

ANALISIS DE PANDEO DE TANQUES ESTRUCTURALES DE VEHICULO LANZADOR

DATOS DEL/ LOS AUTOR/ES DEL TRABAJO

Mundo, Luis Mariano(*); Sánchez Crivelli, Federico; Facundo Gavino
(*luis.mundo@ing.unlp.edu.ar)
Centro Tecnológico Aeroespacial (CTA)
Departamento de Aeronáutica - Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional de La Plata (UNLP)
Calle 1 y 47, Tel: 423 – 6677/8 Interno 289
La Plata, Buenos Aires, Argentina

RESUMEN

El trabajo presenta el análisis estructural de colapso realizado a los tanques estructurales de un vehículo lanzador de combustible líquido. Debido a que el tanque se encuentra constituido por diferentes elementos estructurales como chapa cilíndrica, largueros, cuernas, se presenta el análisis de colapso de los componentes por separado y luego el comportamiento del conjunto.

Desde el punto de vista del análisis de colapso de la chapa cilíndrica se presenta un cálculo analítico y posteriormente una contrastación de resultados con modelos de elementos finitos en los que se analiza el comportamiento a la compresión incorporando distinto tipo de imperfecciones producto de realizar mediciones en sobre una chapa previamente soldada con el mismo método que se empleará para confeccionar los tanques estructurales finales.

Dentro de los métodos de medición de las imperfecciones de la chapa se realizó una aproximación de la deformación que genera la soldadura longitudinal por efectos térmicos, la cual se la incorporó a los modelos de elementos finitos para analizar el pandeo, por otro lado se realizó un escaneo de la geometría de un espécimen con un brazo faro el cual se procesó con una herramienta CAD para luego incorporar a los modelos de elementos finitos.

Finalmente se presenta una propuesta de ensayos a realizar sobre los componentes para realizar una validación de los resultados obtenidos con análisis realizados a la fecha.

1.- INTRODUCCION

El presente trabajo detalla el análisis de pandeo realizado a los tanques de combustible y oxidante del vehículo Ve-CTA desarrollado por el Centro Tecnológico Aeroespacial el cual consiste en un lanzador de combustible líquido de una etapa con las siguientes características:

- Masa total: 1589Kg
- Masa seca: 454 Kg
- Longitud Total: 9.82m
- Empuje: 25KN
- Apogeo: 142Km

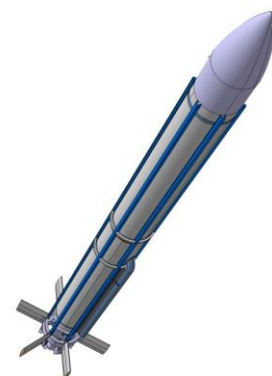


Figura 1: Vista general del lanzador

Ambos tanques serán iguales en todas sus dimensiones a excepción de la longitud final debido a la diferencia de volumen de combustible a contener y la disposición de anillos antisloshing que posean. Estarán contruidos de chapa de aluminio 5052 H32 de 2mm de espesor rodada y unida mediante soldadura. A su vez se posee 6 largueros tipo Omega soldados por sus alas a esta chapa equidistantes diametralmente. Dada las dimensiones de los tanques y la disponibilidad comercial de la chapa seleccionada se deberán realizar soldaduras tanto longitudinales como circunferenciales.

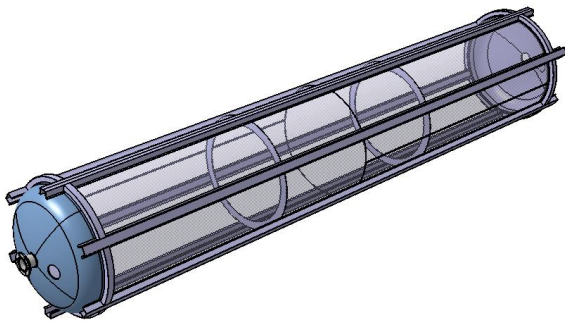


Figura 2: Vista en perspectiva de tanque estructural.

2.- METODOLOGIA

Se presentará el análisis de colapso de los componentes mediante distintos métodos, primeramente un estudio analítico del colapso por medio de una serie de teorías semi empíricas y posteriormente se contrasta con los resultados obtenidos con una serie de modelos de elementos finitos realizados para cada caso.

En el caso del colapso de la chapa cilíndrica se realiza un estudio de la sensibilidad de la misma a las imperfecciones encontradas en el proceso de soldado de una chapa de dimensione similares. Esto se realiza por medio de la modificación del mallado de la geometría cilíndrica original según una ley que se cree correspondiente a la deformada hallada en el cordón de soldadura longitudinal.

A su vez se presenta otra técnica a implementar que se encuentra en estudio, esta consiste en el relevamiento de la estructura del cilindro por medio del escaneo tridimensional por medio de un Brazo Faro el posterior post procesado de los puntos relevados con una superficie como resultado y la incorporación de esta última a un modelo de elementos finitos para realizar las simulaciones de colapso correspondientes.

3.- DESARROLLO

Dimensiones de los elementos estructurales

Para el cálculo en cuestión se ha seleccionado un cilindro de 560 mm de diametro y 2 mm de espesor. Por otra parte, se han elegido largueros del tipo omega, los cuales se construiran con la misma chapa utilizada para confeccionar el cilindro.

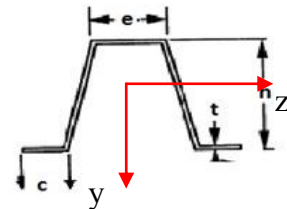


Figura 3: Geometría de largueros utilizados.

Material

Como material se utilizar aluminio 5052 H32 en chapas de 2mm de espesor. Se han realizado una serie de ensayos para determinar las propiedades mecánicas del material en los cuales se consideró la condición "Virgen" (o previo a ser soldado) y material soldado con distintos aportes por las distintas personas que formarán parte de la construcción del tanque, todos estos casos fueron ensayados en la dirección longitudinal y transversal a la dirección de laminación de la chapa.

Como resultado del procesamiento de los datos obtenidos se obtuvo 200MPa de tensión de fluencia para material sin soldar y 73 MPa para las zonas cercanas a las soldaduras.

Carga crítica de pandeo del cilindro

La carga crítica se calculará primeramente de forma analítica utilizando desarrollos teóricos y semi empíricos de diversos actores y posteriormente se contrastará con los resultados obtenidos de los modelos de elementos finitos realizados.

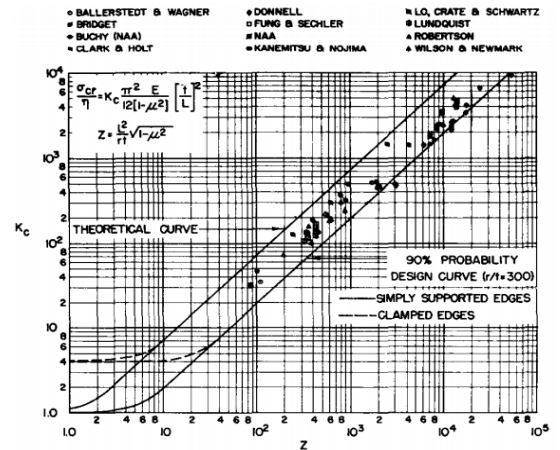
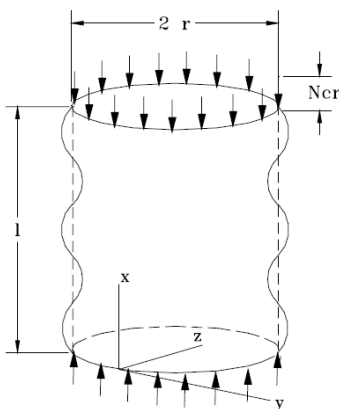


Fig. C8.2 r/t = 100 to 500.

Figura 5: Curvas factor Kc.

Análisis teórico:

Primeramente se calcula el valor puramente teórico de pandeo del cilindro considerando un pandeo elástico de un cilindro sometido a compresión.



$$\frac{\sigma_{cr}}{\eta} = 0,605 E \frac{t}{r} \quad [1]$$

Para $\nu = 0,3$

Figura 4: Deformada de pandeo teórico.

El valor de tensión crítica arrojado por esta teoría es 300MPa ($P_{critica}=334KN$), muy por encima de la tensión de fluencia del material virgen (200MPa).

Análisis semi-empírico:

A continuación se presenta el cálculo de la tensión crítica utilizando curvas semiempíricas de distintos autores.

En base a las dimensiones propuestas para el cilindro, se utilizan las curvas correspondientes a las relaciones radio/espesor y radio/longitud, $r/t = 140$ para este caso.

Se propuso una distancia entre cuadernas de 1000 mm y se calculó el parámetro z :

$$z = \frac{L^2}{rt} \sqrt{1 - \mu^2} = 1703,46 \quad [2]$$

Ingresando con z en la curva de 90% de probabilidad (correspondiente al eje de abscisas), se encontró que $k_c = 350$.

Finalmente, la tensión crítica de pandeo será:

$$\sigma_{cr} = \eta \cdot k_c \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^2 = 88,6 \text{ MPa} \quad [3]$$

$$P_{cr} = 311,7 \text{ KN}$$

Análisis por teoría de NASA:

Según el artículo Buckling Of Thin-Walled Circular Cylinders (NASA SP-8007) se recomienda un cálculo teórico afectado por un coeficiente de corrección (γ) que ajusta los valores teóricos a los valores obtenidos de ensayo.

$$\sigma_x = \frac{\gamma E}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} \cdot \frac{t}{r} \quad [4]$$

$$= 0,6\gamma E \cdot \frac{t}{r} \quad (\text{for } \mu = 0,3) \quad [5]$$

$$\gamma = 1 - 0.901 (1 - e^{-\phi}) \quad [6]$$

$$\phi = \frac{1}{16} \sqrt{\frac{r}{t}} \quad \text{for } \left(\frac{r}{t} < 1500\right) \quad [7]$$

Finalmente, la tensión crítica de pandeo será:

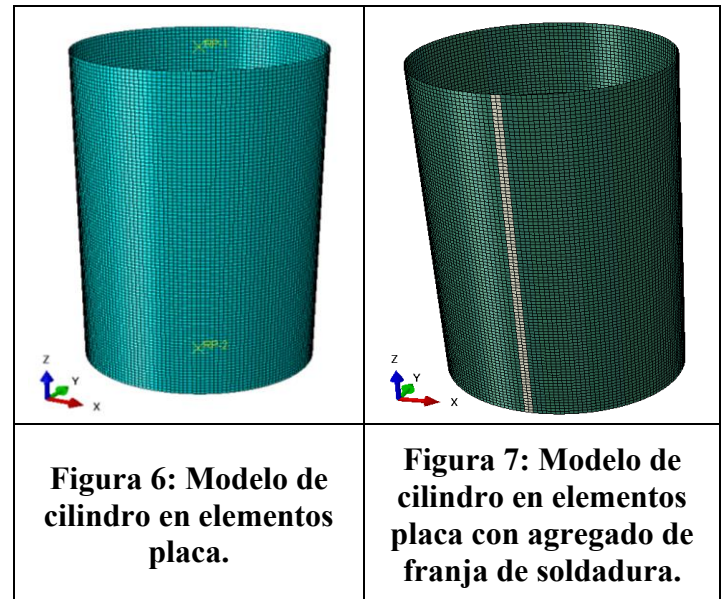
$$\begin{aligned} \sigma_{cr} &= 158,7 \text{ MPa} \\ P_{cr} &= 558,5 \text{ KN} \end{aligned}$$

Análisis por MEF del pandeo del cilindro

Para analizar el pandeo del cilindro mediante un software de elementos finitos se realizaron una serie de modelos con distintas consideraciones, los cuales se presentan a continuación.

Todos los modelos consisten en la misma geometría, un cilindro de 560mm de diámetro, 1 metro de longitud y 2mm de espesor modelado con elementos placa.

Cada borde del cilindro se encuentra vinculado a un elemento rígido cuyo punto de referencia coincide con el centro de cada circunferencia. Se restringen todos los grados de libertad del punto de referencia inferior y todos los grados de libertad del correspondiente al punto de referencia superior a excepción del desplazamiento en la dirección Z de este último (longitudinal al cilindro), el cual, en las simulaciones se desplazará de forma de generar la compresión del cilindro. Los análisis realizados son dinámicos implícitos con el fin de poder observar el comportamiento post pandeo del cilindro.



A continuación se presentan los distintos modelos realizados con las principales características.

MODELO 1: Material lineal elástico.

MODELO 2: Material elasto-plástico ideal con tensión de fluencia de 200MPa.

MODELO 3: Material elasto-plástico ideal con tensión de fluencia de 200MPa + el agregado de una franja longitudinal de 20mm de espesor cuya tensión de fluencia de valor 73MPa.

MODELO 4 A MODELO 11: Sucesivos modelos en los que al MODELO 3 se le adiciona la deformación producto de la soldadura longitudinal. A esta deformación se la considera una imperfección geométrica del cilindro y se obtiene debido a lo observado luego de haber soldado un cilindro de similares dimensiones confeccionado para un posterior ensayo de validación. Esto tendrá como consecuencia una disminución de la carga crítica de colapso de la estructura. La siguiente imagen presenta de forma esquemática la deformación observada en el cordón longitudinal de soldadura y la deformada observada en un cilindro de similares características.

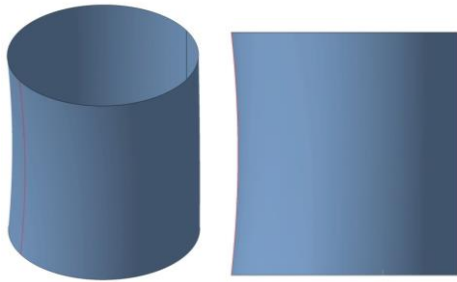


Figura 8: Deformación inicial del cordón de soldadura a cargar en el modelo.



Figura 9: Deformación observada en un cilindro soldado.

A este apartamiento del cilindro ideal se lo modeló con un desplazamiento radial hacia el interior con una ley parabólica entre ambos bordes cuyo máximo apartamiento se encuentra a la mitad de la longitud.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de los diferentes modelos:

MODELO 1:

La carga de colapso alcanzada en este modelo es de 1071.7 KN (304.6 MPa), valor similar a la obtenida mediante el método puramente teórico: 1055,5 KN (300MPa).

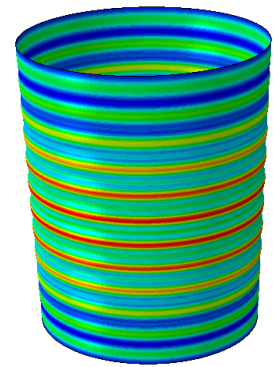
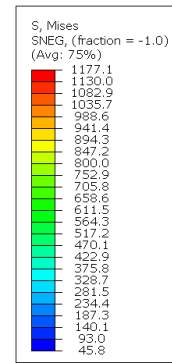


Figura 10: Tensiones de Von Mises obtenidas en el momento de colapso del MODELO 1.

MODELO 2:

La carga de colapso alcanzada en el MODELO 2 es de 654,7KN (186 MPa).

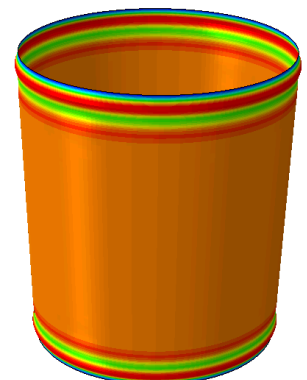
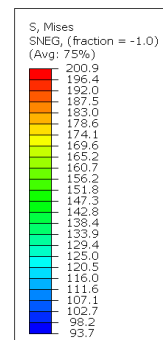


Figura 11: Tensiones de Von Mises obtenidas en el momento de colapso del MODELO 2.

Valores de cargas críticas			Diferencias	
$P_{critica}$ FEM	654,69	KN	KN	%
$P_{critica}$ Semiempírica	311,65	KN	343,04	52,39
$P_{critica}$ NASA	558,49	KN	96,20	14,69

MODELO 3 A 11:

Se presentan los resultados obtenidos del cilindro con la incorporación de plasticidad, cordón de soldadura con las propiedades del material soldado y deformación del cordón de soldadura.

A partir del modelo 7 se observó la pérdida de la linealidad a un valor de carga inferior a la carga de colapso. La siguiente tabla presenta los valores obtenidos.

		Perdida Linealidad	Carga de colapso
		[KN]	[KN]
Modelo 3	Max Defor Sold 0mm	649,6	649,6
Modelo 4	Max Defor Sold 1mm	648,2	648,3
Modelo 5	Max Defor Sold 2mm	644,7	644,8
Modelo 6	Max Defor Sold 4mm	625,9	625,9
Modelo 7	Max Defor Sold 5mm	498,6	549,5
Modelo 8	Max Defor Sold 6mm	409,2	542,2
Modelo 9	Max Defor Sold 7mm	364,3	555,2
Modelo 10	Max Defor Sold 8mm	372,8	553,605
Modelo 11	Max Defor Sold 10mm	432,4	551,054

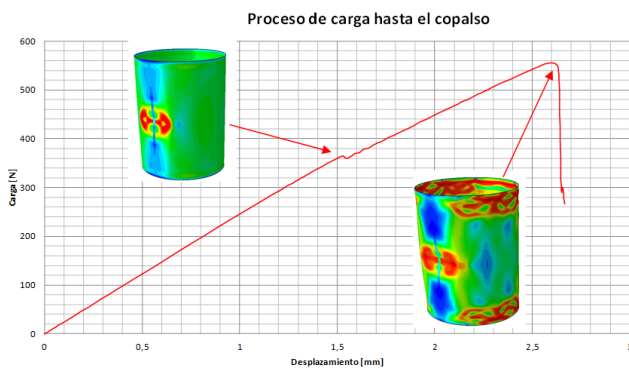


Figura 12: Proceso de carga simulado de un cilindro.

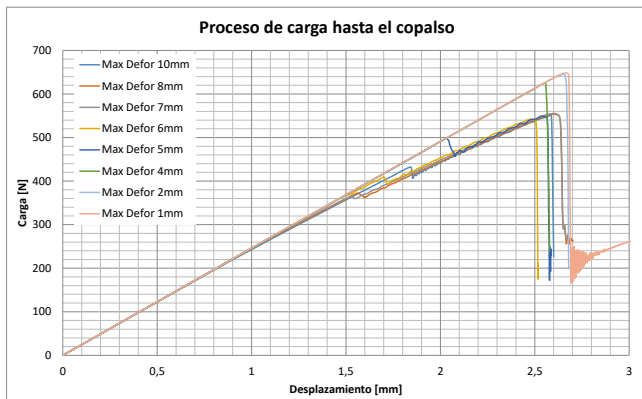


Figura 13: Proceso de carga de todos los cilindros analizados.

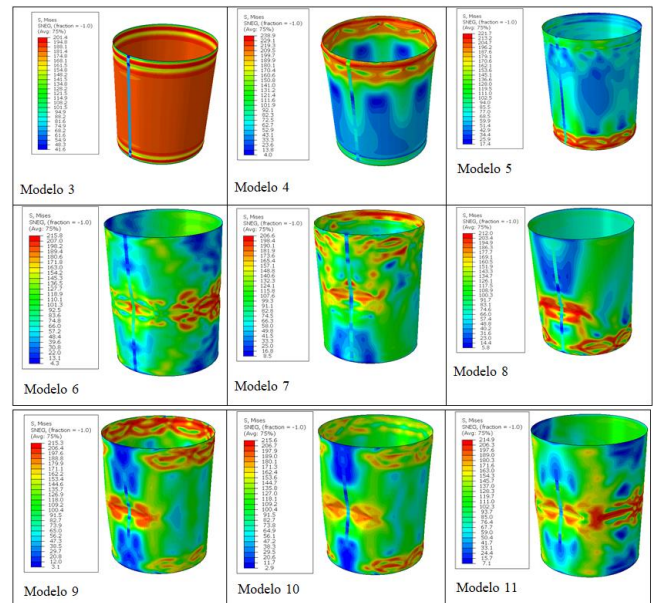


Figura 14: Tensiones de Von Mises del cilindro en post pandeo.

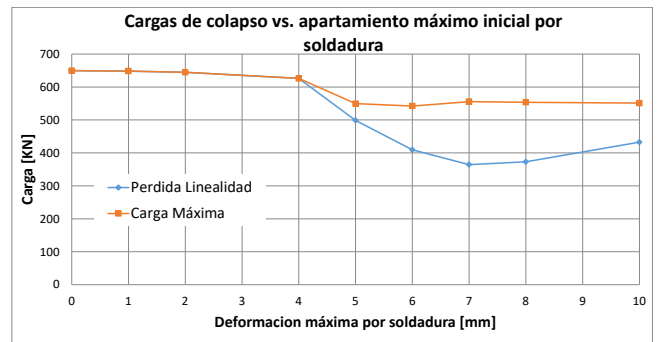


Figura 15: Carga de colapso vs deformación inicial de la soldadura.

Se evidencia un cambio significativo de la carga de colapso entre 4 y 5 mm de deformación máxima del cordón de soldadura. A continuación se presenta la diferencia porcentual entre los modelos respecto al modelo sin imperfección (0mm de deformación máxima por soldadura) si lo comparamos con la carga que genera la pérdida de linealidad o con la carga máxima encontrada.

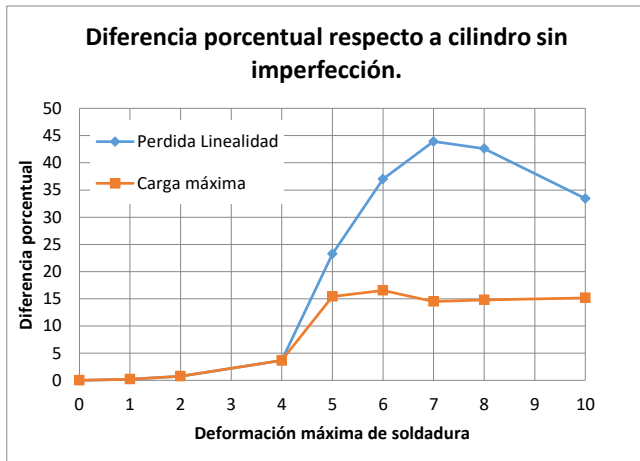


Figura 16: Diferencia porcentual.

Observaciones:

Si bien se observa que el cilindro sigue tomando carga luego de la pérdida de la linealidad se considerará como carga de colapso a esta última. Por lo tanto, teniendo en cuenta la mínima carga encontrada para la pérdida de linealidad de 364,3 KN se tendrá como tensión crítica el valor de 103,4MPa.

Por otro lado se recomienda controlar el proceso de fabricación minimizando este efecto de deformación del cordón de soldadura. Y de generarse inevitablemente este apartamiento sea menor a 4mm en chapas de 1m de longitud.

Método de relevamiento geométrico por escaneo de superficie

Adicionalmente se desarrolló un método de escaneo para el relevamiento de la superficie de la chapa cilíndrica. Esto permite relevar las imperfecciones reales de la estructura con una precisión considerable sin necesidad de modelar con una ley matemática dichos apartamientos de la geometría ideal.

El espécimen utilizado en este procedimiento posee distintas dimensiones a las analizadas en este documento dada la disponibilidad de material al momento de llevar a cabo el trabajo, una vez afianzado el método se utilizará para realizar el relevamiento sobre los modelos de ingeniería de los tanques. El espécimen consiste en un cilindro de 500 de diámetro por 500mm de longitud y 1mm de

espesor el cual posee dos anillos en los extremos con el fin de materializar la condición de borde que imposibilite el movimiento en un posterior ensayo.



Figura 17: Especimen escaneado.

Se utilizó el Brazo Faro *Edge ScanArm*. Este brazo permite el movimiento en 7 ejes y posee una velocidad de escaneo de 42.120 puntos por segundo con una precisión de $\pm 0,035$ mm.



Figura 18: Brazo Faro utilizado.

Después, se procedió a importar la nube de puntos final y a procesarla con un programa de CAD. Las siguientes cuatro figuras muestran el proceso llevado a cabo: Obtención de nube de puntos, generación de una superficie,

eliminación de bordes irregulares y generación de superficie final para el posterior mallado en un software de elementos finitos.

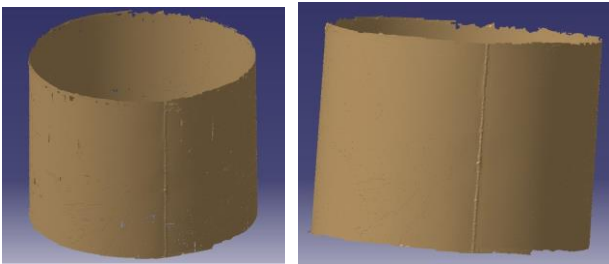


Figura 19: Nube de puntos escaneada – Superficie final procesada.

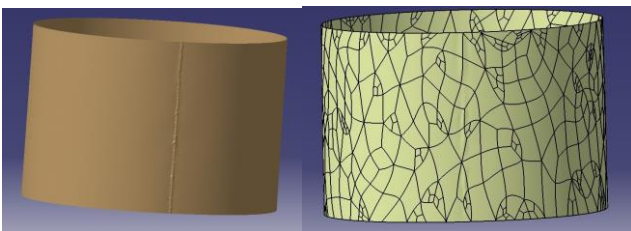


Figura 20: Superficie recortada vs superficie final.

Finalmente a este proceso se realizó un análisis de desviación de la geometría final respecto a la nube de puntos para determinar el error obtenido con estas operaciones utilizando una herramienta de análisis de desviación proporcionada por el software CAD utilizado.

La desviación máxima encontrada fue de 0,01 mm en la superficie de la chapa. Se observó que las mayores diferencias se encuentran en la zona propia al cordón de soldadura con 1,21 mm y -0,788 mm propia de las irregularidades del cordón de soldadura. No obstante en dicha zona el espesor se ve aumentado por el mismo cordón.

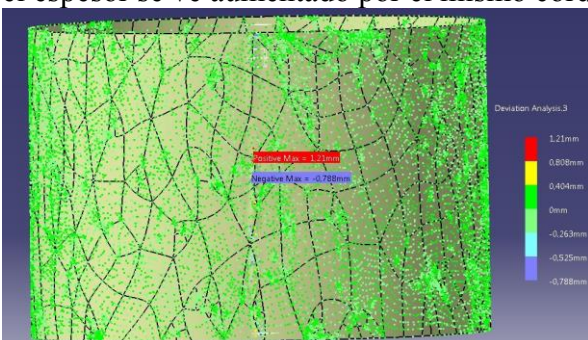


Figura 21: Análisis de desviación de la geometría.

Esta geometría fue importada al software de elementos finitos y analizada siendo comparada con cálculos analíticos correspondientes arrojando resultados satisfactorios.

Análisis de pandeo de los perfiles

Los perfiles utilizados son los presentados en la siguiente figura. Se construirá con el mismo material que el cilindro antes mencionado.

Larguero	
Parametro	Valor
e [mm]	36
c [mm]	16
h [mm]	35
t [mm]	2
Long e/ cuadrenas [mm]	1000
E [Mpa]	70000
σ fluencia [Mpa]	200

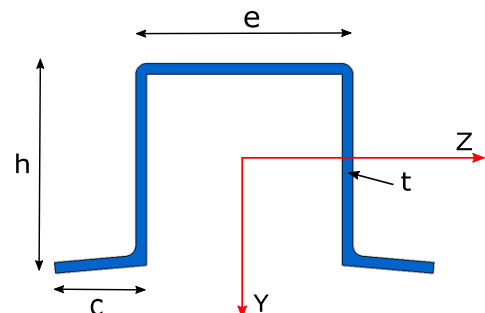


Figura 21: Geometría del larguero.

Primeramente se calcula la tensión de pandeo local del mismo. Para ello se utilizó el método de secciones planas.

Secciones planas		
Placas	SigmaCr [Mpa]	Sigma limitante [Mpa]
Placa 1	494,3	200
Placa 2	826,7	200
Placa 3	781,4	200
Placa 4	826,7	200
Placa 5	494,3	200

σ_{cc} [Mpa]	200
---------------------	-----

Estos largueros estarán vinculados a la chapa de recubrimiento y, a su vez esta chapa poseerá una cuaderna cada 1 metros. A continuación se presenta la configuración para el tanque de mayor capacidad el cual posee 3 metros entre casquetes.



Figura 22: Geometría completa de tanques.

Por lo tanto se plantea un pandeo entre cuadernas bajo la condición de simplemente apoyado como un cálculo conservativo.

Larguero	
σ_{cc} [Mpa]	200
σ_p [Mpa]	100
Const. Pandeo	1
λ_p	83,1
Esbeltez	
λ_z	69,75
Tensión de columna	
σ_{coz} [Mpa]	129,6
Carga crítica	
Pcrz [N]	36799,3

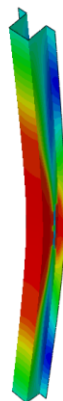
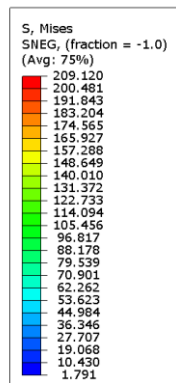


Figura 23: Características estructurales de larguero solo

Con los resultados obtenidos de la tensión de colapso de un larguero de 129,6 MPa y la correspondiente a la chapa cilíndrica de 103MPa se calcula la porción de la chapa que colaborará con cada larguero resistiendo a la carga de compresión.

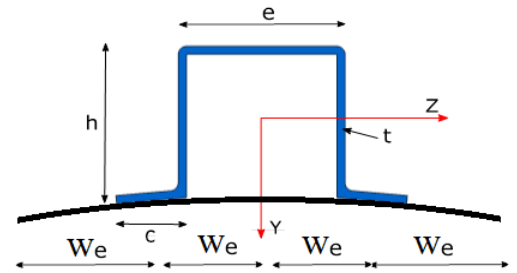


Figura 24: Larquero con chapa.

El ancho colaborante de la chapa calculado es $We = 35\text{mm}$ por teoría de Karman. En el tramo de chapa situado entre las alas del perfil, dado que $2 * We = 70\text{mm}$ es mayor que la longitud "e" (38mm) se considera que todo el ancho de 38mm trabaja a la misma tensión. Confeccionando un nuevo perfil de larguero incorporando la chapa se recalculan las propiedades mecánicas del larguero.

Área Compuesta	
Área Total [mm ²]	500,15
Centro de gravedad	
Zg [mm]	10,91
Momento de inercia	
Jz [mm ⁴]	141765,73
Esbeltez	
λ_z	59,39705
Tensión de columna	
σ_{coz} [Mpa]	134,70
Carga crítica	
Pcrz [N]	67372,52

A continuación se presentan los gráficos de carga de colapso del larguero comparando la situación correspondiente a larguero sin ancho colaborante y larguero con ancho colaborante.

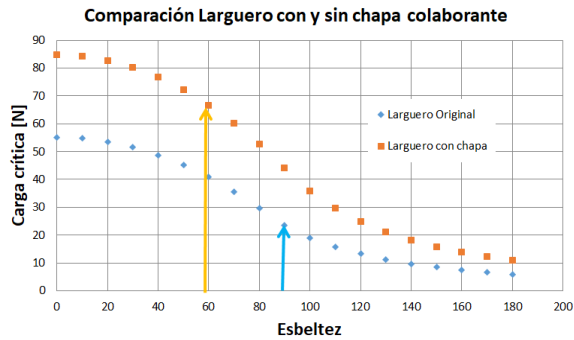


Figura 25: Carga crítica vs esbeltez.

Calculo de carga última del cilindro reforzado

Teniendo en cuenta la carga de colapso de la chapa cilíndrica y de los largueros con la colaboración de la chapa se obtiene la siguiente carga de colapso del cilindro reforzado:

$$\sigma_{critTot} = 118MPa$$

$$P_{critTot} = 616 KN$$

En caso de evitar perder la linealidad de la estructura las tensiones que generen los diversos casos de carga deberán ser menores a 103MPa, tensión de colapso de la chapa cilíndrica.

Adicionalmente se realizaron los modelos de elementos finitos en los cuales se modeló el tanque en su totalidad, incluyendo los cordones de soldadura con alternados 180 grados entre cilindros, a los cuales se le aplican las propiedades mecánicas disminuidas y se le incorpora los mismos niveles de deformación mencionada en los apartados anteriores.



Figura 26: Modelo FEM del tanque completo.

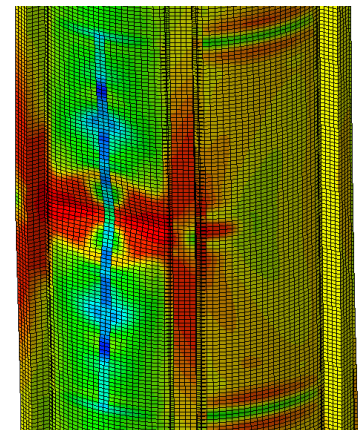
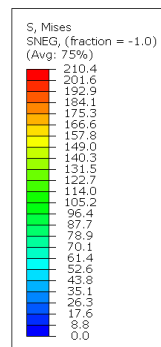


Figura 27: Tensiones en post pandeo del tanque.

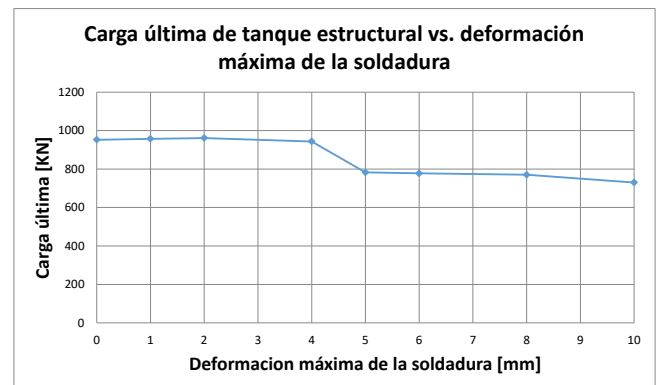


Figura 28: Análisis de sensibilidad de la estructura.

Similar a los resultados obtenidos con el análisis del cilindro sin refuerzos se observa una caída significativa de la carga de colapso si la deformación máxima de la chapa por soldadura supera los 4mm por lo que se recomienda prestar atención al proceso de fabricación con el fin de asegurar las máximas deformaciones que el cilindro pueda tener.

Por otro lado se determina que, para no perder la linealidad y generar deformaciones excesiva con el riesgo de posible colapso de la estructura se recomienda que los estados de carga no superen los 103MPa, tensión de colapso de la chapa cilíndrica.

Ensayos futuros

Se prevé implementar una serie de ensayos de validación de los análisis realizados, en primera instancia se realizarán ensayos de carga de colapso de la chapa cilíndrica sin refuerzos, posteriormente con la incorporación de los largueros de refuerzo y finalmente el ensayo de un tanque completo teniendo en cuenta todos los elementos estructurales.

A continuación se presentarán los lineamientos que se llevarán a cabo en los ensayos correspondientes a la chapa cilíndrica sin refuerzos.

Ensayo de colapso de chapa cilíndrica sin refuerzos

El ensayo consistirá en la aplicación de una carga de compresión progresiva hasta alcanzar el pandeo del componente, posteriormente se aumentará para analizar el comportamiento al post pandeo.

La aplicación de carga se realizará mediante la aplicación de un desplazamiento de compresión por medio de una máquina Instron de ensayos universales de 25Tn de capacidad.

Durante el ensayo se pretende relevar los siguientes parámetros:

- *Desplazamiento de compresión:* Por medio de un transductor LVDT (Transformador diferencial de variación lineal).
- Carga de compresión por medio de la celda de carga incorporada en la máquina de ensayos.
- Deformaciones específicas longitudinales: Por medio de seis strain gauges situados circunferencialmente equidistantes a la mitad de la longitud del cilindro.
- Relevamiento de la geometría post pandeo por medio del método DIC (Digital Image Correlation).

CONCLUSIONES

Se logró obtener la carga de colapso de la estructura por medio de diferentes métodos.

Se relacionaron los análisis realizados por medio de simulaciones numéricas con los obtenidos mediante los desarrollos analíticos para componentes por separado.

Mediante la implementación de sucesivas simulaciones, variando un parámetro, como es el apartamiento que se genera por medio de la soldadura longitudinal de la chapa en este caso, se logró obtener una cota de deformación la cual permitirá mantener la integridad de la estructura sin una caída significativa de la carga de colapso con la consiguiente mejora en el aprovechamiento de los elementos estructurales. Este valor máximo deberá ser supervisado en la fabricación de estos componentes. A dicho valor se lo conoce como “*Knockdown Factor*” e indica cuán susceptible es la estructura en análisis a reducir su carga de colapso producto de las imperfecciones.

Se logró obtener un método de relevamiento de la estructura por medio del escaneo de la misma que permitirá obtener la geometría real con un nivel de precisión extremadamente alto el cual se implementará en la geometría final para realizar los análisis de elementos finitos correspondientes al lanzador.

Trabajos Futuros

Implementación del ensayo de compresión del cilindro del cual se ha relevado la geometría con el fin de realizar la correlación con los análisis numéricos ya realizados.

Construcción de un cilindro correspondiente a la geometría de tanque e implementación del relevamiento estructural por medio del escaneo.

Análisis por FEM de la geometría relevada mediante escaneo y posterior contrastación con los resultados obtenidos mediante los análisis detallados en el presente documento.

Implementación de ensayos sobre la geometría final del tanque.

REFERENCIAS

- [1] E. F. Bruhn. **Analysis and Design of Flight Vehicle Structures.**

- [2] Donell L. H. **A new Theory of Elastic Stability.** 1934.
- [3] Universidad Nacional de La Plata. **Cilindros de Paredes Delgadas Sometidos a Compresión y Presión Interna.**
- [4] Peterson. Seide. Weingarten. NASA Langley. **Buckling of thin-walled circular cylinders.** 1968.
- [5] Bo Wang. Shiyang Zhu. **Buckling of quasi-perfect cylindrical shell under axial compression: A combined experimental and numerical investigation.**
- [6] Cook, Malkus, Plesha, Witt - **Concepts & Applications of Finite Element Analysis** - 4a. ed. - J. Wiley - 2002 - 733p