Determinar las causas de la aparición de ocho grietas en la parte cilíndrica de la cisterna, en el interior de los cuatro refuerzos por ambos lados del recipiente y a la misma altura, que inicialmente eran desconocidas.
- **Metodología:** Se determinan las tensiones por ambas vías en varios puntos de control que se establecieron de acuerdo a las exigencias del código ASME. Se



describen las deficiencias detectadas en el diseño del recipiente, así como las diferencias entre el modelo de cálculo del código ASME y el modelo de elementos finitos de la cisterna estudiada.

- **Resultados y discusión:** Las tensiones obtenidas por el código ASME y las obtenidas por simulación numérica alcanzan valores inferiores a la tensión admisible del material en los puntos de control. Las tensiones obtenidas en la zona de falla de los refuerzos exceden la tensión admisible del material, lo que coincide plenamente con la situación real de falla que ocurre en la ferro-cisterna analizada.
- **Conclusiones:** Entre las posibles causas de aparición de las grietas se encuentra la fijación por tornillos en las vigas laterales, el empleo de refuerzos tipo canal partidos e incumpliendo las disposiciones de la ASME.

**Abstract:**

- **Problem:** *This paper presents the analytical calculation using the ASME code and the numerical simulation of a non-pressurized rail tanker that has failed under operating loads during fuel transportation.*
- **Objective:** *Determine the causes of the appearance of eight cracks in the cylindrical part of the cistern, inside the four reinforcements on both sides of the container and at the same height, which were initially unknown.*
- **Methodology:** *The stresses are determined in both ways at several control points that were established according to the requirements of the ASME code. The deficiencies detected in the design of the container are described, as well as the differences between the calculation model of the ASME code and the finite element model of the cistern studied.*
- **Results and discussion:** *The stresses obtained by the ASME code and those obtained by numerical simulation reach values lower than the admissible stress of the material at the control points. The stresses obtained in the reinforcement failure zone exceed the admissible stress of the material, which fully coincides with the real failure situation that occurs in the analyzed rail tanker.*
- **Conclusions:** *Among the possible causes of the appearance of the cracks is the fixation by screws in the lateral beams, the use of split channel-type reinforcements and not complying with the provisions of the ASME.*

**Palabras Clave:** Ferro-cisternas; Fallas, Grietas; Código ASME; Simulación Numérica

**Keywords:** Rail-tankers; Failures; Cracks; ASME Code; Numerical Simulation



## **1. Introducción**

El transporte de combustibles ha sido siempre una de las problemáticas más influyentes en la economía mundial. Por ello, han sido desarrolladas varias formas de transporte como son vagones, camiones, buques cisternas y tuberías. El método que se utilice para mover estos combustibles depende de la cantidad que se vaya a mover y la distancia al destino. Los mayores problemas con este movimiento son la contaminación y la posibilidad de que se derrame.

Las ferro-cisternas son vehículos ferroviarios destinados al transporte a granel de productos líquidos, sólidos o gaseosos y constituyen otra forma de mover petróleo crudo por tierra.

El combustible se carga en los vagones cisterna y un tren diésel lo mueve a través de los rieles hasta la refinería o el destino planificado. Las ferro-cisternas y trenes son una forma común transportar gran cantidad de combustible mediante el uso de varios vagones cisterna a grandes distancias. Prestan servicios para el traslado de combustibles desde los puertos de descarga hacia las diferentes entidades consumidoras. El modelo que se analiza fue importado a partir del año 2008, con la compra de 250 equipos. Fueron puestos en marcha y en algunos casos se cambió su uso para el trasiego de alcoholes, cemento y aceites.

Las ferro-cisternas se clasifican en presurizadas, no presurizadas y de transporte de líquidos criogénicos. Las no presurizadas como es el caso que nos ocupa (también llamados carros tanque de "servicio general" o de "baja presión"), se utilizan para transportar una gran variedad de productos líquidos y sólidos [3].

Se han detectado fallas en estos vehículos, específicamente la aparición de ocho grietas en la parte cilíndrica de la cisterna, en el interior de los cuatro refuerzos por ambos lados del recipiente y a la misma altura. También ocurre una falla en los orificios de los tornillos en los extremos de las vigas laterales que no se detalla en este trabajo. Este trabajo versa sobre recipientes que se mueven grandes distancias sobre un chasis por los rieles de ferrocarril, de casi 12 metros de largo y casi 3 de diámetro, con más de 72 m<sup>3</sup> de combustible, derramándose, por causas inicialmente desconocidas.

Es por ello que se decide estudiar y detectar las posibles deficiencias en el diseño, realizar el cálculo analítico mediante el código ASME y simular el comportamiento tensional del modelo de elementos finitos confeccionado bajo las cargas de operación



para determinar las tensiones en los puntos de control que se establecieron de acuerdo a las exigencias del código ASME.

Los códigos comunes de recipientes a presión utilizados para el diseño son: ASME Boiler and Pressure Recipient code code section VIII, European Committee for Standardization y British Standards Institution. El código ASME se emplea para el diseño y construcción de equipos sometidos a vacío, baja, media y alta presión. Este código tiene gran aceptación mundial y es el más empleado en nuestra región [3].

Las principales tensiones que surgen en los recipientes horizontales apoyados sobre silletas son las tensiones longitudinales, cortantes y las circunferenciales [6]. Zick [16] indicó los esfuerzos aproximados que existen en recipientes cilíndricos apoyados en dos soportes. Demostró que, al conocer las tensiones, es posible saber qué recipientes pueden diseñarse solo para la presión interna. Moss [10] explicó el proceso detallado de diseño de recipientes a presión horizontales y el diseño de soporte de silleta para grandes recipientes.

Ong y Lu [13] sugirieron un estudio paramétrico para la determinación del radio óptimo del soporte de silleta con ajuste holgado para recipientes a presión cilíndricos. Diamantoudis et al. [4] hicieron un estudio comparativo de diseño utilizando diferentes técnicas de elementos finitos. El-Abbasi et al. [5] llevó a cabo un análisis tridimensional de elementos finitos de un recipiente a presión que descansa sobre soportes flexibles. Trabajos como el de Nayak et al. [12], el de Leyva-Díaz [7] y el de Nash et al. [11] tienen en común el uso del método de elementos finitos. Aplicaron como cargas externas al modelo el peso propio, el peso del líquido lleno y la presión interna, de la misma manera que se realiza en este trabajo.

En esta investigación se determinan las tensiones mediante el código ASME en puntos de control previamente establecidos y se comparan con las tensiones obtenidas mediante simulación numérica en los mismos puntos.

## **2. Metodología**

### **2.1 Cálculo de recipientes horizontales mediante el código ASME**

En el código ASME [1] aparece el cálculo de fuerzas, momentos y tensiones en diversas zonas para diversos tipos de recipientes, reforzados o no, con unos u otros tipos de refuerzos y apoyos. De todas ellas, solo se tomarán las que son válidas para el recipiente



que se analiza. En este trabajo de investigación el recipiente está compuesto por un cilindro con tapas en cada terminal y sobre dos apoyos tipo silletas espaciados equidistantes con dos anillos de refuerzo en cada extremo: uno que coincide en las silletas de apoyo y otro a 2 metros hacia el centro del recipiente en la dirección longitudinal.

El momento flector en la silleta M1, el momento flector en el centro del recipiente M2 y la fuerza cortante en la silleta T, se calculan por las siguientes ecuaciones:

$$M_1 = -Q \cdot A \left[ 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{(R_m^2 - H^2)}{(2AL)}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right] \quad (2.1)$$

$$M_2 = \frac{Q \cdot L}{4} \left[ \frac{1 + \frac{2 \cdot (R_m^2 - H^2)}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4 \cdot A}{L} \right] \quad (2.2)$$

$$T = \frac{Q \cdot (L - 2 \cdot A)}{L + \frac{4H}{3}} \quad (2.3)$$

donde:

Q: carga sobre cada soporte (reacción).

A: distancia entre el centro del soporte y la unión cuerpo/cabzal.

L: longitud del cuerpo rigidizado.

$R_m$ : radio medio.

H: profundidad del cabzal.

### Tensiones longitudinales en el plano medio del recipiente

Las tensiones longitudinales de membrana (debidas a la presión) más las tensiones de flexión en el recipiente cilíndrico entre los dos apoyos (debidas al peso propio de la cisterna y del líquido), están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot R_m}{2 \cdot t} - \frac{M_2}{\pi \cdot R_m^2 \cdot t} \quad (2.4)$$

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot R_m}{2 \cdot t} + \frac{M_2}{\pi \cdot R_m^2 \cdot t} \quad (2.5)$$

La  $\sigma_1$  surge en la parte superior del cilindro mientras que  $\sigma_2$  surge en la parte inferior.  
donde:

P: presión hidrostática.

t: espesor del cuerpo (shell).

### Tensiones longitudinales en el plano de los soportes del recipiente

En los recipientes rigidizados con anillos, los máximos valores de las tensiones longitudinales de membrana más las tensiones de flexión en el apoyo de silleta, están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_3 = \frac{P \cdot R_m}{2 \cdot t} - \frac{M_1}{\pi \cdot R_m^2 \cdot t} \quad (2.6)$$



$$\sigma_4 = \frac{P.R_m}{2.t} + \frac{M_1}{\pi.R_m^2.t} \quad (2.7)$$

La  $\sigma_3$  surge en la parte superior del cilindro (en el anillo) mientras que  $\sigma_4$  surge en la parte inferior (silleta).

Chequeo o criterio de aceptación: Los valores absolutos de  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  y  $\sigma_4$ , según corresponda, no deberá exceder (S.E).

siendo:

S - tensión admisible del material del recipiente.

E - eficiencia de la junta.

### Tensiones cortantes

La distribución y magnitud de las tensiones cortantes (originadas por el peso propio y el contenido) dependen de cómo esté reforzado el recipiente. En este caso el anillo rigidizador se encuentra en el plano de la silleta.

Las tensiones cortantes alcanzan su valor máximo en los puntos extremos de la mitad de la circunferencia del recipiente y se determinan por la siguiente ecuación:

$$\tau_1 = \frac{T}{\pi.R_m.t} \quad (2.8)$$

Chequeo o criterio de aceptación: El valor absoluto de  $\tau_1$ , no deberá exceder  $0.8S$  o  $0.533S_y$ .

siendo:

$S_y$  - tensión de fluencia del material del recipiente.

### Tensiones circunferenciales

La tensión circunferencial de compresión máxima de membrana en el recipiente cilíndrico con anillo rigidizador en el plano del apoyo de silleta, puede calcularse por la siguiente expresión:

$$\sigma_6^* = -\frac{K_5.Q.K}{A} \quad (2.9)$$

donde:

\* - significa que la cisterna ha sido reforzada también con una placa de desgaste soldada al recipiente en la zona de apoyo de silleta, lo cual permite reducir las tensiones que se generan.

$k_5$  - Coeficiente tabulado.

$k$  - factor que toma en cuenta la condición de apoyo del recipiente. Si el recipiente descansa sobre los apoyos  $k=1$  (como es en el caso que se analiza), si está soldado al apoyo  $k=0.1$ .

$A$  - área de la sección transversal del anillo rigidizador (canal) y la parte del recipiente cilíndrico asociada.



Es bueno señalar que este tipo de rigidizador con sección transversal de canal ubicado de la forma que está no es de los recomendados por el código ASME.

Chequeo o Criterio de Aceptación: El valor absoluto de  $\sigma^*_6$ , no deberá exceder ni  $S$  ni  $S_r$ . Siendo  $S_r$  la tensión admisible del material de la placa de refuerzo del recipiente a la temperatura de diseño.

### **Hojas de cálculo Excel para el cálculo de tensiones**

Para facilitar el cálculo de las fuerzas, los momentos, las tensiones y su comprobación, el manejo de los resultados y la comprobación de los mismos, se crearon hojas de cálculo Excel. Además, estas hojas de cálculo quedan como vía facilitadora para la resolución de otras estructuras similares a la aquí estudiada. En la figura 2.1 se muestra una imagen de ejemplo de dichas hojas de cálculo.

Los datos que se emplearon en estos cálculos de esta cisterna aparecen en cada hoja de cálculo Excel y se han resumido en la tabla 2.1. Algunos de ellos se buscaron en tablas, curvas, etc., mientras que otros se calcularon como por ejemplo la presión hidrostática ( $P$ ), el peso propio del tanque ( $G$ ) y la carga o reacción de los soportes ( $Q$ ). Para ello también se elaboró una hoja de cálculo en Excel. Es bueno aclarar que tanto para estos cálculos como para la simulación de uno de los casos de cargas definidos se utilizó la presión de prueba de 0.2 MPa con una distribución uniforme, siguiendo las recomendaciones que aparecen en [9]. En la página 9, Tabla 1.1 "Condiciones de ejecución de las pruebas hidráulicas" de dicho libro se plantea que la presión de prueba para todos los recipientes excepto los fundidos, con una presión de trabajo  $\leq 0.5$  MPa (en nuestro caso es de 0.0274 MPa), es 0.2 MPa.

Según el documento de la cisterna [15], la prueba con la presión de agua (water pressure - test) es de 1.5 bar, es decir 0.15 MPa. Por todo ello, finalmente se decide realizar el cálculo considerando la presión de prueba como 0.2 MPa.

En el resto de los casos de carga simulados se empleó la presión hidrostática con distribución no uniforme de 0.0274 MPa.

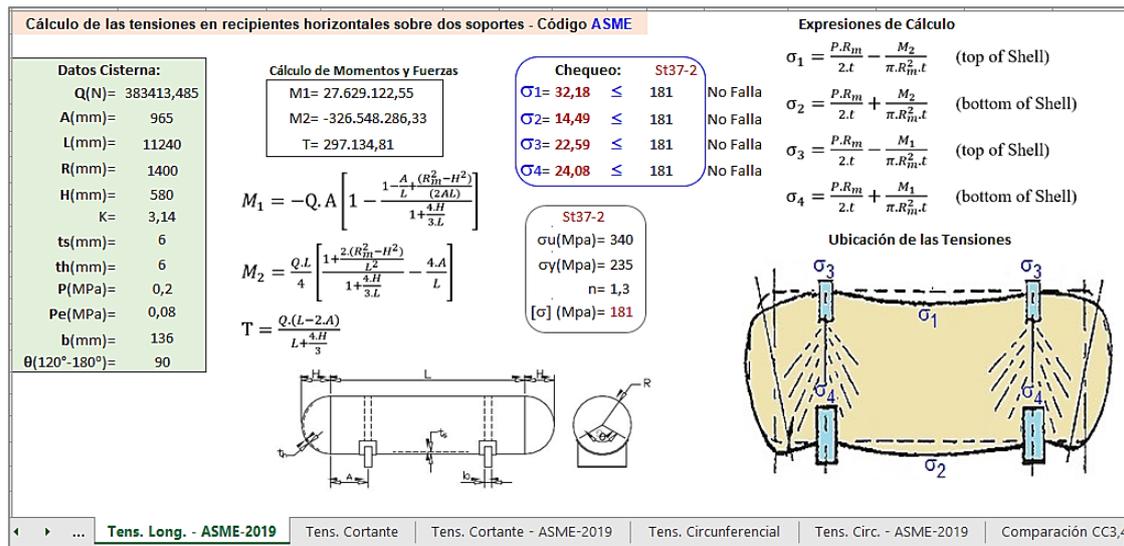


Figura 2.1 Ejemplo de Hoja de cálculo Excel del cálculo de tensiones longitudinales.  
 Fuente: elaboración propia.

Tabla 2.1 Datos de la cisterna analizada. Fuente: [9], [15] y cálculos del autor.

Carga sobre cada soporte (reacción) <b>Q(N)</b> =	383'413.485
Distancia del centro del soporte a la unión cuerpo/cabezal <b>A(mm)</b> =	965
Longitud del cuerpo rigidizado <b>L(mm)</b> =	11'240
Radio medio del cuerpo <b>R<sub>m</sub>(mm)</b> =	1400
Profundidad del cabezal <b>H(mm)</b> =	580
Ancho de la silleta <b>b(mm)</b> =	136
Espesor del cuerpo (shell) <b>t(mm)</b> =	6
Ángulo de apoyo de la silleta <b>θ(°)</b> =	90
Presión hidrostática <b>P(MPa)</b> =	0.2
Coeficiente <b>K</b> =	1
Coeficiente <b>K5</b> =	0.9134
Coeficiente <b>k7</b> =	0.3828
Área de la sección transversal del anillo rigidizador (canal) y la parte del recipiente cilíndrico asociada <b>A(mm<sup>2</sup>)</b> =	2'141.88
Tensión admisible del material del recipiente <b>S(MPa)</b> =	181
Tensión de fluencia del material del recipiente <b>S<sub>y</sub>(MPa)</b> =	235
Eficiencia de la junta <b>E</b> =	1

## 2.2 Modelo de Elementos Finitos

### Modelo geométrico de las partes componentes de la cisterna

A partir de mediciones *in situ* de la ferro-cisterna estudiada en el lugar de trabajo y teniendo en cuenta algunas medidas plasmadas en el History Book [15] del equipo, se creó el modelo geométrico. Los elementos que conforman el recipiente están unidos por

soldadura, pudiéndose simular en el *SolidWorks* [14] como contacto global por unión rígida.

### Definición de las Condiciones de Frontera

En este modelo existen varias zonas de restricción que condicionan el funcionamiento del equipo. Como primera condición presenta geometría fija en las caras inferiores de los apoyos que representa la unión de estos al chasis del equipo. También presenta sujeción fija en los 96 agujeros para tornillos espaciados a 100 mm desde los extremos de las dos vigas laterales tipo T. Estas vigas se encuentran soldadas al recipiente y se unen mediante los tornillos a una estructura de planchas que se encuentra fija al chasis. La figura 2.2 a) y b) muestran la aplicación de ambas condiciones.

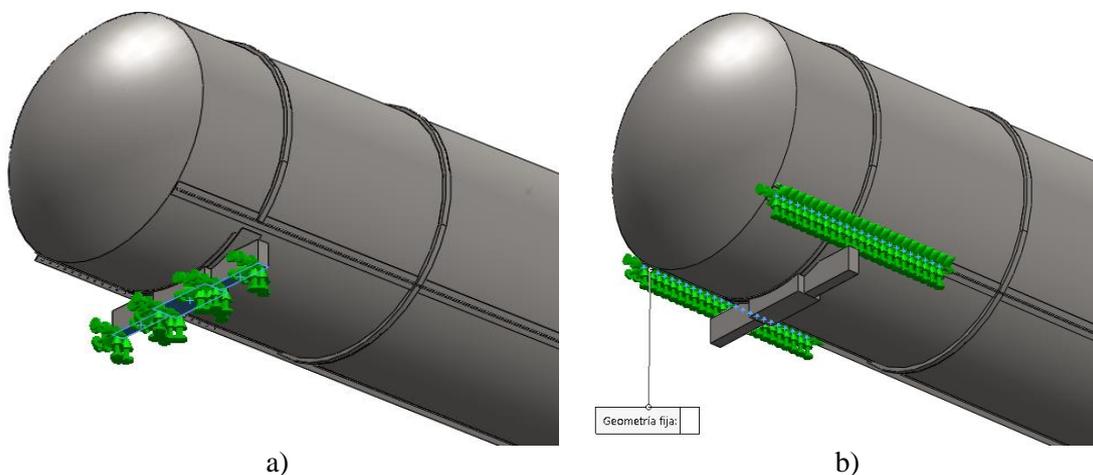


Figura 2.2 a) Condición de geometría fija en los apoyos.  
b) Condición de geometría fija en extremos de vigas laterales. Fuente: elaboración propia

### Definición de los casos de carga

Las principales cargas que se tienen en cuenta en estos equipos son: la presión del líquido, el peso del mismo y el peso propio de la estructura. En esta investigación se realizaron varias simulaciones de la influencia de estas cargas, analizando su comportamiento estático y dinámico con el agua y el combustible, bajo condiciones de presión de prueba y operativa. Además, se tienen en cuenta las consideraciones de carga planteadas en el código ASME para estos recipientes, estableciéndose 7 casos de carga. El análisis que se presenta se realizó con el caso de carga más crítico de las cargas dinámicas, es decir, el recipiente en movimiento. Como carga se considera la presión hidrostática no uniforme de combustible (0.0274 MPa) y un aumento del 42 por ciento de la carga de gravedad en sentido vertical.



## Definición del material y sus propiedades

El material de la ferro-cisterna fue obtenido del History Book [15] de la misma. En este documento se refleja el acero estructural **St 37-2** (DIN 1.0037) [8], el cual es equivalente a los aceros ASTM A36 Grade D y ASTM A284 Grade D. La tabla 2.2 muestra la composición química y la tabla 2.3 las principales propiedades físicas y mecánicas de este acero.

Tabla 2.2 Propiedades químicas acero St 37-2. Fuente: [8]

<b>Al</b>	<b>S</b>	<b>C</b>	<b>P</b>
0.02	0.04	0.17	0.04

Tabla 2.3 Principales propiedades físicas y mecánicas del acero St 37-2. Fuente: [8]

<b>Propiedades</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Módulo de Elasticidad	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Modulo Cortante	79000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	360	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	235	N/mm <sup>2</sup>

## Malla de Elementos Finitos

Se definió una malla de elementos sólidos de alta calidad, utilizando una malla basada en curvatura compatible para aristas en contacto o parcialmente en contacto de los sólidos de chapa metálica y superficie. El tamaño de los elementos de dicha malla oscila entre 50 y 10 milímetros (máximo y mínimo) para un total de 463'440 elementos y 149'208 nodos. Esta malla de elementos finitos fue validada, es decir, se realizaron 3 mallas: una fina, una media y una gruesa y se ejecutó la simulación para cada una de ellas. Se eligió un lugar geométrico en el cual se obtuvo el valor de la tensión von Mises para cada corrida. La diferencia entre dichos valores de tensión entre dos análisis consecutivos no sobrepasó el 5%, indicando esto que la precisión es adecuada. Por lo tanto, en este caso particular de análisis, se empleó la malla media que es, además, la propuesta por *SolidWorks* [14] que fue el software empleado.

## 2.3 Puntos de control o líneas de clasificación

Los puntos de control o líneas de clasificación de las tensiones son los puntos en los cuales se medirán las tensiones una vez realizada la simulación [6]. El objetivo de

obtener los valores de tensiones en estos puntos es poder compararlas con los valores que se obtuvieron del cálculo analítico mediante el código ASME.

Por tanto, los puntos de control para la simulación serán los mismos puntos que fueron definidos anteriormente al realizar el cálculo analítico como se muestra en las figuras 2.3 a), b) y c):

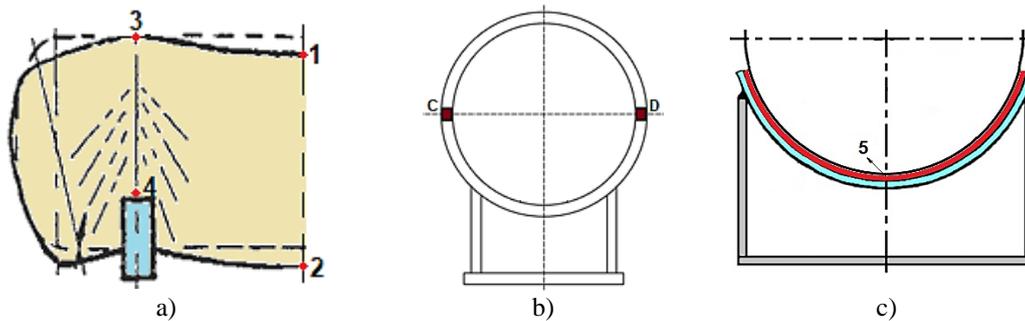


Figura 2.3 Puntos de control para medir las tensiones:

- a) Longitudinales (normales) (solo en una mitad del recipiente): puntos **1, 2, 3 y 4**.
- b) Cortantes máximas(tangenciales): puntos **C y D**, en el plano de las silletas.
- c) Circunferencial (normal): punto **5**, en el plano de las silletas. Fuente: elaboración propia

## 2.4 Descripción de la falla

Inicialmente el problema o la falla fue descrita de la siguiente forma: “La aparición de ocho grietas en la parte cilíndrica de la cisterna, en el interior de los cuatro refuerzos tipo canal por ambos lados del recipiente y a la misma altura.” Posteriormente se conoce que exactamente en la zona de la falla hay un empate, por soldadura, de la canal de refuerzo, es decir que la canal no es enteriza sino partida. Dicha unión está hecha en la zona donde las deformaciones son considerables, comprobado posteriormente con las simulaciones efectuadas y los esquemas que aparecen en el código ASME que ocurren mayoritariamente en la dirección lateral. Hasta ese momento se desconocen las causas que provocan esta falla. Si era absolutamente necesario hacer la canal partida, la unión debieron hacerla en la parte superior de la cisterna.

Causas que provocan la falla: al estar el empate de la canal de refuerzo en una zona donde ocurren considerables deformaciones, éstas junto a las cargas dinámicas que se producen, provocan la falla de la soldadura de dicha canal.

La soldadura convierte ambas partes (canal y recipiente) en una sola pieza. Por ello, la grieta comienza en la soldadura exterior del “alma” de la canal, avanza hacia las “alas” hasta llegar al recipiente, por un lado, o por los dos, grieta que crece indefinidamente

debido a las deformaciones causadas por las cargas mencionadas anteriormente. Este mecanismo aparece descrito con imágenes en la figura 2.4.

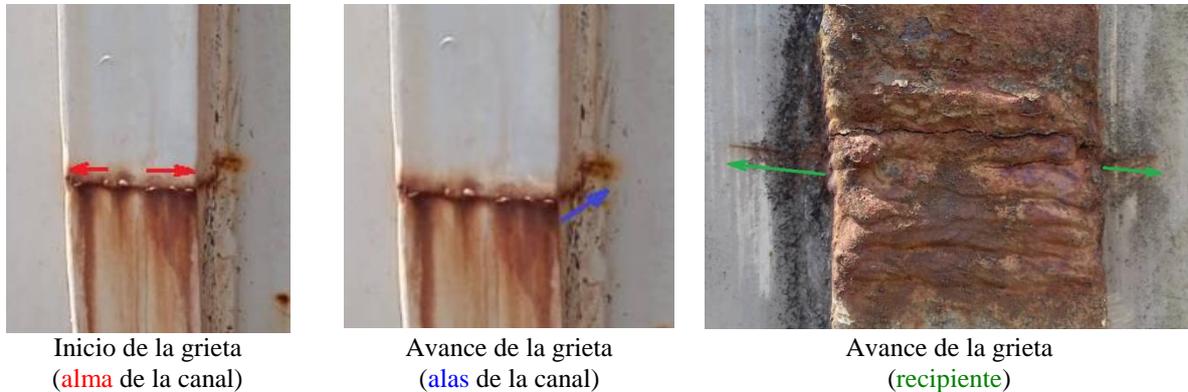


Figura 2.4 Representación con imágenes del mecanismo de falla. Fuente: elaboración propia

## 2.5 Deficiencias en el diseño de la cisterna detectadas y a la vez diferencias entre el modelo de cálculo del código ASME y el modelo de elementos finitos de la cisterna estudiada

En toda esta investigación, a partir del estudio de la falla, se han podido detectar las siguientes deficiencias en el diseño y construcción de estas ferro-cisternas:

1. Este diseño toma un espesor único para toda la cisterna de 6 mm y refuerzan el cuerpo de la misma mediante anillos de geometría tipo canal. Este espesor es relativamente pequeño si lo comparamos con otras cisternas de dimensiones y capacidad similares. Hay algunas que varían el espesor, siendo mayor en la parte inferior (mayor presión hidrostática) y menor en la superior.
2. Esta cisterna se encuentra fija al chasis en los extremos laterales (por ambos lados) mediante 24 tornillos en cada uno de ellos para un total de 96, lo que limita la deformación en la dirección longitudinal. Posee apoyos metálicos, al parecer con la idea de que el recipiente deslice sobre ellos, pero al estar fija en los cuatro extremos pensamos que en la práctica deslice muy poco sobre dichos apoyos.
3. El diseño y construcción original no posee apoyo alguno en el centro de la cisterna, lugar donde ocurren considerables desplazamientos, los cuales fueran disminuidos si tuviera algún tipo de apoyo en el centro.
4. Los apoyos inferiores en los extremos (figura 2.5) no poseen un diseño y construcción acorde a esta cisterna.



Figura 2.5 Apoyos inferiores en los extremos de la cisterna. Fuente: elaboración propia

Como se puede apreciar en la imagen anterior, la silleta se encuentra dividida en tres partes (apoyo central y apoyos laterales). Los apoyos laterales poseen "extensiones" para hacer llegar los apoyos al recipiente.

Las silletas clásicas utilizadas como apoyos en la mayoría de los recipientes son enterizas con las dimensiones adecuadas para que el recipiente apoye completamente en la silleta, generalmente con refuerzos. Impresiona que los apoyos que posee la cisterna no fueron diseñados para ella.

5. El ángulo de apoyo de la cisterna sobre la silleta ( $\theta$ ) recomendado por el código ASME debe estar entre  $120^\circ$  y  $180^\circ$ . Sin embargo, en esta cisterna es de  $90^\circ$ .

6. Acerca de los refuerzos: su espaciamiento, soldadura y utilización.

En la Sección XII del código ASME, Edición de 2019 [2], pág. 205, en las Disposiciones Especiales, se plantea textualmente:

(1) Los tanques de las categorías 406, 407 y 412 con espesores de recipiente inferiores a 9,5 mm (0,375 in.) deberán tener refuerzo circunferencial o rigidización con un espaciamiento máximo de 150 cm (60 pulg.) a menos que esté diseñado según TD-210 para vacío total. Dicho refuerzo o rigidización no deberá cubrir ninguna junta circunferencial del recipiente, ..., y deberá ser continuo alrededor del perímetro y soldado al armazón con soldaduras espaciadas en al menos la mitad del perímetro.

Los refuerzos anulares en forma de sombrero o de canal abierto que impiden la inspección visual del cuerpo del tanque están prohibidos en la categoría 406...

Sin embargo, en el recipiente que se está analizando se emplean refuerzos o rigidizadores tipo canal abierto; estos rigidizadores no son continuos sino partidos; el espaciamiento es algo más de 2 m, no de 1.5 m y la soldadura es en todo el perímetro del recipiente, no espaciadas. Los incumplimientos de estas Disposiciones constituyen, **deficiencias en el diseño.**

### 3. Resultados y discusión

#### 3.1 Resultados del cálculo del recipiente mediante el código ASME y Simulación Numérica en los puntos de control

##### Chequeo de las Tensiones Longitudinales

Las tensiones ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  y  $\sigma_4$ ) son el resultado de la suma o la resta de las tensiones de membrana (debida a la presión) y la tensión de flexión (debida al peso propio). En la figura 3.1 se muestra el chequeo de resistencia y la ubicación de las tensiones por ambas vías.

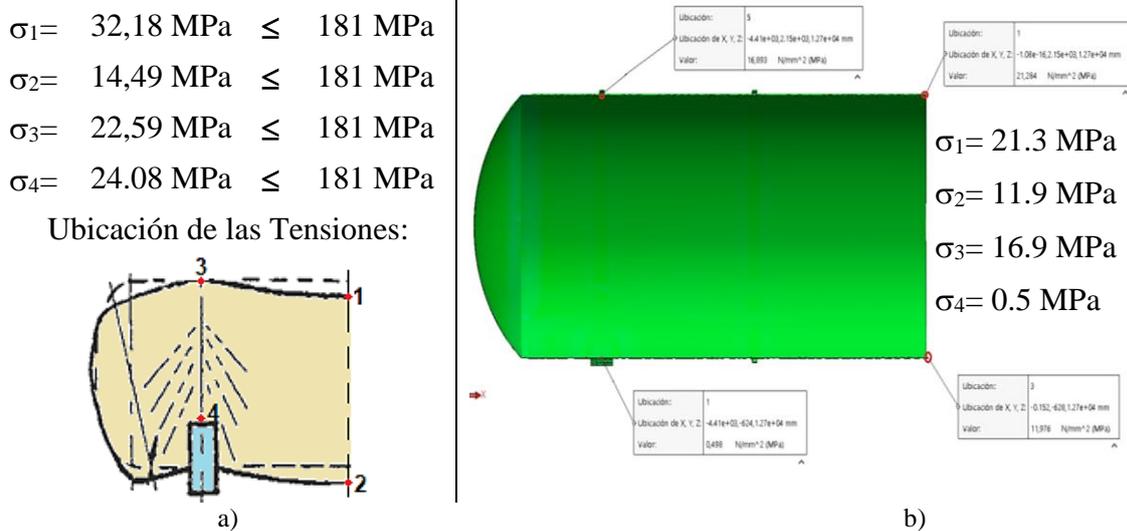


Figura 3.1 Tensiones Longitudinales en los puntos de control.  
a) Código ASME. b) Simulación Numérica. Fuente: elaboración propia

Se puede apreciar que las cuatro tensiones Longitudinales ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  y  $\sigma_4$ ) están distantes de la tensión admisible del material (181 MPa), por lo que no ocurre falla por resistencia.

##### Chequeo de las Tensiones Cortantes

La tensión tangencial ( $\tau_1$ ) es la relación entre la fuerza cortante (T) y el módulo polar de la sección. Según el código ASME se deben realizar dos chequeos, uno comparando la ( $\tau_1$ ) con 0.8 de la tensión admisible ( $[\sigma]$ ) y otro comparándola con 0.533 de la tensión de fluencia ( $\sigma_y$ ). En la figura 3.2 se muestra se muestra el chequeo de resistencia y la ubicación de las tensiones por ambas vías.

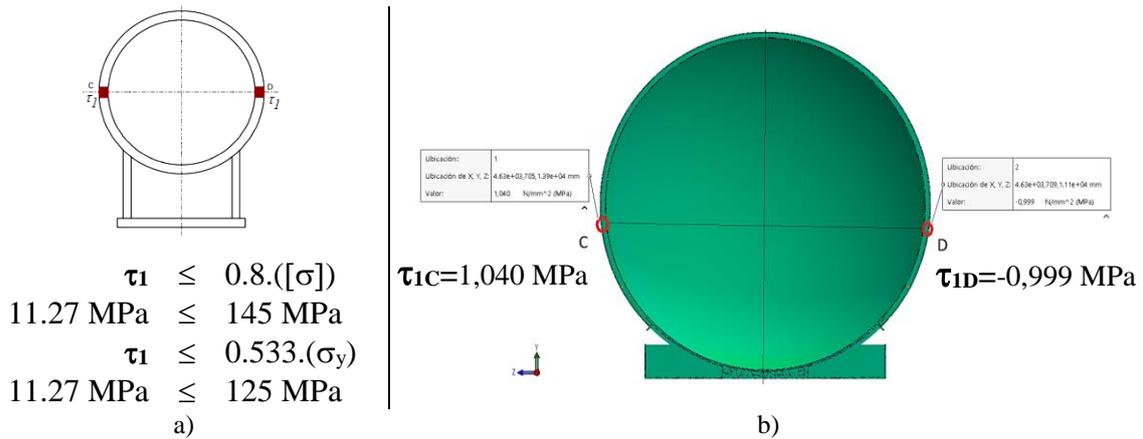


Figura 3.2 Tensiones Cortantes en los puntos de control.  
a) Código ASME. b) Simulación Numérica. Fuente: elaboración propia

En ninguno de los dos chequeos las Tensiones Cortantes superan lo permitido por el material según el código ASME, por lo que “no falla por resistencia”.

### Chequeo de las Tensiones Circunferenciales

En el caso de la tensión circunferencial, según el código ASME, también se deben realizar dos chequeos, uno comparando la ( $\sigma^*_6$ ) con la tensión admisible ( $[\sigma]$ ) y otro comparándola con la tensión de fluencia ( $\sigma_y$ ). En la figura 3.3 se muestra se muestra el chequeo de resistencia y la ubicación de las tensiones por ambas vías.

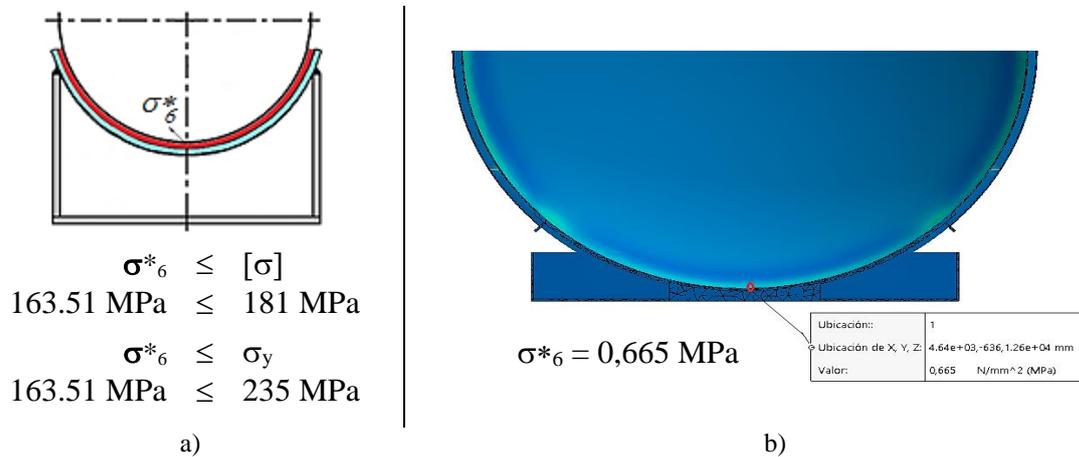


Figura 3.3 Tensiones Circunferenciales en los puntos de control.  
a) Código ASME. b) Simulación Numérica. Fuente: elaboración propia

La Tensión Circunferencial no supera la tensión permisible y menos aún la de fluencia, en ninguno de los dos chequeos. Por lo que “no falla por resistencia”.



### Comparación de los resultados obtenidos por el código ASME y mediante simulación numérica.

Los resultados de las tensiones longitudinales, circunferenciales y cortantes, calculadas y simuladas en los puntos de control descritos, se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Tensiones obtenidas por el código ASME y Simulación Numérica.  
Fuente: elaboración propia

Tensión	Código ASME	Simulación Numérica	Tensión Admisible
$\sigma_1$ (MPa)	32.18	21,3	181
$\sigma_2$ (MPa)	14.49	11,9	181
$\sigma_3$ (MPa)	22.59	16,9	181
$\sigma_4$ (MPa)	24.08	0,5	181
$\tau_1$ (C) (MPa)	11.27	1,04	145
$\tau_1$ (D) (MPa)	11.27	-0.99	125
$\sigma^*_6$ (MPa)	163.51	0,66	181

Los valores de las tensiones longitudinales ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  y  $\sigma_4$ ), de las tensiones cortantes ( $\tau_1$ ) y de las tensiones circunferenciales ( $\sigma^*_6$ ) obtenidos por ambas vías son valores pequeños e inferiores a la tensión admisible del material, por lo que no hay falla por resistencia.

Este comportamiento puede ocurrir debido a la fijación por tornillos en las vigas laterales, las cuales se encuentran por encima del nivel de los apoyos, provocando que el recipiente se fije en los cuatro extremos laterales y prácticamente no descansa en los apoyos inferiores. Esto evidencia las diferencias entre el modelo de cálculo del código ASME y el modelo de elementos finitos de la cisterna estudiada. En los agujeros de los tornillos extremos (el empotramiento) surgen mayores valores de tensiones mientras que en los apoyos inferiores los valores son menores.

### 4. Conclusiones

La ferro-cisterna analizada en este trabajo es no presurizada, de acero al carbono St-37-2 y se emplea para el transporte de combustible. Las cargas consideradas son el peso propio del recipiente, el peso debido al combustible y la presión que este ejerce sobre las paredes del recipiente. Estas cargas provocan esfuerzos circunferenciales, longitudinales y cortantes que fueron simuladas en siete casos de carga: dos estáticos y cinco dinámicos, simulando combinaciones de presión uniforme, no uniforme y variaciones en los coeficientes inerciales de gravedad (dinámicos) según código ASME.



Las tensiones obtenidas por el código ASME y las obtenidas por simulación numérica alcanzan valores inferiores a la tensión admisible del material, por lo que no hay falla por resistencia en los puntos de control. Este comportamiento puede ocurrir debido a la fijación por tornillos de la cisterna en las vigas laterales.

Las tensiones obtenidas en la zona de falla de los refuerzos o rigidizadores exceden la tensión admisible del material, lo que se corresponde plenamente con la realidad.

Los resultados presentados en este trabajo coinciden con la situación real de agrietamiento que ocurre en la ferro-cisterna analizada. Se puede decir que son posibles causas de aparición de las grietas las siguientes:

- La fijación por tornillos en las vigas laterales, constituyen empotramientos que se encuentran por encima del nivel de los apoyos, provocan que el recipiente se fije en los cuatro extremos laterales y prácticamente no descansa en los apoyos inferiores, limitando la deformación en la dirección longitudinal. Esto transforma el comportamiento tensional del recipiente provocando que, en los agujeros de los tornillos extremos, que se encuentran cercanos a las tapas, surjan los mayores valores de tensiones y ocurra el agrietamiento de esa zona.
- El empleo de refuerzos o rigidizadores tipo canal partidos, es decir, con un empate por soldadura de la canal en la zona donde las deformaciones son considerables, además de incumplir las disposiciones de la ASME y constituir deficiencias en el diseño, provocan la aparición de grietas en el recipiente.

## **5. Referencias bibliográficas**

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC), Section VIII - ISBN 978-0-7918-7288-8. New York, USA. 2019.
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC), Section XII - Rules for Construction and continued service of Transport Tanks. ISBN 978-0-7918-7295-6. N.Y., USA. 2019.
- [3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Pressure Vessels Division, 2. ED 2010.
- [4] Diamantoudis A. Th., Kermanidis, Th. Design by analysis versus design by formula of high strength steel pressure vessel a comparative study. International Journal of Pressure Vessels & Piping, vol.82, pp. 43-50, 2005.
- [5] El-Abbasi, N., Maguid S. A., Czekanski, A. Three dimensional finite element Analysis of saddle supported pressure vessel," International journal of mechanical sciences, vol. 43, pp. 1229-1242, 2001.



- [6] Kumar, V., Kumar, N., Angra, S. Sharma, P. Design of Saddle Support for Horizontal Pressure Vessel. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering* Vol:8 No:12, 2014.
- [7] Leyva-Díaz, A., Trejo-Escandón, J. O., Flores-Herrera, L. A., Tamayo-Meza, P. A., Sandoval-Pineda, J. M. Modal Analysis of Railroad Tank Car Using FEM, *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)* V16(2) (Oct 2014) 49–53. ISSN: 2231-5381.
- [8] MatMach 2022 GmbH (Materials Search Platform). Leopoldstraße 250 A, 80807 Munich. URL:<https://matmatch.com/materials/minfc6403-din-5512-2-grade-st-37-2-g-cold-rolled> Accedido: 5-11-2022.
- [9] Mijalev, F. M. et al. Cálculo y diseño de máquinas y aparatos de la industria química. Vneshtorgizdat, Moscú. URSS. 1987.
- [10] Moss, Dennis. R. *Pressure Vessel Design Manual*. Fourth edition, 2013, pp. 254-267.
- [11] Nash, D. H., Banks, W. M., Bernaudon, F. Finite Element Modeling of Sling-Supported Pressure Vessels. *Thin-Walled Structures*, Vol. 30, nos. 1–4, pp. 95–110, 1998.
- [12] Nayak, A., Singru, P. Study of Effect of Angle of Contact and Angle of Extension of Wear Plate on Maximum Stress Induced in Horizontal Pressure Vessel. In: Rao, Y.V.D., Amarnath, C., Regalla, S.P., Javed, A., Singh, K.K. (eds) *Advances in Industrial Machines and Mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. Springer, Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-16-1769-0\\_46](https://doi.org/10.1007/978-981-16-1769-0_46)
- [13] Ong L. S., Lu, G. Optimal support radius of loose-fitting saddle. *International Journal of Pressure Vessels & Piping*, vol.54, pp. 465-479, 1993.
- [14] SolidWorks 2020 Release. Dassault Systèmes - SolidWorks Corporation. 18-09-2019.
- [15] Wagon Pars Co. *History Book of Cuba fuel wagon*. Arak, Irán. 2007.
- [16] Zick, L. P. Stresses in large horizontal cylindrical Pressure vessel on two saddle supports. *The welding Research Supplement*, pp.959-970, 1971.