

ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DE LA INTEGRIDAD MECÁNICA DE CONEXIONES NO RADIALES POR FEA

Ruben Sasson, Hytech, rsasson@hytech.com.ar

Roberto Robles, Hytech, rrobles@hytech.com.ar

1 SINOPSIS

Dentro de los métodos para estimar las tensiones primarias y secundarias en uniones entre envolvente y conexiones, los boletines WRC107 y 297 son los procedimientos analíticos más utilizados en el diseño de recipientes a presión. Sin embargo, al ser empíricos poseen limitaciones asociadas a condiciones de origen geométrico, entre las cuales se encuentra que la conexión en estudio debe ser radial con respecto a la pared del equipo.

Existen múltiples casos en las refinerías donde la conexión no puede ser radial, sino que ésta debe ser tangencial o incluso la misma necesita entrar en un ángulo para cumplir con el servicio del equipo. Esto conlleva a que las metodologías habituales de estudio no sean apropiadas para asegurar la integridad mecánica de la unión entre la envolvente y conexión; y, por lo tanto, que tampoco pueda garantizarse las cargas externas que pudiera soportar dicha unión transmitidas por las condiciones operativas de la cañería a la cual se conecta la misma. Para estas situaciones, el código ASME Sección VIII Div. 1 [2] establece dentro del Apéndice Mandatorio 46, el diseño de estos componentes por análisis entrando en ASME Sección VIII Div. 2 parte 5 [3].

En este trabajo se muestra el análisis llevado a cabo, por elementos finitos, y las recomendaciones de ensayos complementarios a realizar para un separador ciclónico bifásico instalado en una planta en Neuquén; el cual contempla una conexión de entrada tangencial e inclinada en un ángulo con respecto al plano horizontal, donde se evalúan los mecanismos de falla descritos en ASME Sección VIII Div. 2 parte 5 [3] bajo los métodos elastoplástico y lineal elástico.

Si bien todos los modos de falla pasaron las verificaciones satisfactoriamente, se detectaron dos zonas (borde interno de la unión entre la conexión y el envolvente, y la unión entre el poncho y envolvente) con altas concentraciones de deformación plástica por lo cual se recomendó inspeccionar dichas zonas mediante ultrasonido y líquidos penetrantes respectivamente. Asimismo, se recomendó limitar el rango de presiones en operación para mantener la validez del estudio de ratchetting.

2 INTRODUCCIÓN

2.1 OBJETO

El propósito de este trabajo es presentar el análisis de integridad mecánica, por medio del método de los elementos finitos, realizado sobre una conexión lateral e inclinada de un separador ciclónico bifásico para ser instalado en una planta de Neuquén.

2.2 MOTIVACIÓN

Al establecer el diseño mecánico de un recipiente a presión por ASME VIII Div. 1 [2], las conexiones de procesos deben ser verificadas ante la aplicación de cargas externas que pudieran surgir de las cañerías asociadas. Esta labor suele ser llevada a cabo realizando el cálculo según lo indica el WRC (Welding Research Council) en el boletín 107 [5]. Sin embargo, este método tiene ciertas limitaciones, entre ellas, que la conexión debe ser radial con respecto al eje longitudinal del recipiente. Considerando que la conexión en estudio es lateral e inclinada, se concluyó que era necesario realizar un análisis por elementos finitos para asegurar la integridad mecánica de la unión, siguiendo el apéndice 46 del código ASME VIII Div. 1 [2] según lo indicado por el párrafo U 2(g).

2.3 SOFTWARE

El software utilizado fue ANSYS Mechanical Enterprise 2020 R2.

2.4 TIPO DE ANÁLISIS

Se adoptó el método estático con material elasto-plástico, teniendo en cuenta grandes desplazamientos y deformaciones, excepto por el análisis de pandeo donde se usó un modelo lineal elástico. En todos los casos el análisis se llevó a cabo siguiendo los lineamientos de ASME VIII Div. 2 parte 5 [3].

3 DESARROLLO

3.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO

3.1.1 Geometría

Una imagen de la geometría se puede ver en la figura 1.

3.1.2 Modelo numérico

Con el afán de producir un modelo confiable y eficiente en cuanto a costos computacionales, únicamente se modeló con elementos sólidos las zonas cercanas a la conexión, y el resto del recipiente se modeló con elementos de cáscara como se muestra en la figura 2.

En ambos casos, el orden de los elementos es cuadrático:

- Elementos hexaédricos de 20 nodos
- Elementos tetraédricos de 10 nodos

- Elementos de cáscara de 8 nodos

Las figuras 3 a hasta d muestran, en diferentes vistas, la malla final utilizada para obtener los resultados.

Número de elementos: 404798

Número de nodos: 721638

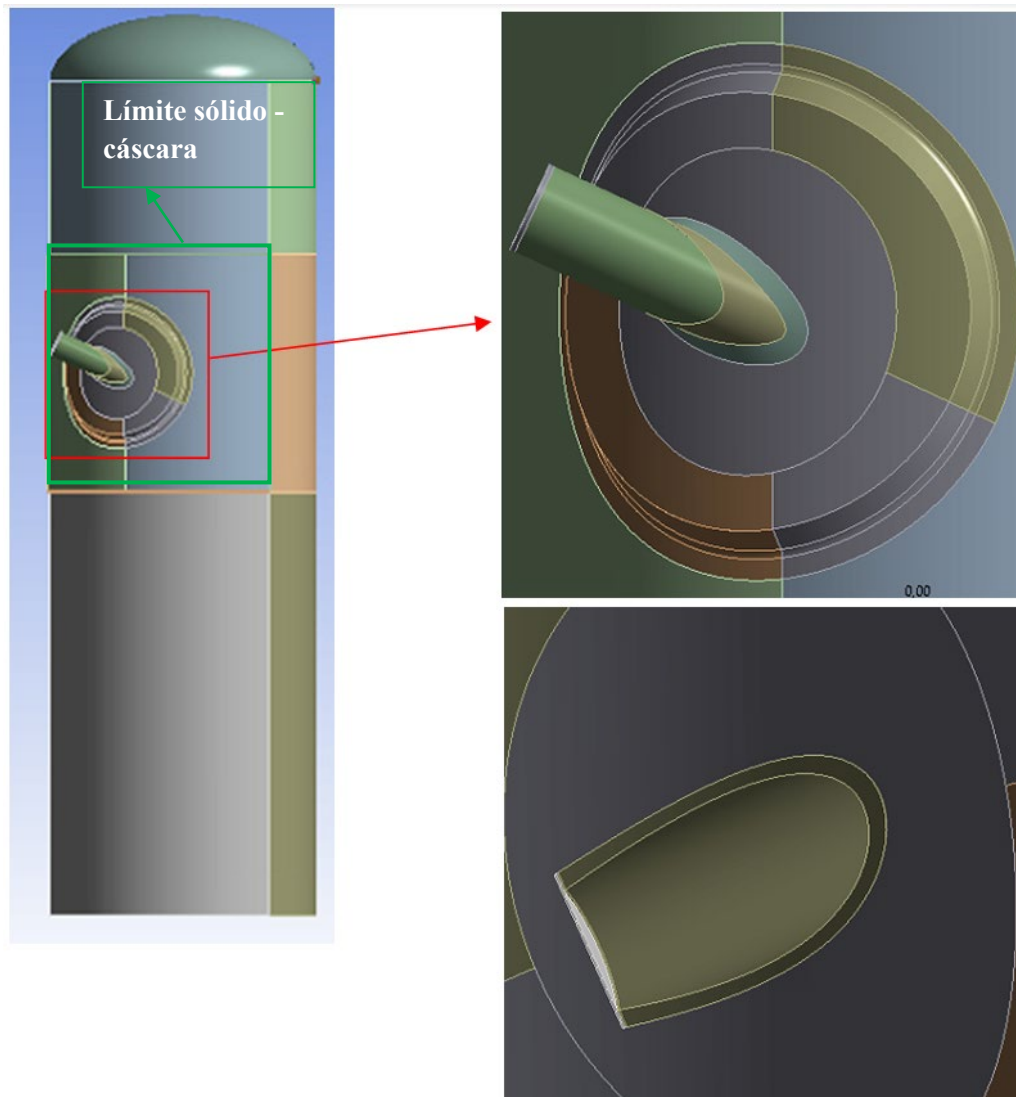


Figura 1. Geometría del modelo – vista exterior e interior

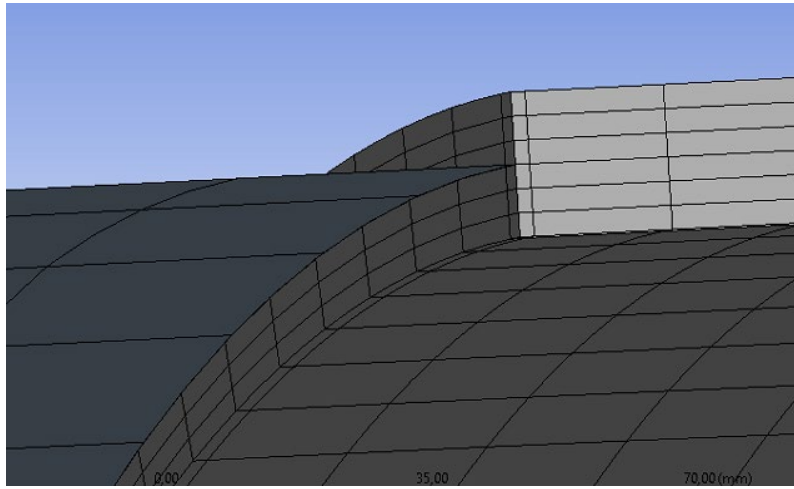


Figura 2. Acoplamiento de elementos sólidos con elementos de cáscara

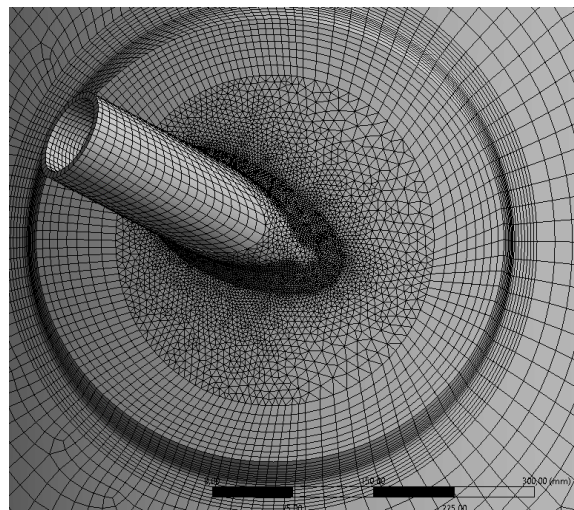


Figura 3 a. Vista exterior de la malla de la conexión

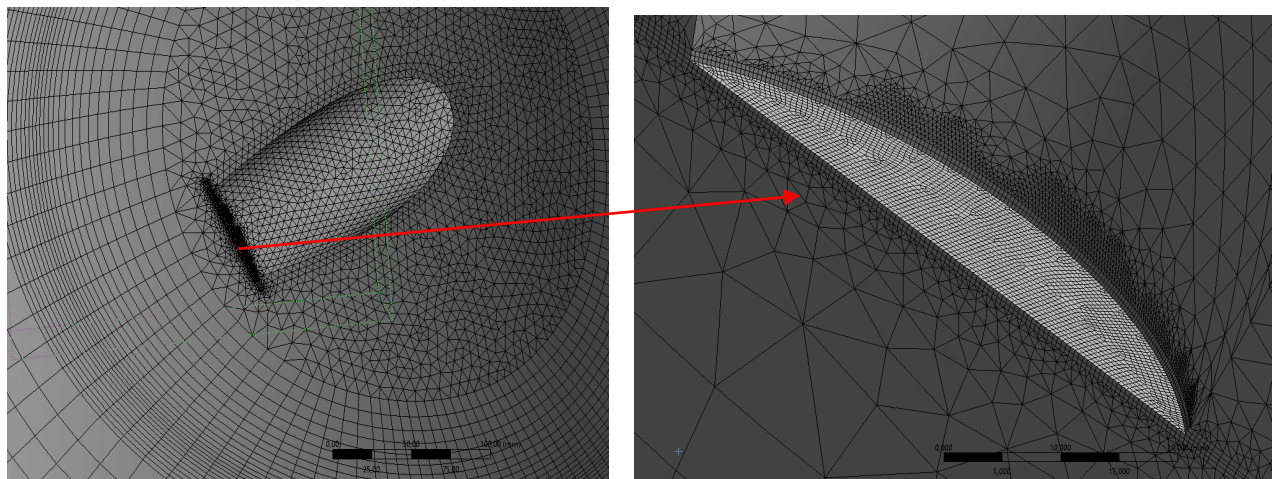


Figura 4 b. Vista interior de la malla de la conexión

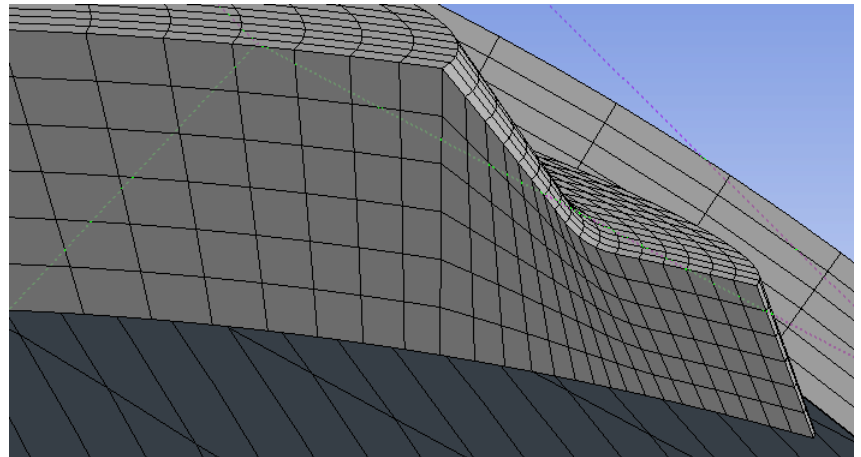
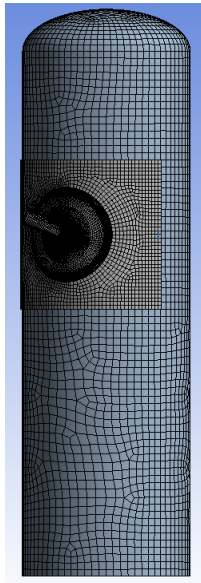


Figura 3 c. Malla Global

Figura 3 d. Vista en corte de la unión poncho - conexión.

3.2 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

Las propiedades de los materiales fueron tomadas del código ASME sección II parte D [4], y las curvas Tensión – Deformación se obtuvieron del anexo 3-D de ASME VIII Div. 2 [3].

3.2.1 SA-516 Gr. 70

Las propiedades mecánicas y parámetros del SA-516 Gr. 70, material de la envolvente y poncho de refuerzo, son los siguientes:

Ey (MPa)	200000
Tensión de fluencia (MPa)	260
Tensión de Rotura (MPa)	485
R	0.536082
K	0.370752
Eys	0.002
m2	0.278351
ep	0.00002
suts,t (MPa)	640.6603

La curva Tensión-Deformación se muestra en el siguiente gráfico:

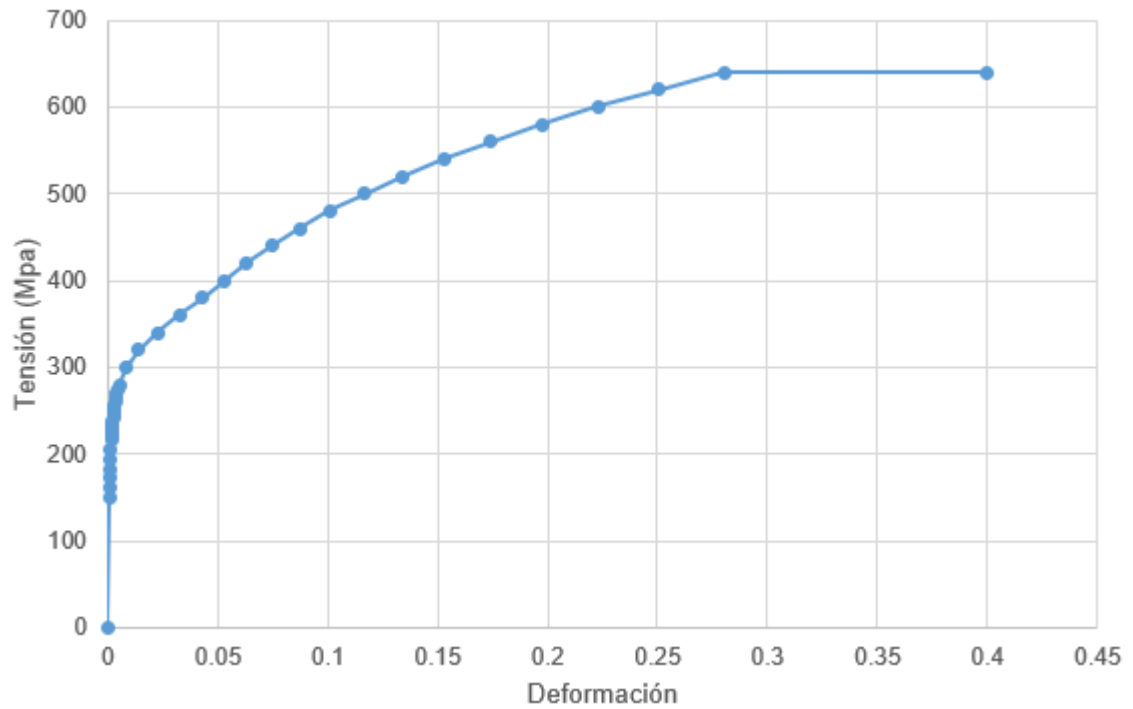


Figura 5. SA-516 Gr. 70 Curva Tensión – Deformación

3.2.2 SA-106 Gr. B

Las propiedades mecánicas y parámetros del SA-106 Gr B, material de la conexión, son las siguientes:

Ey	200000
Tensión de Fluencia (MPa)	240
Tensión de Rotura (MPa)	415
R	0.578313
K	0.38543
Eys	0.002
m2	0.253012
ep	0.00002
suts,t (MPa)	534.478

La curva de Tensión-Deformación se muestra en el siguiente gráfico:

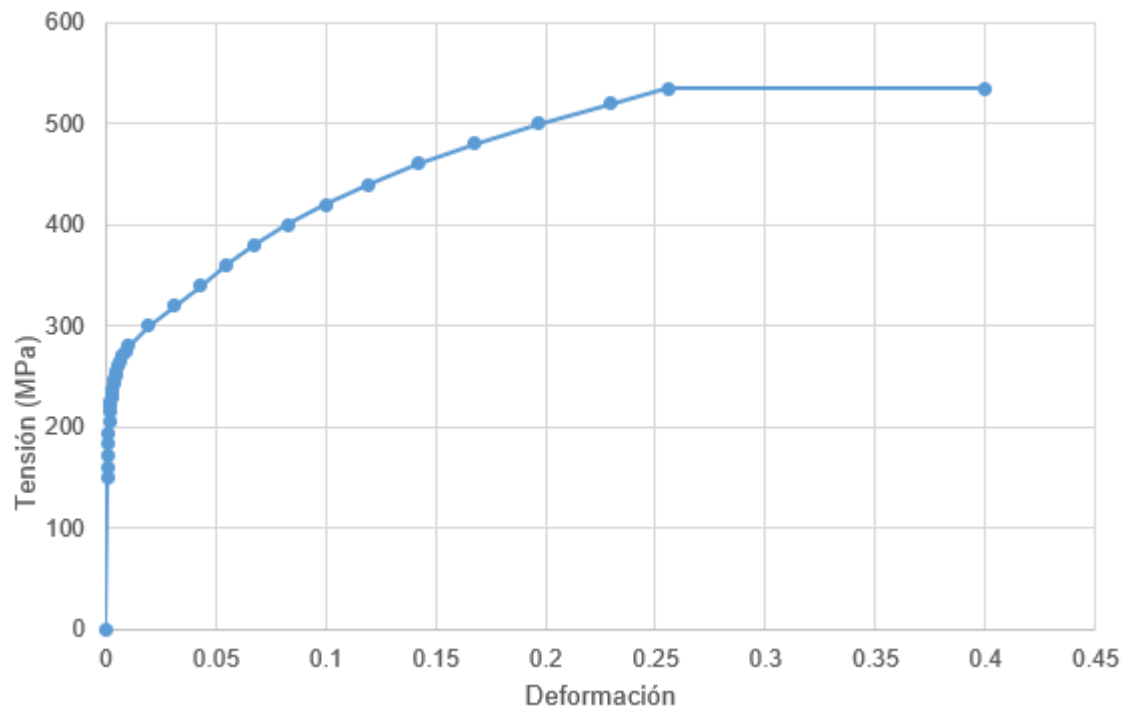


Figura 6. SA-106 Gr. B curva tensión – Deformación

3.3 CONDICIONES DE BORDE

Las cargas consideradas fueron la presión interna, el peso, y cargas externas provenientes de cañerías. Siendo que este análisis comprende solo la conexión y no el recipiente en conjunto, las cargas externas tales como vientos, sismo, expansiones térmicas, etc. Están incluidas dentro de las cargas externas de cañerías. Según lo requiere el apéndice 46 de ASME VIII div. I [2], un multiplicador de carga (margen de diseño) de 3.5 fue adoptado. El extremo inferior del recipiente se fijó en todas las direcciones. La figura 6 muestra todas las condiciones de borde.

La presión interna de diseño es 4.66 MPa. Las cargas externas se tomaron de las especificaciones técnicas del cliente. La figura 7 muestra el sistema de coordenadas utilizado para aplicar las cargas, cuyos valores son: Fuerza = 2400 N y Momento = 1200 Nm; el mismo valor fue aplicado en todas las direcciones.

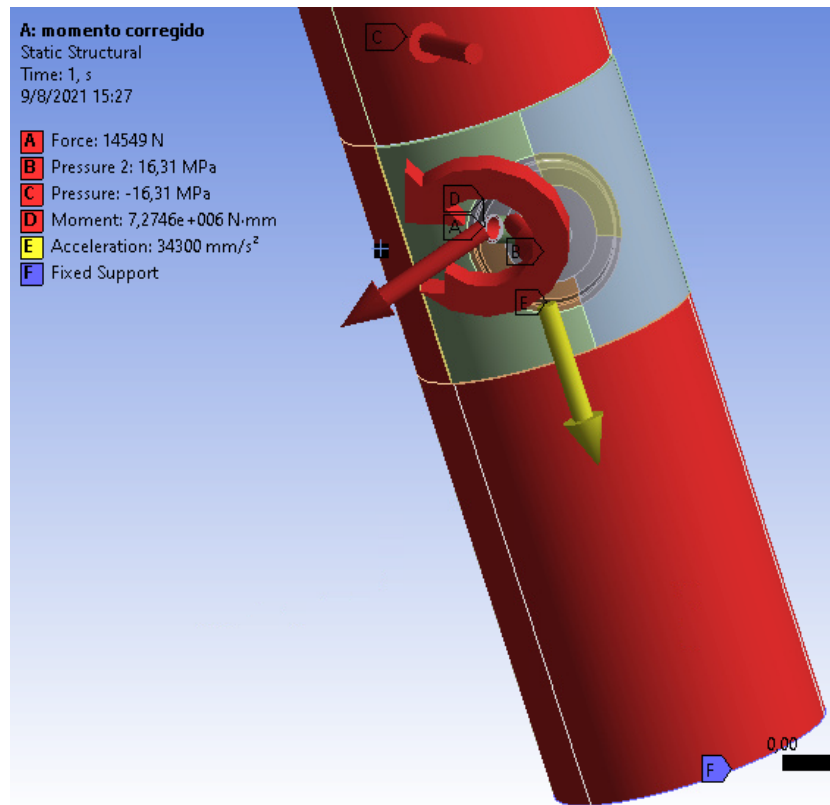


Figura 7. Condiciones de borde

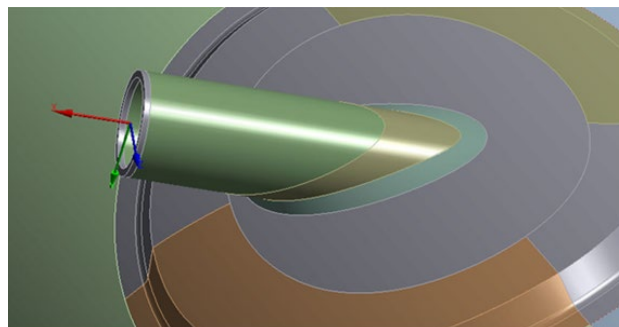


Figura 8. Direcciones de cargas en conexiones

3.4 RESULTADOS

3.4.1 Colapso plástico

La evaluación del mecanismo de falla colapso plástico fue realizado por el método elasto-plástico con las curvas de materiales descritas en la sección 4.3. Este método fue elegido por sobre el lineal elástico debido a la complejidad geométrica del componente; en estos casos, el método elástico es menos preciso a causa de la ambigüedad que genera la categorización de tensiones (ver ASME VIII-2 [3] sección 5.2.1.2) y la dependencia en el criterio del analista para evaluar las líneas de clasificación de tensiones. La figura 11 muestra los resultados de deformaciones plásticas en dos diferentes escalas

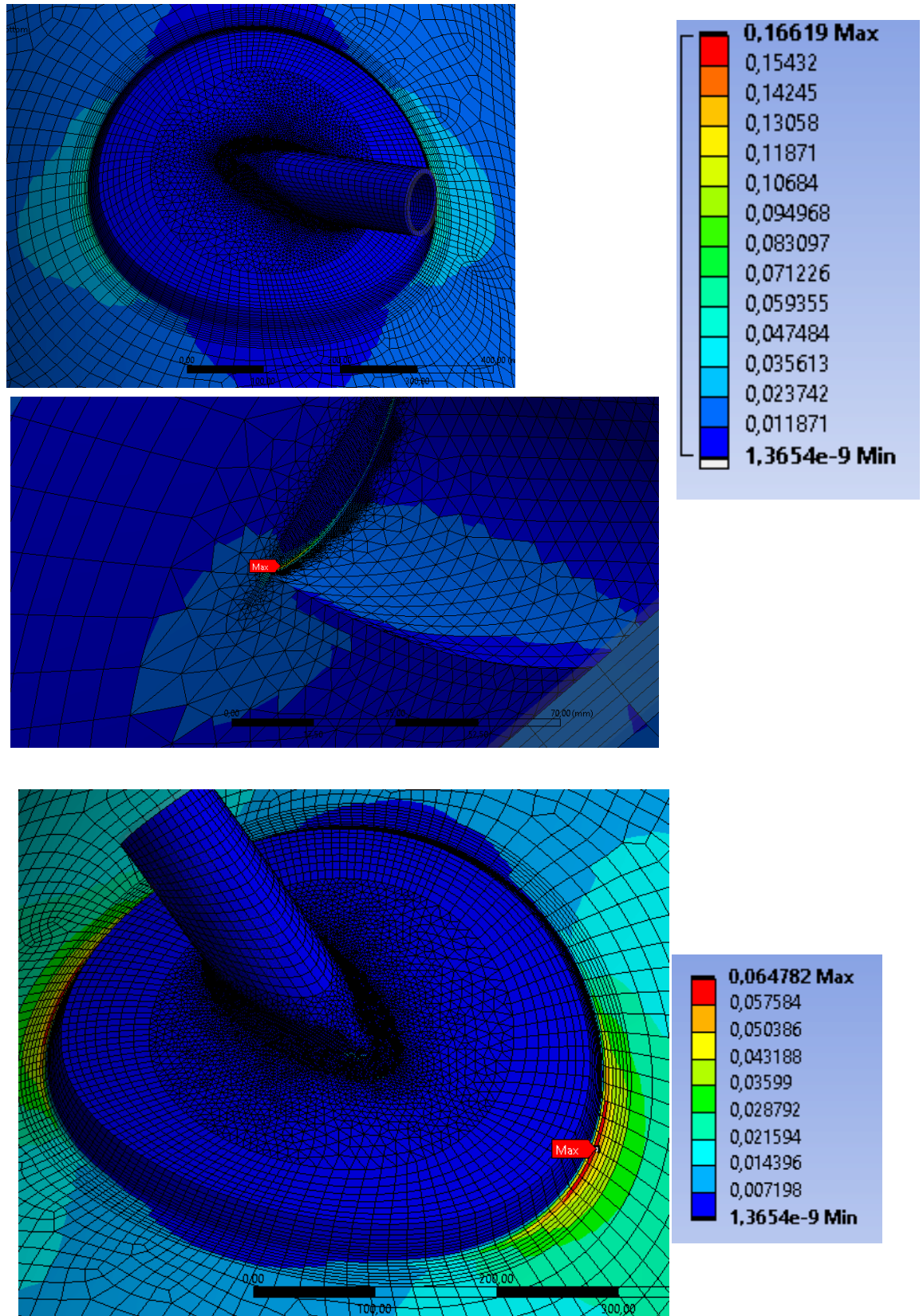


Figura 9. Deformaciones plásticas – Análisis de colapso plástico

Con el propósito de encontrar el margen real de diseño, es decir, el multiplicador de carga más grande previo a la falla por colapso plástico, se realizaron sucesivas simulaciones utilizando valores crecientes de dicho multiplicador. Se encontró que luego de un factor de cuatro (4) la simulación dejó de converger, significando que la estructura colapsaría plásticamente bajo esas cargas.

3.4.2 Falla localizada

Para evaluar la protección frente a falla localizada, el método elasto-plástico fue adoptado utilizando el factor de carga 1.7 según lo indicado por la tabla 5.5 del código. La fórmula para computar el límite triaxial de deformación para cada punto es:

$$\varepsilon_L = \varepsilon_{Lu} \cdot \exp \left[- \left(\frac{\alpha_{sl}}{1 + m_2} \right) \left(\left\{ \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3\sigma_e} \right\} - \frac{1}{3} \right) \right]$$

Donde de acuerdo con la tabla 5.7 del código, los parámetros constantes se calculan como sigue:

Material	Maximum Temperature	m_2	Elongation Specified	Reduction of Area Specified	α_{sl}
Ferritic steel	480°C (900°F)	$0.60(1.00 - R)$	$2 \cdot \ln \left[1 + \frac{E}{100} \right]$	$\ln \left[\frac{100}{100 - RA} \right]$	2.2

NOTES:

- (1) If the elongation and reduction in area are not specified, then $\varepsilon_{Lu} = m_2$. If the elongation or reduction in area is specified, then ε_{Lu} is the maximum number computed from columns 3, 4, or 5, as applicable.
- (2) R is the ratio of the minimum specified yield strength divided by the minimum specified ultimate tensile strength.
- (3) E is the % elongation and RA is the % reduction in area determined from the applicable material specification.

Figura 20. Tabla 5.7 del código

En nuestro caso los valores son:

	SA-516 Gr. 70	SA-106 Gr. B
R	0.536082	0.578313
m2	0.278351	0.253012
ε_{lu}	0.381241	0.397702

La deformación plástica fue dividida por el límite triaxial de deformaciones para obtener el margen de seguridad para este modo de falla. Un máximo margen de 5.8% se obtuvo en la unión interna entre la conexión con la envolvente, resultando en un amplio margen de diseño frente a la falla localizada (siendo que el máximo permisible sería 100%) la figura 12 muestra este resultado.

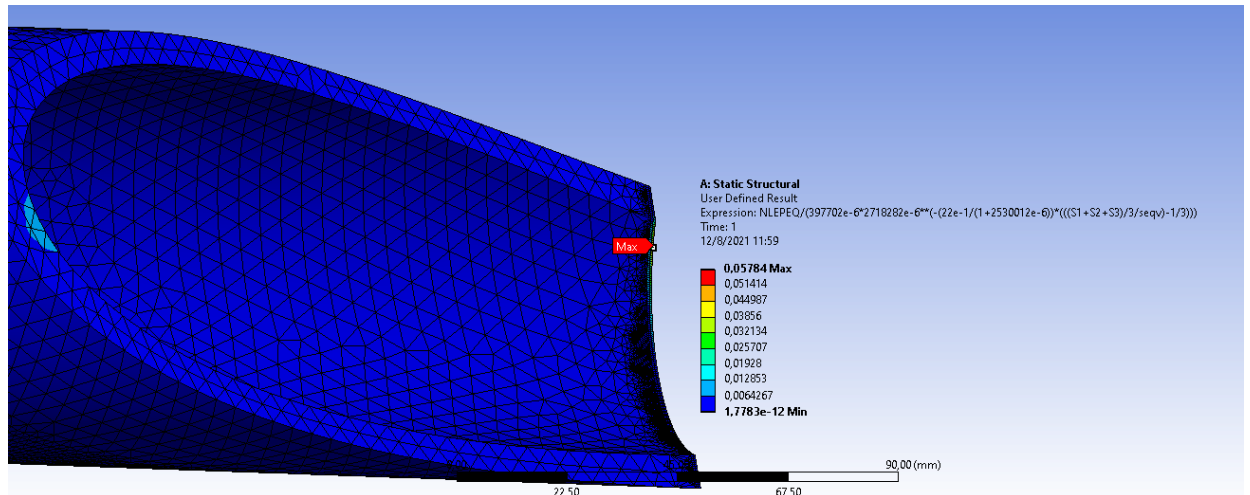


Figura 10. Relación entre deformación plástica y límite triaxial de deformación.

3.4.3 Ratchetting

La evaluación de acumulación de deformación plástica debido a cargas cíclicas fue hecha por medio del método elasto-plástico siguiendo los pasos del párrafo 5.5.7.2. Doce ciclos fueron considerados, con un rango de presión iniciando desde cero (sin presión) hasta la máxima presión de operación (44 barg), y un rango de cargas externas con inversión completa, es decir, el valor absoluto de diseño se mantiene, pero el signo de cada fuerza y momento se revierte.

Si bien el criterio de aceptación fue cumplido, esto es, existe un núcleo elástico en el componente y los desplazamientos de la estructura no varían a través de los ciclos, un incremento de deformación concentrada fue observado en la unión interna entre la conexión y la envolvente. Dado que la “esquina filosa” que se forma en esa unión no puede ser redondeada debido a su prácticamente imposible acceso, es altamente recomendable que una inspección de ultrasonido sea ejecutada en la unión de la conexión con la envolvente, con el fin de evitar una falla prematura. Esto se debe a la naturaleza de la construcción.

La figura 13 muestra las crecientes deformaciones de la zona mencionada.

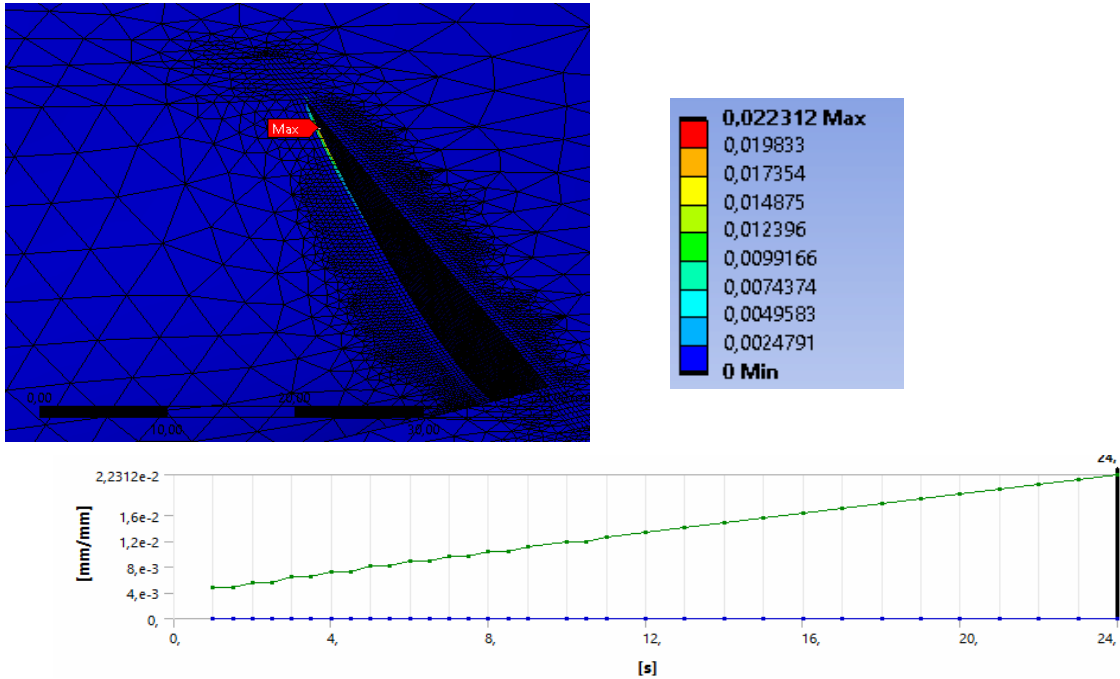


Figura 11. Acumulación de deformación plásticas por cargas cíclicas

3.4.4 Pandeo

La protección frente al pandeo fue evaluada por medio del método elástico tipo 1 descrito en la parte 5.4 de ASME VIII Div. 2 [3]. En este caso, toda la conexión hasta la brida fue modelada, de manera que todos los posibles modos de pandeo de la estructura sean considerados. Los momentos aplicados sobre la cara de la brida fueron reducidos para tener en cuenta el momento adicional generado por las cargas aplicadas. La siguiente tabla muestra las cargas externas aplicadas sobre la cara de la brida:

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nm)	My (Nm)	(Mz Nm)
-2400	2400	2400	1200	0	0

El primer autovalor (múltiplo de cargas) se corresponde con pandeo por presión externa, la figura 17 ilustra dicho modo. Para validar la asunción elástica Nadarajah et al. (1) recomienda que la tensión de membrana de la sección crítica de pandeo no exceda el 55% de la tensión de fluencia cuando se realiza un análisis estático aplicando las cargas multiplicadas por el autovalor. Siendo que este valor es muy grande, en lugar de realizar un análisis con cargas 134 veces más altas para validar la hipótesis elástica, se llevó a cabo con el factor de diseño el párrafo 5.4.1.2, 2/Bcr. Bcr se obtiene de acuerdo con la figura 14.

(a) For unstiffened or ring stiffened cylinders and cones under axial compression

$$\beta_{cr} = 0.207 \quad \text{for } \frac{D_o}{t} \geq 1\,247 \quad (5.12)$$

$$\beta_{cr} = \frac{338}{389 + \frac{D_o}{t}} \quad \text{for } \frac{D_o}{t} < 1\,247 \quad (5.13)$$

(b) For unstiffened and ring stiffened cylinders and cones under external pressure

$$\beta_{cr} = 0.80 \quad (5.14)$$

Figura 12. Factores de diseño de pandeo

Aun considerando la conexión como un cilindro bajo compresión axial, $B_{cr} = 0.83$, resultando así en un factor de diseño de 2.5.

La figura 15 muestra la ubicación de la tensión equivalente máxima obtenida con el factor de diseño de 2.5, y la tensión de membrana en esa zona es 146 MPa que representa el 60% de la tensión de fluencia (figura 16), y por lo tanto el enfoque elástico no puede ser usado. Sin embargo, dado que el evento de vacío total no es un caso operativo y, en consecuencia, cargas de expansión térmica no son esperables, además del extremadamente grande autovalor de 134 obtenido con el método elástico, se consideró razonable bajar las cargas de cañerías un 30% al hacer el estudio de pandeo. Con esta consideración, se realizó un segundo análisis estático utilizando estas nuevas cargas externas, y la tensión de membrana (120 MPa) quedó por debajo del 55% de la tensión de fluencia tal como lo muestran las figuras 18 y 19 respectivamente.

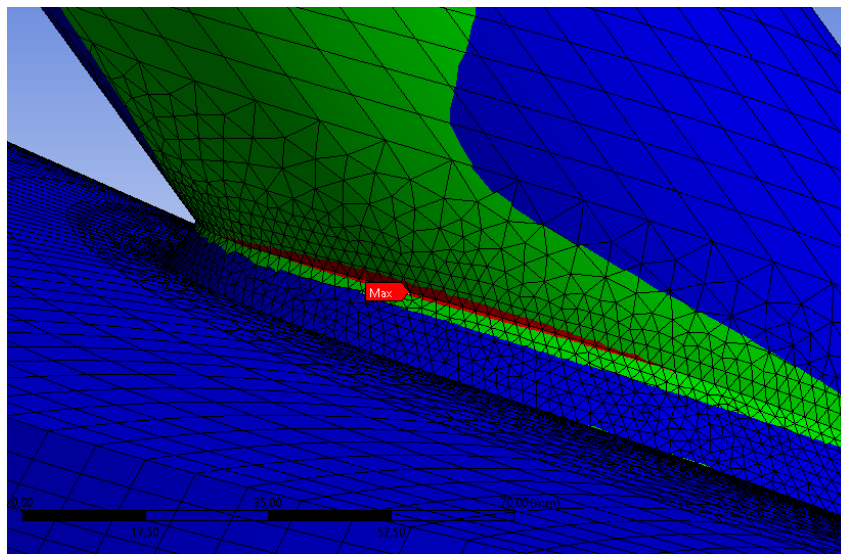


Figura 13. Zona de máxima tensión equivalente en análisis de pandeo

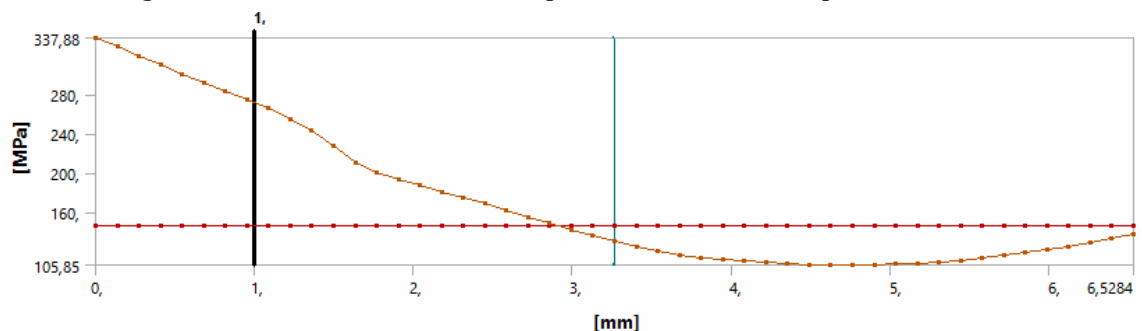


Figura 14. Tensión de membrana equivalente en zona crítica de pandeo.

Línea roja - tensión de membrana. Línea naranja – tensión total

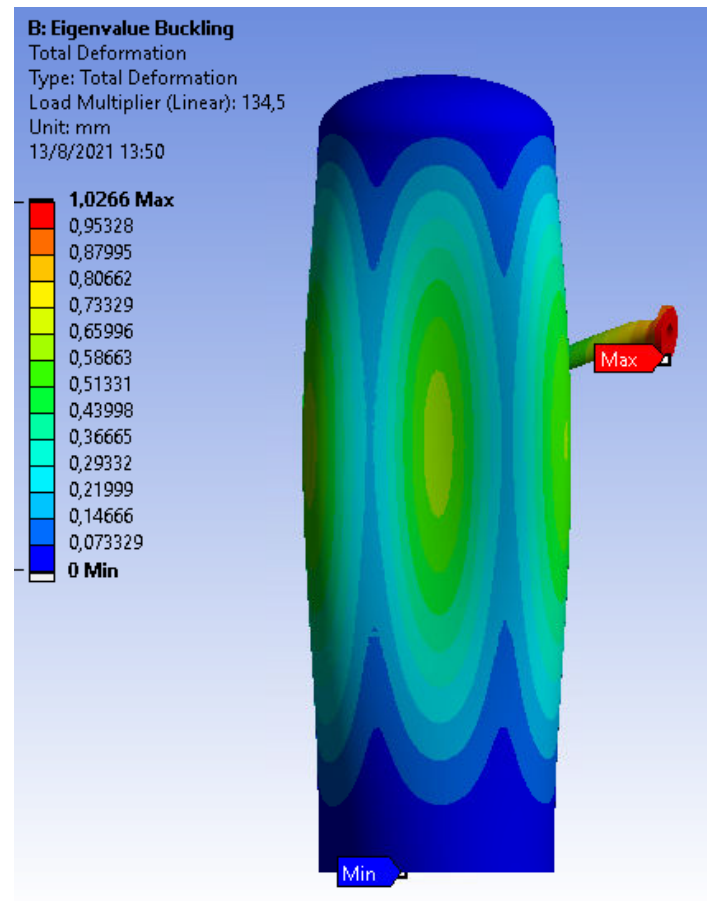


Figura 15. Primer modo de pandeo elástico

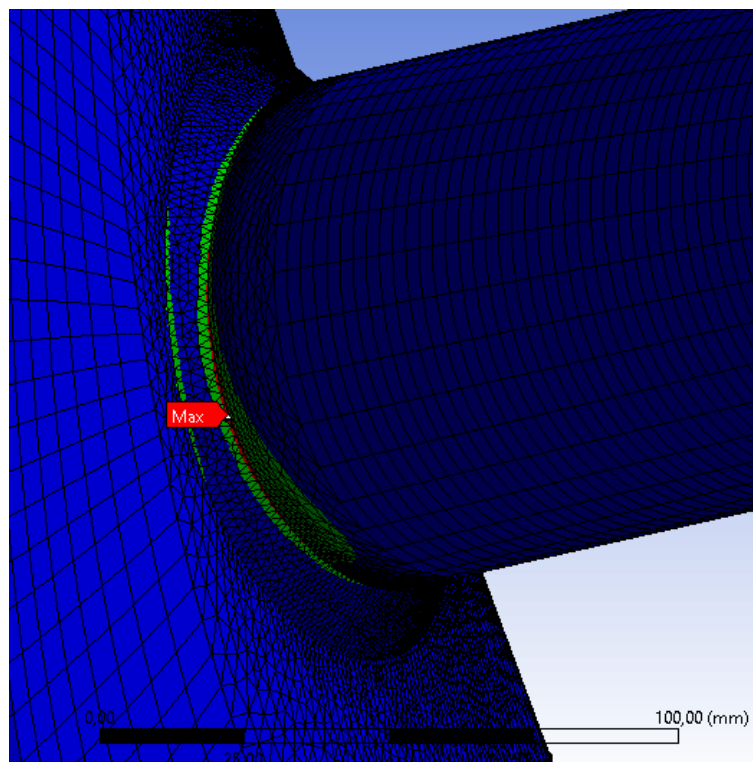


Figura 16. tensión máxima equivalente en análisis de pandeo con cargas externas reducidas un 30%

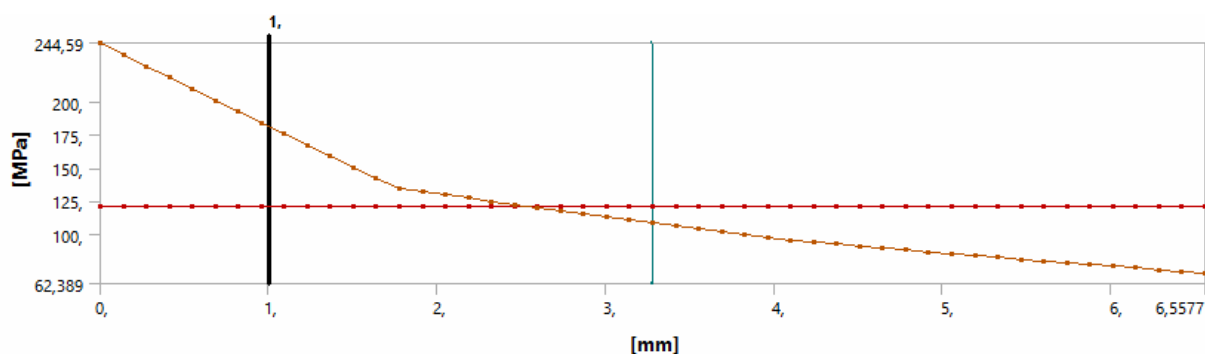


Figura 17. tensión de membrana equivalente de la zona de la figura 18.

Línea roja – tensión de membrana. Línea naranja – tensión total

3.4.5 Fatiga

Se realizó un análisis, de acuerdo con el párrafo 5.5.2 método A, para determinar si un estudio de fatiga era requerido o no.

Ochenta (80) ciclos de presión (desde 0 a 44 barg) fueron considerados, teniendo en cuenta 4 paradas por año durante veinte años de operación. La tensión mínima especificada de fluencia (485 MPa) es menor que 552 MPa, así cumpliendo con el primer requerimiento de 5.5.2.3.

La siguiente tabla resume los pasos del método A junto con sus resultados:

Parámetro	Valor	Descripción
$N_{\Delta p}$	80	Número esperado de ciclos de rango completo de presión incluyendo puestas en marcha y paradas.
$N_{\Delta po}$	80	Número de ciclos operativos en los cuales el rango de presión excede el 20% de la presión de diseño para construcciones integrales, o 15% de la presión de diseño para construcciones no integrales.
$N_{\Delta te}$	0	Número efectivo de cambios en diferencias de temperatura de metal entre dos puntos adyacentes.
$N_{\Delta ta}$	0	Número de ciclos de temperatura para componentes que abarcan soldaduras entre materiales que tienen diferentes coeficientes de expansión térmica que causa que el valor $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T$ exceda 0.00034.
SUM	160	Criterio de la tabla 5.9 del código. La suma de los cuatro parámetros debe ser <400

Dado que el criterio de la tabla 5.9 del código fue cumplido, se concluyó que no era necesario realizar un estudio de fatiga.

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Siendo que todos los mecanismos de falla pasaron sus criterios de aceptación satisfactoriamente, como lo requiere el código ASME VIII Div. 2 parte 5 [3], la integridad mecánica de la unión de la conexión está asegurada por su correspondiente margen de diseño. Sin embargo, dado que la zona interna de la unión presentó altas concentraciones de deformación plástica en los primeros tres modos de falla (figuras 11, 12 y 13), y una menor, pero aun considerable concentración en la unión entre el poncho y la envolvente (figura 11), se recomienda tomar las siguientes precauciones:

- La soldadura de unión de la conexión con la envolvente debería ser completamente examinada por ultrasonido (UT)
- La unión entre el poncho y la envolvente debería ser examinada por la técnica de líquidos penetrantes (LT)
- El rango operativo especificado (de 0 a 44 barg) no debería ser excedido para mantener la validez de los resultados de ratchetting y fatiga.
- Los casos operativos en servicio de vacío deberían ser estudiados de cerca, particularmente siendo que el vacío no es considerado en el estudio de ratchetting y que el valor total de las cargas externas sobre la conexión causan una tensión de membrana mayor al 55% de la tensión de fluencia.

5 BIBLIOGRAFÍA

1. Nadarajah, C, Hantz, BF, & Krishnamurthy, S. "Buckling of Cylinders due to External Pressure: Experimental Work Compared With Finite Element Stress Analysis." *Proceedings of the . Volume 3: Design and Analysis*. Virtual, Online. August 3, 2020. V003T03A022. ASME.
2. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, Rules of construction of pressure vessels, 2019.
3. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 Alternative rules, Rules of construction of pressure vessels, 2019.
4. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Materials, Part D, Properties (metric), 2019.
5. Welding Research Council, Bulletin 107, "Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loading"

6 BREVE CV DE AUTORES

Ruben Sasson:

- Título: Ingeniero mecánico, Universidad de Buenos Aires
- Cargo actual: Ingeniero Mecánico en Hytech.
- Trayectoria: Analista en Sim&Tec S.A (2018-2019), Ingeniero mecánico en Hytech (2020 – actualidad)

Roberto robles:

- Título: Ingeniero mecánico, Universidad de Zulia
- Cargo actual: Coordinador de especialidad "Recipientes" en Hytech.
- Trayectoria: Ingeniero mecánico en Hytech (2017– actualidad).