



FoDAMI

15, 16 Y 17 DE SEPTIEMBRE DE 2021

## ESTUDIO NUMÉRICO PRELIMINAR DE LA INFLUENCIA DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE MODELOS DE CABEZALES DE SEMIRREMOLQUE CISTERNA SOBRE SU RESISTENCIA, Y PROPUESTAS DE REDISEÑO

Facundo P. Inzeo <sup>1,2</sup>, Facundo Sosa <sup>1</sup>, Bruno E. García <sup>1</sup>, Giuliano T. Flores <sup>1</sup>, Cristian P. Domínguez <sup>1</sup>, Neoren G. Franco <sup>1</sup>, Patricio G. Arrien <sup>3</sup> y Walter F. Giordano <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Facultad Regional San Nicolás – Grupo de Estudio de Mecánica Computacional (Gemeco), Universidad Tecnológica Nacional.

Av. Colón N°332, San Nicolás de los Arroyos (CP 2900), Argentina.  
correo-e: gemeco@frsn.utn.edu.ar

<sup>2</sup> CONICET (Instituto de modelado e innovación tecnológica), Universidad Nacional del Nordeste.

Av. Libertad N°5460, Corrientes (CP W3404AAS), Argentina.

<sup>3</sup> Tanques Fangio S.A.

Ruta 32, km. 2, Pergamino (CP B2700), Argentina.

### RESUMEN

En un contexto socio-económico que plantea la necesidad de establecer sólidos vínculos entre los sectores académico y productivo de nuestro país, y ante el potencial asociado al uso de herramientas computacionales, el presente trabajo se corresponde con un estudio preliminar de los parámetros geométricos de los cabezales de un modelo de semirremolque cisterna para el transporte de combustibles líquidos, en cuanto a su resistencia en servicio. Su objetivo es contribuir al conocimiento sobre el tema, y favorecer una propuesta preliminar fundamentada de soluciones técnicas factibles al problema asociado a la presencia eventual de pequeñas fisuras en la zona curvada de los bordes del cabezal (pestaña), próxima a la unión con el cuerpo principal del tanque.

Los modelos de cabezales estudiados fueron provistos por la empresa Tanques Fangio S.A., dedicada a la construcción de semirremolques cisternas, con la cual el Grupo Gemeco (UTN-FRSN) trabaja bajo cooperación técnico-intelectual.

La metodología involucró, en términos generales, la carga de datos de los modelos en módulos de elementos finitos (SolidWorks y Autodesk Inventor), y el posterior uso de herramientas de validación analíticas y numéricas (análisis de convergencia, análisis de calidad de malla y uso de fórmulas teóricas de recipientes a presión, dadas por normas), para la evaluación de sucesivas propuestas de valores de los parámetros geométricos de diseño, previo relevamiento empírico y estudio bibliográfico.

Se obtuvo un conjunto de soluciones geométricas factibles y confiables que consisten, fundamentalmente, en el logro de una transición menos pronunciada entre el cuerpo del tanque y el cabezal, reduciendo el efecto de concentración de tensiones, logrando, a costa de cambios en el proceso de fabricación y cierto mayor costo, una mayor resistencia. El desarrollo de pruebas empíricas, el análisis económico de propuestas y demás cuestiones de diseño previas a la construcción efectiva plantean incorporarse en futuros aportes investigativos.

**Palabras Clave:** software CAD/CAE, optimización geométrica, cabezal, semirremolque cisterna.

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Antecedentes y generalidades

El desarrollo de soluciones técnicas a problemas enmarcados en el ámbito de la ingeniería mecánica, basadas en la utilización de herramientas computacionales, constituye una metodología cada vez más recurrente y confiable para el avance de la disciplina, en términos de su pragmatismo en el estudio de fenómenos complejos. El cálculo de recipientes sometidos a presión, en el contexto de la mecánica del sólido, y específicamente, el cálculo de semirremolques cisternas destinados al transporte de combustibles líquidos, no son la excepción. Así, es posible puntualizar la inclusión de cálculos numéricos circunscritos a metodologías de diseño y verificación en normas técnicas. Tal es el caso, para el tema abordado, de la normativa ADR (acrónimo del inglés de “*Acuerdo europeo sobre el transporte internacional de mercancías peligrosas por carretera*”) [1] y sus normas de referencia; entre ellas, la norma aplicable al presente caso, EN 13.094: “*Cisternas para el transporte de mercancías peligrosas. Cisternas metálicas con una presión de servicio de hasta 0,5 bar. Diseño y construcción*” [2]. A su vez, ajeno al ámbito de las normas, se destaca el uso de herramientas computacionales en investigaciones de vanguardia, vinculadas especialmente a fenómenos complejos tales como el oleaje de la carga líquida en el interior del tanque (*sloshing*) [3] y la optimización topológica de componentes de geometría compleja [4], a fin de mejorar los diseños actuales del mercado, y ampliar el campo de conocimiento sobre el tema. Así, se fundamenta la utilización de software CAD/CAE en el estudio geométrico de cabezales de tanques cisternas, que es lo que se propuso en este trabajo, a fin de proveer mejoras técnicas y favorecer al entorno productivo pertinente.

### 1.2. Objetivo y alcance

El presente trabajo tiene por objetivo el estudio y desarrollo de propuestas técnicas factibles, fundadas en la teoría de recipientes a presión y de acuerdo a las disposiciones normativas aplicables, de geometrías de los cabezales delantero y trasero de un modelo de semirremolque cisterna (Figura 1), para el transporte de combustibles líquidos (nafta y gas-oil), desarrollado preliminarmente por la empresa Tanques Fangio S.A., a través de una metodología de verificación numérica iterativa basada en la propuesta sucesiva y racional de valores de parámetros geométricos de diseño de los mismos, mediante el uso de software CAD/CAE. Concretamente, como se verá, se irán variando los parámetros geométricos característicos de los modelos de cabezales, obteniendo información vinculada al campo de tensiones de cada caso particular, mediante módulos de elementos finitos. Los resultados se validarán a través de

análisis de convergencia de malla, análisis de calidad de malla y cálculos teóricos mediante fórmulas dadas por la norma EN 13.094.



Figura 1: Fotografía del semirremolque cisterna, de la empresa Tanques Fangio S.A., asociado a los modelos de cabezales en estudio (izquierda) y modelo 3D correspondiente (derecha).

Dichos cabezales se corresponden con chapas de aleación de aluminio 5182 H0 sometidas a procesos de conformado general, pestañado y soldado a la envolvente, cuya función es delimitar, junto con aquella, la región interna del tanque, a fin de contener la carga líquida pertinente y soportar los esfuerzos asociados a su almacenamiento y transporte. La transición entre su geometría central, definida en el proceso de conformado general, y la de los bordes, establecida por el de pestañado, se caracteriza por la presencia de un fenómeno de concentración de tensiones que motiva la eventual aparición de pequeñas fisuras en torno a dicha zona. Estas provocan pérdidas mínimas de la carga líquida (informalmente, se habla de “transpiración” del cabezal) (Figura 2). Si bien la morfología de las pequeñas fisuras es compleja, debido al estado de tensión tridimensional que caracteriza a dicha región de concentración de tensiones (pestaña), se determina una propagación fundamentalmente anular, lo cual se condice con el análisis teórico pertinente al fenómeno. Además, las fisuras comienzan fundamentalmente sobre la superficie interna, donde el radio de curvatura es máximo (Figura 2, derecha). Todo esto da cuenta de que, lógicamente, es el fenómeno de concentración de tensiones el que favorece el desarrollo de las mismas. A fin de preservar la confidencialidad de la información provista por la empresa, de acuerdo a su voluntad, la parte de la Figura 2 indicativa de las fisuras es de carácter ilustrativa.

El complejo análisis de la unión soldada existente entre la envolvente y los cabezales, la realización de ensayos, el análisis económico de las soluciones y demás cuestiones de diseño previas a la construcción y utilización efectiva de aquellos, se plantean como problemas a abordar en futuros trabajos de investigación, bajo la línea ya iniciada por el grupo Gemeco.



Figura 2: Representación gráfica del campo de tensiones crítico en la zona de unión entre la envolvente y el cabezal (izquierda), indicación de dicha zona en cabezal construido (centro) y dirección principal de propagación (derecha).

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1. Consideraciones generales

Del análisis bibliográfico pertinente al diseño y verificación de tanques cisternas para el transporte de combustibles líquidos se identifica, en el ámbito nacional, como núcleo normativo, la disposición N°76/97 de la por entonces Subsecretaría de combustibles de la Nación [5]. Esta referencia normativa explicita las nociones generales de inspección y requerimientos técnicos de estos vehículos, refiriéndose al ADR (previamente mencionado) para el establecimiento de metodologías de diseño y verificación de modelos. Este, a su vez, dictamina, para las condiciones particulares del modelo de semirremolque estudiado, el uso de la norma europea EN 13.094, mencionada en la introducción, y sus anexos, que incluyen métodos de verificación por cálculo numérico (anexo A3) y analítico (anexo A5). Lo establecido en el anexo A3 se corresponde con el método general para llevar a cabo los sucesivos análisis de modelos, previo relevamiento de datos de diseño pertinentes. El anexo A5, por su parte, servirá para la validación de los análisis numéricos.

### 2.2. Relevamiento de datos relativos a los diseños

A través de la provisión de documentos técnicos, por Tanques Fangio, y de mediciones de campo, se obtuvieron los datos de diseño iniciales fundamentales de los cabezales (Tabla 1).

Tabla 1. Parámetros de diseño fundamentales preliminares de los cabezales.

Parámetro	Valor	Comentario
Espesor (e)	6 mm	Relevado de documentos técnicos y medido con calibres.
Diámetro equivalente ( $D_{eq}$ )	2083 mm 2287 mm	Parámetro obtenido a partir del área encerrada por la sección transversal del tramo de envolvente adyacente al cabezal.
Radio de las pestañas (r)	22,5 mm	Valor obtenido a partir de la información técnica asociada a los rodillos conformadores de la máquina pestañadora.
Radio máximo de corona (R)	2973 mm 3347 mm	Relevado de documentos técnicos, habiéndose medido por medio de comparadores adaptados a la medición de radios.
Tensión límite de fluencia ( $\sigma_f$ )	130 MPa	Obtenido del certificado de calidad de las chapas correspondientes (AA 5182 H0).
Resistencia a la tracción ( $\sigma_t$ )	275 MPa	Obtenido del certificado de calidad de las chapas correspondientes (AA 5182 H0).

Se aclara que, en la tabla anterior, en aquellas celdas sobre la columna “valor” que presentan dos datos, el primero corresponde al cabezal delantero, y el segundo, al trasero.

Adicionalmente, fueron relevados ciertos datos generales relativos al tanque (entre ellos, sus dimensiones generales, su capacidad interna total y la de cada compartimiento, las propiedades físicas y químicas de la carga líquida, etc.), que intervendrán indirectamente en los cálculos.

Ampliando lo detallado en la tabla, se explica que el diámetro equivalente ( $D_{eq}$ ) de cada cabezal se corresponde con el diámetro de la sección circular cuya área interna es igual a la de la sección del tramo de envolvente adyacente al cabezal analizado. En base al estudio de los documentos técnicos de la empresa Tanques Fangio, la geometría diseñada de la sección transversal del cuerpo o envolvente del tanque se encuentra optimizada para la aplicación relativa al modelo estudiado. Esto lleva a que los valores de  $D_{eq}$  sean fijos en el estudio de cada cabezal (además de ser distintos entre sí, por la morfología tronco-cónica del tanque).

Los parámetros identificados como radios serán, como se verá, los más relevantes en el estudio. El radio máximo de corona (R) es el que caracteriza, en términos de los cálculos normativos, la geometría central del cabezal, y el radio de las pestañas (r), el correspondiente a sus bordes.

Los diseños preliminares no responden a ninguna tipología definida por el código ASME para tapas o extremos de recipientes a presión. De acuerdo a la normativa aplicable (ADR y norma EN 13.094), no es necesaria tal condición, con tal de cumplir ciertos requisitos de resistencia, teniendo en cuenta, en cuanto a la geometría de su perfil, los parámetros r y R. De esta forma,

la geometría del cabezal, en términos del cálculo requerido de diseño y verificación, queda definida, de acuerdo a estas normas, adicionando los parámetros geométricos correspondientes al espesor ( $e$ ) y al diámetro equivalente de la sección adyacente ( $D_{eq}$ ). Siendo este último fijo, resulta que los restantes tres factores son los que definen las diferentes variantes geométricas posibles de diseño.

### 2.3. Creación del primer modelo y desarrollo del pre-procesamiento

La realización de los modelos 3D de los cabezales, y de sus análisis tensionales mediante el método de elementos finitos, se llevó a cabo a través del uso de software CAD/CAE (específicamente, SolidWorks y Autodesk Inventor). Una vez creada la geometría (correspondiente al cabezal y su tramo adyacente de envolvente, a fin de representar adecuadamente el campo de tensiones del primero) y asignado el material asociado (AA 5182 H0), se procedió a la definición del estado de cargas. De acuerdo a la norma aplicable, se corresponde con una presión uniforme, denominada presión de prueba ( $P_e$ ), aplicada sobre la superficie interior del cabezal, cuyo valor de 69,91 kPa está dado por 1,3 veces la presión de vapor del líquido a transportar (Figura 3).

En relación a los vínculos internos del modelo, se destaca que el cabezal y el tramo de envolvente adyacente modelizados constituyen un único sólido, sin la presencia de una unión soldada, a fin de analizar exclusivamente la geometría del modelo, y de acuerdo a lo especificado en el alcance. En cuanto a los vínculos externos, se precisa la condición de no desplazamiento del borde recortado de la envolvente, en la dirección longitudinal del tanque, el cual constituye el vínculo recomendado por el módulo de validación de recipientes delgados del software utilizado, y a su vez, usado en trabajos previos del grupo Gemeco [6]. Posteriormente, se procedió a la discretización del modelo. En efecto, se creó una malla bidimensional basada en curvatura (acorde al análisis de cuerpos curvos delgados sometidos a presión), asociada a elementos triangulares cuadráticos, aplicando control de mallado en la zona de las pestañas (Figura 3). Se utilizó el solver FFEPlus, de tipo iterativo.

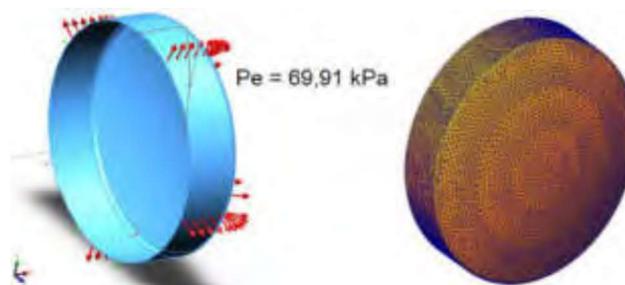


Figura 3: Definición del estado de cargas (izquierda) y vista del modelo mallado (derecha).

Una vez finalizado el pre-procesamiento, se procedió a ejecutar el análisis correspondiente a cada modelo. Los resultados obtenidos debieron compararse con la tensión máxima permisible o de diseño, establecida y definida por la norma EN 13.094, de acuerdo a la Ecuación (1):

$$\sigma_{\text{diseño}} = \text{mín} \{0,75 \cdot \sigma_f; 0,5 \sigma_t\} \quad (1)$$

Donde  $\sigma_{\text{diseño}}$  es la tensión máxima permisible del elemento analizado,  $\sigma_f$  se corresponde con la tensión límite de fluencia del material correspondiente, y  $\sigma_t$  es la resistencia a la tracción del material pertinente. Esta ecuación introduce, en forma implícita, un coeficiente de seguridad. De acuerdo a los datos presentados en la Tabla 1, reemplazando en la Ecuación (1), debe verificarse, para un diseño geométrico satisfactorio, lo establecido en la Ecuación (2):

$$\sigma_{\text{máx}} \leq 97,5 \text{ MPa} \quad (2)$$

Los diferentes modelos se obtendrán, como se explicó, variando racionalmente, de acuerdo a consideraciones técnicas y económicas que se detallarán a continuación, los parámetros geométricos fundamentales de los cabezales; según lo explicado en el último párrafo de la subsección 2.2: su espesor ( $e$ ), su radio de corona máximo ( $R$ ) y su radio de pestaña ( $r$ ).

En términos de las funcionalidades de los módulos de elementos finitos de los programas CAD/CAE, resulta imposible variar en forma continua los valores de dichos parámetros geométricos para la obtención de un conjunto continuo de resultados. Esto tampoco resulta necesario, dado que un conjunto representativo de datos permitiría interpolar resultados asociados a otras condiciones geométricas, además de que la metodología seguida puede aplicarse a cualquier otro caso. Se conviene, entonces, en definir rangos de variación de dichos parámetros, útiles y representativos, en respuesta a condicionantes técnicos y económicos.

En relación al espesor, la definición del rango pertinente comienza a partir de la consideración del espesor mínimo requerido para los cabezales. Según EN 13.094, resulta la Ecuación (3):

$$e_{\text{mín}} = 464 \cdot e_0 \cdot (\sigma_t \cdot A)^{-2/3} \quad (3)$$

Donde  $e_{\text{mín}}$  (mm) es el mínimo espesor a adoptar,  $e_0$  (mm) es el valor de  $e_{\text{mín}}$  para acero de referencia (por tablas de la norma, 4 mm),  $\sigma_t$  (MPa) es la resistencia a la tracción del material del cabezal, y  $A$  (adim.) es el alargamiento a la rotura del mismo. Relevando estos datos, resulta que  $e_{\text{mín}}$  es 5,766 mm. Sin embargo, de acuerdo a los espesores estandarizados y comercializados (relevados de fabricantes de chapas como Elvalhacor S.A.), y de acuerdo a la reducción porcentual aproximada del espesor durante el conformado, se obtienen, como espesores inmediatos superiores, 6 mm y 7 mm. En términos competitivos, el uso de espesores mayores resulta inadecuado, en vista de la tendencia de fabricación de unidades cada vez más livianas. Así, se considerará el conjunto de espesores posibles {6 mm; 7 mm}.

En cuanto a los valores a considerar del radio de las pestañas ( $r$ ), se conviene en tomar como límite inferior al asociado a los primeros modelos (22,5 mm), y utilizar, sucesivamente, los valores que, en términos técnicos y económicos, asociados a inversiones en máquinas pestañadoras, resultan factibles: estos son 50 mm, 70 mm y 100 mm, en correspondencia con los radios de los rodillos de dichas máquinas. La utilización de radios más elevados, más conveniente en términos técnicos, involucra importantes inversiones económicas que, a priori, se desestiman.

Por último, en relación a los valores del radio máximo de corona ( $R$ ), se conviene en tomar como límite superior el relativo a los primeros modelos (2973 mm para el cabezal delantero, y 3347 mm para el trasero). El límite inferior, en términos de factibilidad técnico-económica de inversión en equipos conformadores de tapas de mayores prestaciones al actual, de acuerdo a la experiencia práctica de empresas dedicadas al conformado de tapas, debe situarse en el orden del valor de  $D_{eq}$ . En términos conservadores, para abarcar aquel y valores levemente inferiores, se adopta  $R_{min} = 1950$  mm. Luego, en vista de obtener una muestra suficientemente representativa y, al mismo tiempo, evitar realizar numerosos análisis, se establece un paso ( $p$ ) de 200 mm entre los valores intermedios, pero modificándolo, en el caso del mayor y el menor valor de  $R$ , para que estos sean 2973/3347 mm y 1950 mm. Esta elección, ligeramente tentativa, a la vez que basada en el conocimiento de la empresa de las capacidades y limitaciones técnicas y operativas, se verá, permite obtener una tendencia predecible de los valores de  $\sigma_{m\acute{a}x}$ .

Por su parte, la metodología de validación de los resultados consistió en la utilización de herramientas numéricas ligadas al análisis de la calidad de la malla, y analíticas, relativas a la comparación entre los resultados numéricos y los asociados a fórmulas teóricas, de acuerdo a EN 13.094. En relación al primer método, se procedió a ir refinando sucesivamente la malla, hasta observar que la variación porcentual de los valores máximos de tensión obtenidos, para cada caso, fuera despreciable. Además, se analizó el campo de valores de los parámetros correspondientes al cociente de aspecto y el jacobiano, en los modelos. Por otro lado, el método de validación analítico consistió en la comparación entre el valor máximo de tensión obtenido por simulación, con el obtenido por medio de la fórmula teórica para el cálculo de cabezales, dada por EN 13.094, según la Ecuación (4), conociendo la presión de prueba ( $P_e$ ), el espesor ( $e$ ) y los radios de curvatura ya analizados ( $R$  y  $r$ ). La norma recomienda, para este cálculo, la utilización de un modelo de cabezal que verifique  $R/r = 3$ ; luego, asegurando una misma morfología de la malla aún para otros valores  $R/r$ , se convalida el resultado pertinente.

$$\sigma = 0.125 \cdot P_e \cdot R \cdot e^{-1} \cdot (3 + (R/r)^{1/2}) \quad (4)$$

### 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Se presenta, a continuación, los resultados asociados a los parámetros geométricos de los modelos originales de los cabezales delantero y trasero (Tabla 2):

Tabla 2. Resultados del primer análisis tensional relativo a los cabezales delantero y trasero.

Elemento estudiado	Espesor (e) (mm)	Radio máximo de corona (R) (mm)	Radio de pestaña (r) (mm)	Tensión máxima de Von Mises ( $\sigma_{m\acute{a}x}$ ) (MPa)
Cabezal delantero	6	2973	22,5	180,7
Cabezal trasero	6	3347	22,5	210,7

Al no verificarse la condición dada por la Ecuación 2, resulta que los diseños preliminares de ambos cabezales no cumplen con lo establecido en la normativa técnica aplicable. En términos generales, la presencia de tensiones máximas entre el límite de fluencia y la resistencia a la tracción, da cuenta de la condición límite en la que se encuentran estos modelos propuestos, sucediendo que, ante condiciones de carga variables dentro del orden de la considerada, el desarrollo de pequeñas grietas o fisuras resulta posible, convalidando así la experiencia práctica. La morfología del campo de tensiones (Figura 4) responde a la teoría sobre resistencia de recipientes a presión, evidenciando una simetría radial con valores más elevados hacia las pestañas del cabezal, donde se manifiesta un fenómeno de concentración de tensiones debido al elevado valor de la relación R/r (en términos sencillos, debido al brusco cambio geométrico que se desarrolla en torno al radio de las pestañas). Esto supone que, tal como se confirmará más adelante, reduciendo dicha relación, disminuirá  $\sigma_{m\acute{a}x}$ .

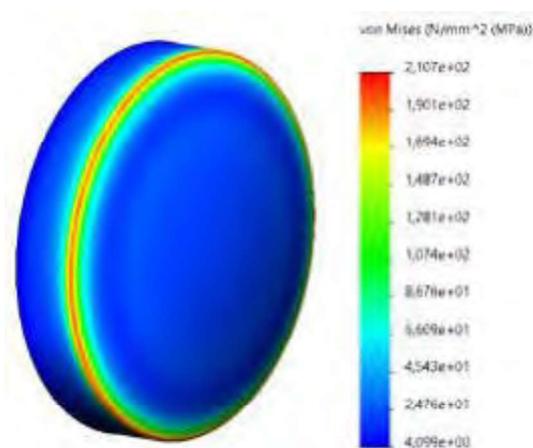


Figura 4: Campo de tensiones correspondiente al modelo preliminar del cabezal trasero.

Para cada combinación específica de parámetros geométricos, de acuerdo a los rangos establecidos previamente, se ha llevado a cabo una simulación particular. No resultaría posible mostrar la totalidad de los resultados obtenidos, dada la eventual extensión que implicaría. A los efectos de servir al análisis general de los resultados, se presenta aquí un gráfico que muestra la variación del valor de tensión de Von Mises máxima en función del radio máximo de corona (R), en curvas asociadas a valores particulares del radio de pestaña (r), para el cabezal delantero y  $e = 6 \text{ mm}$  (Figura 5). Resultados análogos se obtuvieron para los restantes casos.

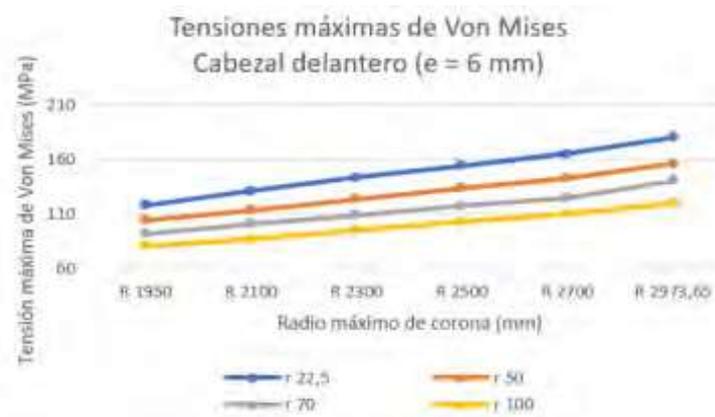


Figura 5: Tensiones máximas de Von Mises asociadas al cabezal delantero, para  $e = 6 \text{ mm}$ .

Se confirma la tendencia relativa a la disminución de  $\sigma_{\text{máx}}$  a medida que disminuye el radio máximo de corona (R) y aumenta el radio de las pestañas (r). Ampliando el detalle del análisis de la influencia de la geometría, se ha calculado, dentro del rango de valores de los radios involucrados, que, en términos medios, un incremento del 100% del parámetro r equivale a aproximadamente una reducción de entre el 20% y el 25% de R. Adicionalmente, mediante hojas de cálculo, pudieron obtenerse aproximaciones lineales que ajustan los datos correspondientes a los resultados, variando exclusivamente R, con coeficientes de determinación del orden de 0,98. Resultados análogos se tienen para la variación única del parámetro r. Esto valida el uso de interpolaciones lineales.

Por otro lado, la obtención de valores máximos de la relación de aspecto de hasta 2,91, valores nulos del jacobiano, además de un error porcentual inferior al 5% para el método de validación analítico, da cuenta de la validez teórica de los resultados. Las condiciones geométricas que implicaron resultados satisfactorios para cada cabezal, en base a la metodología seguida, se leen en la Tabla 3.

Tabla 3. Condiciones de verificación de cálculo de resistencia (parámetros de diseño posibles).

Elemento	Espesor (mm)	
	6	7
Cabezal delantero	$r = 70 \text{ mm} \wedge R < 2044 \text{ mm}$ $r = 100 \text{ mm} \wedge R < 2356 \text{ mm}$	$r = 22,5 \text{ mm} \wedge R < 1995 \text{ mm}$ $r = 50 \text{ mm} \wedge R < 2242 \text{ mm}$ $r = 70 \text{ mm} \wedge R < 2547 \text{ mm}$ $r = 100 \text{ mm} \wedge R < 2955 \text{ mm}$
Cabezal trasero	$r = 100 \text{ mm} \wedge R < 2209 \text{ mm}$	$r = 50 \text{ mm} \wedge R < 2121 \text{ mm}$ $r = 70 \text{ mm} \wedge R < 2305 \text{ mm}$ $r = 100 \text{ mm} \wedge R < 2681 \text{ mm}$

#### 4. CONCLUSIÓN

La concreción del objetivo de estudio planteado se juzga efectiva, de acuerdo a lo desarrollado en el cuerpo de este artículo. En efecto, se ha podido establecer un conjunto de valores de los parámetros geométricos de diseño de los cabezales de un modelo de semirremolque cisterna (Tabla 3), asociados a condiciones de resistencia satisfactorias, desarrollándose y obteniéndose, asimismo, un conjunto de conocimientos relativos a la influencia de la geometría de tales elementos sobre su resistencia. Rigurosamente, esto se logró mediante la propuesta racional de modificaciones geométricas de los modelos iniciales, tendientes a la reducción del efecto de concentración de tensiones en la zona de los bordes, próxima a la envolvente, utilizando, como parámetros de diseño a modificar, el espesor de los cabezales, el radio máximo de corona y el radio de sus pestañas. El hecho de validar analítica y numéricamente los resultados, otorga confiabilidad a los mismos.

La consecución del objetivo fijado se logró mediante la aplicación de herramientas computacionales, sobre la base metodológica establecida por la normativa técnica aplicable al caso de estudio, lo cual da el carácter riguroso y fundamentado a los resultados obtenidos.

Este estudio, en su carácter de análisis preliminar, sienta las bases para las posteriores etapas relativas a la fabricación y utilización efectiva de cabezales (realización de pruebas empíricas, estudio de la unión soldada, análisis económicos de propuestas de rediseño, etc.), acordes al modelo de semirremolque cisterna asociado a los cabezales inicialmente planteados.

#### 5. REFERENCIAS

- [1] ADR 2019. Acuerdo europeo sobre transporte internacional de mercancías peligrosas por carretera. Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE). 2019.

- [2] EN 13094. Cisternas para el transporte de mercancías peligrosas. Cisternas metálicas con una presión de servicio de hasta 0,5 bar. Diseño y construcción. Comité Europeo de Normalización. 2019.
- [3] L. Battaglia, M. Cruchaga, M. Storti et al. *Numerical modelling of 3D sloshing experiments in rectangular tanks*. Applied Mathematical Modelling, vol. 59, pp. 357-378, 2018.
- [4] K. Magnucki, J. Lewinski. *Optimal design of an ellipsoidal head of a pressure cylindrical vessel*. Pamm, vol. 3, pp. 517-518, 2003.
- [5] Disposición N°76/97. Tanques cisternas. Subsecretaría de Combustibles de Argentina. 1997.
- [6] P. A. Hormazábal, B. E. García et al. *Análisis estructural de tanque cisterna semirremolque fabricado en aleación de aluminio para transporte de combustibles líquidos*. Revista Tecnología y Ciencia, vol. 30, pp. 290-296, 2015.

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen la colaboración de la empresa Tanques Fangio S.A. (Pergamino, Bs. As.) por los datos técnicos y modelos aportados; y de la SCTyP (UTN), por el soporte financiero a los proyectos TVUTNSN0004419 (Análisis de fallas en semirremolques cisternas construidos en aleaciones de aluminio; 2017-2019) y TVUTNSN0007816 (Influencias geométricas como causa de fallas en tanques semirremolques cisternas y optimización de diseño; 2020-2022).