

_____, Gto., a _____ de _____ del 20____.

DR. DONATO HERNÁNDEZ FUSILIER
COORDINADOR DE ASUNTOS ESCOLARES
PRESENTE.-

Por medio de la presente, se otorga autorización para proceder a los trámites de impresión, empastado de tesis y titulación al alumno(a) Daniel Alejandro Angmen Gernabel del Programa de Maestría en Ingeniería Mecánica y cuyo número de NUA es: 343666 del cual soy director. El título de la tesis es: Análisis de comportamiento a pandeo de tanques de almacenamiento de hidrógeno tipo III

Hago constar que he revisado dicho trabajo y he tenido comunicación con los sinodales asignados para la revisión de la tesis, por lo que no hay impedimento alguno para fijar la fecha de examen de titulación.

ATENTAMENTE


Elias Ledesma

NOMBRE Y FIRMA
DIRECTOR DE TESIS
SECRETARIO

NOMBRE Y FIRMA
DIRECTOR DE TESIS


Eduardo Acosta Gómez

NOMBRE Y FIRMA
PRESIDENTE

Adrián Hernández P.
ADRIAN HERNANDEZ PEREZ

NOMBRE Y FIRMA
VOCAL



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

CAMPUS IRAPUATO - SALAMANCA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO A PANDEO DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE HIDRÓGENO TIPO III

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

DANIEL ALEJANDRO ANGMEN BERNABEL

ASESORES:

DR. ELÍAS RIGOBERTO LEDESMA OROZCO
DR. SALVADOR ACEVES SABORÍO

SALAMANCA, GUANAJUATO

ENERO 2017

Índice general

Lista de figuras	III
Lista de tablas	VI
Nomenclatura	1
1. Introducción	1
1.1. Energía del hidrógeno	1
1.2. El almacenamiento de hidrógeno	2
1.3. Almacenamiento mecánico	4
1.3.1. Gas comprimido	4
1.3.2. Almacenamiento criogénico: hidrógeno líquido	5
1.3.3. Estudios para mejorar las técnicas de almacenamiento convencionales	6
1.4. Tipos de tanques de almacenamiento	7
1.4.1. Diseño y manufactura	9
1.4.2. Retos a superar	11
1.5. Tanques de hidrógeno tipo III	12
1.5.1. Estudios de tanques tipo III	12
2. Pandeo	15
2.1. El fenómeno de pandeo	15
2.2. Pandeo en columnas	16
2.2.1. Columna empotrada en la base y libre en la parte superior	17
2.3. Cilindros huecos	18
2.3.1. Mecánica de materiales en cilindros de pared delgada	18
2.3.2. Pandeo en cilindros de pared delgada	20
2.4. Pandeo en recipientes a presión metálicos reforzados con filamentos (tipo III o IV	26
2.4.1. Pandeo en tanques metálicos GFR con pared muy delgada	26
3. Materiales compuestos	28
3.1. Definición	28
3.2. Aplicaciones de materiales compuestos	29
3.3. Comportamiento elástico de un material compuesto	30
3.3.1. Ley de Hooke generalizada: material anisotrópico	30
3.3.2. Material ortotrópico	30
3.3.3. Material isotrópico	32
3.3.4. Constantes de ingeniería	32
3.4. Transformación de coordenadas	33

3.4.1.	Transformación de la matriz de rigidez	34
3.5.	Teoría de las placas laminadas	34
3.5.1.	Notación	35
3.5.2.	Consideraciones de la teoría de placas laminadas	36
3.5.3.	Relaciones esfuerzo-deformación	36
3.5.4.	Esfuerzos en placas laminadas	38
3.5.5.	Fuerzas en el plano por unidad de longitud	38
3.5.6.	Momentos por unidad de longitud	39
3.6.	Tanques con material compuesto	40
4.	Modelado y mallado por elementos finitos	44
4.1.	Consideraciones para análisis de pandeo por el método del elemento finito	44
4.2.	Imperfecciones para análisis no lineales	45
4.2.1.	Análisis no lineal en una columna empotrada-libre	46
4.2.2.	Análisis no lineal de un anillo con carga externa	49
4.3.	Modelos con materiales de refuerzo	52
4.3.1.	Mallado con REINF265+SHELL	53
4.3.2.	Mallado con elementos SOLID186 laminado	53
4.4.	Validación de las técnicas de modelado de pandeo	54
4.5.	Análisis no lineal de pandeo para un tubo con material de refuerzo	59
4.5.1.	Resultados de análisis no lineal	61
5.	Modelado de un tanque tipo III	64
5.1.	Pasos de carga del modelo	65
5.2.	Geometría del tanque	66
5.2.1.	Cálculo de la presión de sobrecarga	67
5.3.	Materiales utilizados en el tanque	67
5.3.1.	Orientación de capas	68
5.4.	Mallado del modelo	69
5.4.1.	Elementos de contacto	70
5.5.	Condiciones de frontera y pasos de carga	71
5.6.	Resultados	72
5.6.1.	Paso de carga 1	72
5.6.2.	Paso de carga 2	74
5.6.3.	Paso de carga 3	75
5.6.4.	Análisis de resultados	77
5.6.5.	Comparativa de pandeo del modelo y las pruebas experimentales	78
5.6.6.	Cargas simbólicas de imperfección en análisis de pandeo	80
6.	Conclusiones	82
6.1.	Resumen y comentarios	82
6.2.	Trabajos futuros	84
Apéndice I. Descripción de los elementos utilizados		90
Apéndice II. Código en MATLAB		92
Apéndice III. Sub-rutina APDL sistemas de coordenadas		93
Bibliografía		94

Lista de figuras

1.1.	Metas del DOE para aumentar la capacidad gravimétrica y volumétrica en sistemas de almacenamiento [10].	3
1.2.	Densidad del hidrógeno versus presión y temperatura de BMW [18].	6
1.3.	Representación esquemática de los tipos de tanques [26].	8
1.4.	Fotografías de los tipos de tanques de hidrógeno [26].	9
1.5.	Principios de fabricación de tanques metálicos [26].	10
1.6.	Máquina de embobinado [26].	11
1.7.	Deformación de un revestimiento metálico interno después de ser sometido a un impacto mecánico sobre la superficie externa del tanque [13].	11
1.8.	Tanque de almacenamiento tipo III.	12
2.1.	Lata de aluminio con y sin pandeo [37].	15
2.2.	Estados de estabilidad e inestabilidad [37].	16
2.3.	Formas modales de pandeo para una columna ideal empotrada en la base y libre en su parte superior: a) columna recta, b) forma modal para $n = 1$, c) forma modal para $n = 3$ y d) forma modal para $n = 5$	17
2.4.	Sección transversal de un recipiente a presión de pared delgada.	18
2.5.	Elemento diferencial de un recipiente a presión de pared delgada [40].	19
2.6.	Recipiente a presión cilíndrico de pared delgada.	19
2.7.	Sistema de coordenadas.	20
2.8.	Elemento diferencial del cilindro.	21
2.9.	Secciones de cilindros con pandeo [41].	23
2.10.	Carga de colapso. Cilindros redondos con presión sólo en los lados, bordes con apoyos simples, $\mu = 0.3$ [41].	25
2.11.	Forma cóncava - convexa de pandeo [42].	26
2.12.	Pandeo con imperfección.	26
2.13.	Correlación en coordenadas logarítmicas de línea-recta entre D/t y el parámetro σ_c/E_s	27
3.1.	Algunas aplicaciones de materiales compuestos.	29
3.2.	Sistema de coordenadas cartesianas.	33
3.3.	Laminado compuesto.	35
3.4.	Coordenadas de las capas.	35
3.5.	Deformación de una placa laminada bajo la hipótesis de Kirchoff [40].	37
3.6.	Fuerzas en el plano xy por unidad de longitud.	39
3.7.	Momentos por unidad de longitud.	40
3.8.	Esfuerzo en la dirección hoop del liner como función de la presión.	42
4.1.	a) Curva Fuerza-Desplazamiento no lineal, b) Curva de pandeo lineal (eigenbuckling).	45

4.2. Caso de estudio: columna empotrada con sección cuadrada sujeta a una carga distribuida en su extremo libre.	46
4.3. a) Primer modo de pandeo; b) segundo modo de pandeo; c) tercer modo de pandeo.	47
4.4. Carga simbólica aplicada en la dirección x positiva.	48
4.5. Curva carga - desplazamiento para una columna empotrada.	48
4.6. Caso de estudio: anillo con carga externa.	49
4.7. Modelo del anillo sometido a carga externa.	50
4.8. a) Primer modo de pandeo; b) segundo modo; c) tercer modo.	50
4.9. Modelo actualizado: escala 10:1.	51
4.10. Curva del desplazamiento a lo largo del aumento de carga.	52
4.11. Arreglo del equipo de prueba [41].	55
4.12. Muestras después de la prueba experimental [41].	55
4.13. Curvas carga - desplazamiento de los resultados del experimento [41].	56
4.14. Modelo del tubo de Al y condiciones de frontera aplicadas.	57
4.15. a) Desplazamientos en el tubo; b) esfuerzos de Von Mises	57
4.16. Curvas carga-desplazamiento de los modelos y el trabajo experimental.	58
4.17. Secuencia de apilamiento de capas.	60
4.18. Forma del elemento para la malla.	60
4.19. Deformación en la dirección hoop del tubo.	61
4.20. Deformación total a través del espesor.	62
5.1. Partes fundamentales de un tanque.	64
5.2. Pasos de carga empleados en el modelo.	65
5.3. Dimensiones del tanque.	67
5.4. Malla del modelo.	69
5.5. Orientación de los elementos.	69
5.6. Normales en la superficie de contacto.	71
5.7. Condiciones de frontera: a) paso de carga 1; b) paso de carga 2; c) paso de carga 3.	71
5.8. Cuerpo deformado después del paso de carga 1. Escala 5:1	72
5.9. Esfuerzos de Von Mises en el revestimiento interno para el paso de carga 1.	73
5.10. Esfuerzos de Von Mises a través del espesor del revestimiento interno.	73
5.11. Deformaciones plásticas en el revestimiento interno para el paso de carga 1.	74
5.12. Cuerpo deformado después del paso de carga 2. Escala 5:1	74
5.13. Esfuerzos en el revestimiento interno para el paso de carga 2	75
5.14. Cuerpo deformado y sin deformar después del paso de carga 3. Escala 5:1	75
5.15. Contorno de desplazamientos en la dirección hoop.	76
5.16. Separación de elementos Escala: 5:1.	76
5.17. Contorno GAP de los elementos CONTA174.	77
5.18. Curva Esfuerzo-Presión para los pasos de carga 1 y 2.	77
5.19. Formas deformadas del análisis lineal.	78
5.20. Curvas Carga-Desplazamiento de pandeo.	79
5.21. Curvas Carga-Desplazamiento de pandeo.	79
5.22. Deformación del tanque en forma ovalada.	80
5.23. Separación de componentes.	81
5.24. Deformación de la estructura con un mayor espesor del material de refuerzo.	81
6.1. Geometría del elemento BEAM188.	85
6.2. Geometría del elemento SHELL281.	86
6.3. Geometría del elemento REINF265.	87
6.4. Sistema de coordenadas de REINF265.	87

6.5. Geometría del elemento SOLID186 laminado.	88
6.6. Geometría del elemento CONTA174.	89
6.7. Geometría del elemento TARGE170.	90

Lista de tablas

1.1. Objetivos propuestos por el DOE para sistemas de almacenamiento de hidrógeno [11]	3
1.2. Características claves en tanques de almacenamiento [13].	8
3.1. Cosenos directores de rotación alrededor de un eje.	33
3.2. Ejemplo de notaciones [45]	36
4.1. Resumen de resultados obtenidos	49
4.2. Propiedades mecánicas de las aleaciones de aluminio empleadas para las pruebas experimentales [41]	54
4.3. Comparativa de resultados de carga de colapso.	58
4.4. Propiedades lineales de las fibras de refuerzo.	59
4.5. Propiedades del apilamiento de capas de la fibra.	60
5.1. Propiedades del estudio experimental [41].	66
5.2. Propiedades de los materiales del modelo.	68
5.3. Propiedades para la definición de capas	68

Introducción

En tiempos recientes se ha discutido mucho sobre la dependencia de energía fósil y la necesidad de implementar un sistema de energía renovable como fuente de combustible cotidiano ya que los suministros del combustible fósil se están agotando rápidamente y los impactos devastadores en el medio ambiente por su uso constante ya no pueden ser ignorados. La comunidad científica ha realizado grandes avances en el uso de energía solar, energía eólica y bioenergía, entre otras formas de energía limpia. Sin embargo el hidrógeno sigue siendo una alternativa prometedora para ser empleado como combustible cotidiano debido a las grandes ventajas que sus propiedades permiten, tales como operación silenciosa y residuos favorables al medio ambiente [1].

1.1 Energía del hidrógeno

Cuando se compara al hidrógeno con los combustibles tradicionales se encuentra que la diferencia más importante son los subproductos que aparecen durante su uso. Por un lado los combustibles fósiles dejan como residuo gases de efecto invernadero entre otros subproductos no amigables con el ambiente, mientras que el hidrógeno deja como subproducto vapor de agua cuando se hace la reacción limpia con el oxígeno [2]. Actualmente el hidrógeno es utilizado para una gran variedad de aplicaciones industriales tales como el tratamiento térmico en los metales, la industria del vidrio, medicina, etc., y su almacenamiento y transporte es en forma comprimida. El desarrollo de un sistema de almacenamiento confiable está fuertemente relacionado a su desempeño, costos y su nivel de seguridad. Superando las barreras mencionadas, los sistemas de almacenamiento de hidrógeno pueden introducirse en muchos mercados de energía, tales como:

- **Transporte de combustible:** en cualquier vehículo motorizado que requiera autonomía. Puede aplicarse mediante un sistema de celdas de combustible o un motor de combustión. Este mercado dependerá del desarrollo tecnológico que tengan los sistemas de almacenamiento de hidrógeno en términos de ahorro de espacio, peso ligero, nivel de seguridad y costos de instalación además de la inversión económica necesaria para la implementar infraestructuras de recarga.
- **Aplicaciones estacionarias:** cargadores para dispositivos electrónicos, suministro energético en un área restringida o suministro de energía en una residencia. Para esta aplicación, las consideraciones recaen en los costos de suministro de hidrógeno y el ciclo de vida del sistema.

- **Aplicaciones portátiles:** cargadores móviles o generadores de energía.

La energía fósil es la principal fuente de energía en vehículos motorizados a través de la quema de gasolina en un motor de combustión interna. Otra alternativa que se ha implementado con el hidrógeno es en vehículos híbridos, los cuales tienen una batería con carga eléctrica además de un motor de combustión interna; aunque los vehículos híbridos han tenido éxito, no son una solución a largo plazo debido que aún requieren cierta entrada de combustible fósil. En consecuencia, es probable que la siguiente generación de automóviles sean vehículos impulsados por celdas de combustible (FCV por sus siglas en inglés). Los FCV utilizan hidrógeno gaseoso para energizar una celda de combustible de hidrógeno. Estos vehículos son deseables porque producen energía limpia sin residuos nocivos para el ambiente, entre otras ventajas como su operación silenciosa y eficiencia energética [3]. Además, una vez que sea desarrollado un método sustentable para la producción de hidrógeno, los FCVs tendrán un suministro de hidrógeno constante [4].

Por otra parte, el hidrógeno tiene la más alta densidad energética por peso respecto a los combustibles convencionales (tres veces mayor que la gasolina) [22], sin embargo el hidrógeno también tiene la menor densidad energética por volumen (hasta 3000 veces menor que la gasolina) y puede explotar violentamente cuando entra en contacto con el aire. En un vehículo hay espacio limitado para almacenar el combustible y el tanque a su vez debe estar lo suficientemente reforzado para prevenir una explosión en un choque o un accidente. En consecuencia es necesario un método de almacenamiento de hidrógeno compacto, seguro, confiable, económico y eficiente en términos de energía para hacer los FCVs una realidad. El tanque también debe ser capaz de almacenar suficiente hidrógeno para viajar al menos 500 km entre recargas [25].

Debido a que el hidrógeno posee la molécula más pequeña y es altamente difusivo, almacenarlo es una tarea muy compleja. Existen tres formas preferidas para almacenar hidrógeno a bordo de vehículos, cada una con distintos límites:

- Los sistemas de almacenamiento de hidrógeno líquido a baja presión. Estos tienen alta densidad y costo razonablemente bajo, pero tienen pérdidas por evaporación después de un corto periodo de inactividad (de 1 a 3 días) lo que puede dejar al conductor estancado sin combustible si el vehículo permanece estacionado por largos periodos de tiempo [5].
- Sistemas de almacenamiento de hidrógeno gaseoso comprimido. Son voluminosos y difíciles de empaquetar dentro de un vehículo. Para cumplir el rango deseado (al menos 500 km) se requieren recipientes de almacenamiento que son costosos debido a la cantidad de materiales resistentes (compuestos, metálicos) que se necesitan [5], [6].
- Sistemas de almacenamiento basados en metales híbridos. Estos sistemas requieren un manejo muy cuidadoso de temperatura durante el suministro de hidrógeno. Esto incrementa la complejidad, costo, peso y volumen del equipo de manejo térmico y actualmente no es lo suficientemente práctico para llevar a cabo cargas de combustible repetidamente [7].

1.2 El almacenamiento de hidrógeno

En el 2003, el departamento de energía de Estados Unidos (DOE por *Department of Energy*), publicó una serie de objetivos para los sistemas de almacenamiento de hidrógeno que deberán

lograrse en intervalos de cinco años comenzando en el 2005 hasta alcanzar la meta final. Estos objetivos consideran capacidades volumétricas y gravimétricas, tiempo de recarga, costo de fabricación, ciclo de vida y pérdidas de hidrógeno útil.

La capacidad gravimétrica se refiere a la cantidad de electricidad producida por un peso dado de combustible; la capacidad volumétrica es la cantidad de gas presente en un volumen dado. Para el diseño de sistemas de almacenamiento, se desea que ambas cantidades sean tan altas como sea posible [8]. En la Figura 1.1 se muestran las metas establecidas por el Departamento de Energía para el uso de sistemas de almacenamiento en el sector auto-transporte.

Actualmente no hay tecnología de almacenamiento que alcance los estándares estipulados por el DOE, debido a los límites fundamentales: el hidrógeno gaseoso requiere un volumen grande; el hidrógeno líquido se evapora rápidamente; los metales híbridos añaden peso significativo al sistema y los materiales absorbentes no mantienen suficiente hidrógeno [9]. Por tal motivo, las investigaciones para mejorar las técnicas de almacenamiento siguen en marcha.

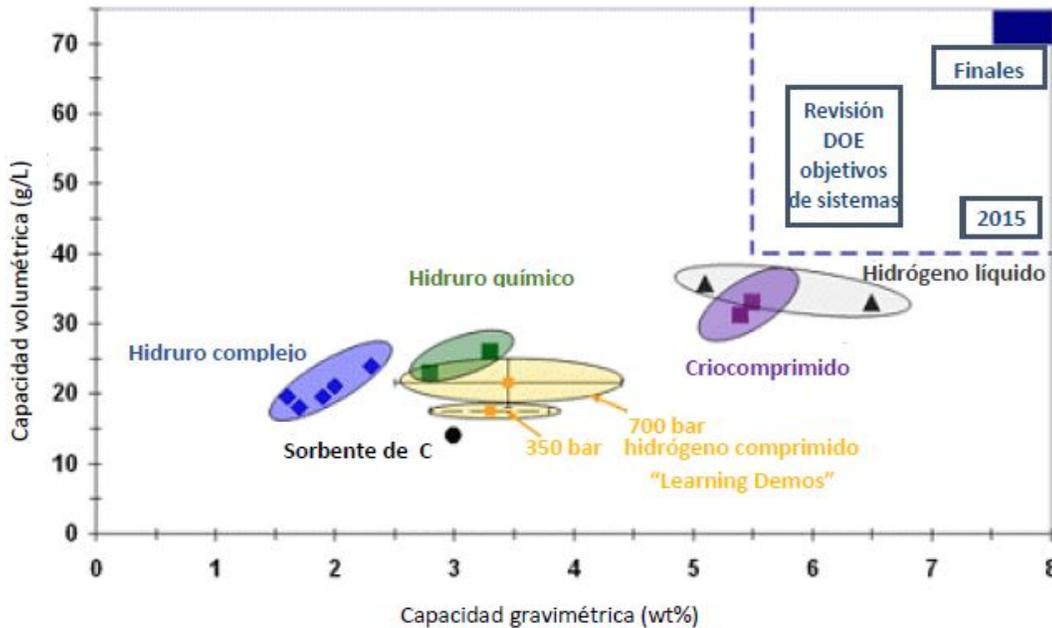


Figura 1.1. Metas del DOE para aumentar la capacidad gravimétrica y volumétrica en sistemas de almacenamiento [10].

Los objetivos del DOE se establecieron para cumplirse hasta el 2020 debido a cambios en el flujo de presupuesto de entrada para el desarrollo de investigaciones. Estos objetivos son resumidos en la Tabla 1.1

Tabla 1.1. Objetivos propuestos por el DOE para sistemas de almacenamiento de hidrógeno [11]

Parámetros	Unidades	2010	2020	Finales
Capacidad gravimétrica	wt % H_2	4.5	5.5	7.5
Capacidad volumétrica	gH_2/L	28	40	70
Ciclo de vida operacional	Ciclos	1000	1500	1500

Debido a que los sistemas que requieren hidrógeno y las celdas de combustible son complejos y dispersos en cuanto a campo de aplicación, existen muchos casos en los códigos y normas para el hidrógeno que no cumplen plenamente todas las características mencionadas.

Actualmente existen muchos medios de almacenamiento, desde el almacenamiento mecánico (tanques de gas comprimido o líquido) hasta mecanismos híbridos químicos, aunque estos últimos no pueden ser rellenados una vez que son implementados en vehículos, por lo que no serían una opción viable para los FCVs. En las siguientes secciones se presenta de manera general los métodos convencionales usados en la actualidad para almacenar el hidrógeno.

1.3 Almacenamiento mecánico

Los métodos de almacenamiento de hidrógeno mecánico contienen al hidrógeno en forma no consolidada ni alterada, como lo es el método de compresión y de enfriamiento criogénico. Históricamente estos métodos han sido empleados para incrementar la capacidad volumétrica y gravimétrica en el hidrógeno, aunque recientemente, se han combinado los métodos en mecanismos de criocompresión. Actualmente los métodos mecánicos son los medios convencionales de almacenamiento de hidrógeno.

1.3.1 Gas comprimido

Tanques de alta presión

El método de almacenamiento preferido para aplicaciones industriales es por medio de tanques de hidrógeno comprimido y es actualmente el más estudiado y comprendido. Estos tanques son generalmente de forma cilíndrica, aunque también pueden fabricarse con forma toroidal o multi-forma. El peso, el volumen, costo y seguridad son algunas variables a tener en cuenta cuando se pretende emplear uno de estos tanques como método de almacenamiento. Una consideración importante al diseñar un recipiente a presión para el almacenamiento de hidrógeno es el material del cual será fabricado. Los recipientes son por lo general hechos solo de aluminio, que si bien se asegura que los tanques tengan alta conductividad térmica, no ofrecen la resistencia suficiente y con frecuencia no satisfacen los estándares de seguridad. En consecuencia, se ha optado por reforzar el material metálico del recipiente con un material compuesto de fibra de carbono (CFRP por sus siglas en inglés). Los recipientes de CFRP son ligeros y muy resistentes, pero tienen una baja conductividad térmica. Por lo tanto, el material debe mantenerse por debajo de los 358 K en todo momento para satisfacer los requerimientos de seguridad [12]. Así, la tecnología de almacenamiento ha evolucionado hasta el desarrollo de cuatro tipos de recipientes a presión (I, II, III y IV) [13]. En las secciones siguientes se describen las características de estos tanques y se presentan las ventajas y desventajas que ofrece cada uno.

Alternativamente se ha estudiado un tanque de CFRP reforzado con un esqueleto de espacio libre. M. Doyoyo et al. [14] presentan un nuevo concepto de almacenamiento, remplazando los tanques convencionales con tanques que son internamente reforzados por esqueletos de relleno o redes de apoyo permitiendo el diseño de tanques más ligeros y resistentes y con formas no convencionales capaces de instalarse en regiones no funcionales de un vehículo. Sin embargo, estos tanques no se volverán una tecnología viable hasta que el proceso de manufactura y la durabilidad del sistema sean mejorados.

Almacenamiento capilar

Una opción alternativa para el almacenamiento de hidrógeno comprimido son los recipientes capilares o microsferas. Estos recipientes son ventajosos porque: 1) requieren menor infraestructura para el hidrógeno ya que la capilaridad es llenada en una planta de combustible antes de entregar a una estación de llenado, 2) los capilares son seguros porque cada uno actúa como un recipiente de alta presión individual conteniendo solo una pequeña cantidad de hidrógeno y 3) el sistema es de peso ligero porque se requiere un mínimo de material para cada capilaridad [3, 4, 16].

El almacenamiento capilar excede en muchas áreas los criterios establecidos por el DOE, sin embargo no cubre la capacidad volumétrica y además, se requiere de una gran cantidad de energía para liberar el hidrógeno de las capilaridades. Por estas razones, los recipientes capilares actualmente no están en uso [16].

Hidrógeno criocomprimido

El hidrógeno criocomprimido se refiere a un método de almacenamiento a temperaturas criogénicas en un recipiente que puede ser presurizado. Este tipo de almacenamiento puede incluir hidrógeno líquido, hidrógeno comprimido e incluso hidrógeno en dos fases (líquido saturado y vapor).

Los recipientes criocomprimidos se prefieren respecto a los contenedores de almacenamiento de hidrógeno líquido tradicionales porque son mejores para resistir calor debido a que el hidrógeno dentro del recipiente puede ser ventilado a altas temperaturas [17]. Estos recipientes tienen un aislante y pueden aceptar temperaturas criogénicas (20 K) y altas presiones (al menos 30 MPa). Esto permite operar a altas presiones antes de que el hidrógeno sea evaporado aumentando la autonomía de almacenamiento. Como un ejemplo el grupo BMW realizó una validación de almacenamiento de hidrógeno criocomprimido con grandes requerimientos y energías altas [18, 19]. El diagrama presentado en la Figura 1.2 muestra que el hidrógeno criocomprimido permite altas densidades de almacenamiento (80 g/l).

1.3.2 Almacenamiento criogénico: hidrógeno líquido

Los recipientes criogénicos han sido ampliamente utilizados para el almacenamiento y transporte de gases medicinales e industriales. La licuefacción del hidrógeno es una manera de incrementar la densidad de energía volumétrica y se lleva a cabo al enfriar el hidrógeno hasta los 20 K. El proceso consume mucho tiempo y energía, pues hasta un 40 % de la energía contenida se puede invertir en licuar el hidrógeno (en comparación con el 10 % si el hidrógeno está comprimido). Por su parte, la ventaja principal del almacenamiento criogénico es que puede incrementar la densidad energética en gran medida y con ello la eficiencia del almacenamiento [20], ver la Figura 1.2.

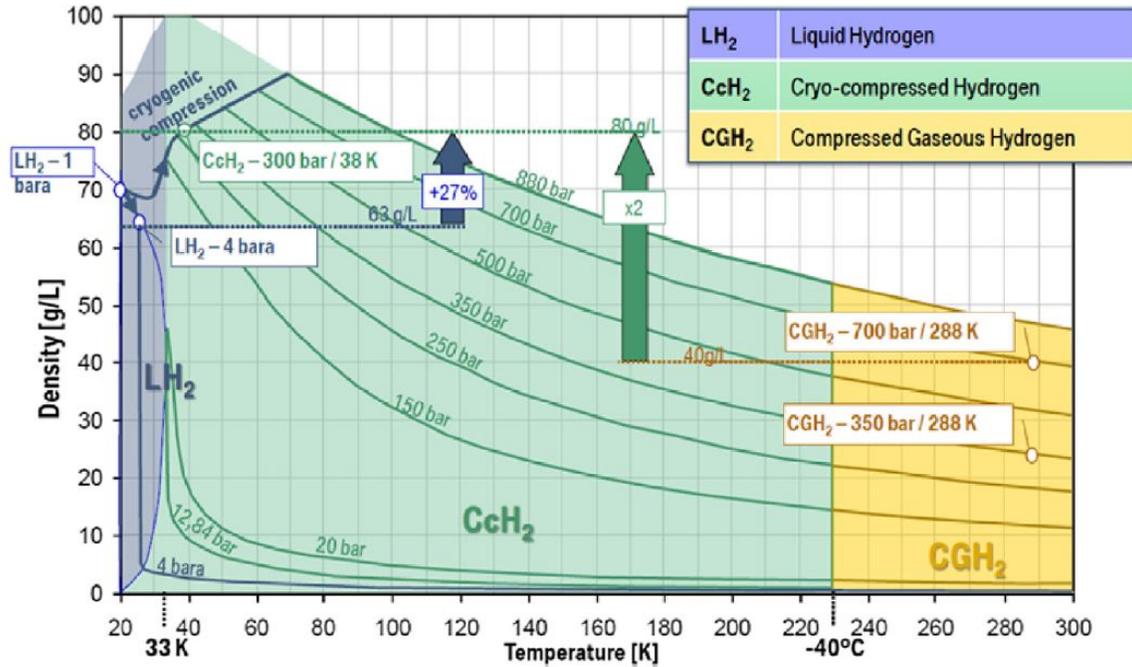


Figura 1.2. Densidad del hidrógeno versus presión y temperatura de BMW [18].

En el caso de un FCV se puede almacenar el hidrógeno en forma líquida pero el recipiente debe mantenerse por debajo de los 32 K. Por lo tanto, la intrusión de calor debe ser tan mínima como sea posible. Para lograr esto, los tanques originales eran recipientes de doble pared metálica. Internamente se tiene una multicapa de aislantes en alto vacío que reducen el incremento de la temperatura.

El almacenamiento criogénico no es usado con frecuencia por varias razones. La primera es que hasta el 35% de la energía del combustible contenido es usada para licuefacción. La segunda razón es que el hidrógeno líquido se evapora muy fácilmente, especialmente durante el rellenado del tanque. También, el hidrógeno líquido, se presuriza rápidamente cuando esta a bordo de un vehículo mientras absorbe calor del ambiente. Por lo tanto, el tanque debe ser ventilado cada 3 o 5 días durante los periodos de inactividad para evitar que la presión exceda la máxima presión permisible en el tanque [21].

1.3.3 Estudios para mejorar las técnicas de almacenamiento convencionales

Los métodos de almacenamiento de hidrógeno descritos en la sección anterior, existen desde la década de 1940, sin embargo los medios mecánicos tradicionales (compresión y licuefacción) son costosos en términos energéticos y económicos [22]. Como resultado, muchos estudios para mejorar el desempeño están siendo realizados.

El $LiBH_4$ es considerado un material prometedor de almacenamiento de hidrógeno para aplicaciones automotoras, pero su uso es limitado debido a que la reversibilidad no es favorable y la cinética es lenta. Yufei Ma et al. [23] mejoraron las propiedades de almacenamiento de hidrógeno untando un aditivo poroso conocido como $LiBO_3$ el cual fue preparado por un método de síntesis en estado sólido. El material compuesto exhibió una tasa de hidrogena-

ción/deshidrogenación aceptable, alta capacidad de almacenamiento de hidrógeno y reversibilidad superior.

Chilou Zhou et al. [24] analizaron los efectos en el diámetro interno cuando ocurre fractura en un recipiente convencional de hidrógeno diseñado con vida a la fatiga para diferentes valores de diámetro interno (150, 250 y 350 mm). Además analizaron cinco modelos materiales típicos para discutir el efecto del diámetro interno en el diseño de vida a la fatiga por un crecimiento de grieta inducido. Los datos del diseño a la fatiga de los modelos materiales bajo las condiciones del diámetro interno, la presión de operación, la resistencia última, el crecimiento de grieta y las regulaciones se propusieron de forma cuantitativa para la selección y desarrollo de los materiales en aplicaciones estacionarias de recipientes de almacenamiento de hidrógeno. Encontraron que la influencia del hidrógeno incrementó en el diseño de vida a la fatiga cuando se aumenta el diámetro interno del recipiente de almacenamiento.

Como se mencionó anteriormente, los recipientes CFRP se han popularizado para ser utilizados en vehículos de hidrógeno, sin embargo aunque estos recipientes tienen propiedades deseables en términos de peso y resistencia, las condiciones de operación requieren que la temperatura se mantenga por debajo de 85°C para mantener los requerimientos de seguridad. En el proceso de rellenado de hidrógeno, la temperatura puede ser excedida debido a la compresión del flujo de gas. Islam Khan et al. [25] realizaron una simulación asistida por computadora para caracterizar el rellenado de hidrógeno y optimizar la técnica mediante el desarrollo de tres tipos de recipientes de hidrógeno con diferentes volúmenes.

1.4 Tipos de tanques de almacenamiento

En la actualidad, el hidrógeno puede ser almacenado en cuatro tipos de recipientes a presión. La elección del tipo de almacenamiento se basa en la aplicación final que requiere un arreglo entre el desempeño técnico y la relación costo-competitividad. Estos recipientes de almacenamiento son:

- Tipo I. Recipiente a presión de construcción completamente metálica, por lo general de acero o aluminio. Debido a las técnicas de manufactura, el tanque tipo I es el más barato pero también el más pesado de todos.
- Tipo II. Este tanque metálico (acero o aluminio) está reforzado con fibras unidireccionales solo en la sección del cuerpo cilíndrico. El refuerzo, por lo general de fibra de vidrio, es para mejorar la eficiencia estructural del cuerpo del tanque. Proporciona una disminución en el peso y una mejor eficiencia estructural con respecto al tanque tipo I con un mínimo o moderado incremento en el costo.
- Tipo III. Recipiente a presión de revestimiento metálico completamente tejido con capas de material compuesto. La mayoría de los tanques del tipo III están hechos con un revestimiento de aluminio. Carbono, fibra de vidrio o Kevlar son ejemplos de materiales de refuerzo para el compuesto cuyos filamentos son tejidos sobre el revestimiento usando una combinación de capas en la dirección cilíndrica (*hoop*) y capas helicoidales.
- Tipo IV. Este tipo de tanque, al igual que el tanque III, es completamente tejido con material compuesto solo que el revestimiento es un polímero. Debido a la baja rigidez y a la baja capacidad de carga del polímero, la presión de carga es soportada completamente por el compuesto. Por lo general se utiliza un domo metálico en los polos que

sirve de conexión para las válvulas y reguladores. La filtración de gases a través del revestimiento de polímero puede ser mayor que en el revestimiento metálico pero con un diseño apropiado los niveles de filtración pueden ser mantenidos dentro de los valores de tolerancia.

El hidrógeno tipo gas industrial es almacenado en tanques tipo I, cuya presión va desde 150 a 300 bar (usualmente 200 bar). Hoy día, estos recipientes a presión son los más usados y económicos. Cuando solo se requieren presiones altas, principalmente para aplicaciones estacionarias, se prefiere el uso de tanques tipo II. Por su parte, los tanques tipo III y IV tienen como propósito ser usados en aplicaciones portátiles. Sin embargo, estos recipientes son más caros [26]. En las Figuras 1.3 y 1.4 se presentan los esquemas y fotografías de tanques reales respectivamente. Por su parte, en la Tabla 1.2 se listan las ventajas y desventajas que cada tanque ofrece en términos del costo y peso. Además se describe la madurez tecnológica con la que cada tanque cuenta en la actualidad.

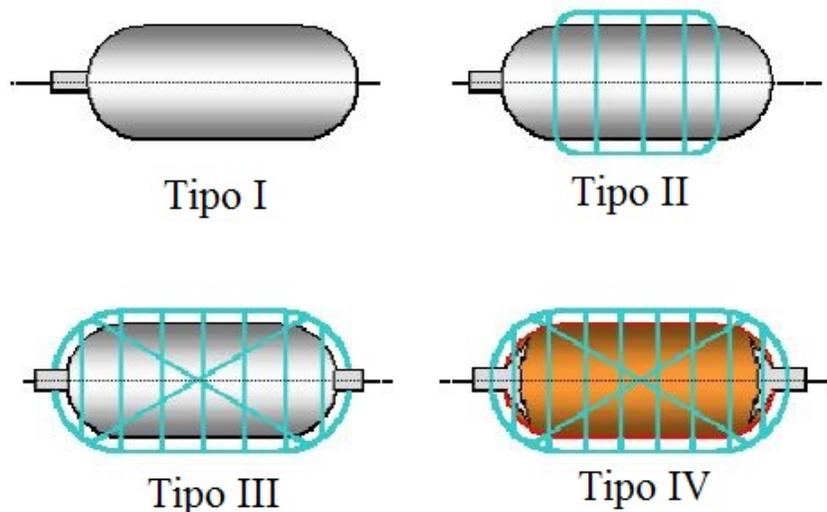


Figura 1.3. Representación esquemática de los tipos de tanques [26].

Tabla 1.2. Características claves en tanques de almacenamiento [13].

	Madurez tecnológica	Costo	Peso
Tipo I	Presión limitada hasta 50 MPa	++	-
Tipo II	Presión no limitada	+	0
Tipo III	Para Presión ≤ 45 MPa (dificultad para 70 MPa [27])	-	+
Tipo IV	Para ≤ 100 MPa (requiere más estudios de caracterización)	-	++

Los recipientes a presión de materiales compuestos se introdujeron en la década de 1950, y fueron desarrollados especialmente para aplicaciones espaciales y militares. Muchas mejoras han sido logradas desde los primeros desarrollos, por ejemplo la disminución del peso y el incremento del desempeño cíclico con el uso de revestimientos. Con excepción de aplicaciones muy específicas (militares) y trailers de hidrógeno en 1990, los recipientes de materiales

compuestos no eran usados para almacenar hidrógeno como gas industrial debido a su alto costo. Fue cuando el uso potencial del hidrógeno como un portador móvil de energía se popularizó el uso de recipientes de material compuesto.



Figura 1.4. Fotografías de los tipos de tanques de hidrógeno [26].

1.4.1 Diseño y manufactura

Para todos los recipientes a presión, el diseño deberá tomar en cuenta las presiones de prueba y de servicio, los esfuerzos externos que dependen de la aplicación en particular (como golpes, medio agresivo, vibraciones, temperatura del servicio, peso de conectores, entre otros), el tiempo de vida (uso cíclico) y los coeficientes de seguridad para condiciones estáticas y dinámicas. Los modos de falla como deformación plástica, pandeo y fatiga para metales, rupturas de fibra y grietas para materiales compuestos, también deben ser considerados para el diseño. Todos estos parámetros definen el diseño mecánico y la selección de materiales para manufacturar. Por otra parte, los materiales deben ser compatibles con el gas en contacto.

Es importante tener en cuenta que los recipientes metálicos son muy diferentes de los recipientes de material compuesto:

- El metal es un material isotrópico, mientras que el material compuesto es anisotrópico y por ende sus propiedades mecánicas dependen de la dirección de la fibra.
- Los modos de falla son diferentes.
- El tiempo de vida entre ambos materiales también es diferente.

Los materiales más comunes que se emplean en la fabricación de estos tanques son: partes metálicas: aluminio 6061 o 7060 y acero inoxidable o cromado Mb; material compuesto: fibra de carbón, vidrio o aramida, incrustado en una resina, la cual puede ser poliéster, epoxy, phenol, etc.). Fibras pre-impregnadas se pueden encontrar comercialmente y por razones de costos suelen ser de preferencia al enrollado de filamentos.

Los recipientes tipo I pueden ser manufacturados por tres procesos diferentes (Figura 1.5):

- A partir de placas. El proceso consiste de una embutición profunda para hacer la forma (este paso puede llevarse a cabo varias veces hasta tener el espesor y el diámetro deseado); el cuello se forma por calentamiento de hilatura. Los tratamientos térmicos son entonces aplicados para obtener las propiedades mecánicas deseadas.
- A partir de un pedazo de material. El material es calentado para permitir su moldeo. El proceso es entonces similar al anterior.
- A partir de tubos. Con tubos comerciales para el cuerpo del tanque por lo que el espesor del tubo puede ser seleccionado de tal manera que cumpla con el espesor deseado para el tanque.

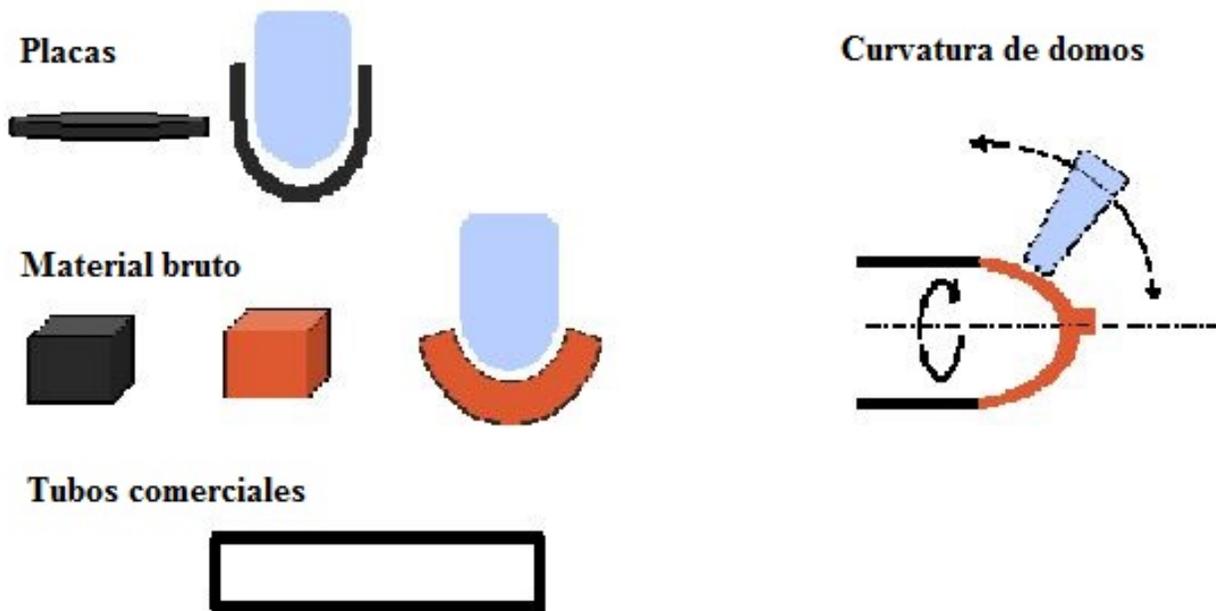


Figura 1.5. Principios de fabricación de tanques metálicos [26].

En lo que respecta a los recipientes de material compuesto, el revestimiento metálico o plástico es envuelto con una máquina de embobinado de filamentos. En tanques cilíndricos, es posible lograr tres tipos de embobinado: anillado, polar y helicoidal, como se muestra en la Figura 1.6.

Los recipientes tipo II solamente pueden ser envueltos de forma anillada. Por otra parte, los recipientes tipo III y IV son por lo general una combinación de embobinado anillado y polar, aunque también se puede considerar usar las tres formas de embobinado.

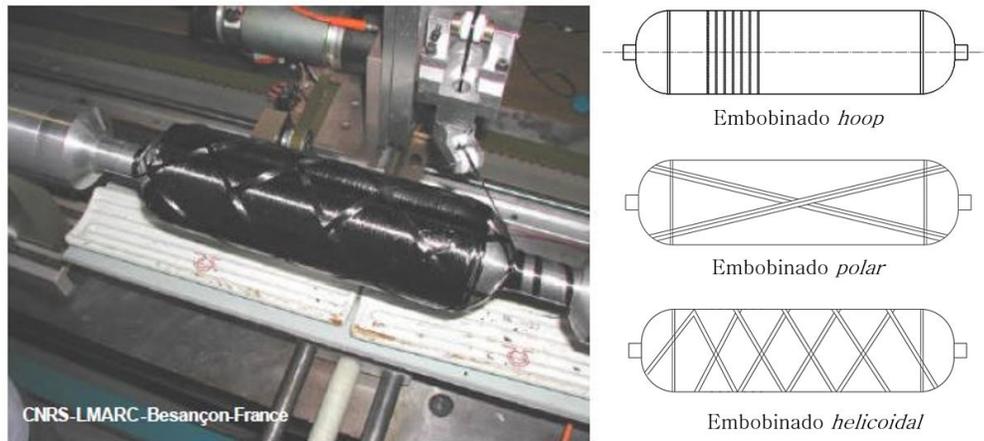


Figura 1.6. Máquina de embobinado [26].

1.4.2 Retos a superar

Un factor importante que debe ser estudiado es la compatibilidad de los gases con los materiales elegidos y el impacto de las condiciones de operación sobre los materiales y la estructura. Se debe evaluar el ciclo de vida considerando: capacidad de almacenamiento, transporte, llenado de gas, mantenimiento e inspecciones periódicas. El objetivo es prevenir el riesgo de falla por fractura mecánica o la fuga durante servicio para garantizar un buen desempeño de operación. Algunos metales, como el acero, son afectados por el efecto de fragilización de hidrógeno (*hydrogen embrittlement*) al hacer contacto con éste y en consecuencia sufren una degradación de las propiedades mecánicas y una grieta prematura [13]. En los materiales compuestos puede ocurrir una acumulación de daño por impactos durante la operación y golpes mecánicos accidentales. En aplicaciones comerciales, los recipientes a presión de material compuesto pueden ser sometidos a un amplio rango de estos impactos tales como accidentes vehiculares, caídas o mal manejo durante transporte. Por ejemplo, un impacto en la superficie del material compuesto crea daño sobre el mismo e incluso puede dañar el revestimiento interno metálico como se ilustra en la Figura 1.7.

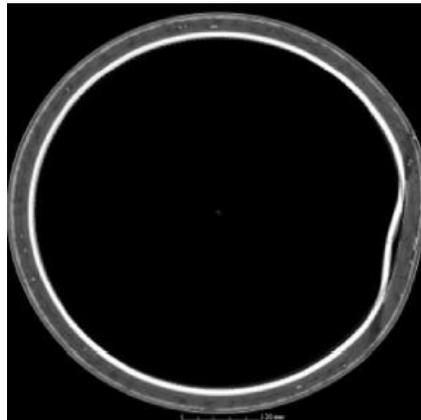


Figura 1.7. Deformación de un revestimiento metálico interno después de ser sometido a un impacto mecánico sobre la superficie externa del tanque [13].

1.5 Tanques de hidrógeno tipo III

Los tanques tipo III se perfilan como un medio de almacenamiento de hidrógeno para utilizarse en automóviles debido a que proporciona un diseño que favorece la relación peso-costos, además que minimiza la filtración de gases respecto a los tanques tipo IV.

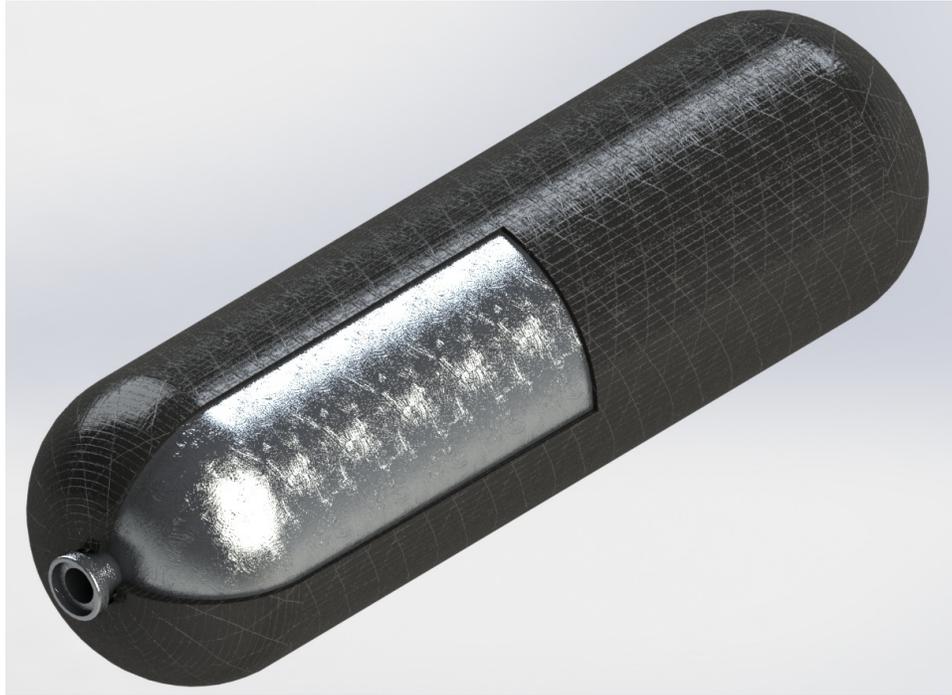


Figura 1.8. Tanque de almacenamiento tipo III.

Como se mencionó anteriormente, los tanques tipo III se componen de un revestimiento metálico reforzado completamente con fibras de material compuesto, aplicadas por un proceso de embobinado. En su mayoría, estos tanques son fabricados con un revestimiento interno de aluminio y con un refuerzo hecho de fibras de carbono, de vidrio o Kevlar.

1.5.1 Estudios de tanques tipo III

Por tratarse de un recipiente a presión, hay modos de falla que deben considerarse al hacer el diseño, como fatiga, impacto, deformación plástica, pandeo, entre otros. Además de lo anterior, también se deben considerar posibles escenarios que pueden ocurrir durante operación, como colisiones contra otro vehículo o contra objetos.

En la literatura, existen varios estudios sobre estos modos de falla y casos de estudio para tanques tipo III. Min-Gu Han et al. [29] analizaron la falla en estos tanques como resultado de una carga de impacto inducida por caída libre con la finalidad de estudiar la integridad estructural del tanque. Para ello utilizaron el método del elemento finito. Para las condiciones que tomaron en cuenta, encontraron que a pesar de que ciertas capas fallaron en la dirección transversal, la estructura en general fue segura en condiciones de servicio y después del impacto. Posteriormente, los mismos autores llevaron a cabo un análisis similar pero con-

siderando la colisión de carro a carro a bajas velocidades (máximo 40 km/hr). Por medio del análisis, pretendían determinar que tan factible es el seguir usando el tanque después de la colisión a baja velocidad [30].

A lo largo del año, existen cambios en la temperatura ambiental y en algunas partes del mundo, este cambio puede ser drástico. En condiciones de operación, y especialmente en zonas donde el clima sea muy caluroso, puede ocurrir degradación del material compuesto del tanque, por lo que estudiar este comportamiento resulta muy relevante. Jin-Ho Hong et al. estudiaron el comportamiento mecánico de una tanque de hidrógeno tipo III. Además utilizaron los conceptos de la transferencia de calor para determinar la distribución de temperatura en las capas del material compuesto. Concluyeron que a pesar de que exista degradación de material debido a un aumento en la temperatura, el patrón de embobinado y las presiones de *autofrettage* siguen satisfaciendo todas las condiciones de diseño para tanques de presión tipo III [31].

Aunque se ha estudiado extensamente la integridad mecánica de los tanques, son pocos los estudios referidos a falla por pandeo. Este modo de falla tiene gran importancia, especialmente para la aplicación en vehículos, pues durante la carga y descarga del tanque ocurre una contracción de las paredes del tanque debida a esfuerzos internos. En los tanques tipo III esta contracción podría pandear el revestimiento interno y generar un desprendimiento entre las paredes del revestimiento metálico y la envoltura de fibra. Para evitar que esto ocurra, el espesor del revestimiento metálico interno debe ser capaz de proporcionar a la estructura la resistencia suficiente para que el pandeo no afecte en gran medida el contacto entre las superficies. Con el presente trabajo de tesis se pretende evaluar las condiciones bajo las cuales este fenómeno ocurre y encontrar las zonas críticas en un tanque convencional.

Son et al. [32] estudiaron tres técnicas para realizar el modelado de un tanque de almacenamiento de hidrógeno tipo III, sin considerar el proceso de autofrettage (proceso que consiste en inducir deformaciones plásticas al tanque con la finalidad de generar esfuerzos residuales que aumenten su capacidad). El modelo de material utilizado soporta capacidades de plasticidad para calcular los esfuerzos al superar la resistencia a la cedencia del revestimiento interno metálico (aluminio). como material de refuerzo, emplearon la fibra compuesta T800/epoxi. Los resultados de las técnicas fueron comparadas con pruebas experimentales y determinaron que el modelo que detallaba con mayor profundidad la caracterización de cada capa del material compuesto tuvo los resultados más cercanos a los de las pruebas.

En un trabajo posterior, Son et al. [33] describieron a fondo el procedimiento para el cálculo de la presión de autofrettage cumpliendo con las regulaciones propuestas por la European Integrated Hydrogen Project Phase II (EIHP-II) [34] y la norma ISO 15869:2009 [35], las cuales proporcionan valores apropiados para la determinación de la presión mencionada.

Hong et al. [36] analizaron un tanque de almacenamiento de hidrógeno tipo III con un revestimiento interno de aluminio y refuerzo de fibras de carbono pre-impregnadas de epoxy. Cada capa del tanque fue modelada de manera independiente y toma en consideración el ángulo de la fibra a través del tanque, además del cambio de espesor en los domos. Adicionalmente, aplicaron cargas térmicas durante el proceso de presurización, por lo cual las propiedades del material son dependientes de la temperatura. Para el modelo de elemento finito que desarrollaron, solo modelaron una pequeña sección axisimétrica del tanque (5°). Como primer paso de

carga consideraron la presión de autofrettage a temperatura ambiente de acuerdo a las regulaciones vigentes de las condiciones requeridas, seguida de una serie de pasos de carga para la determinación del ciclo de trabajo del tanque. En los resultados térmicos, las distribuciones de temperatura mostraron que la temperatura a través del espesor del revestimiento interno se mantiene uniforme sin grandes cambios a diferencia de los límites del material compuesto donde existe una diferencia abrupta en el gradiente de temperaturas.

Pandeo

2.1 El fenómeno de pandeo

La inestabilidad de pandeo es un fenómeno de ingeniería estructural, donde un ligero incremento de carga puede provocar un colapso repentino en el material. Un buen ejemplo de esto ocurre con las latas de soda (Figura 2.1). A pesar de que las latas tienen un espesor de 0.1 mm de aluminio, son capaces de soportar el peso de una persona adulta mientras su forma se mantenga cilíndrica, pues el esfuerzo axial se encuentra por debajo del esfuerzo de fluencia del material. Sin embargo, si se aplica una presión ligera en un punto en la superficie cilíndrica, la lata colapsará. En otras palabras, sólo se necesita una ligera distorsión para disminuir significativamente la capacidad de carga. A este fenómeno se le conoce como sensibilidad de imperfección y es uno de los aspectos importantes a considerar cuando se diseñan estructuras sometidas a compresión.



Figura 2.1. Lata de aluminio con y sin pandeo [37].

Como analogía, el efecto de pandeo actúa como una pelota en la cima de una colina. En la Figura 2.2 se presentan dos esferas, ambas sin movimiento y en una posición fija. La esfera verde puede ser empujada en cualquier dirección y regresará a su posición original a menos que la fuerza de empuje sea lo suficientemente grande para ir más allá. Por otra parte la esfera roja se encuentra sin movimiento, pero la más mínima perturbación provocará que caiga por la colina y no regresará a su posición original.



Figura 2.2. Estados de estabilidad e inestabilidad [37].

En el estudio de pandeo, es sumamente importante comprender el concepto de *carga crítica* (P_{cr}). Conviene recordar los siguientes puntos:

- Cuando la carga aplicada es menor que la carga crítica ($0 < P < P_{cr}$) la estructura está en equilibrio estable y puede regresar a su posición inicial después de ser perturbada.
- Cuando la carga aplicada es mayor que la carga crítica ($P > P_{cr}$), la estructura está en equilibrio inestable, y la perturbación más ligera causará que la estructura se pandee.
- Si la carga aplicada es igual a la carga crítica ($P = P_{cr}$), es una condición de equilibrio neutro.

Puede definirse entonces a la carga crítica como el valor de la carga externa que es lo suficiente grande para deformar ligeramente la forma de la estructura.

En el diseño de columnas, tanques y cualquier estructura sometida a efectos de pandeo, es muy importante determinar la carga crítica para definir propiedades geométricas como espesores o áreas de contacto o el mismo material de fabricación, ya que el diseño final de la estructura debe ser capaz de soportar un cierto grado de carga dependiendo del factor de seguridad que se desee satisfacer para alguna aplicación en particular.

2.2 Pandeo en columnas

Por lo general, el estudio del pandeo empieza al tomar en cuenta *columnas*, que son elementos estructurales largos y esbeltos cargados axialmente en compresión. Si un elemento en compresión es esbelto (cuando la relación longitud-sección transversal muy grande), se puede flexionar lateralmente y fallar por flexión en vez de fallar por compresión directa del material. Aunque el fenómeno de pandeo no se limita exclusivamente a columnas, también en muchas otras estructuras, como recipientes o tanques.

En el presente trabajo de tesis se hace un breve repaso de los conceptos básicos de pandeo en columnas, utilizando como ejemplo la columna empotrada en la base por su simplicidad de análisis.

2.2.1 Columna empotrada en la base y libre en la parte superior

Se considera el caso de una columna ideal empotrada en la base y libre en su parte superior, como se muestra en la Figura 2.3. La ecuación diferencial es:

$$EI\nu'' = P(\delta - \nu) \tag{2.1}$$

En donde I es el segundo momento de inercia para el pandeo en el plano xy , E es el módulo de elasticidad del material de la columna, ν es la deflexión lateral de la sección transversal y δ es la deflexión en el extremo libre de la columna. Además con la notación $k^2 = P/EI$, la ecuación 2.1 se puede re-escribir como:

$$\nu'' + k^2\nu = k^2\delta \tag{2.2}$$

cuya solución general es $\nu = \delta[1 - \cos(kx)]$, además aplicando las condiciones de frontera de la Figura 2.3, se puede demostrar que:

$$P_{cr} = \frac{n^2\pi^2EI}{4L^2} \tag{2.3}$$

Donde $n = 1, 3, 5, \dots$ y P_{cr} representa la carga crítica que determina el límite de pandeo en la columna. La Ecuación 2.3 fue deducida a partir de la teoría de Euler, por lo que se debe tener en cuenta que esto es válido sólo si la columna y sus soportes no tienen imperfecciones y si la columna está hecha de un material linealmente elástico que siga la ley de Hooke. También es importante recordar que la deducción hizo la consideración de pequeñas deformaciones sobre la estructura.

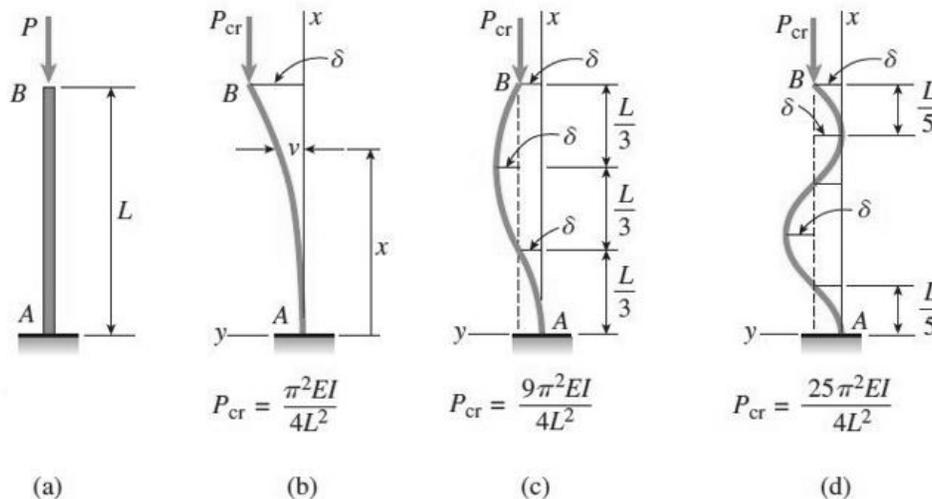


Figura 2.3. Formas modales de pandeo para una columna ideal empotrada en la base y libre en su parte superior: a) columna recta, b) forma modal para $n = 1$, c) forma modal para $n = 3$ y d) forma modal para $n = 5$.

Es importante notar en la Figura 2.3 que cada inciso representa un *modo* de pandeo en la columna, cada uno mayor que el anterior. Para fines de diseño, la carga crítica que suele considerarse como aquella que provoca el primer modo de pandeo (b).

También se observa en la Figura 2.3 que la carga crítica de una columna es proporcional a la rigidez a la flexión EI e inversamente proporcional al cuadrado de la longitud. Esto implica que aumentar una propiedad de resistencia no tendrá efecto en el valor de la carga crítica. Para incrementar dicho valor sería necesario aumentar la rigidez a la flexión, disminuir la longitud de la columna o añadir soportes laterales.

2.3 Cilindros huecos

Los cilindros huecos de pared delgada o gruesa son otro tipo de estructuras que también son usualmente sometidos a pandeo. El estudio del comportamiento y determinación de cargas críticas es sumamente importante en muchas aplicaciones de ingeniería, como diseño de tanques, submarinos, aviones, entre otros.

2.3.1 Mecánica de materiales en cilindros de pared delgada

El término pared delgada se usa, como regla general, en cilindros a presión cuando la razón del radio r al espesor de la pared t es mayor que 10, como se muestra en la Figura 2.4 [39]. Cuando esta condición se satisface, se pueden determinar los esfuerzos en las paredes con exactitud razonable usando solo la estática. Idealmente, las paredes de un recipiente a presión de pared delgada actúan como una membrana, esto quiere decir que no existe flexión en las paredes.

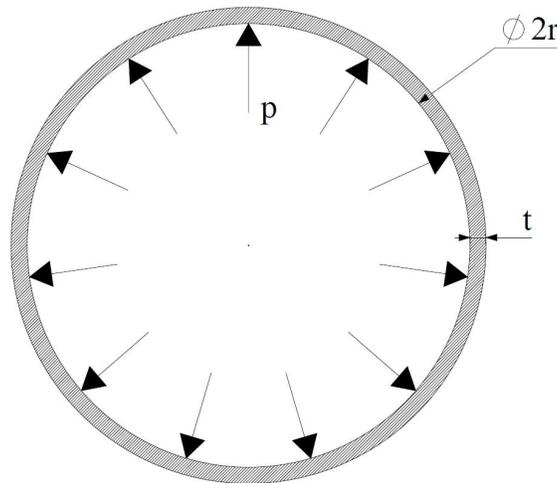


Figura 2.4. Sección transversal de un recipiente a presión de pared delgada.

La forma general de un recipiente con las características antes mencionadas se muestran en la Figura 2.5. R_1 y R_2 son los radios de curvatura principales. Para el equilibrio se hace sumatoria de fuerzas en la dirección radial, ver Figura 2.5, obteniendo:

$$-2\sigma_1 t R_2 d\theta_2 \sin\left(\frac{d\theta_1}{2}\right) - 2\sigma_2 t R_1 d\theta_1 \sin\left(\frac{d\theta_2}{2}\right) + p R_1 d\theta_1 R_2 d\theta_2 = 0 \quad (2.4)$$

considerando que $d\theta_1$ y $d\theta_2$ son ángulos pequeños, la ecuación anterior se puede simplificar de tal forma que:

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{t} \quad (2.5)$$

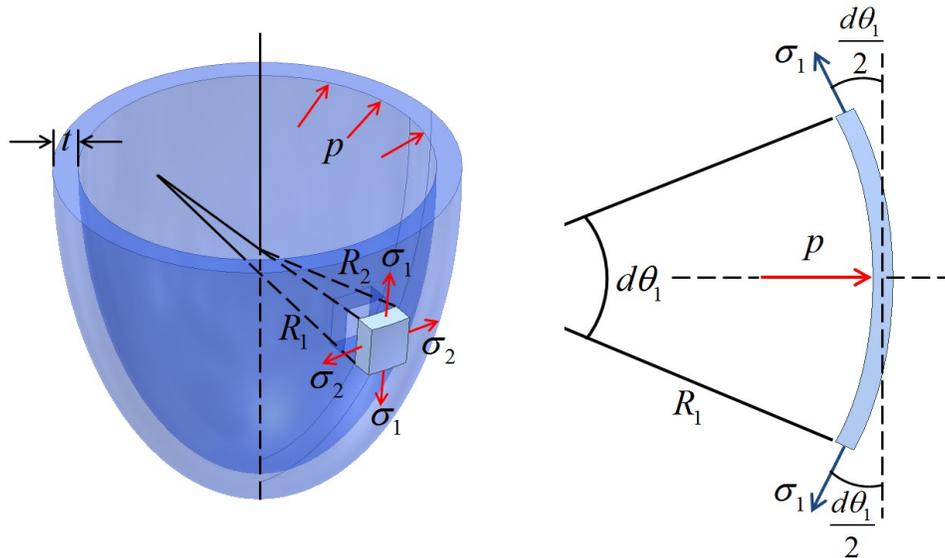


Figura 2.5. Elemento diferencial de un recipiente a presión de pared delgada [40].

Para el caso de un recipiente a presión cilíndrico de pared delgada (Figura 2.6), uno de los dos radios de curvatura es infinito, en este caso se considera que en la Ecuación 2.5 $R_1 = \infty$ por lo que se llega a la ecuación 2.6 la cual se conoce como el esfuerzo circunferencial o de anillo (*hoop*).

$$\sigma = \frac{pR}{t} \quad (2.6)$$

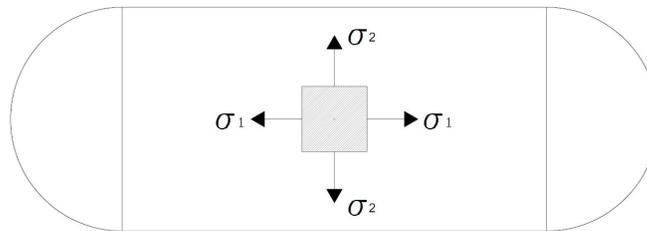


Figura 2.6. Recipiente a presión cilíndrico de pared delgada.

Antes de analizar los conceptos necesarios para el diseño del tanque, es menester hacer un breve repaso de los conceptos mecánicos del fenómeno de pandeo en estructuras, ya que la finalidad de el presente proyecto es estudiar y analizar el comportamiento a pandeo en un tanque.

2.3.2 Pandeo en cilindros de pared delgada

Antes de comenzar el desarrollo teórico, se aclara que el siguiente procedimiento está basado en el estudio realizado por la Universidad de Illinois [41] y la nomenclatura que se emplea es ligeramente diferente a la que será utilizada en el presente trabajo de tesis. Estas diferencias consisten en nombrar al eje radial (*hoop*) como s y el eje axial como y . En el desarrollo de los análisis que se presentarán en los siguientes capítulos, se designan por convención y y x a los ejes en la dirección *hoop* y axial, respectivamente.

El procedimiento general para derivar expresiones de la presión de colapso en cilindros de pared delgada es presentado a continuación. Primero se establecen las siguientes consideraciones:

- Antes del pandeo, el cuerpo es un cilindro recto.
- El cilindro es de espesor uniforme.
- El material del cuerpo es homogéneo, isotrópico y linealmente elástico.
- El espesor de la pared es pequeño en comparación al diámetro del cilindro, de manera que la distribución de esfuerzos normales sobre el espesor se puede asumir como lineal.
- Como consecuencia del punto anterior, el esfuerzo radial es despreciable comparado a los esfuerzos longitudinal y circunferencial.
- Los desplazamientos son pequeños con respecto al espesor, de manera que ciertas cantidades pequeñas pueden ser despreciadas.

Para hacer el estudio analítico de pandeo en estos cilindros se requiere un amplio desarrollo matemático. Primeramente se establece un sistema de coordenadas y se define un elemento diferencial del cilindro.

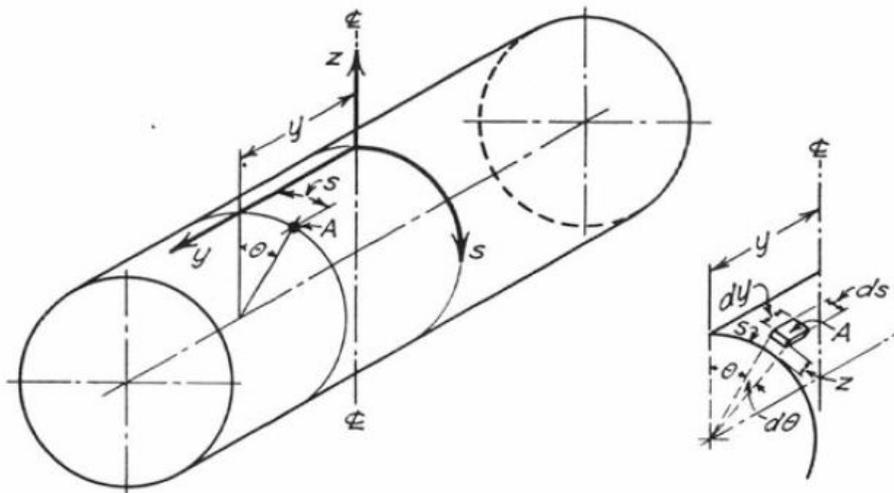


Figura 2.7. Sistema de coordenadas.

El eje y es paralelo al eje del cilindro y es positivo en dirección positiva hacia el lector. El eje s yace sobre la circunferencia con sentido positivo horario. La coordenada es $s = R\theta$ donde R es el radio del cilindro. El eje z coincide con el radio del cilindro.

Se considera el elemento diferencial de la Figura 2.8. Sí u, v y z son los desplazamientos en las direcciones y, s y z , respectivamente, de un punto en la superficie media del elemento desde una posición sin deformar, entonces las deformaciones son definidas como:

$$\epsilon_y = \frac{\partial u}{\partial y} \quad \epsilon_s = \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{v}{R} \quad \gamma_{sy} = \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.7)$$

Eliminando u y v se obtiene la siguiente ecuación de compatibilidad:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial s^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{sy}}{\partial s \partial y} - \frac{1}{R} \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = 0 \quad (2.8)$$

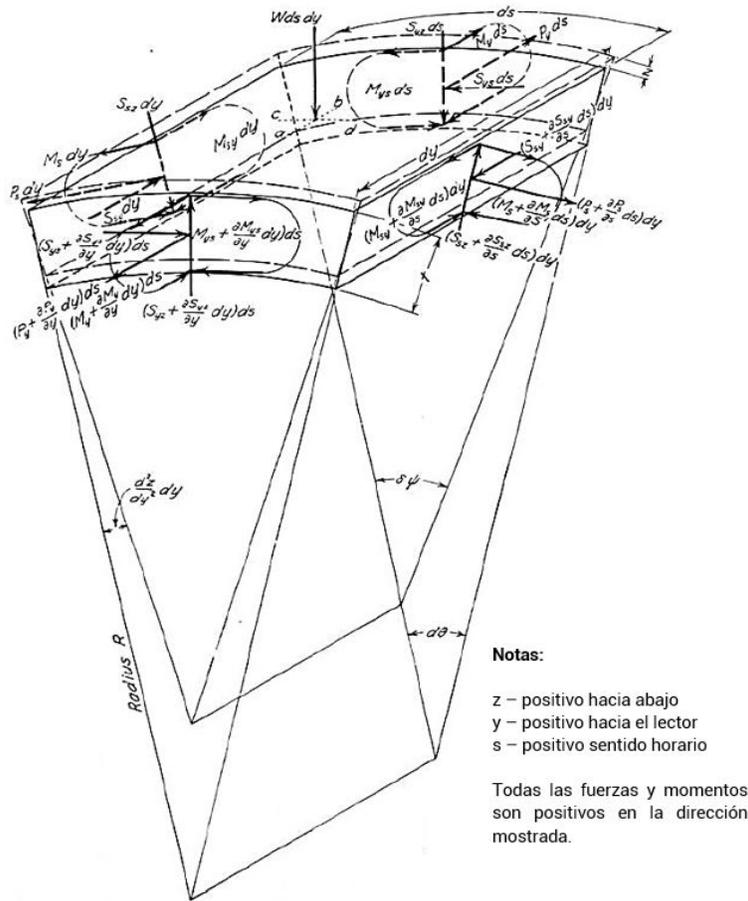


Figura 2.8. Elemento diferencial del cilindro.

Finalmente, conviene definir un ángulo infinitesimal al centro de la curvatura $\delta\psi$. Se puede expresar como una función de θ y consiste del ángulo original, el cambio en la pendiente

sobre la longitud ds , la deflexión radial y la deformación circunferencial. Así:

$$\frac{\partial \psi}{\partial \theta} = 1 - \frac{1}{R} \frac{\partial^2 z}{\partial \theta^2} - \frac{z}{R} + \epsilon_s \quad (2.9)$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se pueden determinar las ecuaciones diferenciales generales del cilindro de pared delgada [41]:

$$-\frac{EI}{1-\mu^2} \left(\frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \frac{\mu}{R^2} \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial^4 z}{\partial \theta^2 \partial y^2} + \frac{1}{R^4} \frac{\partial^4 z}{\partial \theta^4} + \frac{1}{R^4} \frac{\partial^2 z}{\partial \theta^2} \right) =$$

$$W + P_s \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} - P_y \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} - S_{ys} \frac{1}{R} \frac{\partial^2 z}{\partial \theta \partial y} - S_{sy} \frac{1}{R} \frac{\partial^2 z}{\partial \theta \partial y} \quad (2.10)$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 P_s}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 P_y}{\partial y^2} - \frac{1+\epsilon_s}{R} \frac{EI}{1-\mu^2} \left(\frac{1}{R^4} \frac{\partial^4 z}{\partial \theta^4} + \frac{1}{R^4} \frac{\partial^2 z}{\partial \theta^2} + \frac{2-\mu}{R^2} \frac{\partial^4 z}{\partial \theta^2 \partial y^2} \right) = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial^2 P_s}{\partial y^2} + (2+\mu) \frac{\partial^2 P_y}{\partial y^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 P_y}{\partial \theta^2} - \frac{\mu}{R^2} \frac{\partial^2 P_s}{\partial \theta^2} = \frac{Et}{R} \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial^2 P_s}{\partial y^2} - \mu \frac{\partial^2 P_y}{\partial y^2} = \frac{Et}{R} \left(\frac{\partial^3 v}{\partial y^2 \partial \theta} + \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right) \quad (2.13)$$

Las Ecuaciones 2.10-2.13 representan las relaciones entre las deflexiones radial y circunferencial z y v , además de las fuerzas P_s , P_y , S_{ys} , S_{sy} y W para un cilindro de pared delgada que no es cargado más allá del límite elástico y el cual tiene pequeños desplazamientos.

Presión uniforme aplicada solo en los lados. Para este tipo de carga el valor de la fuerza circunferencial por unidad de longitud, P_s , se expresa como:

$$P_s = -WR + f(y, s) \quad (2.14)$$

donde WR es el valor promedio de P_s y f es una función de y y s la cual expresa la variación de P_s respecto al valor promedio. Cuando la deflexión en z del cilindro es muy pequeña, $f(y, s)$ puede despreciarse.

Por otra parte, la fuerza longitudinal, P_y tiene un valor promedio de cero para este tipo de carga. El valor de P_y depende de la pequeña cantidad promedio $g(y, s)$, es decir:

$$P_y = g(y, s) \quad (2.15)$$

Las fuerzas cortantes pueden definirse como:

$$S_{sy} = h(y, s) \quad S_{ys} = j(y, s) \quad (2.16)$$

Bordes del cilindro con apoyos simples. Las condiciones de frontera para el eje z son:

$$z = 0 \quad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 z}{\partial \theta^2} = 0 \quad y = \pm \frac{L}{2} ; \quad \frac{\partial z}{\partial \theta} = 0 \quad y = 0 ; \quad \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0 \quad y = \pm \frac{L}{2}$$

Estas condiciones de frontera sugieren una solución de la forma:

$$z = A \cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \quad v = B \sin(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \quad (2.17)$$

donde N representa el número de modo de pandeo. En la Figura 2.9 se presenta la sección transversal del cilindro deformado para valores de $N = 2, 3$ y 4 .

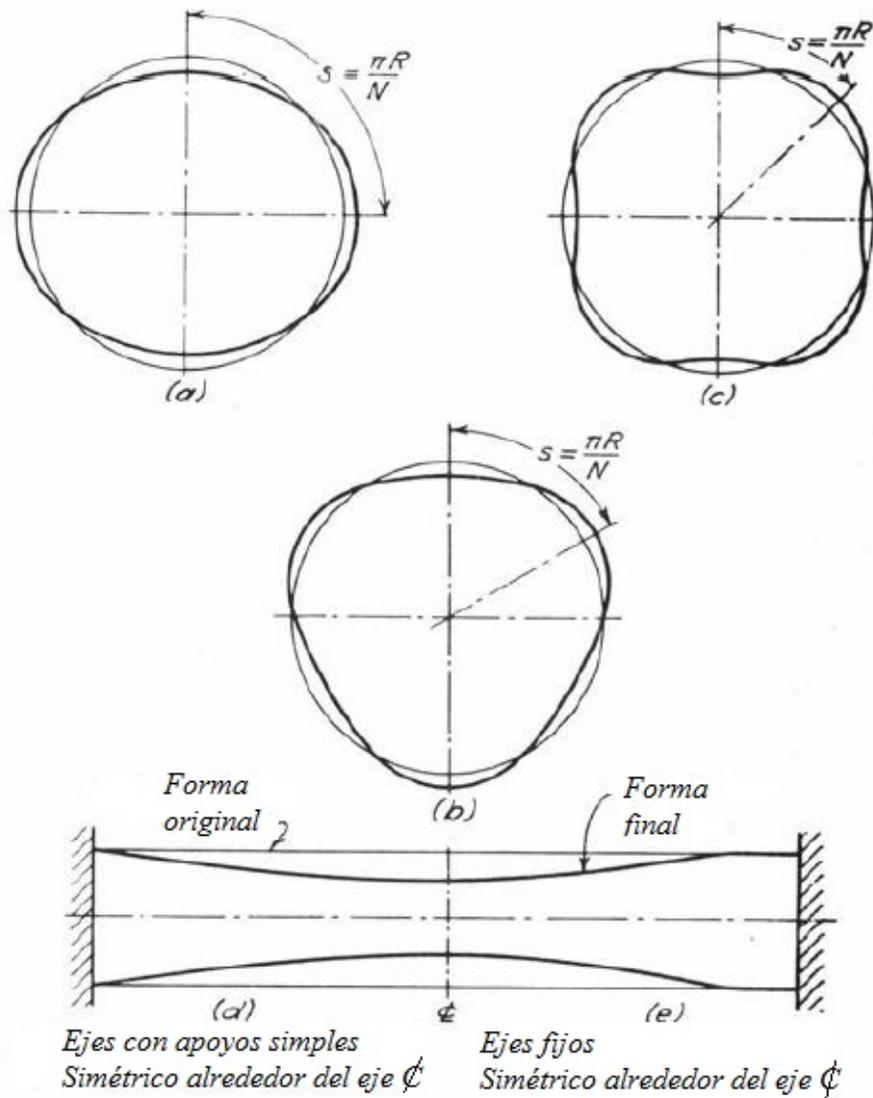


Figura 2.9. Secciones de cilindros con pandeo [41].

Entonces, sustituyendo las Ecuaciones 2.14-2.16 en 2.10-2.13 y despreciando los productos diferenciales:

$$\begin{aligned} \frac{EI}{1-\mu^2} \left[\frac{\pi^4}{L^4} + \frac{(2N^2 - \mu)\pi^2}{R^2 L^2} - \frac{N^2}{R^4} + \frac{N^4}{R^4} \right] \\ = \frac{W}{R} (AN^2 + BN) \cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) - \frac{1}{R} f(y, s) \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 f}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 g}{\partial y^2} = \frac{1 - \epsilon_s}{R^3} \frac{EI}{1 - \mu^2} \left[\frac{N^4}{R^2} - \frac{N^2}{R^2} + (2 - \mu) \frac{N^2 \pi^2}{L^2} \right] \left[A \cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \right] \quad (2.19)$$

$$(2 + \mu) \frac{\partial^2 g}{\partial y^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 g}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} - \frac{\mu}{R^2} \frac{\partial^2 f}{\partial \theta^2} = -\frac{Et \pi^2}{R L^2} \left[A \cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \right] \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial y^2} - \mu \frac{\partial^2 g}{\partial y^2} = -\frac{Et \pi^2}{R L^2} [A + BN] \left[\cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \right] \quad (2.21)$$

De la Ecuación 2.18, 2.19, 2.20 y 2.21 se encuentra que:

$$\begin{aligned} f(y, s) &= C \cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \\ g(y, s) &= D \cos(N\theta) \cos\left(\frac{\pi y}{L}\right) \\ BN + A &= \frac{R}{Et} (C - \mu D) \end{aligned}$$

Por último se debe resolver el sistema de ecuaciones compuesto de las Ecuaciones 2.18-2.21 para encontrar las constantes A, B, C y D. La presión uniforme externa se incrementa desde 0 hasta el valor de W y el cilindro permanecerá en equilibrio estable hasta que W alcance el valor crítico W_c . De la Ecuación 2.18 y resolviendo para $W = W_c$:

$$W_c = \frac{\frac{Et}{R\alpha^2} + \frac{EI}{R^3} \phi_1 - \phi_2}{F} \quad (2.22)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \frac{N^2 [N^2 \lambda^2 - \mu(\lambda - 1) - 1]}{1 - \mu^2} \\ \phi_2 &= \frac{\alpha + 1 + \mu}{\lambda \alpha} [N^2 (1 + (\lambda - 1)(2 - \mu)) - 1] \\ \lambda &= \frac{\pi^2 R^2}{N^2 L^2} + 1 \\ \alpha &= \frac{N^2 L^2}{\pi^2 R^2} + 1 \end{aligned}$$

Como $I = \frac{t^3}{12}$ y $R = \frac{D}{2}$, la Ecuación 2.22 puede ser escrita como:

$$W_c = K_1 E \frac{t^3}{D^3} + K_2 E \frac{t}{D} \quad (2.23)$$

Donde:

$$K_1 = \frac{2 \phi_1 (1 - \mu^2) - \phi_2}{3 F (1 - \mu^2)} \quad K_2 = \frac{2}{\alpha^2 F}$$

Considerando un rango de valores de $200 \leq D/t \leq 1000$ y $0.4 \leq L/R \leq 200$, el valor de F se puede aproximar en $F = N^2 - 1$ y la Ecuación 2.23 se simplifica a:

$$W_c = \left(K_1 + K_2 \frac{D^2}{t^2} \right) E \frac{t^3}{D^3} = K E \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (2.24)$$

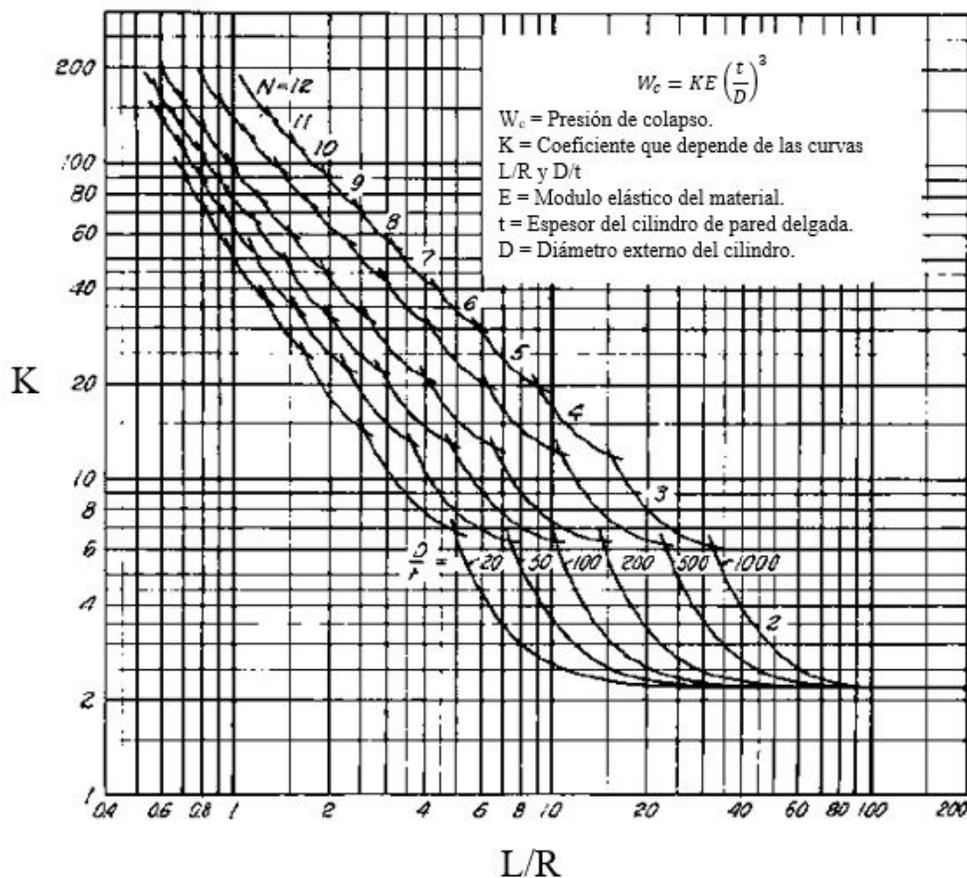


Figura 2.10. Carga de colapso. Cilindros redondos con presión sólo en los lados, bordes con apoyos simples, $\mu = 0.3$ [41].

2.4 Pandeo en recipientes a presión metálicos reforzados con filamentos (tipo III o IV

Se ha encontrado experimentalmente que el pandeo en recipientes a presión metálicos con fibras de refuerzo y sección cilíndrica (GFR por *gas fiber reinforced*) ocurre si existe una separación entre el metal y las fibras de refuerzo. Además, el colapso de una estructura con estas características sería muy violento si el embobinado es muy grueso.

Si las fibras de refuerzo están unidas de alguna forma con la coraza metálica, los esfuerzos resultantes del material compuesto son cero, y de acuerdo a la teoría de corazas (*shell theory*), solo existe un efecto en la estabilidad si las capas actúan como unidad. Sin embargo si las fibras pueden separarse de la coraza puede darse un efecto de pandeo como el que se muestra en la Figura 2.11, que solo puede ocurrir si la sección transversal asume una forma cóncava - convexa como la que se muestra [42].

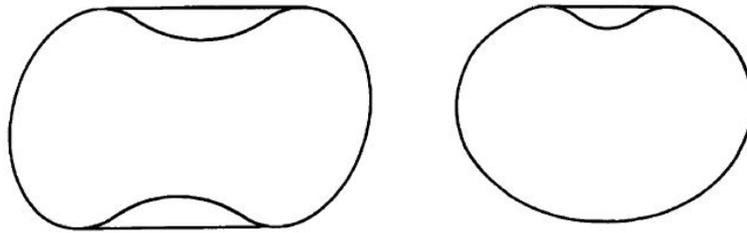


Figura 2.11. Forma cóncava - convexa de pandeo [42].

Sin embargo, si la estructura tiene una imperfección, los experimentos han demostrado que se puede pandear de la forma que se muestra en la Figura 2.12. Esta imperfección puede ser por un mal encaje de las partes, defectos de manufactura o cargas externas no simétricas.

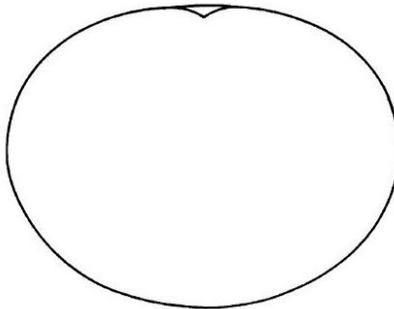


Figura 2.12. Pandeo con imperfección.

2.4.1 Pandeo en tanques metálicos GFR con pared muy delgada

R. H. Johns y A. Kaufman del centro de investigación Lewis de la NASA coordinaron pruebas experimentales de pandeo en cilindros metálicos con fibras de refuerzo envueltas en la dirección circunferencial con capas de filamentos tensadas [42]. En estos experimentos evaluaron el comportamiento a pandeo en los cilindros empleando distintos materiales, tales como

acero inoxidable, titanio, nickel y aluminio. Los resultados de este estudio se presentan en la Figura 2.13.

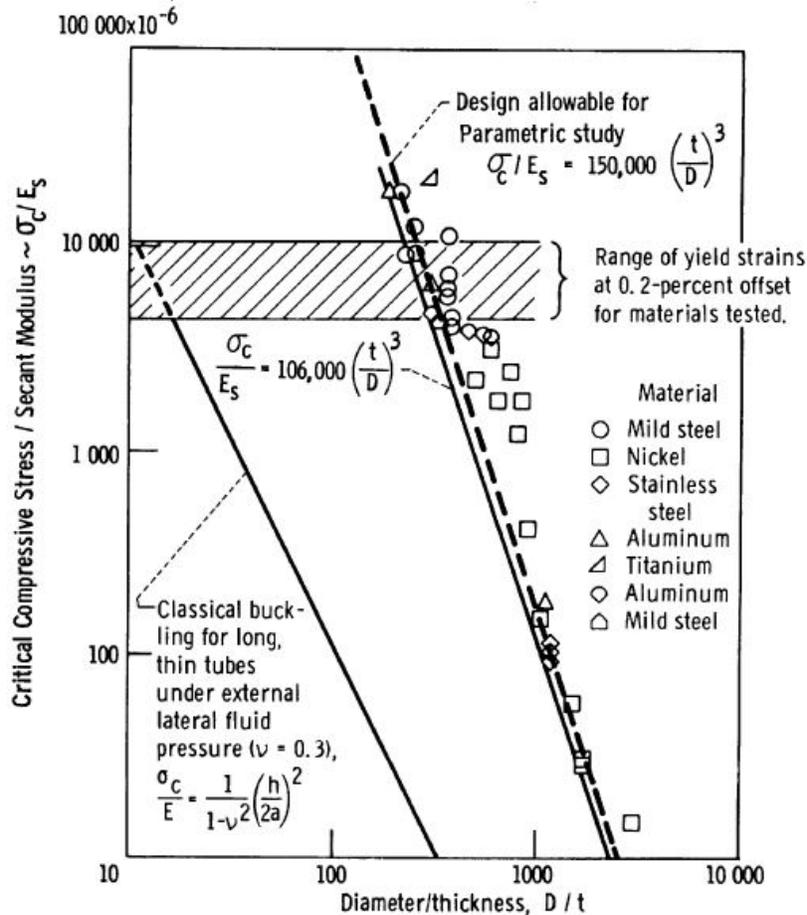


Figura 2.13. Correlación en coordenadas logarítmicas de línea-recta entre D/t y el parámetro σ_c/E_s .

En la Figura 2.13 la relación D/t representa el parámetro descriptivo de la pared delgada, mientras mayor sea, menor será la pared delgada del cilindro. El valor σ_c es el esfuerzo crítico durante la falla por pandeo y E_s es el modulo secante del cilindro metálico a la falla, el cual se obtiene a partir de la curva esfuerzo-deformación del material.

E_s siempre es igual al modulo elástico E debido a que el criterio de diseño del tanque metálico GFR considera que el esfuerzo residual del proceso de preesfuerzo en la región plástica de la curva esfuerzo-deformación de la parte metálica no debe exceder: a) el límite proporcional compresivo de la parte metálica o b) el esfuerzo compresivo de pandeo.

Finalmente, se puede observar de la Figura 2.13 una de las grandes ventajas al emplear materiales de refuerzo sobre tanques metálicos, esto es que el diseño puede tener una pared muy delgada (con mayor D/t) y resistir la misma cantidad de carga que un tanque sin material de refuerzo.

Materiales compuestos

3.1 Definición

Un material compuesto es el resultado de la combinación de dos o más materiales (un material base y los materiales de refuerzo) con el fin de obtener una combinación única de propiedades, esto con el fin de mejorar las propiedades de un material. El material de refuerzo suele ser de fibras que fortalecen el material base en términos de resistencia y rigidez. Estas fibras pueden ser alineadas, posicionadas o cortadas de diferentes maneras para afectar las propiedades resultantes del material compuesto. El material base mantiene el refuerzo en la orientación deseada, lo protege de ataques químicos y se une de tal forma que las cargas aplicadas pueden ser transferidas efectivamente.

Una de las principales razones por la cual se utilizan los materiales compuestos es el ahorro de peso que se obtiene gracias su rigidez y propiedades. Por ejemplo, un refuerzo de fibra de carbono puede ser cinco veces más resistente que un acero grado 1020 y sólo tiene una quinta parte del peso [43].

Los materiales compuestos deben ser utilizados para ciertos casos específicos. De ninguna manera pueden considerarse como el material adecuado para cualquier trabajo. Ahora bien, el desarrollo de compuestos también puede realizarse con la finalidad de obtener una combinación entre material convencional y refuerzo. Por ejemplo, en una aplicación que requiera una alta resistencia estructural, rigidez y resistencia al fuego, se puede hacer una combinación que involucre el material compuesto y algún otro material que sea resistente a altas temperaturas.

Las propiedades físicas y mecánicas de los materiales compuestos dependen de las propiedades individuales mecánicas y geométricas de los componentes y de la concentración de los mismos. Incrementando la fracción volumétrica del material de refuerzo puede aumentar la resistencia y rigidez, pero si esta fracción es muy elevada no habrá suficiente material de matriz para una correcta distribución. Existen diversos factores a considerar cuando se diseña con materiales compuestos. Por ejemplo el tipo de refuerzo, el arreglo geométrico, las condiciones ambientales, la fracción volumétrica de los componentes, etc.

Los materiales compuestos pueden ser clasificados por el tipo de constituyente o por el tipo de matriz. De acuerdo con el tipo de constituyente, el material de refuerzo de los compuestos puede ser de fibras o partículas, cada uno con propiedades y aplicaciones específicas.

Los compuestos de fibras pueden consistir de fibras continuas o cortas, las cuales se encuentran suspendidas en el material matriz. En un compuesto de fibras cortas o discontinuas, el material de refuerzo puede estar orientado de forma aleatoria o en una dirección específica. La discontinuidad puede producir en el material una respuesta *anisotrópica* pero en muchos casos la orientación aleatoria produce compuestos con propiedades muy cercanas a un material *isotrópico*. Por otra parte, el comportamiento de un compuesto de fibras continuas es *ortotrópico*.

El material compuesto particulado se caracteriza porque el refuerzo está constituido de partículas (vélgase la redundancia) y a diferencia de las fibras no se tiene una orientación establecida. Las partículas pueden tener cualquier forma, tamaño o configuración. Un ejemplo bien conocido de este tipo de compuesto es el concreto. El comportamiento de este tipo de material puede ser anisotrópico u ortotrópico.

3.2 Aplicaciones de materiales compuestos

Los elementos estructurales de materiales compuestos son usados en una gran variedad de componentes para automóviles, aviones, embarcaciones, además de artículos deportivos como esquí, palos de golf, raquetas de tenis, etc. Las estructuras de materiales compuestos son frecuentemente hechas de capas unidas para formar un compuesto laminar. Una capa puede consistir de compuestos de partículas, fibras cortas, fibras continuas unidireccionales o tejidas.



Figura 3.1. Algunas aplicaciones de materiales compuestos.

Los compuestos usados en aplicaciones estructurales se clasifican como de alto rendimiento. Por lo general son hechos de materiales sintéticos teniendo una alta razón de fuerza-peso y requieren ambientes de manufactura controlados para un funcionamiento óptimo. La industria aérea usa compuestos para obtener propiedades mecánicas mejores que la de los metales. El Boeing 757, por ejemplo, usa aproximadamente 760 ft^3 de compuestos en el cuerpo y los

componentes de las alas. Aunque la tecnología de los materiales compuestos ha tenido un rápido crecimiento no está completamente desarrollada. Nuevas combinaciones de fibras/resinas e incluso nuevos materiales se desarrollan constantemente.

La forma fundamental en que las fibras de material compuesto difieren respecto a los materiales de ingeniería convencionales, como los metales, es que las propiedades son altamente direccionales. Esto afecta la forma en la cual los materiales son utilizados y cómo se seleccionan las direcciones de las capas del material.

En el presente trabajo de tesis se asume que el material compuesto tendrá un comportamiento ortotrópico. Por definición, un material ortotrópico es un material lineal elástico homogéneo que tiene dos planos de simetría en cada punto en términos de propiedades mecánicas, siendo estos dos planos perpendiculares entre ellos. Las capas individuales de un material compuesto siguen esta consideración muy de cerca. Además, debido a que muchas estructuras de materiales compuestos son delgadas a través de la dirección del espesor, el desarrollo analítico suele ser realizado tomando en cuenta la teoría de esfuerzo plano [44].

3.3 Comportamiento elástico de un material compuesto

3.3.1 Ley de Hooke generalizada: material anisotrópico

La ley de Hooke generalizada relaciona nueve componentes de esfuerzo con nueve componentes de deformación, es decir:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}\epsilon_{kl} \quad (3.1)$$

Donde σ_{ij} corresponde a las componentes de esfuerzo, C_{ijkl} son los coeficientes de rigidez del material y ϵ_{kl} son las componentes de deformación unitaria ingenieril. Como los tensores de esfuerzo y deformación son simétricos y como la relación esfuerzo-deformación puede ser derivada de la función de densidad de energía de deformación [45], las siguientes condiciones simétricas se mantienen para materiales lineales elásticos:

$$C_{ijkl} = C_{jikl} \quad C_{ijkl} = C_{ijlk} \quad C_{ijkl} = C_{klij}$$

Con estas simetrías, la relación esfuerzo-deformación para materiales lineales elásticos puede ser expresada en su forma matricial como se muestra en la Ecuación 3.2 para un material anisotrópico, el cual es direccionalmente dependiente (opuesto con el material isotrópico).

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \epsilon_4 \\ \epsilon_5 \\ \epsilon_6 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

3.3.2 Material ortotrópico

La matriz de rigidez $[C]$ satisface una condición de geometría dada sí y sólo sí no cambia cuando es sometida a una *transformación ortogonal*. Esta transformación puede representar

simetría con respecto a un punto, un eje o un plano. Es decir, las propiedades elásticas de un continuo son invariantes bajo una transformación ortogonal A sí y sólo sí:

$$C = A_\epsilon^T C A_\epsilon \quad (3.3)$$

El material elástico ortotrópico tiene tres ejes planos ortogonales de simetría. Si se elige un sistema de coordenadas normal de tal manera que los ejes coincidan con las normales de los tres planos simétricos, las matrices de transformación son:

$$A_1 = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad A_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad A_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Si se considera ahora la deflexión de A_3 alrededor del plano 1-2, se tiene que:

$$A_\epsilon = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Entonces el requerimiento impuesto por la Ecuación 3.3 implica que:

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & -C_{14} & -C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & -C_{24} & -C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & -C_{34} & -C_{35} & C_{36} \\ -C_{14} & -C_{24} & -C_{34} & C_{44} & C_{45} & -C_{46} \\ -C_{15} & -C_{25} & -C_{35} & C_{45} & C_{55} & -C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & -C_{46} & -C_{56} & C_{66} \end{bmatrix}$$

Ahora bien, considerando la deflexión de A_2 alrededor del plano 1-3 se tiene:

$$A_\epsilon = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

Ambos requerimientos satisfacen la Ecuación 3.3, sí y sólo sí:

$$C_{14} = C_{15} = C_{24} = C_{25} = C_{34} = C_{35} = C_{46} = C_{56} = C_{16} = C_{26} = C_{36} = C_{45} = 0$$

Por lo tanto, la ley de Hooke para un material ortotrópico puede escribirse como:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \epsilon_4 \\ \epsilon_5 \\ \epsilon_6 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Es decir, que el comportamiento elástico de un material compuesto ortotrópico es caracterizado por nueve coeficientes independientes: C_{11} , C_{12} , C_{13} , C_{22} , C_{23} , C_{33} , C_{44} , C_{55} y C_{66} . Estos coeficientes deben ser expresados en función de las constantes usuales de ingeniería (modulo de Young, razón de Poisson y el modulo cortante).

3.3.3 Material isotrópico

Se ha mencionado que un material ortotrópico es esencialmente aquél que tiene tres planos de simetría mutuamente perpendiculares. Contrastante a esto, un material **isotrópico** es aquél cuyas propiedades son independientes de la dirección y cuyos planos son simétricos. En consecuencia, sólo existen dos constantes elásticas a diferencia de las nueve en materiales ortotrópicos, C_{11} y C_{12} .

Para materiales isotrópicos la ley de Hooke puede escribirse como:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{12} & C_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \epsilon_4 \\ \epsilon_5 \\ \epsilon_6 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

En donde C se define por la relación $C = \frac{C_{11} - C_{12}}{2}$.

3.3.4 Constantes de ingeniería

La forma más sencilla de las ecuaciones constitutivas se obtienen cuando son escritas en términos de los coeficientes de rigidez (C_{ij}), sin embargo, ninguno de esos coeficientes puede ser medido directamente con pruebas de caracterización mecánicas elásticas. Las constantes que medimos mediante estas pruebas son llamadas constantes de ingenierías. Las expresiones para las constantes de rigidez como funciones de las constantes de ingeniería son definidas por las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} C_{11} &= \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{\Delta} E_{11} \\ C_{12} &= \frac{\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23}}{\Delta} E_{11} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32}\nu_{13}}{\Delta} E_{22} \\ C_{13} &= \frac{\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32}}{\Delta} E_{11} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23}}{\Delta} E_{22} \\ C_{22} &= \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{\Delta} E_{22} \\ C_{23} &= \frac{\nu_{32} + \nu_{12}\nu_{31}}{\Delta} E_{22} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13}}{\Delta} E_{33} \\ C_{33} &= \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{\Delta} E_{33} \\ C_{44} &= G_{23} \quad C_{55} = G_{13} \quad C_{66} = G_{12} \\ \Delta &= 1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - \nu_{13}\nu_{31} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13} \end{aligned}$$

3.4 Transformación de coordenadas

El estudio de los materiales compuestos requiere la aplicación de las ecuaciones de transformación para describir apropiadamente su dependencia direccional.

La transformación de coordenadas obedece las expresiones matemáticas correspondientes a la álgebra tensorial. Estas expresiones son escritas en términos de los cosenos directores de un sistema como en la Figura 3.2. La correspondencia de los cosenos directores es mostrada en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Cosenos directores de rotación alrededor de un eje.

	x_1	x_2	x_3
X	$a_{11} = \cos\theta$	$a_{12} = -\sin\theta$	$a_{13} = 0$
Y	$a_{21} = \sin\theta$	$a_{22} = \cos\theta$	$a_{23} = 0$
Z	$a_{31} = 0$	$a_{32} = 0$	$a_{33} = 1$

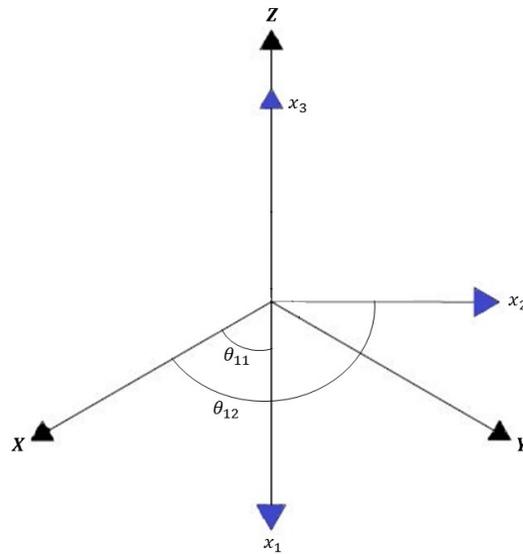


Figura 3.2. Sistema de coordenadas cartesianas.

Es necesario definir una de transformación para los esfuerzos (T_1) y una segunda matriz para las deformaciones (T_2). Para un tensor de segundo orden, σ_{ij} en el espacio tridimensional ($i, j = 1, 2, 3$), para una transformación rotacional alrededor de un eje se tiene:

$$\sigma'_{ij} = a_{ki}a_{lj}\sigma_{kl} \quad (3.7)$$

Sea $m = \cos\theta$ y $n = \sin\theta$. Expandiendo la Ecuación 3.5 y empleando la Tabla 3.1 se tiene:

$$[\sigma]_1 = [T_1][\sigma]_x \quad (3.8)$$

Donde la matriz de transformación, T_1 se expresa como:

$$T_1 = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 0 & 0 & 0 & 2mn \\ n^2 & m^2 & 0 & 0 & 0 & -2mn \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & -n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & n & m & 0 \\ -mn & mn & 0 & 0 & 0 & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

De la misma manera, las ecuaciones de transformación para el tensor de deformación se define por:

$$[\epsilon]_1 = [T_2] [\epsilon]_x \quad (3.10)$$

$$T_2 = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 0 & 0 & 0 & mn \\ n^2 & m^2 & 0 & 0 & 0 & -mn \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & -n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & n & m & 0 \\ -2mn & 2mn & 0 & 0 & 0 & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Nótese que las matrices T_1 y T_2 difieren por un factor de 2 en dos términos de las matrices.

3.4.1 Transformación de la matriz de rigidez

La matriz de rigidez en el sistema de coordenadas global puede relacionarse con el sistema coordinado del material, siguiendo la definición de la ley de Hooke mostrada en la Ecuación 3.1 y sustituyendo las Ecuaciones 3.8 y 3.10 se tiene:

$$[T_1] [\sigma]_x = [C] [T_2] [\epsilon]_x$$

Entonces, ordenando términos, la ley de Hooke transformada se expresa como:

$$\begin{aligned} [\sigma]_x &= [T_1]^{-1} [C] [T_2] [\epsilon]_x \\ [\sigma]_x &= [\tilde{C}] [\epsilon]_x \end{aligned}$$

Donde, por inspección se observa que:

$$[\tilde{C}] = [T_1]^{-1} [C] [T_2] \quad (3.12)$$

3.5 Teoría de las placas laminadas

En muchas estructuras hechas de materiales compuestos se tienen fibras colocadas en más de una dirección debido que la mayoría de los compuestos son muy débiles en direcciones transversales a las fibras. En caso de que las fibras no seas posicionadas adecuadamente, una carga secundaria podría provocar falla en la estructura. Por ésta razón, la selección apropiada de la dirección de los ángulos de las diferentes capas es uno de los puntos clave en el diseño con estructuras hechas de materiales compuestos.

Una estructura laminada se define como un conjunto de láminas unidas entre sí. Como en la mayoría de las aplicaciones, el espesor de la lámina es pequeño respecto al largo y ancho de la misma, se suele considerar un estado de esfuerzo plano.

En este trabajo de tesis se presenta la teoría de placas laminadas del trabajo original de Pister y Dong (1959), Reissner y Stavsky (1961) y Dong et al. (1962) expuesta por Carl Herakovich en su libro “Mechanics of Fibrous Composites” [45].

3.5.1 Notación

Se considera el sistema de coordenadas global x, y, z en la Figura 3.3. El origen de coordenadas se localiza en el plano medio del laminado, el cual tiene N capas numeradas desde la parte superior a la inferior. Cada capa tiene una orientación distinta φ_k .

La posición de cada capa se presenta en la Figura 3.4 donde el espesor de cada una se define por $t_k = z_k - z_{k-1}$. La superficie superior de la lámina se denota por z_0 y el espesor total es $2H$.

Un sistema de notación se ha ideado para describir la secuencia de apilamiento de las capas en la lámina. En la Tabla 3.2 se muestran varios ejemplos de la notación empleada para distintas secuencias de apilamiento.

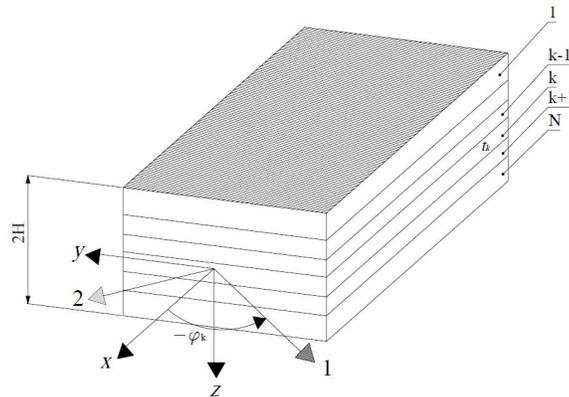


Figura 3.3. Laminado compuesto.

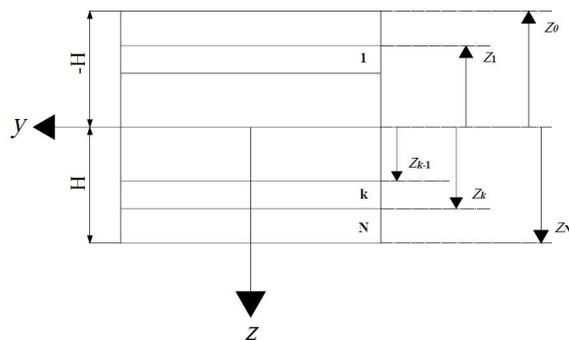


Figura 3.4. Coordenadas de las capas.

Tabla 3.2. Ejemplo de notaciones [45]

Secuencia de capas	Laminado	Capas
8 capas @ 0°	[0 ₈]	8
2 @ +45, 2 @ -45, simétrico	[45 ₂ / - 45 ₂] _s	8
+45/ - 45/ + 45/ - 45, simétrico	[(+45) ₂] _s	8
+45/ - 45/0/90, simétrico	[(+45/0/90)] _s	8
50 grupos de [(±45/0/90)] _s , simétrico	[(±45/0/90) ₅₀] _s	400
+θ, -θ, simétrico	[±theta] _s	4

3.5.2 Consideraciones de la teoría de placas laminadas

En la teoría de placa laminadas, las siguientes consideraciones son fundamentales para el desarrollo de la teoría:

- El laminado consiste de capas perfectamente unidas.
- Cada capa es un material homogéneo con propiedades conocidas efectivamente.
- La propiedades de cada capa individual pueden ser correspondientes a un material isotrópico, ortotrópico o transversalmente isotrópico.
- Cada capa se encuentra en un estado de esfuerzo plano.
- La lámina se deforma de acuerdo a las consideraciones de Kirchhoff: 1) las normales al plano medio permanece rectas al mismo después de la deformación, 2) las normales al plano medio no cambian en longitud.

3.5.3 Relaciones esfuerzo-deformación

Las consideraciones de Kirchhoff para que las normales permanezcan normales y rectas al plano medio requieren que los esfuerzos cortantes γ_{zx} y γ_{zy} sean iguales a cero. Además, para que las normales no cambien en longitud se requiere que el desplazamiento en z del plano medio sea una función de las coordenadas x y y , es decir $w = w(x, y)$ y también la deformación normal en z debe ser cero, $\epsilon_z = 0$.

Se considera el esquema de la Figura 3.5. Considerando que los desplazamientos son pequeños, la pendiente α del plano medio deformado también será pequeña y para ángulos pequeños la tangente del ángulo se puede aproximar como:

$$\tan\alpha = \frac{\partial w}{\partial x} = \alpha$$

El desplazamiento total, u , de un punto genérico A de la Figura 3.5 puede escribirse como la suma del desplazamiento del plano medio, u° , más el desplazamiento debido a la rotación, α . Esto es:

$$u = u^\circ - z \tan\alpha = u^\circ - z \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.13)$$

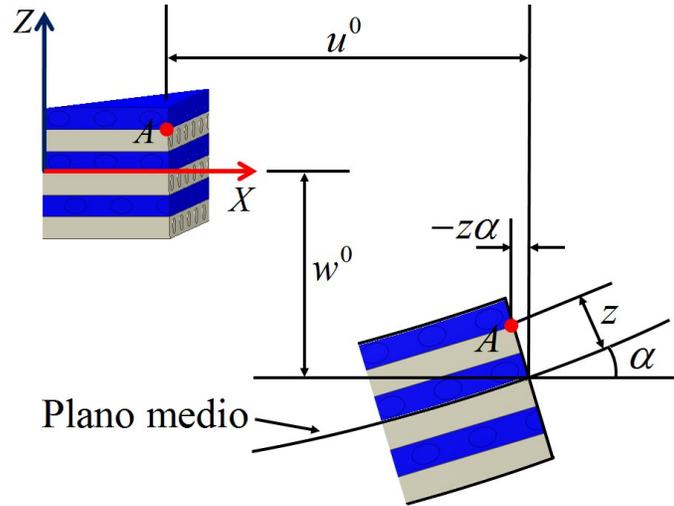


Figura 3.5. Deformación de una placa laminada bajo la hipótesis de Kirchhoff [40].

De la misma manera, el desplazamiento en el plano y se define por:

$$v = v^{\circ} - z \tan \alpha = v^{\circ} - z \frac{\partial w}{\partial y} \quad (3.14)$$

y como las normales no cambian en longitud, w es independiente de z , es decir:

$$w(x, y) = w^{\circ}(x, y) \quad (3.15)$$

Sustituyendo en las ecuaciones de Cauchy [46] se tiene:

$$\epsilon_x = \epsilon_x^{\circ} + z \kappa_x \quad (3.16)$$

$$\epsilon_y = \epsilon_y^{\circ} + z \kappa_y \quad (3.17)$$

$$\gamma_{xy} = \gamma_{xy}^{\circ} + z \kappa_{xy} \quad (3.18)$$

en donde las curvaturas se definen como:

$$\kappa_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad \kappa_y = -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad \kappa_{xy} = -\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

Al combinar las ecuaciones anteriores en su forma matricial se obtiene:

$$\begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_x^{\circ} \\ \epsilon_y^{\circ} \\ \gamma_{xy}^{\circ} \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

La Ecuación 3.19 expresa las deformaciones totales en cualquier posición de z del laminado en términos de las deformaciones del plano medio y las curvaturas.

3.5.4 Esfuerzos en placas laminadas

Los esfuerzos en cualquier posición z se pueden determinar como:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{bmatrix} = [\bar{C}]^k [\bar{\epsilon}] = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{16} \\ \bar{C}_{12} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{26} \\ \bar{C}_{16} & \bar{C}_{26} & \bar{C}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

donde $[\bar{C}]^k$ es la matriz de rigidez transformada de la k -ésima capa. Un punto importante en el uso de las ecuaciones constitutivas para compuestos laminados es el hecho de que la matriz de rigidez transformada $[\bar{C}]^k$ varía con la orientación de cada capa. Combinando las Ecuaciones 3.19 y 3.20 se obtiene una expresión general para los esfuerzos en la k -ésima capa de un compuesto laminado:

$$[\sigma]^k = [\bar{C}]^k [\epsilon^0] + [\bar{C}]^k z [\kappa] \quad (3.21)$$

El primer término de la Ecuación 3.21 corresponde a los esfuerzos asociados con las deformaciones del plano medio y el segundo término corresponde a los esfuerzos asociados con las deformaciones por flexión.

3.5.5 Fuerzas en el plano por unidad de longitud

Las fuerzas en el plano por unidad de longitud (N_x , N_y , N_{xy}), representado en la Figura 3.6, son definidas como las integrales a través del espesor del esfuerzo plano en el laminado.

$$N_x = \int_{-t}^t \sigma_x dz \quad (3.22)$$

$$N_y = \int_{-t}^t \sigma_y dz \quad (3.23)$$

$$N_{xy} = \int_{-t}^t \tau_{xy} dz \quad (3.24)$$

Combinando las Ecuaciones 3.21 y 3.24 se obtiene:

$$[N] = \int_{-t}^t [\bar{C}]^k [\epsilon^0] dz + \int_{-t}^t [\bar{C}]^k [\kappa] dz \quad (3.25)$$

Recordando que $[\epsilon^0]$ y $[\kappa]$ son independientes de z , la integral sobre el espesor laminado puede ser remplazada por una sumatoria de integrales sobre el espesor de cada capa, por lo tanto:

$$[N] = \sum_{k=1}^N \left(\int_{-t}^t [\bar{C}]^k [\epsilon^0] dz \right) [\epsilon^0] + \sum_{k=1}^N \left(\int_{-t}^t [\bar{C}]^k [\epsilon^0] z dz \right) [\kappa] \quad (3.26)$$

Por conveniencia, la Ecuación 3.26 puede ser escrita como:

$$[N] = [A][\epsilon^0] + [B]z[\kappa] \quad (3.27)$$

Donde $[A]$ y $[B]$ son matrices definidas como la sumatoria sobre las N capas:

$$[A] = \sum_{k=1}^N [\bar{C}]^k (z_k - z_{k-1}) \quad (3.28)$$

$$[B] = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N [\bar{C}]^k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \quad (3.29)$$

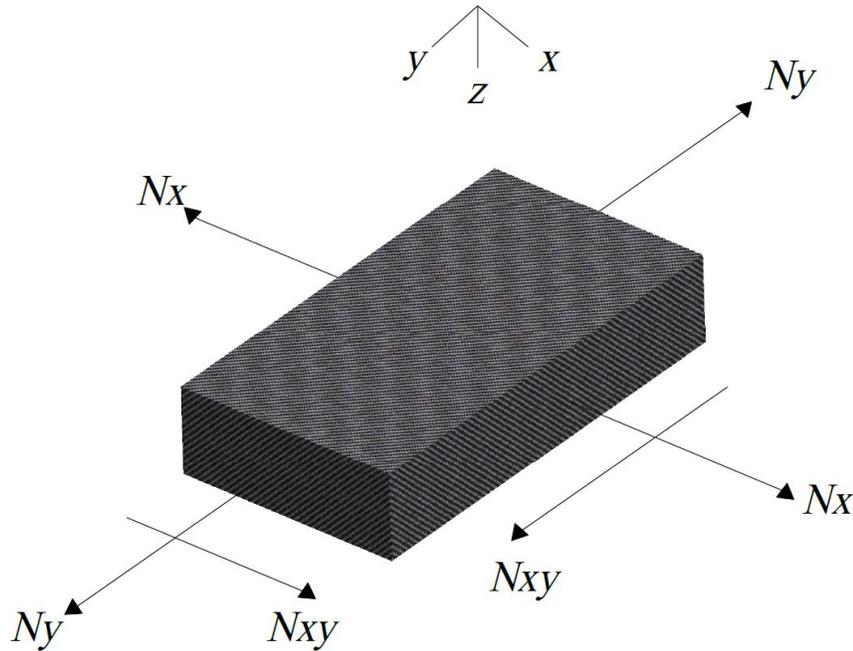


Figura 3.6. Fuerzas en el plano xy por unidad de longitud.

3.5.6 Momentos por unidad de longitud

Los momentos por unidad de longitud (M_x , M_y , M_{xy}) son definidos como la integral de la diferencial de fuerzas por el brazo de palanca integrado a través del espesor laminado.

$$M_x = \int_{-t}^t \sigma_x z dz \quad (3.30)$$

$$M_y = \int_{-t}^t \sigma_y z dz \quad (3.31)$$

$$M_{xy} = \int_{-t}^t \tau_{xy} z dz \quad (3.32)$$

Siguiendo el mismo procedimiento empleado para las fuerzas por unidad de longitud, los esfuerzos se sustituyen en la Ecuación 3.32 de tal forma que:

$$[M] = [B][\epsilon^0] + [D][\kappa] \quad (3.33)$$

Donde $[D]$ es la matriz simétrica por flexión, la cual depende de la secuencia de capas y se expresa como:

$$[D] = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N [\bar{C}]^k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \quad (3.34)$$

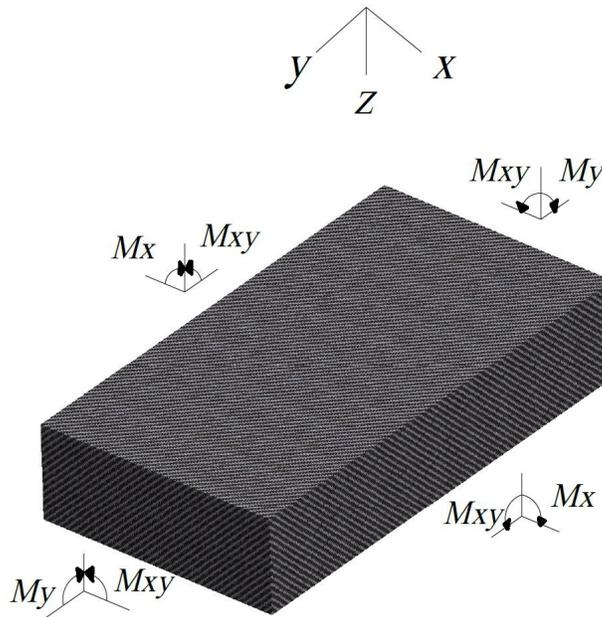


Figura 3.7. Momentos por unidad de longitud.

3.6 Tanques con material compuesto

En el diseño y análisis de tanques se hace la suposición de que las deformaciones en el revestimiento y el material compuesto son iguales (consideración de laminado de pared delgada). Entonces, las propiedades de rigidez se pueden obtener construyendo una matriz $[A]$ para cada componente, mediante la Ecuación 3.28 donde $[\bar{C}]$ es la matriz esfuerzo-deformación global del sistema de coordenadas y el término $(z_k - z_{k-1})$ es el espesor de cada capa. La matriz esfuerzo deformación para el revestimiento interno (liner) isotrópico está dada por la Ecuación 3.6. En muchas estructuras de ingeniería con placas laminadas, como el caso de tanques, el espesor es lo suficientemente delgado en la dirección transversal, por lo que conviene simplificar las ecuaciones de la teoría de placas laminadas a una forma de estado de esfuerzo plano [44]. De esta manera la ecuación para la construcción de la matriz $[A]$ queda de la forma:

$$[A] = \sum_{k=1}^N [\bar{Q}_{ij}]^k (z_k - z_{k-1}) \quad (3.35)$$

Donde $[\bar{Q}]$ es la matriz esfuerzo-deformación del sistema de coordenadas global. Entonces la matriz esfuerzo-deformación para el revestimiento metálico interno isotrópico está dada por:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_h \\ \tau_{xh} \end{bmatrix} = [Q_i] \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_h \\ \gamma_{xh} \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Donde los subíndices x y h representan las direcciones axiales y radiales (*hoop*), respectivamente y además:

$$[Q_i] = \begin{bmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} & \frac{\nu E}{1-\nu^2} & 0 \\ \frac{\nu E}{1-\nu^2} & \frac{E}{1-\nu^2} & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Es importante observar que la Ecuación 3.37 es la forma simplificada de la Ecuación 3.6, para esfuerzo plano.

Por otro lado, las matrices esfuerzo-deformación para el material compuesto dependen del ángulo de las fibras y se puede obtener mediante la ecuación de transformación:

$$[\bar{Q}] = [T^{-1}][Q][R][T][R^{-1}] \quad (3.38)$$

Donde $[Q]$ es la matriz simplificada de la Ecuación 3.5 para el caso de esfuerzo plano. De forma que:

$$[\bar{Q}] = \begin{bmatrix} \frac{E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{\nu_{21}E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{\nu_{12}E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

La matriz $[R]$ se escribe por convención como:

$$[R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

Considerando este caso, las cargas de la pared cilíndrica pueden ser calculadas de las ecuaciones de equilibrio normales, $N_x = pr/2$, $N_y = pr$ y $N_{xy} = 0$, y así, el cálculo de las deformaciones se puede llevar cabo mediante la expresión:

$$\begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_h \\ \gamma_{xh} \end{bmatrix} = A^{-1} \begin{bmatrix} pr/2 \\ pr \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

Donde la matriz $[A]$ corresponde nuevamente a toda la pared del cuerpo (revestimiento metálico y material compuesto). Los esfuerzos se pueden calcular a partir de la Ecuación 3.41 ya que las deformaciones son las mismas tanto para el revestimiento metálico interno como para

el material compuesto de acuerdo a la suposición mencionada anteriormente. Así los esfuerzos en la dirección de las fibras se determina por:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix} = [Q][R][T][R^{-1}] \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Donde las direcciones x y y remplazan la dirección x y h . Una vez calculados los esfuerzos y las deformaciones se pueden calcular algunos valores de interés. Uno de los principales es la presión inicial de cedencia en el revestimiento metálico interno (*liner*), la cual puede ser calculada mediante el criterio de Von Mises [44], de forma que:

$$P_y = \frac{\sqrt{2}\sigma_{yp}}{[(\sigma_h^l - \sigma_a^l)^2 + (\sigma_h^l)^2 + (\sigma_a^l)^2]^{1/2}} \quad (3.43)$$

Donde los subíndices h y a representan las direcciones *hoop* y *axial*, respectivamente. Si un tanque es expuesto a un ciclo de sobrepresión (*autofrettage*), ver la Figura 3.8, se puede obtener un esfuerzo residual favorable en el *liner*, deformándolo hasta la región plástica.

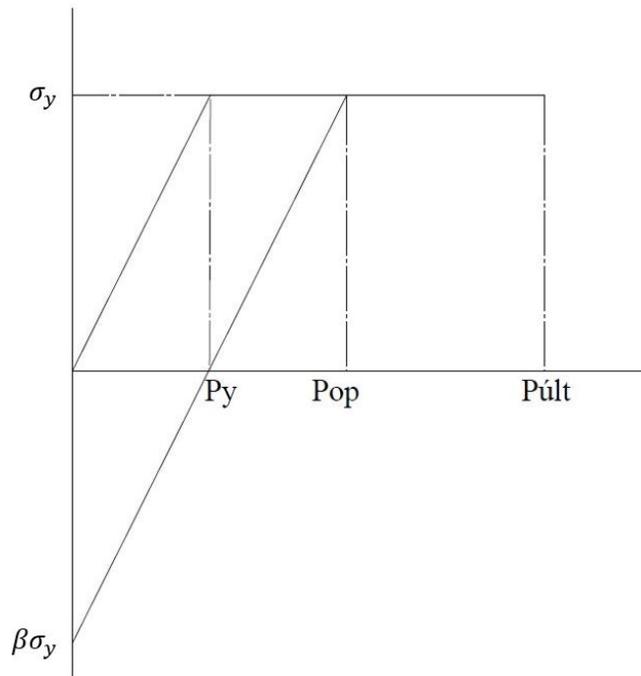


Figura 3.8. Esfuerzo en la dirección hoop del liner como función de la presión.

Así, asumiendo que los esfuerzos en el *liner* no cambian pasando la cedencia inicial, la caída de presión en el *liner* tampoco cambia. Entonces, la respuesta mejorada del cuerpo del cilindro con material compuesto se puede calcular como si actuara por sí sola, con una presión interna dada por la presión interna real menos una constante de caída de presión. Entonces la respuesta adicional del material compuesto a la sobrepresión puede ser calculada mediante:

$$\begin{bmatrix} \Delta\epsilon_x \\ \Delta\epsilon_y \\ \Delta\epsilon_{xy} \end{bmatrix} = A_c^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\Delta p r}{2} \\ \Delta p r \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Donde A_c es la matriz A para el material compuesto. Los esfuerzos después de la descarga se pueden calcular a partir de los datos de la sobrepresión. El estado residual con presión interna cero consiste en una compresión residual en el *liner* y una tensión residual en el material compuesto. Se asume β como la razón residual de los esfuerzos de compresión residuales hasta aquellos que causan la presión inicial de cendencia en el *liner*. Entonces la carga de sobrepresión puede obtenerse mediante la relación:

$$P_{op} = (1 + \beta)P_y \quad (3.45)$$

Modelado y mallado por elementos finitos

En este capítulo se presenta el modelado y mallado de los sistemas que serán analizados. El objetivo del presente trabajo de tesis es analizar los efectos de pandeo en tanques de hidrógeno tipo III. Para lograrlo es necesario comprender la metodología para simular apropiadamente un sistema sometido a pandeo, de manera que se parte con el análisis de una columna empotrada y la obtención de la carga crítica. Después se procede a modelar un tubo hueco y validarlo con los experimentos realizados por la Universidad de Illinois [41].

4.1 Consideraciones para análisis de pandeo por el método del elemento finito

Cuando se analiza pandeo con el método del elemento finito existen dos enfoques posibles: pandeo lineal y pandeo no lineal. La selección del enfoque dependerá de la naturaleza del modelo que se esté analizado, la geometría y la información que se desee obtener. En el presente trabajo de tesis el análisis por elemento finito es realizado empleando el software comercial ANSYS [®], por lo que la manera de simular el pandeo depende en gran medida de la metodología disponible en dicho software y los tipos de elementos disponibles. Aunque cabe resaltar que el concepto fundamental para hacer las simulaciones no es muy diferente en otros softwares comerciales [47].

Los análisis de pandeo lineal (también conocidos como *eigenbuckling analysis*) predicen la resistencia al pandeo teórica de una estructura elástica ideal. Este método corresponde al enfoque que concuerda con la solución de la mecánica clásica de Euler. Sin embargo, las imperfecciones estructurales y las no linealidades predicen el valor crítico de pandeo en la mayoría de las estructuras del mundo real. Es decir, con los análisis de pandeo lineales frecuentemente se alcanza una solución más rápida pero los resultados no son conservativos. En conclusión, este método no es recomendado cuando se desean resultados con mucha precisión o en la predicción de pandeo para estructuras de la vida real, pero puede ser de gran ayuda para tener un entendimiento general del comportamiento de una estructura sometida a cargas de pandeo.

Por otra parte, los análisis de pandeo no lineales son más precisos porque en ellos se considera un enfoque no lineal y de grandes desplazamientos para predecir las cargas críticas. La manera de realizar un análisis no lineal es incrementando la carga aplicada gradualmente hasta que cierto nivel se alcanza, provocando inestabilidad en la estructura (es decir, un incremento de carga muy pequeño causa repentinamente grandes desplazamientos en la estructura) [48].

Cuando se desea modelar el pandeo en una estructura usando el enfoque no lineal, es necesario establecer una perturbación, la cual puede ser una carga (o cargas) simbólica o un desplazamiento pequeño en la geometría.

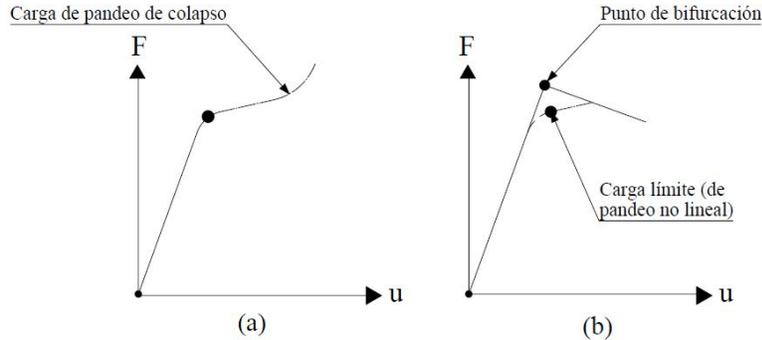


Figura 4.1. a) Curva Fuerza-Desplazamiento no lineal, b) Curva de pandeo lineal (eigenbuckling).

4.2 Imperfecciones para análisis no lineales

Si una estructura es perfectamente simétrica, el pandeo no simétrico no ocurre numéricamente y por tanto, un análisis no lineal de pandeo fallaría en sus resultados debido a que los efectos de pandeo no simétrico no pueden ser ignorados.

Ahora bien, en el caso de un tanque cilíndrico o una columna, tanto la geometría como los elementos y en algunos casos las cargas, son todas simétricas. Por lo tanto no es posible hacer un análisis no lineal con esta configuración y esperar obtener resultados de pandeo no simétrico. Para ello es necesario añadir al modelo inicial pequeñas imperfecciones, similares a aquellas causadas por falta de precisión durante el proceso de manufactura en una estructura real.

Las imperfecciones se pueden introducir mediante pequeñas perturbaciones en forma de cargas o deformando ligeramente la estructura. Sin embargo, aunque la perturbación en forma de cargas es pequeña, por lo general no es un método ideal de lograr el análisis no lineal porque es difícil determinar que tan grande la magnitud de dicha carga debería ser y su posicionamiento en el modelo. Además, una carga de perturbación muy grande puede cambiar el problema que se desea analizar completamente.

Las imperfecciones geométricas se pueden generar ya sea empleando un promedio de los modos de pandeo o con cierta forma de amplitud aleatoria:

- Las imperfecciones en las formas de los modos de pandeo se pueden obtener realizando un análisis preliminar de pandeo lineal y entonces actualizando la geometría del modelo original a una configuración deformada. Esta técnica se logra añadiendo los desplazamientos de los modos de pandeo reducidos por un factor de escalamiento típicamente del orden 10^{-1} .
- Se pueden introducir imperfecciones cuasi-aleatorias modificando las coordenadas de los nodos con un número aleatorio.

Las magnitudes de los desplazamientos después del factor de escalamiento generalmente dependen de la geometría y deberían estar en el mismo rango que la tolerancia de manufactura (la cual es típicamente menor al 1 %), de tal manera que no haya grandes cambios en el modelo original del problema durante el análisis [49].

4.2.1 Análisis no lineal en una columna empotrada-libre

Como primer ejemplo demostrativo se procede a realizar un análisis no lineal para el problema de la columna empotrada con extremo libre descrito en el Capítulo 2. Este problema se hace con la finalidad de introducir la metodología que se sigue en la realización de un análisis de pandeo en una estructura.

Se comienza determinando la carga crítica por medio de las ecuaciones de la teoría clásica de Euler y se sigue con la realización del análisis no lineal para comparar los resultados obtenidos.

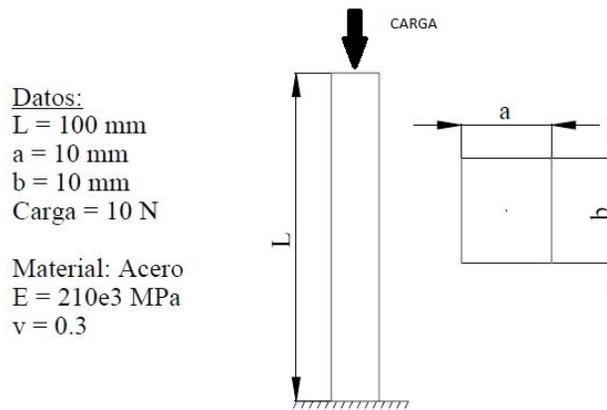


Figura 4.2. Caso de estudio: columna empotrada con sección cuadrada sujeta a una carga distribuida en su extremo libre.

Al considerar el caso de pequeñas deformaciones, se puede emplear la Ecuación 2.3 para determinar la carga crítica en la columna. Además, si se desea encontrar la carga crítica para cada modo de pandeo se pueden emplear las ecuaciones que se muestran en la Figura 2.3.

Empleando la Ecuación 2.3 y sustituyendo los datos del caso de estudio, se puede obtener la carga crítica de la columna sometida a dicha carga, esto es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} = 43179.55 \text{ N} \quad (4.1)$$

Donde I es el segundo momento de área para una sección cuadrada y es $I = 833.33 \text{ mm}^4$.

Habiendo establecido las consideraciones del caso de estudio, se procede con el modelado del problema, el cual se realizará en el software comercial ANSYS [®] [54].

Con la finalidad de simplificar el modelo, se considerará una línea recta como modelo de

la columna. Debido a que para simular el pandeo se requiere que el modelo tenga grados de libertad de movimiento de rotación y desplazamiento, se selecciona el elemento BEAM188. La descripción de este elemento se puede encontrar en el Apéndice I del presente trabajo de tesis.

El mallado del modelo se lleva a cabo dividiendo la columna empotrada mediante 100 líneas, lo que resulta en un modelo discretizado por 100 elementos.

Se procede entonces con el establecimiento de las condiciones de frontera. Como se trata de una columna empotrada, el nodo inferior debe tener todos sus grados de libertad ($u_x, u_y, u_z, g_{xy}, g_{yz}, g_{xz}$) restringidos de tal forma que no haya movimiento en ese nodo. Por otra parte, la carga aplicada en un análisis de pandeo lineal se puede dejar de magnitud 1. Después de que el problema sea resuelto, ANSYS® reporta los resultados en un factor de carga proporcional a la magnitud de la carga establecida, por lo que no es necesario establecer un valor en específico cuando se realiza el análisis lineal. Para este ejercicio representativo, se obtienen los primeros 3 modos de pandeo en la columna. Estos modos indican las cargas críticas según sea el nivel de deformación en la estructura.

Los resultados indican que el primer modo de pandeo ocurre a una carga de $P_{cr} = 43000 N$, lo cual se aproxima al resultado obtenido en la Ecuación 4.1. En la Figura 4.3 se presentan los desplazamientos de la columna empotrada para cada modo de pandeo. Es importante notar que la deformación de la estructura está aumentada por un factor, esto con la finalidad de mostrar a mayor detalle la tendencia que sigue la columna al ser deformada.

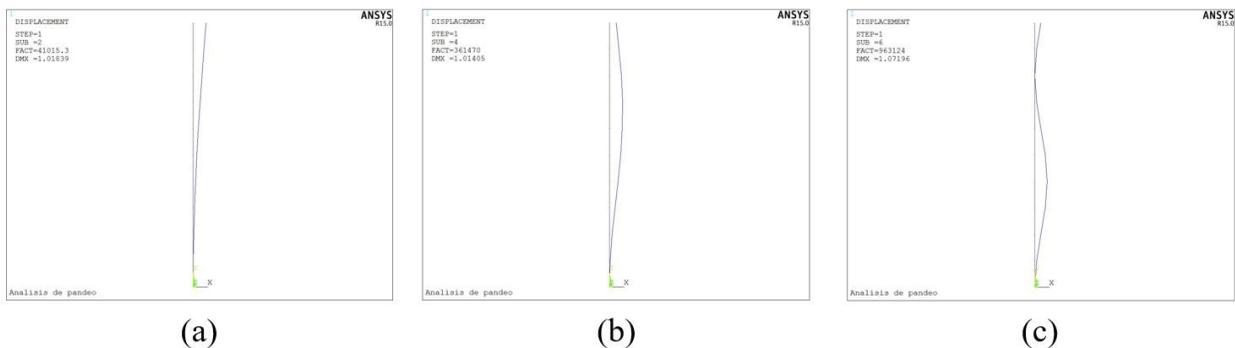


Figura 4.3. a) Primer modo de pandeo; b) segundo modo de pandeo; c) tercer modo de pandeo.

Se prosigue con la realización de un análisis no lineal, para ello se requiere añadir una imperfección al modelo original. En este ejemplo se emplea la primera técnica para aplicar la imperfección, la cual consiste en aplicar una carga simbólica. Primero se deben considerar los resultados obtenidos del análisis lineal. En este análisis se determinó que el valor de la carga crítica es alrededor de $43000 N$, por tanto, para realizar el análisis no lineal se aplicara una carga de $50000 N$ sobre la columna, la cual irá aumentando gradualmente en 20 pasos. Por su parte, la carga simbólica de imperfección tiene una magnitud designada de $250 N$ y su posición será en el nodo superior. Esta magnitud dependerá de los resultados obtenidos en el análisis. Hay que tener en mente que una imperfección muy pequeña puede no ser suficiente para generar el pandeo no simétrico y en contra parte, una imperfección de magnitud muy grande puede cambiar completamente el problema que se está analizando. En la Figura 4.4 se presenta el modelo original con la carga de imperfección. Por el comportamiento de la

columna mostrado en la Figura 4.3, se determina que la carga de imperfección se aplica en el nodo superior de la columna.

Del análisis no lineal se puede obtener la curva carga-desplazamiento, la cual servirá para determinar el valor de la carga sobre la cual la columna comienza a deformarse con mayor amplitud. En la Figura 4.6 se muestra esta curva notando que la carga crítica está localizada alrededor de los 40000 N. Cabe mencionar que la escala de tiempo representa en este caso un valor de carga.

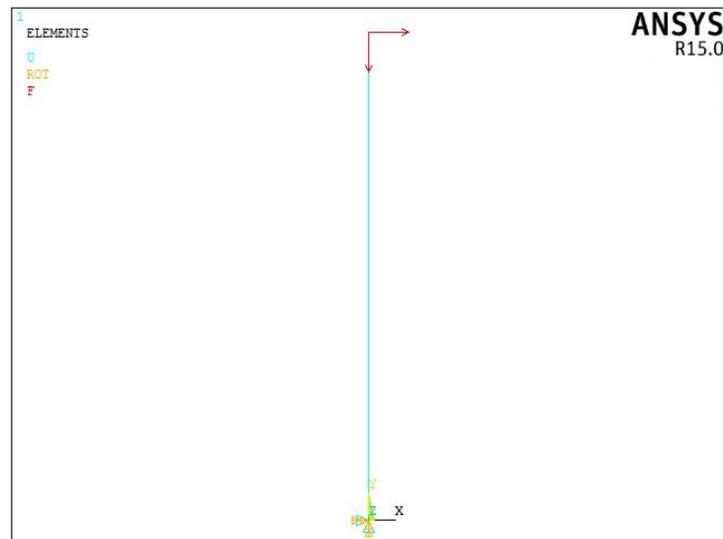


Figura 4.4. Carga simbólica aplicada en la dirección x positiva.

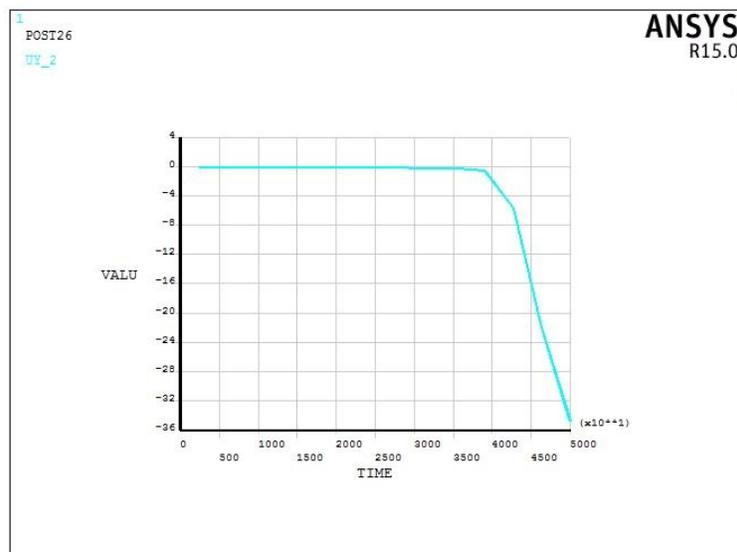


Figura 4.5. Curva carga - desplazamiento para una columna empotrada.

Para encontrar el valor preciso de la carga crítica es necesario revisar el archivo de monitoreo que usa ANSYS. Este archivo muestra una tabla de los datos obtenidos conforme la carga se iba aumentando. Para el presente caso, el archivo de monitoreo revela que la carga crítica es $P_{cr} = 42734.5 \text{ N}$.

Finalmente, en la Tabla 4.1 se comparan los resultados obtenidos de la teoría clásica, el análisis lineal (eigenbuckling) y el análisis no lineal.

Tabla 4.1. Resumen de resultados obtenidos

	Carga crítica [N]	Error
Teoría Clásica	43187.9	-
Eigenbuckling	41015.3	5.03 %
No lineal	42734.5	1.05 %

El error entre los resultados puede reducirse modificando ciertos factores, tales como la densidad de malla, el número de pasos en los que se divide la carga, los pasos de expansión en el análisis lineal entre otros, sin embargo, este ejercicio se realizó con la finalidad de demostrar la primer técnica para aplicar imperfección, es decir, la aplicación de la carga simbólica. En el siguiente ejemplo se demuestra otra técnica para lograr realizar un análisis no lineal de pandeo.

4.2.2 Análisis no lineal de un anillo con carga externa

Se considera un anillo de aluminio que es sometido a una carga externa sobre toda su superficie. Las propiedades y características del problema se resumen en la Figura 4.6

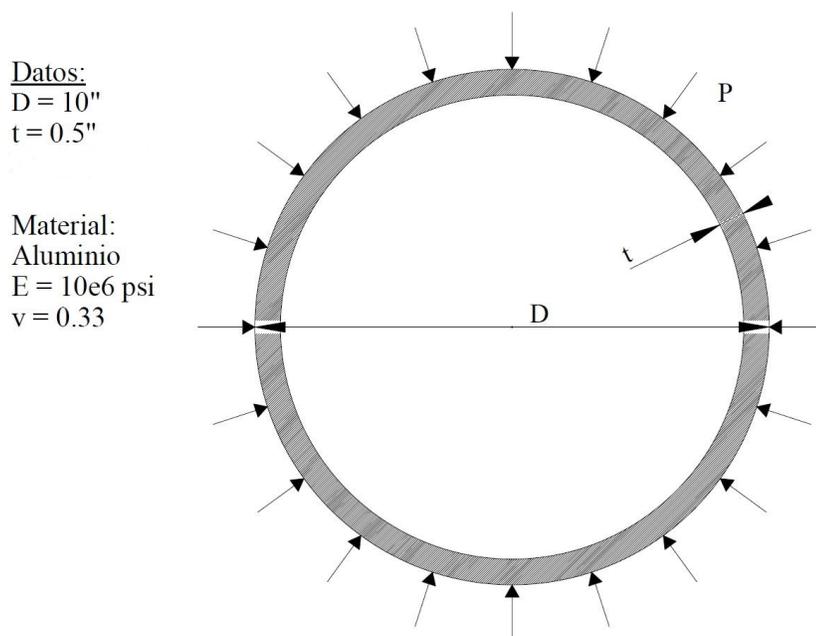


Figura 4.6. Caso de estudio: anillo con carga externa.

De igual manera que en el ejercicio anterior, se parte realizando un análisis lineal. En términos de análisis, el pandeo de un anillo es muy similar al pandeo en secciones de cilindros. La tendencia que sigue la deformación es presentada en la Figura 2.9. El modelo del anillo que se desea analizar y sus condiciones de frontera es presentado en la Figura 4.7.

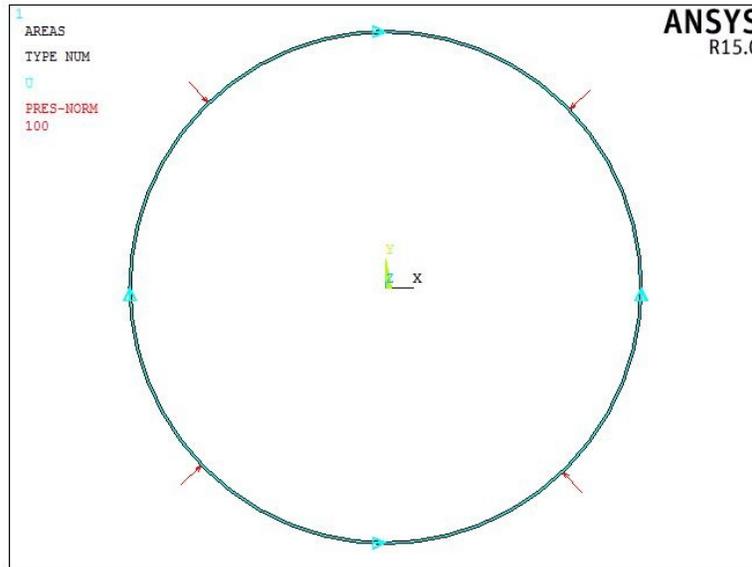


Figura 4.7. Modelo del anillo sometido a carga externa.

El análisis lineal demuestra que la deformación del anillo es similar a la que ocurre en los cilindros huecos durante el pandeo. La Figura 4.8 presenta los primeros tres modos de pandeo en el anillo.

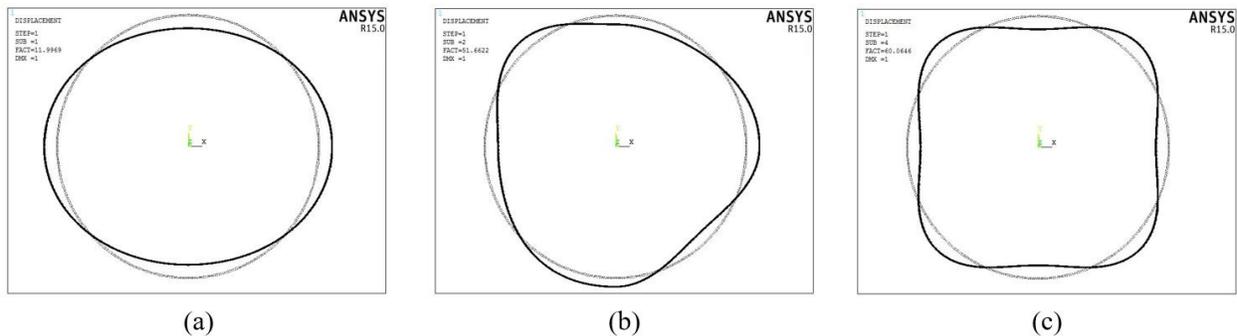


Figura 4.8. a) Primer modo de pandeo; b) segundo modo; c) tercer modo.

La carga crítica encontrada con el análisis lineal es de $P_{cr} = 12 \text{ psi}$. Basándose en este valor, se llevará a cabo un análisis no lineal con una carga externa de $P = 20 \text{ psi}$.

Es momento añadir una imperfección a la geometría original. Para fines demostrativos, la imperfección se realizará empleando la técnica que actualiza el modelo en base a los modos de pandeo (*upgeom*).

La actualización de la geometría se puede realizar siguiendo la siguiente cadena de mandos dentro de ANSYS Mechanical APDL:

```
1 /prep7
2 *do,i,1,10
3 upgeom,0.1,1,i,lin_aluminio_individual_lineal,rst
4 *enddo
5 finish
```

La Figura 4.6 muestra la geometría después de ser perturbada aumentando 10 veces la escala para visualizar de mejor manera la geometría modificada.

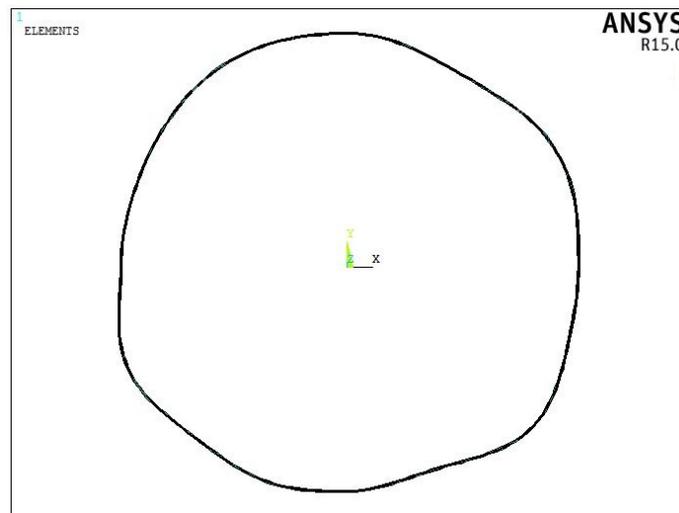


Figura 4.9. Modelo actualizado: escala 10:1.

Siguiendo con el análisis no lineal, se procede a aplicar la carga correspondiente de 20 *psi* y obtener la solución. La Figura 4.10 presenta la curva que sigue el desplazamiento conforme se va incrementando la carga en el modelo.

Se observa de la curva que el desplazamiento aumenta bruscamente alrededor del paso 0.5. Revisando el archivo de monitoreo se determina que el valor exacto al cual ocurre este aumento es en $T = 0.55188$, por lo tanto, para determinar la carga crítica se resuelve la sencilla relación presentada en la Ecuación 4.2.

$$W_{cr} = 0.55188P \quad (4.2)$$

Donde P es la carga externa aplicada. Resolviendo la Ecuación 4.2 se determina que la carga crítica es:

$$W_{cr} = 11.0376 \text{ psi} \quad (4.3)$$

Este resultado es cercano a los 12 *psi* determinados por el análisis lineal, lo que implica un error aproximado del 8%. Como se mencionó anteriormente, el error puede reducirse al incrementar la carga en intervalos más pequeños.

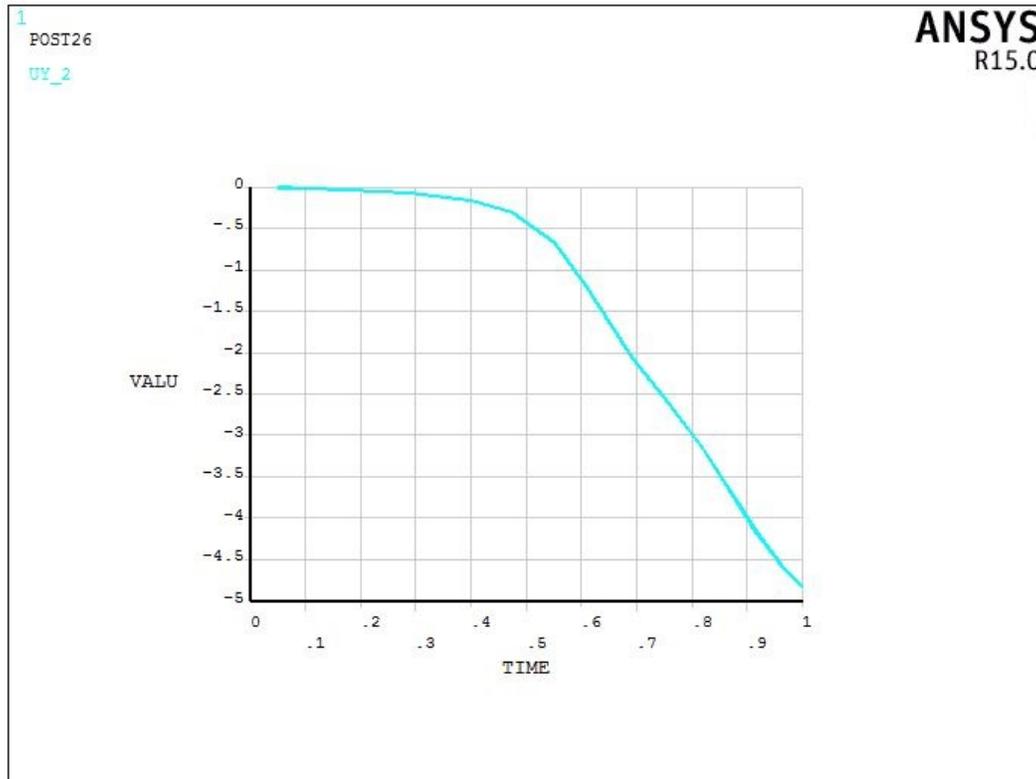


Figura 4.10. Curva del desplazamiento a lo largo del aumento de carga.

En este ejercicio se demuestra que la segunda técnica para añadir imperfecciones en el modelo cuando se desea llevar a cabo un análisis de pandeo no lineal es muy efectiva y fácil de aplicar. La selección de la técnica dependerá de la complejidad del modelo, aunque es altamente recomendado emplear la técnica de actualización geométrica donde, como se indicó, es absolutamente necesario realizar un análisis lineal preliminar antes de hacer el no lineal. Ahora bien, es importante recordar que los análisis lineales (eigenbuckling) solo pueden realizarse en modelos lineales y hay situaciones en las que esto no es posible, sobre todo en aplicaciones reales, en cuyo caso la única opción para añadir la imperfección será mediante la primer técnica, la cual implica añadir una carga simbólica como imperfección teniendo siempre presente que el valor de dicha carga no puede ser ni muy grande ni muy pequeña o de lo contrario no se obtendrá el resultado deseado en el análisis [50].

4.3 Modelos con materiales de refuerzo

En cualquier software de elemento finito (FEM por sus iniciales en inglés), los materiales de refuerzo se modelan como una geometría de recubrimiento sobre modelo original, pero el método de mallado del modelo varía dependiendo de los tipos de elementos disponibles en el software de FEM. En ANSYS hay dos técnicas para realizar el mallado del material compuesto, estas son por medio del elemento *REINF265* en conjunto con el elemento *SHELL281* y el elemento *SOLID186* con capas [50]. En el Apéndice I se presentan las características de estos elementos.

Ambos elementos generan un modelo con resultados aceptables, por lo que su aplicación dependerá de las condiciones referentes al problema que se esté analizando o los resultados que se deseen analizar.

4.3.1 Mallado con REINF265+SHELL

Cuando se emplea esta técnica para mallar materiales de refuerzo, el problema se modela considerando dos componentes distintos:

- El primer componente es la matriz isotrópica que contiene el recubrimiento y todo el material de unión en las capas de refuerzo.
- El segundo componente corresponde a las fibras de refuerzo.

Esta técnica de modelado permite el estudio independiente de los límites de falla de la matriz isotrópica y los componentes de la fibra de refuerzo.

Si bien el mallado con elementos REINF265 tiene distintos enfoques, cuando se trata de materiales de refuerzo, se recomienda emplear un enfoque de untado (*smeared approach*). En este enfoque se hace la consideración de que cada capa tiene su propia sección transversal, sus propiedades mecánicas, su propio posicionamiento y orientación. Con este enfoque las fibras de refuerzo son representadas como una capa equivalente homogénea (en lugar de fibras modeladas de manera individual). Al emplear este enfoque se tiene una mejor eficiencia de recursos de cómputo [50].

Al usar elementos REINF265 de refuerzo, se debe tener un material base, el cual a su vez debe ser mallado con elementos 3D SOLID o SHELL, de manera que los elementos REINF265 proporcionarán refuerzo extra a esos elementos. Las posiciones de los nodos, los grados de libertad y la conectividad de los elementos REINF265 serán idénticas a aquellas del elemento usado en el material base, por lo que se concluye que este material es imprescindible cuando se desea usar esta técnica de modelado.

En el Apéndice I se presentan las propiedades de este elemento, y es importante notar que REINF265 solo soporta valores de propiedad de material en una dirección. Esto implica que los elementos generados por REINF265 corresponderán a un material isotrópico, por lo tanto este enfoque de mallado no es una buena opción para el modelado de materiales compuestos, ya que como se explicó en el Capítulo III, las propiedades mecánicas de los materiales compuestos no son las mismas en todas las direcciones.

4.3.2 Mallado con elementos SOLID186 laminado

Cuando se utilizan este tipo de elementos, las fibras de refuerzo deben ser modeladas como volúmenes independientes. Este enfoque es ventajoso cuando se desean conocer los efectos en la intersección del material base y el material compuesto. Además, las propiedades de entrada del modelo material aptas para este elemento permite el modelado de materiales isotrópicos, ortotrópicos y anisotrópicos, lo que lo convierte en un enfoque ideal para el modelado de materiales compuestos.

Puesto que el modelado empleando estos elementos trata los componentes como geometrías

independientes, la intersección entre ellos debe ser modelada mediante los elementos especiales de contacto, como CONTA174 y TARGET170 (ver Apéndice I).

El elemento SOLID186 laminado permite hasta 250 capas de diferente material. Este elemento se conforma por veintiocho nodos y tres grados de libertad en cada uno.

4.4 Validación de las técnicas de modelado de pandeo

Con la finalidad de validar el procedimiento descrito en el presente trabajo de tesis para el fenómeno de pandeo mediante el método del elemento finito, se procede a realizar un estudio comparativo entre un trabajo experimental encontrado en la literatura y una serie de análisis no lineales. Los resultados no deben superar un error mayor al 10% para que puedan considerarse como válidos.

Para este propósito se presenta un estudio experimental de pandeo realizado por la Universidad de Illinois [41] en los laboratorios de investigación de la compañía de aluminio de América (*The Aluminum Company of America*). Las pruebas fueron realizadas con el propósito de estudiar el comportamiento de los tubos en el punto de colapso (o cerca del mismo).

Las pruebas se realizaron con tubos fabricados de láminas de distintas aleaciones de aluminio. En la Tabla 4.2 se presentan las propiedades mecánicas de las distintas aleaciones de aluminio empleadas para la fabricación de las muestras de prueba.

Tabla 4.2. Propiedades mecánicas de las aleaciones de aluminio empleadas para las pruebas experimentales [41]

Tamaño [in]	Aleación	Lím. Prop. [$\times 10^4$ psi]	S_y [$\times 10^4$ psi]	S_{ut} [$\times 10^4$ psi]	E [$\times 10^7$ psi]
6.00x0.061	3S-H	1.00	2.50	2.80	1.30
6.00x0.042	3S-H	1.00	2.57	2.80	1.30
12.00x0.028	3S-3/4H	0.9	2.20	2.80	1.30
12.00x0.028	3S-O	0.35	0.50	1.60	1.30

Para presiones de colapso menores a 14 psi, la presión externa fue aplicada produciendo un vacío dentro del tubo. Una bomba eyectora ordinaria de vacío fue usada para extraer el aire de los tubos. El diferencial de presión entre la atmósfera y el interior del tubo fue medido mediante un manómetro de mercurio. En la Figura 4.11 se muestra el arreglo de la bomba inyectora, el bote de sobretensado, el manómetro y el tubo de prueba. Los especímenes después del colapso son mostrados en la Figura 4.12.

Las pruebas se realizaron combinando las siguientes configuraciones para cada muestra:

- Carga externa uniforme aplicada en los lados y en los extremos del tubo.
- Carga externa uniforme aplicada solo en los lados del tubo.
- Ejes del tubo fijos.
- Ejes del tubo con apoyos simples.

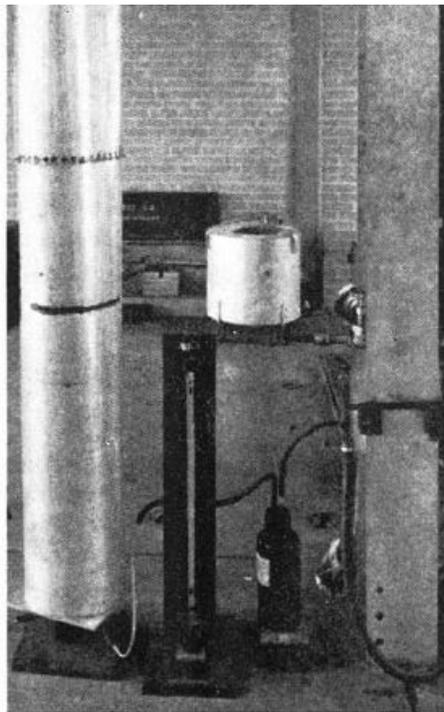


Figura 4.11. Arreglo del equipo de prueba [41].

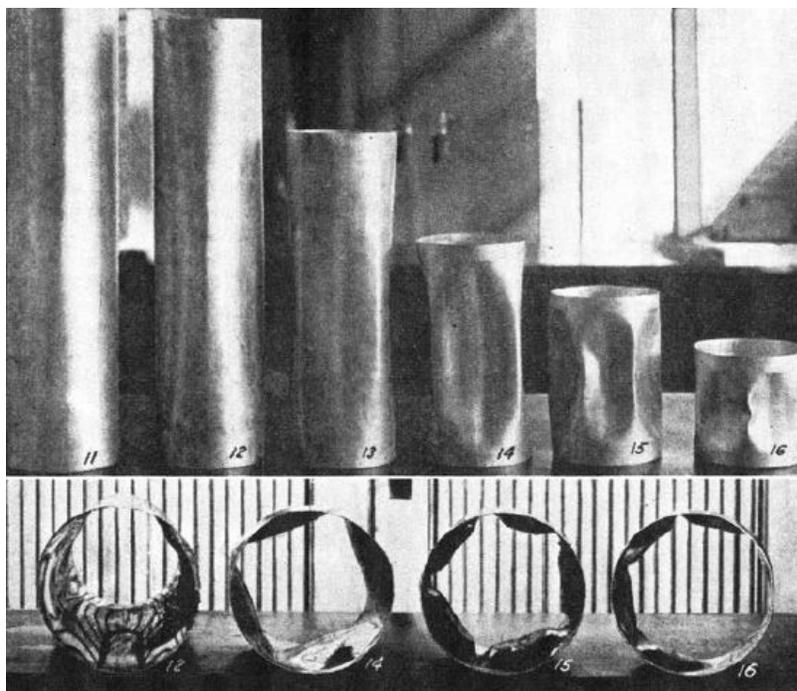


Figura 4.12. Muestras después de la prueba experimental [41].

Finalmente los resultados experimentales que se encontraron son presentados en las curvas de carga - desplazamiento para cada configuración realizada, correspondiente al tubo de tamaño 6.00x0.042 in y presentadas en la Figura 4.13.

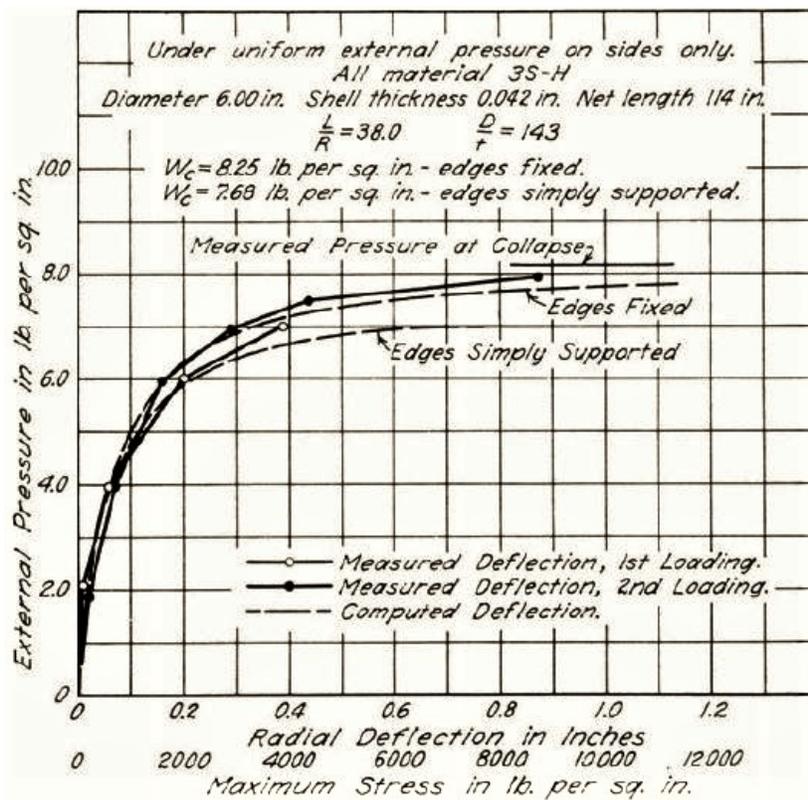


Figura 4.13. Curvas carga - desplazamiento de los resultados del experimento [41].

En el presente trabajo de tesis se realizó la validación empleando un modelo de un tubo con la configuración de carga externa sólo en los lados y ejes del tubo fijos. Dicho lo anterior, se procede con el modelado tomando las dimensiones especificadas por el estudio experimental.

En la Figura 4.14 se presenta el modelo del tubo de aluminio mallado con elementos SHELL281 y las condiciones de frontera con los ejes fijos. Para fines de comparación, se realizó un segundo modelo empleando elementos SOLID186 para el mallado. En ambos casos el modelo material considerado es isotrópico lineal. Como se desea encontrar el comportamiento del tubo aumentado la carga progresivamente es necesario realizar un análisis no lineal, sin embargo gracias a que la geometría es simple y no tiene contacto con otro modelo, es posible realizar un análisis lineal preliminar, esto con la finalidad de aplicar la imperfección que será necesaria para llevar a cabo el estudio de pandeo.

En resumen, los modelos consisten de un tubo de Aluminio ($E = 1 \times 10^7$ psi, $\nu = 0.33$), con sus ejes fijos y una carga aplicada sobre su área externa de magnitud 10 psi. Un análisis no lineal es realizado para encontrar las curvas carga - desplazamiento y compararlas con las obtenidas en el trabajo experimental presentado anteriormente.

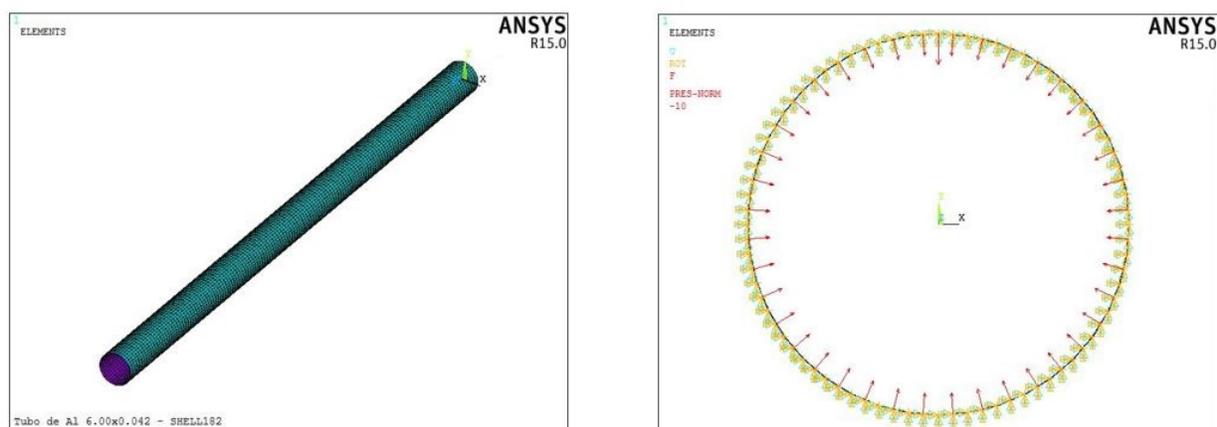


Figura 4.14. Modelo del tubo de Al y condiciones de frontera aplicadas.

En la Figura 4.15a se muestran los desplazamientos del tubo después del análisis. El mayor desplazamiento se encontró en la parte central del tubo como se esperaba, pues esta zona es la que se encuentra más alejada de las restricciones de movimientos y por ende, la carga tiene mayor efecto en esta zona de la geometría. Por su parte, en la Figura 4.15b se presentan los esfuerzos de Von Mises en el tubo. En color rojo se indican las zonas del tubo en donde es más propicio de que ocurra el colapso del mismo. Los resultados mostrados en la Figura 4.15 corresponden solo al modelo mallado con elementos SOLID186, sin embargo, el modelo mallado con SHELL281 sigue el mismo patrón de resultado, por lo que se omite la presentación de los contornos de esfuerzos y desplazamientos.

Finalmente, en la Figura 4.16 se presentan las curvas de carga-desplazamiento para el modelo mallado con elementos SHELL281, con elementos SOLID186 y la encontrada en el trabajo experimental [41].

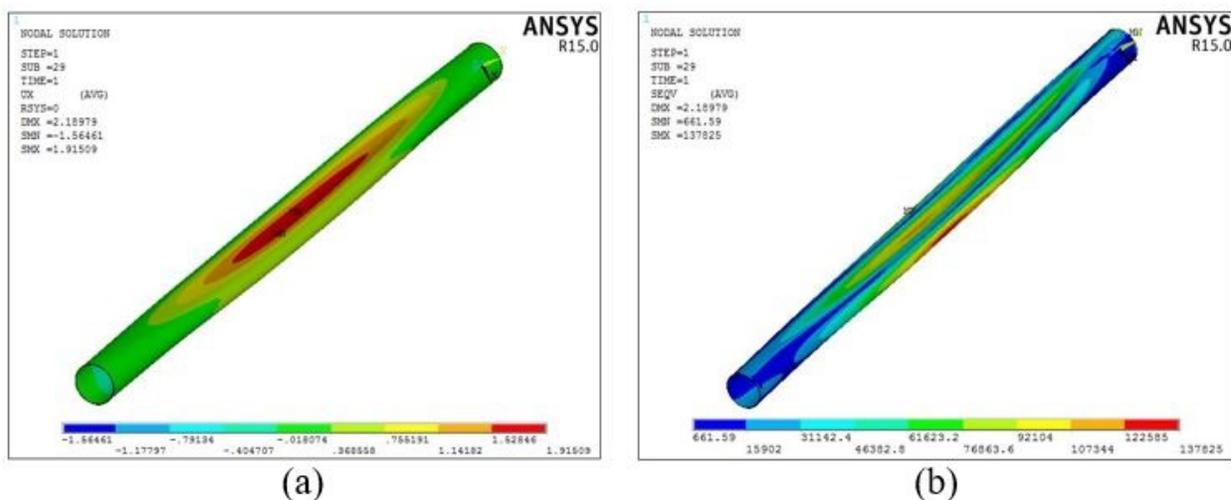


Figura 4.15. a) Desplazamientos en el tubo; b) esfuerzos de Von Mises

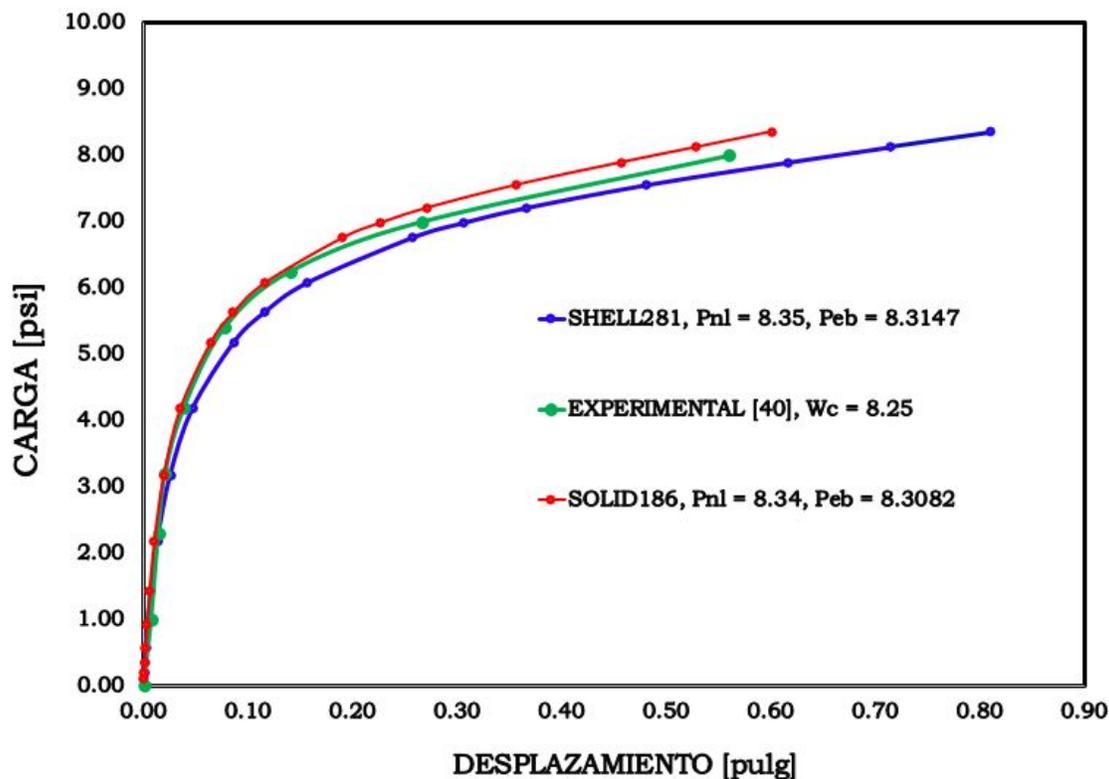


Figura 4.16. Curvas carga-desplazamiento de los modelos y el trabajo experimental.

Se observa en la Figura 4.16 que las curvas presentan un comportamiento aproximado con error menor al 2% para el modelo con elementos SHELL281 y SOLID186. Este error es aceptable para los fines demostrativos de esta sección y los alcances deseados del presente trabajo de tesis. Aún así, si se deseará reducir el error, sería posible variar algunas características del modelo, entre los que destacan la densidad de malla, el incremento de carga, entre otros, sin embargo, se debe tener en cuenta que al tratar de reducir el error mediante alguna de las técnicas mencionadas, el tiempo de computo aumentará. En la Figura 4.16 también se reportan los resultados obtenidos de la carga de colapso para los análisis lineales y los no lineales (P_{eb} y P_{nl} respectivamente). En el estudio experimental se reporta que para este caso, la carga de colapso en el tubo es de $W_c = 8.25 \text{ psi}$ por lo que se puede determinar el error existente de este valor para cada estudio. La comparativa de resultados se presenta en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Comparativa de resultados de carga de colapso.

Análisis	Carga de colapso [psi]	Error [%]
Experimental [41]	8.25	-
SHELL281, Eigenbuckling	8.3147	0.8
SHELL281, No lineal	8.35	1.2
SOLID186, Eigenbuckling	8.3082	0.65
SOLID186, No lineal	8.34	1.08

4.5 Análisis no lineal de pandeo para un tubo con material de refuerzo

Como se mencionó anteriormente, la técnica de modelado de elementos de refuerzo dependerá de los resultados que se deseen analizar y el tipo de materiales existentes en el modelo. En este caso se pretende mostrar las deformaciones en la dirección *hoop* y a través del espesor del tubo. Para este fin, el recubrimiento de refuerzo consistirá de fibras isotrópicas lineales de manera que el enfoque del modelo se puede realizar con elementos REINF265 tomando elementos SHELL281 como el material base. Cabe mencionar que esto también se puede lograr con elementos SOLID186 pero el análisis requeriría mayor tiempo de computo ya que estos elementos requieren que la geometría sea de tres dimensiones (revisar Apéndice I).

Los elementos REINF265 requieren el modelo del material base mallado, el cual será el mismo que se utilizó en la sección anterior sin cambiar la densidad de malla. Es importante mencionar que para análisis donde se requiera mejorar el desempeño y la eficiencia en la convergencia de los resultados es necesario llevar a cabo un análisis de sensibilidad de malla que permita conocer hasta que punto el aumento en la densidad afecta los resultados encontrados. Hasta este punto no se ha realizado el *análisis de calidad de malla* porque el modelo tiene una geometría muy simple y no contiene factores externos como lo son contactos o cargas dinámicas que puedan afectar la linealidad del modelo.

Para este análisis se considera que las fibras de refuerzo tiene una relación constitutiva unidimensional. Por simplicidad, se asume que todos los materiales en este problema son lineales elásticos e independientes de la temperatura.

Tabla 4.4. Propiedades lineales de las fibras de refuerzo.

Propiedades mecánicas	
Módulo axial, E_x	8.82×10^9 psi
Coefficiente de Poisson, ν_{12}	0.33

Entonces se tiene el primer material correspondiente al aluminio del tubo (ID 1) y después se tiene el segundo material que representa las fibras de refuerzo (ID 2). Se continua realizando la orientación de capas.

El aluminio al tratarse de un material isotrópico lineal, se puede orientar con una sola capa con orientación de 0° , mientras que la orientación de las capas de las fibras de refuerzo no tienen una restricción en particular, ya que la geometría es lineal y puede definirse fácilmente como un arreglo laminar $[0]_4$ como se ilustra en la Figura 4.17. Las propiedades de la fibra (número de material, sección transversal, espaciado, orientación y posición) se definen en la Tabla 4.5. como se muestra en la Figura 4.17.

Finalmente en la Figura 4.18 se presenta la forma de cada elemento, el elemento SHELL281 mostrado con transparencia y el recubrimiento del elemento REINF265.

Una vez concluida la definición de las fibras de refuerzo en la malla del modelo, se procede con la definición de las condiciones de frontera, que es igual a la realizada en la sección anterior. Para la imperfección se empleará el método de actualización de geometría, realizando un análisis preliminar lineal.

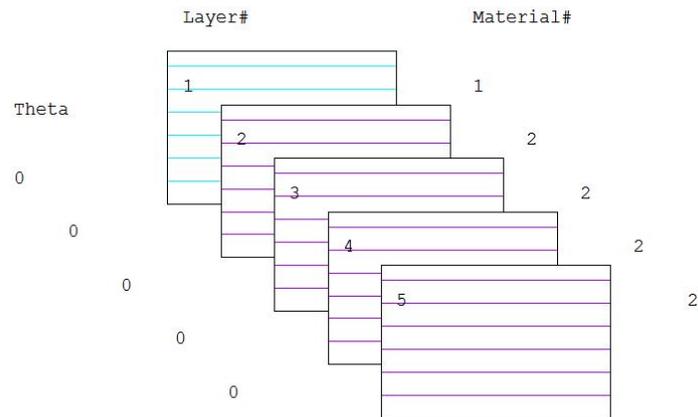


Figura 4.17. Secuencia de apilamiento de capas.

Tabla 4.5. Propiedades del apilamiento de capas de la fibra.

No. Capa de Refuerzo	ID	Sección transversal	Distancia entre fibras	Orientación	Posición
1	3	0.5×10^{-4}	1	0	2
2	3	0.5×10^{-4}	1	0	3
3	3	0.5×10^{-4}	1	0	4
4	3	0.5×10^{-4}	1	0	5

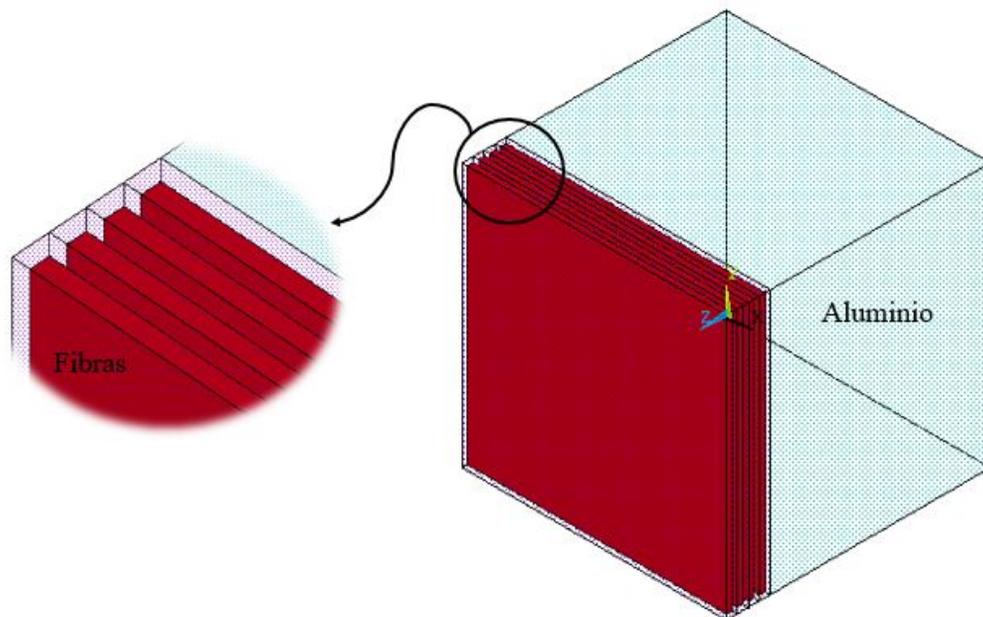


Figura 4.18. Forma del elemento para la malla.

4.5.1 Resultados de análisis no lineal

En la Figura 4.19 se muestran las deformaciones de los elementos en la dirección hoop. Se puede observar que la deformación sigue un patrón uniforme a lo largo de todo el tubo.

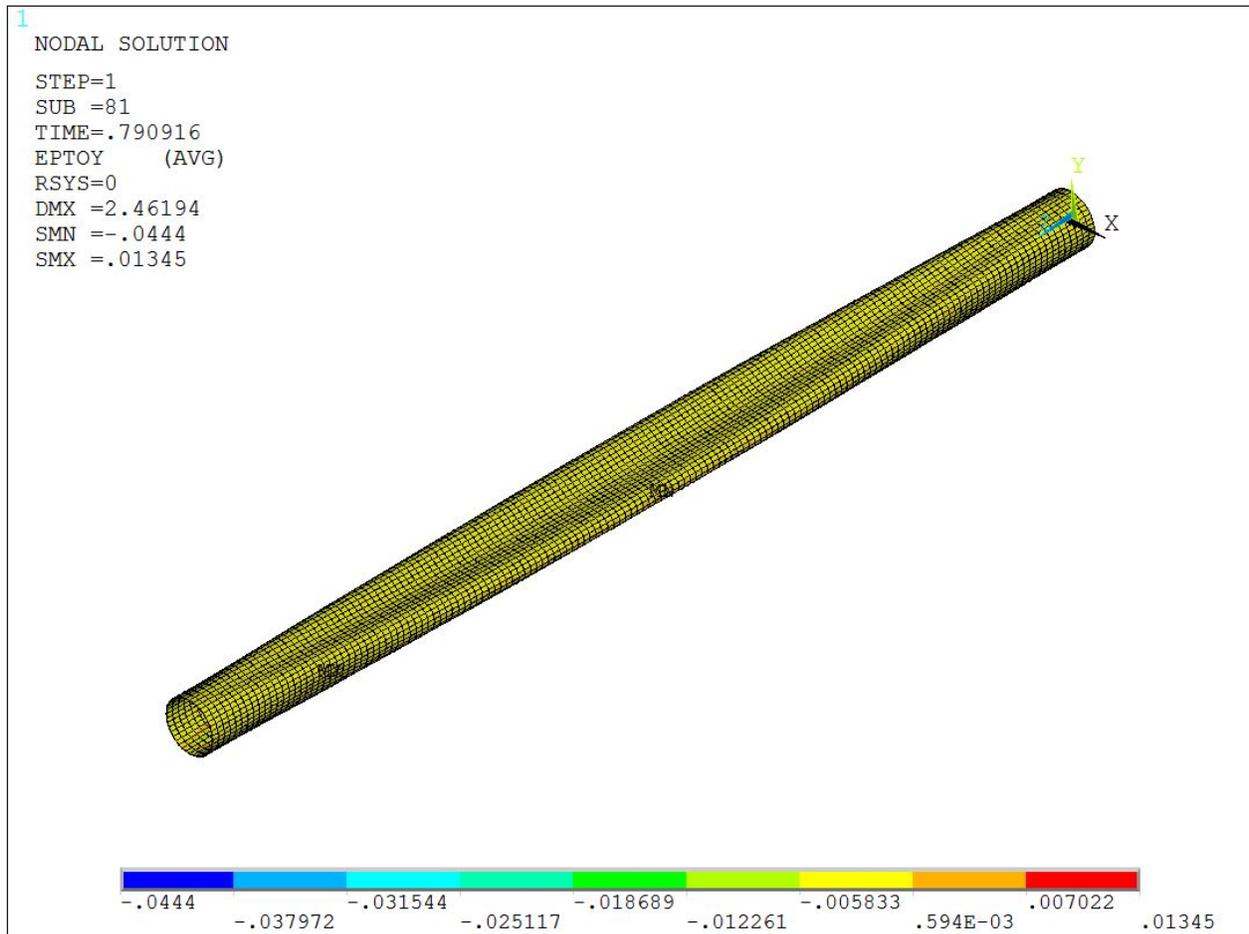


Figura 4.19. Deformación en la dirección hoop del tubo.

En la Figura 4.20 se muestran en detalle las deformaciones a través del espesor para un elemento seleccionado a causa del pandeo en la estructura. Como puede apreciarse las máximas deformaciones reportadas en los resultados muestran que el material base es el que recibe con mayor fuerza la carga aplicada y las fibras de refuerzo sufren de menos deformación.

Como conclusión, el enfoque mediante elementos REINF265 puede no ser el más adecuado para realizar estudios de pandeo que involucren materiales de refuerzo, sin embargo sí es una alternativa para realizar estudios de confiabilidad y criterios de falla (tales como esfuerzo máximo, deformación máxima o Tsai-Wu) que permitan determinar la capa del material refuerzo con mayor tendencia a fallar. Estos estudios están más allá de los alcances del proyecto de tesis por lo que no se reportarán en este texto.

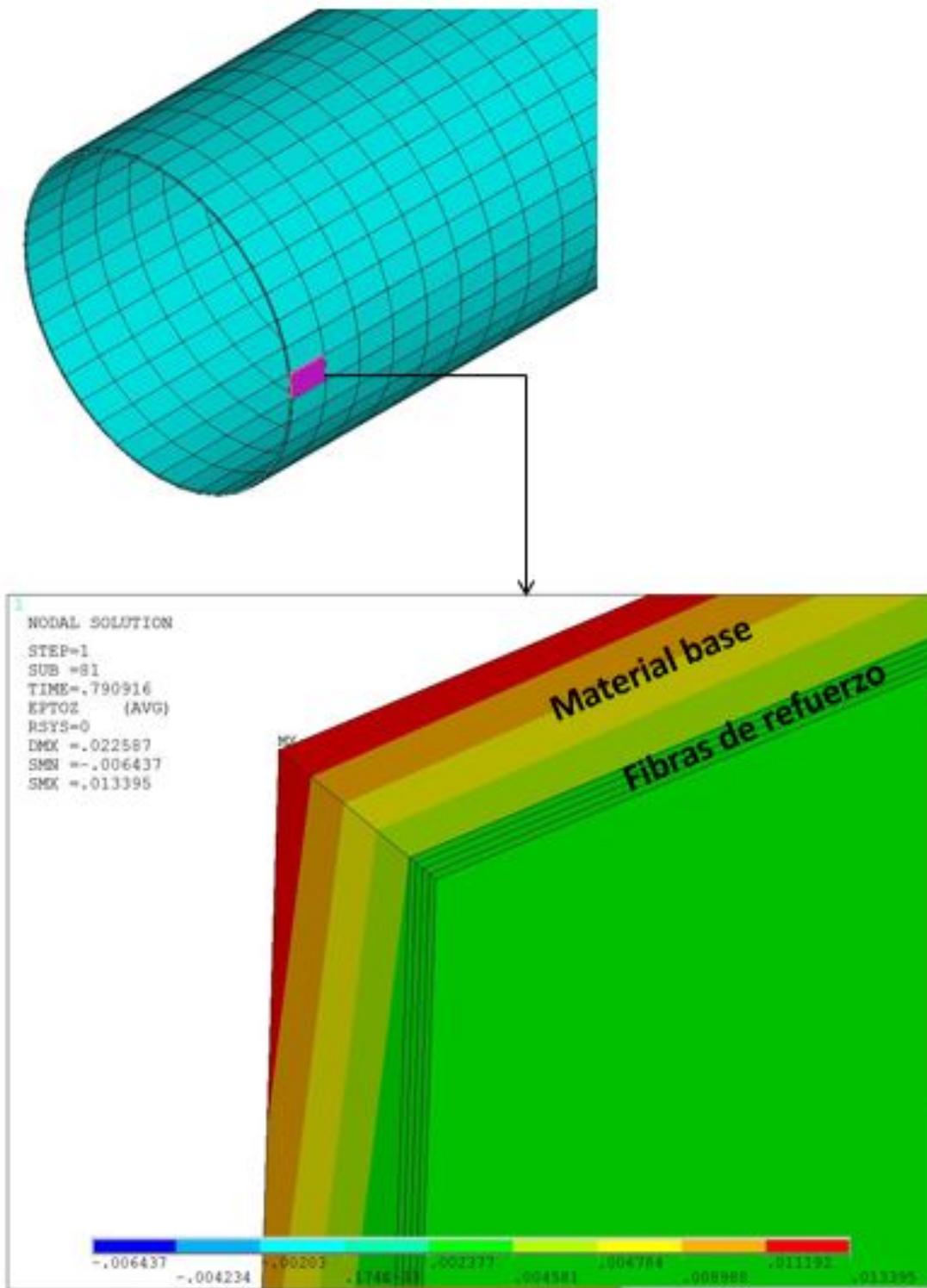


Figura 4.20. Deformación total a través del espesor.

En el presente trabajo de tesis se desea estudiar el comportamiento de un tanque de hidrógeno tipo III con esfuerzos de compresión residuales y sometido a cargas de pandeo. También es de interés observar los efectos en la unión del revestimiento metálico y el material compuesto. Debido a que en este caso se desea analizar con detalle la relación que existe entre el revestimiento metálico y el material compuesto será necesario hacer el modelado un enfoque distinto.

Como se explicó en el Capítulo I, los tanques de almacenamiento de hidrógeno tipo III consisten un material metálico cubierto por un material compuesto. Debido a las propiedades mecánicas de los materiales compuestos, el enfoque de mallado con elementos REINF265 no podrá ser empleado y será necesario recurrir al enfoque con elementos SOLID186 laminados.

Este enfoque permitirá conocer la relación entre el revestimiento metálico y el material compuesto definiendo una zona de *contactos* entre las dos superficies. Estos contactos también formarán parte de la malla final mediante los elementos CONTA174 y TARGE170 (ver el Apéndice I) que definirán las características requeridas. En el siguiente capítulo se presenta la metodología que se sigue para llevar a cabo este análisis.

Modelado de un tanque tipo III

En general un tanque consiste de tres zonas particulares: 1) el domo de entrada, 2) el cuerpo del tanque y 3) el domo de salida, como se indica en la Figura 5.1. Cuando se diseña un tanque se debe analizar cada zona de manera independiente, tomando como base el diámetro interno de almacenamiento que es necesario para cierta aplicación. Sin embargo, el diseño de los domos de entrada y salida de un tanque es un procedimiento con cierto grado de complejidad matemática ya que se necesita encontrar perfiles de curva para ambos domos. En algunos diseños se añaden además anillos de soporte, los cuales son de gran utilidad en tanques de mucha longitud, ya que cada anillo se posiciona a lo largo del tanque dividiéndolo en distintas zonas, esto permite que cada zona del tanque tenga soporte mecánico y resista cargas altas de presión internas o externas. En el presente trabajo de tesis se tiene como objetivo determinar la relación del revestimiento metálico interno del tanque y el material compuesto de refuerzo cuando se producen cargas de pandeo, y por esta razón, con la finalidad de simplificar el análisis, el modelo del tanque de hidrógeno tipo III realizado constará únicamente del cuerpo cilíndrico del tanque, similar al modelo analizado en la sección de validación del capítulo anterior.

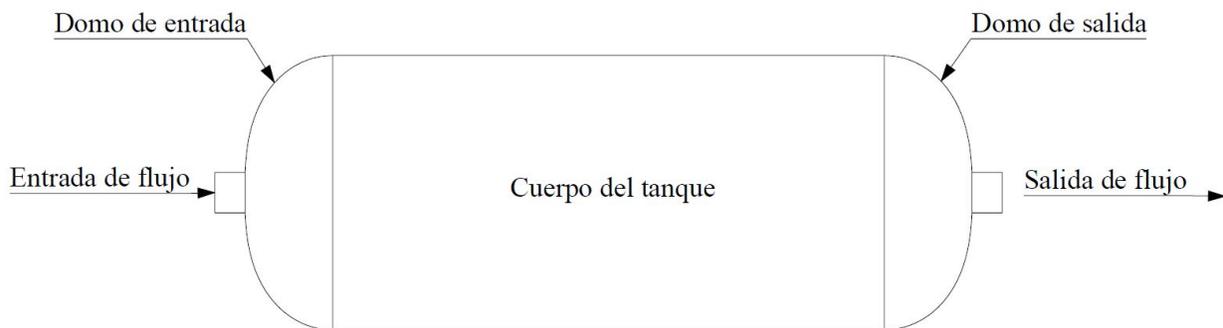


Figura 5.1. Partes fundamentales de un tanque.

Como se mencionó en los capítulos 1 y 3, los tanques diseñados son sometidos a un proceso de *autofrettage*, el cual consiste en la presurización de la superficie interna del tanque hasta que parte interior de la pared es deformada plásticamente. Cuando se libera la presión interna se tiene como resultado un almacenamiento de esfuerzos de compresión residuales en la parte interior. La idea del proceso es mejorar la capacidad de carga de presión interna y la vida útil del tanque. Ahora bien, durante la despresurización, el material compuesto ejerce carga

sobre el revestimiento metálico, estas cargas son de la misma forma que las cargas de pandeo. Por esta razón, existe la posibilidad de que al ejercer esta carga, el revestimiento metálico se separe del material compuesto, e incluso con la posibilidad de deformar el revestimiento metálico. Si se diera el caso y la deformación fuera muy alta, la zona de separación tendría un vacío entre capas que implicaría un potencial peligroso en la operación de un tanque, sobre todo en aplicaciones de movimiento. En este caso, el espesor del revestimiento metálico toma un papel importante, ya que de ser muy pequeño, será más factible que la deformación plástica del revestimiento metálico ocurra, sin embargo, como ya se ha mencionado, tampoco se puede aumentar mucho este espesor, ya que se incrementa el costo de fabricación y el peso del tanque final, limitando las posibles aplicaciones que se pretenden para el diseño.

En este trabajo se modela el cuerpo de un tanque de hidrógeno tipo III que será sometido al proceso de autofrettagge y posteriormente a cargas de pandeo solo en los lados del cuerpo. La dimensiones geométricas estarán basadas en uno de los especímenes de prueba de los estudios experimentales mencionados en el Capítulo 4. Adicionalmente se analiza la relación entre el revestimiento metálico interno y el material compuesto de refuerzo.

5.1 Pasos de carga del modelo

El modelo final es analizado mediante distintos pasos de carga, estos consisten en:

- Paso de carga 1: Autofrettagge. Presión interna inicial que sirve para inducir esfuerzos residuales de compresión en las paredes internas del revestimiento metálico del tanque.
- Paso de carga 2: Descarga. Se libera el tanque de toda presión de manera progresiva.
- Paso de carga 3: Carga externa. Se aplica una carga sobre la superficie externa del revestimiento metálico. Esta carga es la que induce el pandeo en la estructura del tanque y en condiciones reales puede presentarse durante un proceso de descarga como presión de vacío.

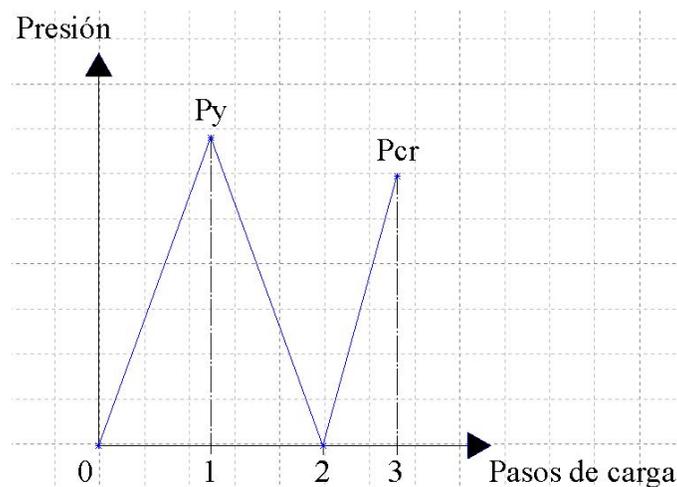


Figura 5.2. Pasos de carga empleados en el modelo.

En la Figura 5.2 se indica que en cada paso de carga será aplicada una presión en el tanque. La presión P_y corresponde a la presión inicial de fluencia del revestimiento metálico. Esta presión depende de la orientación de las capas del tanque y puede calcularse mediante las ecuaciones para el diseño de tanques con material compuesto presentadas en el Capítulo III.

La presión P_{cr} es la carga crítica de pandeo y hace referencia al límite de estabilidad del revestimiento metálico entre la zona elástica y plástica del material. El valor de esta carga es menor a la presión de fluencia del material.

5.2 Geometría del tanque

En la literatura no se encontró un trabajo experimental que estudie el fenómeno de pandeo en tanques tipo III y por tal motivo no se tiene una geometría de referencia. El procedimiento general para hacer el diseño de un tanque tomando en cuenta condiciones de espacio y de capacidad esta mas allá de los alcances del presente trabajo de tesis. Por lo tanto las dimensiones del revestimiento metálico se basarán en una de las muestras empleadas por el estudio experimental realizado por la Universidad de Illinois [41]. En la Tabla 5.1 se presentan las dimensiones del tubo empleado, a partir de las cuales se determinarán las características del tanque.

Tabla 5.1. Propiedades del estudio experimental [41].

Propiedades geométricas de la muestra	
Diámetro exterior, D [in]	6.01
Espesor, t [in]	0.061
Longitud neta, L [in]	10.5
D/t	98.5
2L/D	3.5
Carga de colapso [psi]	163

Como el análisis sólo considera el cuerpo del cilindro, la orientación de las capas puede ser perfectamente definida con dos láminas de orientación [0/90]. Los espesores de las fibras, por lo general, se calculan mediante un procedimiento de prueba y error, el cual es basado en los factores de seguridad requeridos por las condiciones de diseño. Un factor de seguridad se puede incrementar aumentando los espesores del material compuesto. Para los alcances del presente trabajo de tesis los espesores del material compuesto se establecen como $t_0 = 0.023 \text{ in}$ y $t_{90} = 0.023 \text{ in}$.

Empleando las propiedades geométricas de la Tabla 5.1 y los espesores del material compuesto, se procede con el modelado de la geometría. En la Figura 5.3 se presenta el plano del tanque con sus respectivas dimensiones.

Con base a estas dimensiones, se pueden calcular las características generales del tanque, siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo III. Estas características son la matriz de esfuerzos y deformaciones de las fibras, la presión inicial de fluencia del revestimiento metálico, y la presión de sobrecarga (presión de *autofrettage*).

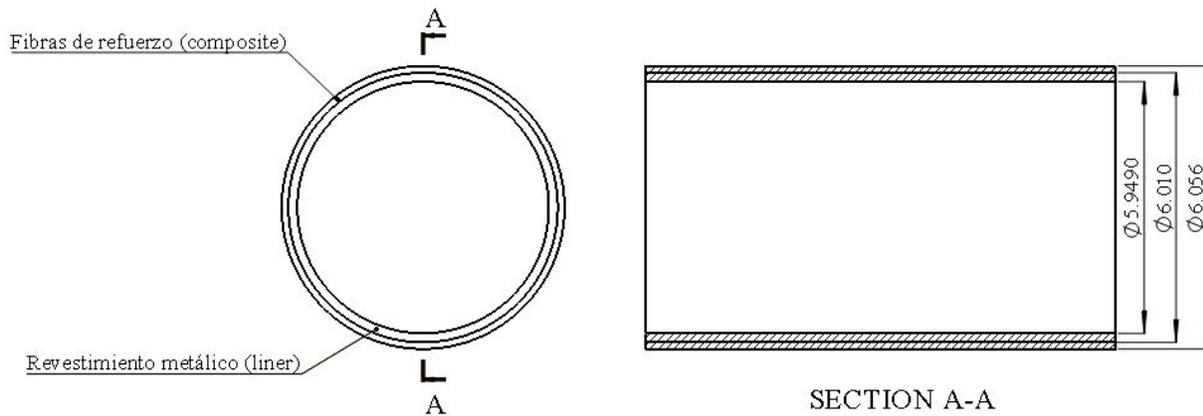


Figura 5.3. Dimensiones del tanque.

5.2.1 Cálculo de la presión de sobrecarga

En el Capítulo 3 se presentó la formulación que se sigue para el cálculo de parámetros de diseño en tanques con pared delgada (considerando esfuerzo plano). Las Ecuaciones 3.35-3.45 fueron utilizadas para generar un código en el software comercial MATLAB®. Este código se reporta en el Apéndice II del presente trabajo de tesis.

Empleando el programa creado en MATLAB® se calculan las presiones de inicio de cedencia y la presión de autofrettage que será aplicada en el modelo para el paso de carga 1. En base a esto, se espera que los resultados muestren que el inicio de la cedencia tenga un valor aproximado al calculado por el código generado.

Los resultados muestran que la presión de inicio de fluencia y la presión de autofrettage son:

$$P_y = 1521.3337 \text{ psi} \quad (5.1)$$

$$P_{op} = 2434.1338 \text{ psi} \quad (5.2)$$

5.3 Materiales utilizados en el tanque

El tanque está conformado por un revestimiento metálico de Aluminio 6061-T6 reforzado con un material compuesto T700/Epoxy. El aluminio será definido como el material 1 (ID 1) y la fibra de carbono como el material 2 (ID 2).

Las propiedades mecánicas del modelo se pueden obtener de las propiedades de la fibra de carbono [51], las propiedades específicas del DCPF [52] y empleando el método de celdas [53]. En la Tabla 4.4 se resumen las propiedades mecánicas del material compuesto. Es importante recordar del Capítulo 2 que el comportamiento de los materiales compuestos puede aproximarse a un modelo de material ortotrópico lineal.

En la Tabla 5.2 se presentan las propiedades de ambos materiales. Por su parte, es importante destacar que los pasos de carga del modelo están sujetos a deformaciones plásticas, por lo cual el modelo del material también debe tomar en cuenta la zona plástica en la curva C-D. Esto se logra mediante un modelo bilineal isotrópico [54].

Tabla 5.2. Propiedades de los materiales del modelo.

Aluminio (Revestimiento): Isotrópico lineal	
E_x	13.86873×10^6 psi
ν_{xy}	0.334
Aluminio (Revestimiento): Isotrópico bilineal	
Esfuerzo de fluencia	39900 psi
Modulo tangente	45.3555×10^4 psi
Fibra (Compuesto): Ortotrópico lineal	
E_x	0.20470×10^8 psi
E_y	0.14703×10^7 psi
E_z	0.14703×10^7 psi
ν_{xy}	0.32034
ν_{yz}	0.39862
ν_{xz}	0.32034
G_{xy}	0.48672×10^6 psi
G_{yz}	0.52563×10^6 psi
G_{xz}	0.48672×10^6 psi

5.3.1 Orientación de capas

Como ya se mencionó, el elemento empleado para este modelo es el SOLID186 laminado, por lo que es necesario definir las propiedades de las capas del revestimiento metálico (liner) y del material compuesto (composite). En la Tabla 5.3 se presentan las propiedades necesarias para definir cada capa.

Tabla 5.3. Propiedades para la definición de capas

#Capa	Espesor [in]	Material ID	Orientación	Pts. Integración	Vista pictórica
1	0.061	1	0°	3	—————
2	0.023	2	0°	3	—————
3	0.023	2	90°	3	

Para el material 1 se define una sola capa con orientación de 0° para cada elemento del revestimiento metálico debido a que es un material isotrópico.

Por su parte, la orientación de las capas para el material 2 serán puestas a 0° y 90°. La definición de la orientación se facilita para este modelo por la simplificación realizada en la geometría respecto a los domos de entrada en salida.

5.4 Mallado del modelo

En el Capítulo 4 se describieron las técnicas de mallado para modelos que incluyen materiales compuestos y se mencionó que la selección de la técnica depende de los resultados que se deseen conocer. En este caso, es de interés observar la relación en la región de contacto entre el material compuesto y el revestimiento metálico, por lo tanto es necesario realizar el mallado mediante elementos SOLID186 con capas, permitiendo que el modelo final se componga de dos volúmenes independientes.

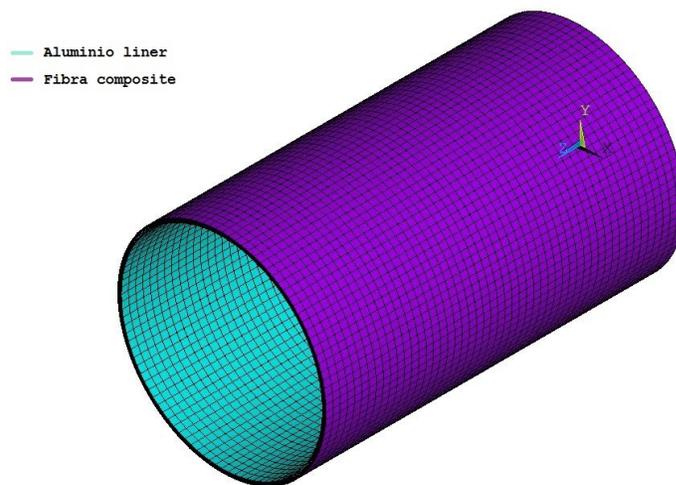


Figura 5.4. Malla del modelo.

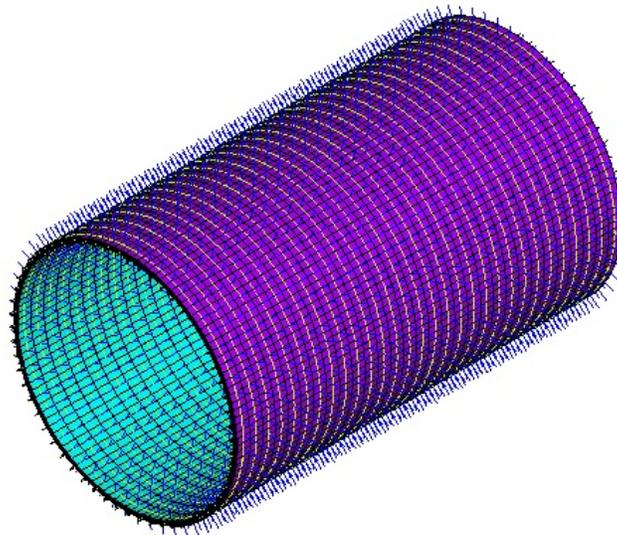


Figura 5.5. Orientación de los elementos.

En la Figura 5.4 se presenta el modelo mallado para ambos volúmenes con su respectivo material. Este modelo inicial consta de 19200 elementos SOLID186, lo cual es una cantidad moderada en términos de recursos de cómputo. Sin embargo hasta este punto los materiales 1 y 2 no están unidos, por lo que se necesita modelar el contacto entre los constituyentes del tanque (material compuesto y revestimiento metálico) debido a que es de interés observar el comportamiento en la región de unión entre ambos materiales.

Dado el enfoque empleado para realizar el mallado, es necesario orientar los sistemas de coordenadas de los elementos del cuerpo del tanque, que en este caso constará de un sistema de coordenadas cartesiano desde el revestimiento metálico hasta el material compuesto, incluyendo también los elementos de transición. Para realizar esta tarea, se desarrolló una sub-rutina mediante el código programable de APDL, véase el Apéndice III del presente trabajo de tesis. En la Figura 5.5 se presenta el modelo después de aplicada la sub-rutina.

5.4.1 Elementos de contacto

Los elementos de contacto pueden definirse con ayuda del módulo *Contact Manager* integrado en ANSYS [55] definiendo las superficies objetivo (*target*) y las superficies de contacto (*contact*). Para el modelo estas superficies corresponden a la superficie externa del material 1 (aluminio) y la superficie interna del material 2 (compuesto).

En ANSYS se tienen los siguientes tipos de contacto:

- Standard. Modela contacto estándar unilateral, esto es, que las reacciones normales son cero en caso de que ocurra separación de las superficies.
- Rough. Modela un contacto perfectamente rígido donde no ocurre deslizamiento.
- Bonded. Las superficies *target* y *contact* se encuentran unidas en todas las direcciones (una vez que el contacto se haya establecido) por el resto del análisis.
- No separation. Modela un contacto sin separación, en el cual las superficies *target* y *contact* están unidas por el resto del análisis, aunque permite deslizamiento entre las superficies.

Como en el presente trabajo de tesis se desea observar si existe separación entre los materiales al ocurrir pandeo, se selecciona el tipo de contacto *standard* que permite este tipo de movimiento entre los contactos.

En la Figura 5.6 se presentan las normales existentes entre la nueva superficie de elementos de contacto. Además, de manera automática, se generaron nuevos elementos en el modelo: TARGE170 y CONTA174. La descripción de estos elementos se puede encontrar en el Apéndice I del presente trabajo de tesis.

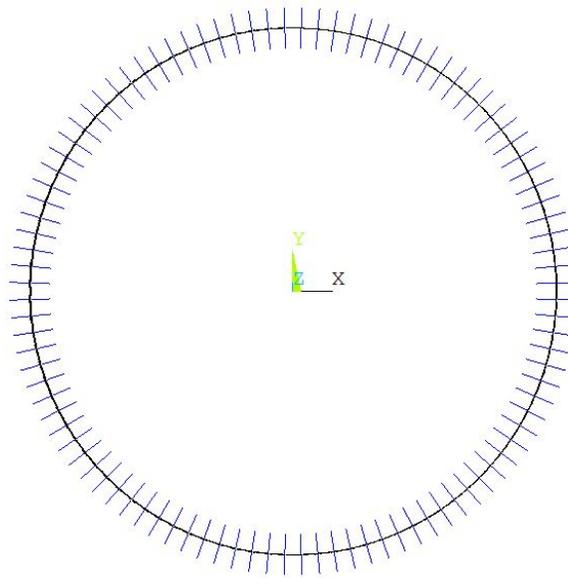


Figura 5.6. Normales en la superficie de contacto.

5.5 Condiciones de frontera y pasos de carga

Por lo general los tanques son empleados en aplicaciones estacionarias. Pueden operar con orientación vertical u horizontal dependiendo de los requerimientos de espacio en el sitio de operación. Se busca limitar el movimiento de sus ejes de manera que una vez establecida la orientación, se restrinja cualquier movimiento que pueda implicar un movimiento de rotación y un movimiento axial en el tanque. Para el presente trabajo de tesis se ha seleccionado la orientación horizontal y los ejes contarán con apoyos simples en las direcciones que impiden cualquier desequilibrio del posicionamiento del tanque.

En la Figura 5.7 se presentan cada uno de los pasos de carga aplicados en el modelo del tanque. Las cargas simbólicas de imperfección son aplicadas en los nodos donde el pandeo puede ocurrir, esto se sabe gracias a la teoría de pandeo en anillos y carcassas cilíndricas presentada en el Capítulo II. Por su parte la magnitud establecida es de $5 N$.

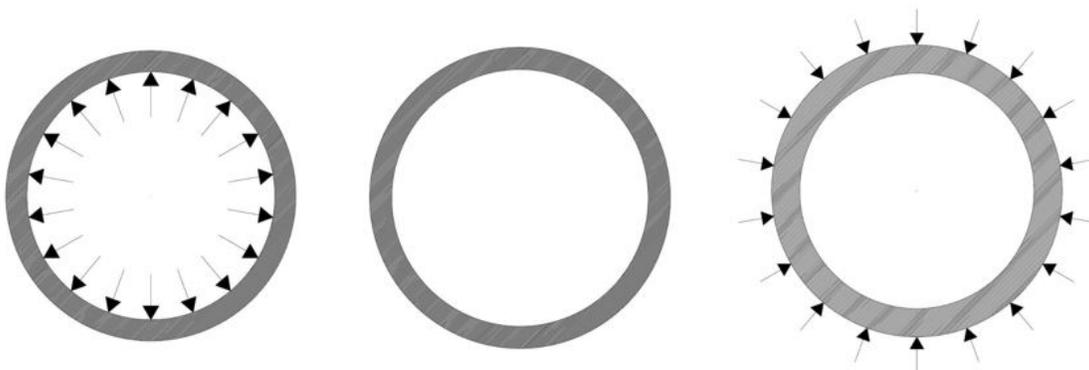


Figura 5.7. Condiciones de frontera: a) paso de carga 1; b) paso de carga 2; c) paso de carga 3.

5.6 Resultados

Una vez terminada la simulación del modelo con todos los pasos de carga, es momento de analizar los esfuerzos y deformaciones presentes en el tanque para cada paso de carga aplicado.

5.6.1 Paso de carga 1

En la Figura 5.8 se presenta la geometría del cuerpo del tanque deformada después del primer paso de carga. Se observa un aumento simétrico en el diámetro como se esperaba. Los resultados son presentados con un aumento en la escala 5:1 para facilitar la visualización de este efecto.

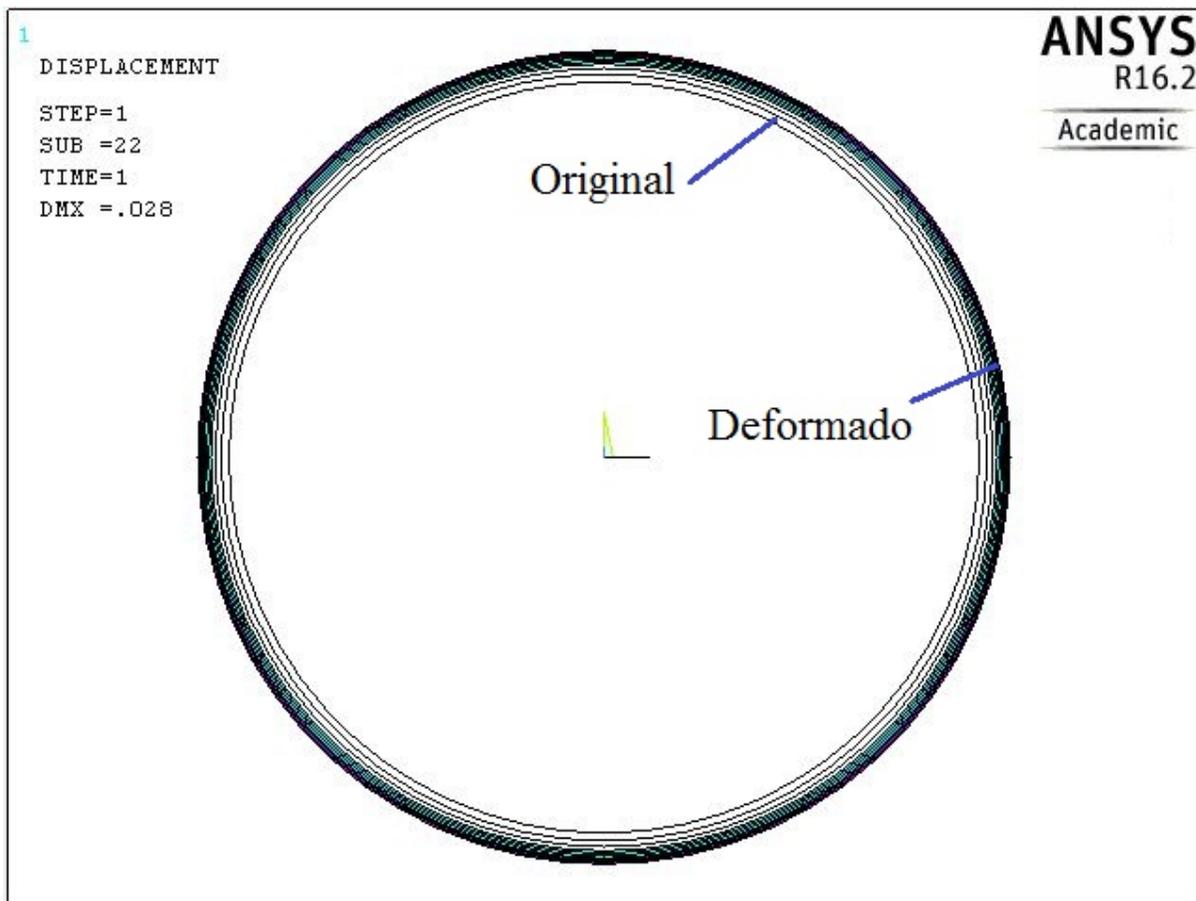


Figura 5.8. Cuerpo deformado después del paso de carga 1. Escala 5:1

En la Figura 5.9 se muestran los esfuerzos de Von Mises para el primer paso de carga sobre el revestimiento metálico interno, correspondiente a la presión de autofrettage. De los resultados se puede observar que el esfuerzo es mayor en la superficie interna del tanque y va disminuyendo gradualmente a través del espesor. Además, se observa que el esfuerzo sobrepasa el esfuerzo de fluencia (39900 psi), en consecuencia existirá una deformación permanente en el material.

En la Figura 5.10 se muestran los esfuerzos de Von Mises a través del espesor. Se observa que el mayor esfuerzo estará en la superficie interna y disminuye gradualmente a lo largo del espesor.

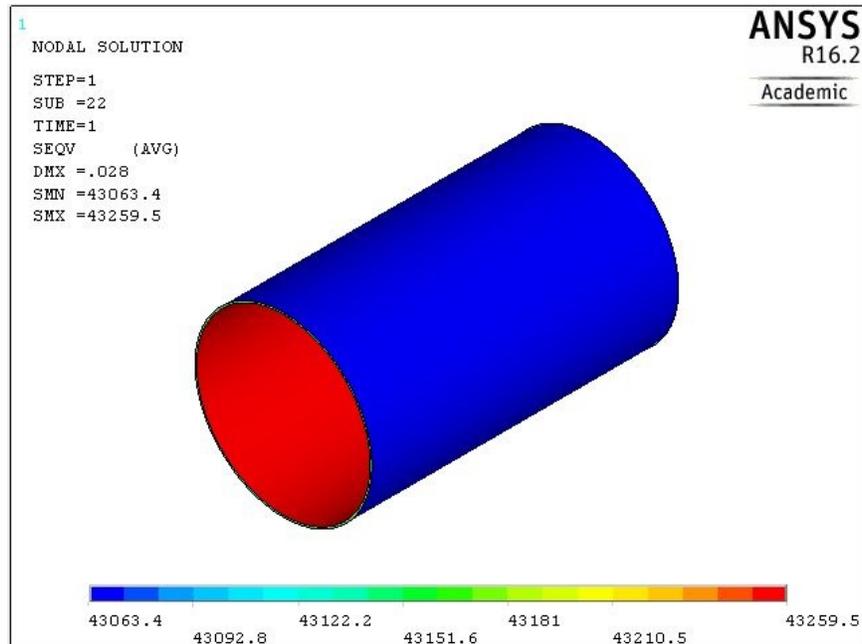


Figura 5.9. Esfuerzos de Von Mises en el revestimiento interno para el paso de carga 1.

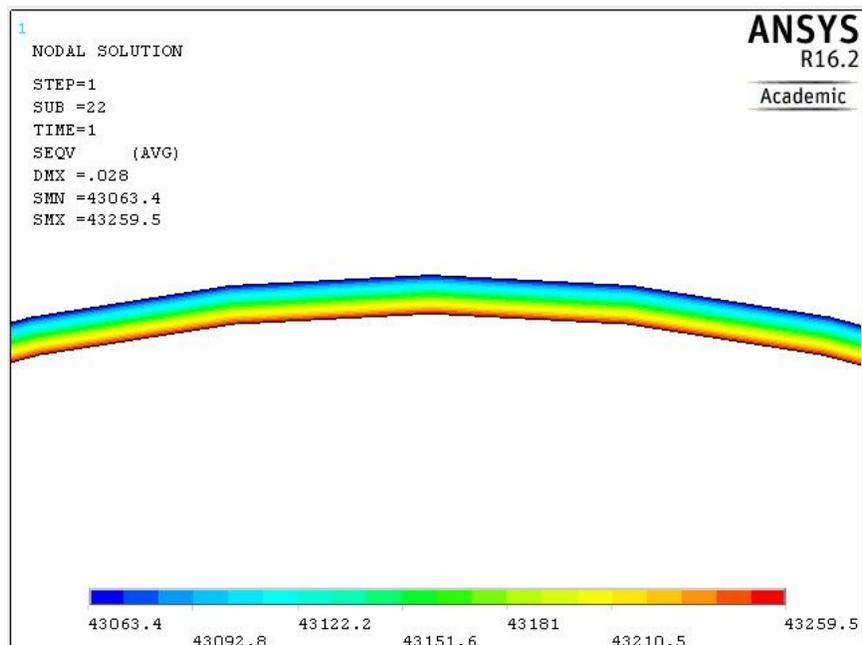


Figura 5.10. Esfuerzos de Von Mises a través del espesor del revestimiento interno.

Por su parte en la Figura 5.11 se muestran las deformaciones plásticas que tiene el revestimiento metálico interno a lo largo del espesor a causa del primer paso de carga.

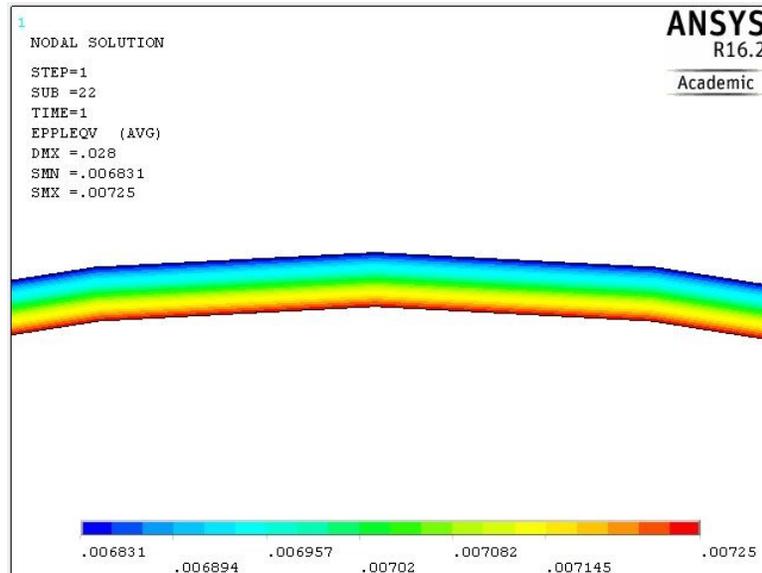


Figura 5.11. Deformaciones plásticas en el revestimiento interno para el paso de carga 1.

5.6.2 Paso de carga 2

En la Figura 5.12 se presenta el cuerpo del tanque deformado después del paso de carga 2 con una escala 5:1, donde se puede apreciar una ligera contracción del cuerpo con respecto al paso de carga 1.

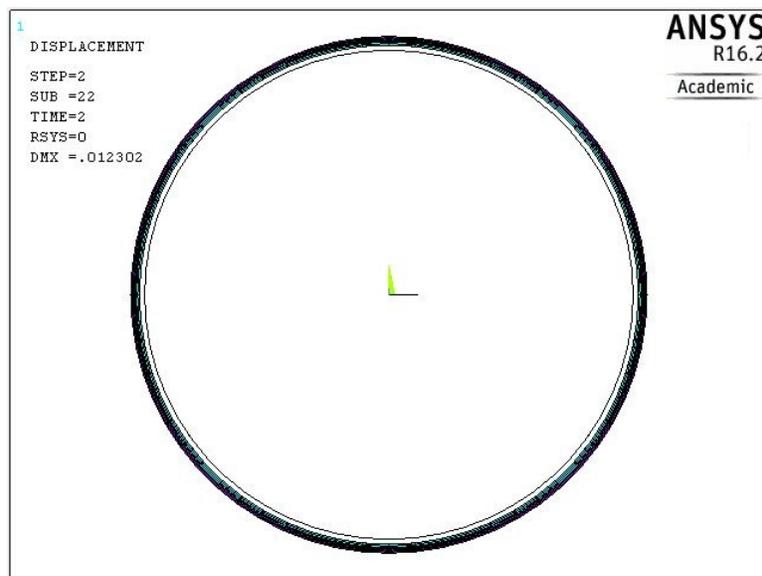


Figura 5.12. Cuerpo deformado después del paso de carga 2. Escala 5:1

En la Figura 5.13 se muestran los esfuerzos resultantes para el segundo paso de carga, los cuales representan los esfuerzos residuales en el revestimiento interno.

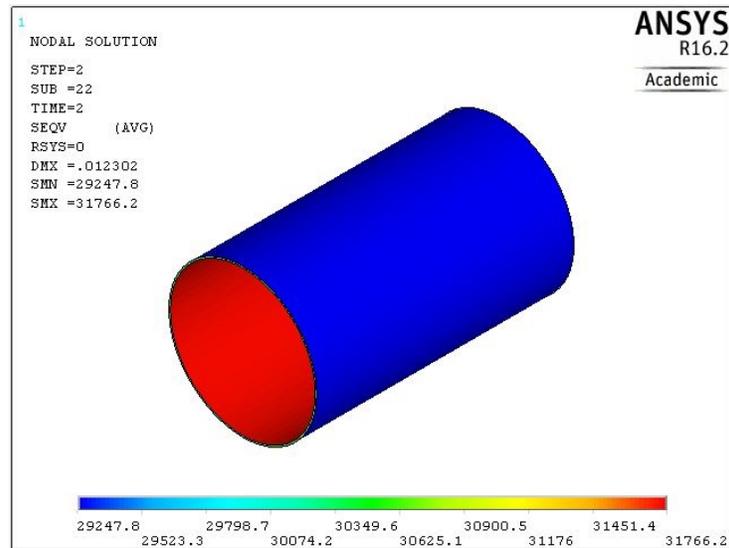


Figura 5.13. Esfuerzos en el revestimiento interno para el paso de carga 2

5.6.3 Paso de carga 3

La deformación en el cuerpo debido a la carga de pandeo se presenta en la Figura 5.14.

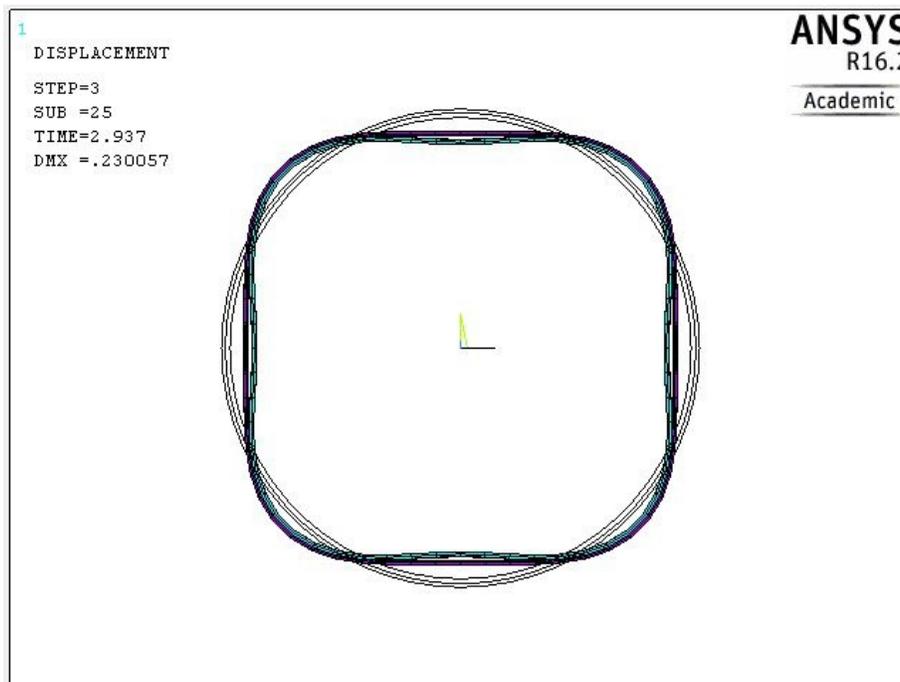


Figura 5.14. Cuerpo deformado y sin deformar después del paso de carga 3. Escala 5:1

En la Figura 5.15 se presenta el contorno de desplazamientos de los elementos en la dirección *hoop*. Las zonas de rojo y azul muestran los valores máximos de desplazamiento.

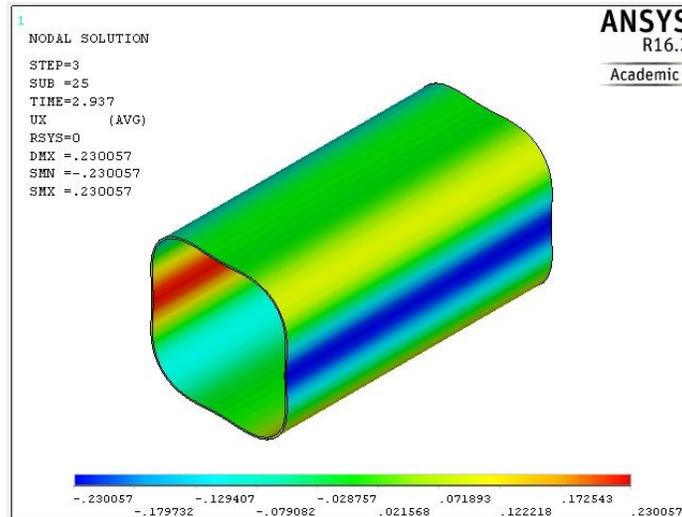


Figura 5.15. Contorno de desplazamientos en la dirección hoop.

Como se esperaba, los resultados mostraron que existe una separación entre el revestimiento metálico interno y el material compuesto de refuerzo que comienza en después de la fluencia del material metálico interno. La Figura 5.16 presenta un acercamiento de la separación entre los elementos.

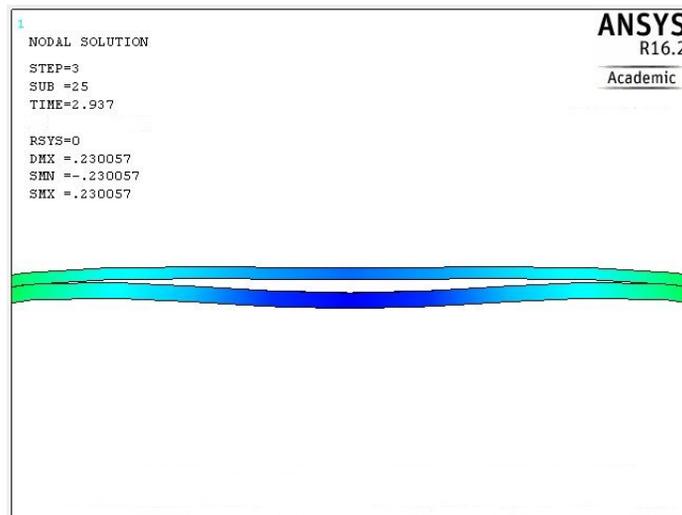


Figura 5.16. Separación de elementos Escala: 5:1.

ANSYS® cuenta con una función para visualizar los resultados del comportamiento en la región de contacto definida por los elementos CONTA174 y TARGE170. Entre estas opciones se tiene la salida CONTACT GAP, la cual permite conocer los valores de separación entre los elementos de contacto siguiendo el criterio: GAP (valores negativos) y estable (igual a 0).

En la Figura 5.17 se presenta el contorno de GAP donde las regiones de color rojo corresponden a las zonas donde no hay separación de los elementos de contacto y la zona azul aquellas donde sí existe dicha separación. De los resultados, se determina que la separación máxima de los elementos al final del paso de carga 3 es de 0.035847 in , siendo el espesor metálico el doble de este resultado.

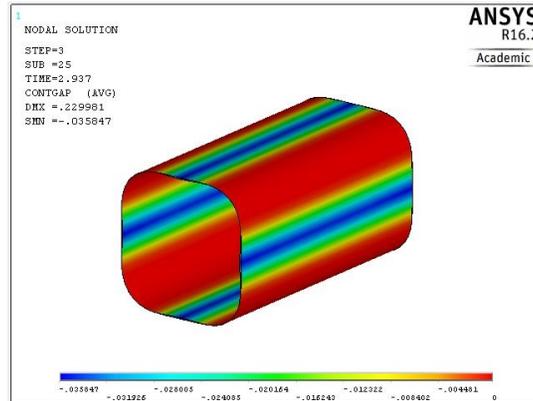


Figura 5.17. Contorno GAP de los elementos CONTA174.

5.6.4 Análisis de resultados

En la Figura 5.18 se presenta el esfuerzo en la dirección de las fibras (*hoop*) como una función de la presión de los pasos de carga. Esta curva muestra el inicio de la fluencia hacia la zona plástica durante el primer paso de carga y el esfuerzo residual después del segundo paso de carga. Además, se observa que la presión inicial de fluencia es aproximadamente 1500 psi , cuyo resultado es aproximado al calculado teóricamente por la Ecuación 5.2. También se observa que después de la descarga, el modelo presenta esfuerzos de compresión residuales de aproximadamente 35000 psi .

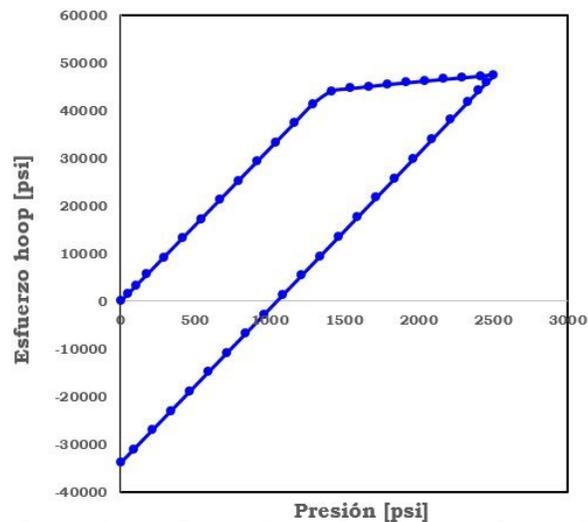


Figura 5.18. Curva Esfuerzo-Presión para los pasos de carga 1 y 2.

5.6.5 Comparativa de pandeo del modelo y las pruebas experimentales

Con fines de comparación se realizó un modelo de elemento finito del cuerpo del tanque sin el refuerzo de material compuesto. Las dimensiones son las mismas de la muestra experimental del estudio ya mencionado anteriormente [41]. En la Figura 5.19 se presentan los modos de pandeo que resultan del análisis lineal y las cargas de pandeo obtenidas.

En el estudio experimental [41] encontraron que la carga de colapso fue de 170 *psi* lo que corresponde al tercer modo de pandeo obtenido en los resultados del análisis lineal (Figura 5.19). En base a esto se tomaron las decisiones pertinentes para el posicionamiento de las cargas simbólicas de imperfección. En la Figura 5.20 se muestran las curvas de carga-desplazamiento del estudio experimental [41], el análisis no lineal con solo el *liner* y el análisis no lineal con material compuesto de refuerzo. Se puede observar un incremento en la resistencia al pandeo después de que el *liner* es reforzado con material compuesto. Este aumento de resistencia puede ser aún mayor si se incrementa el espesor del material de refuerzo.

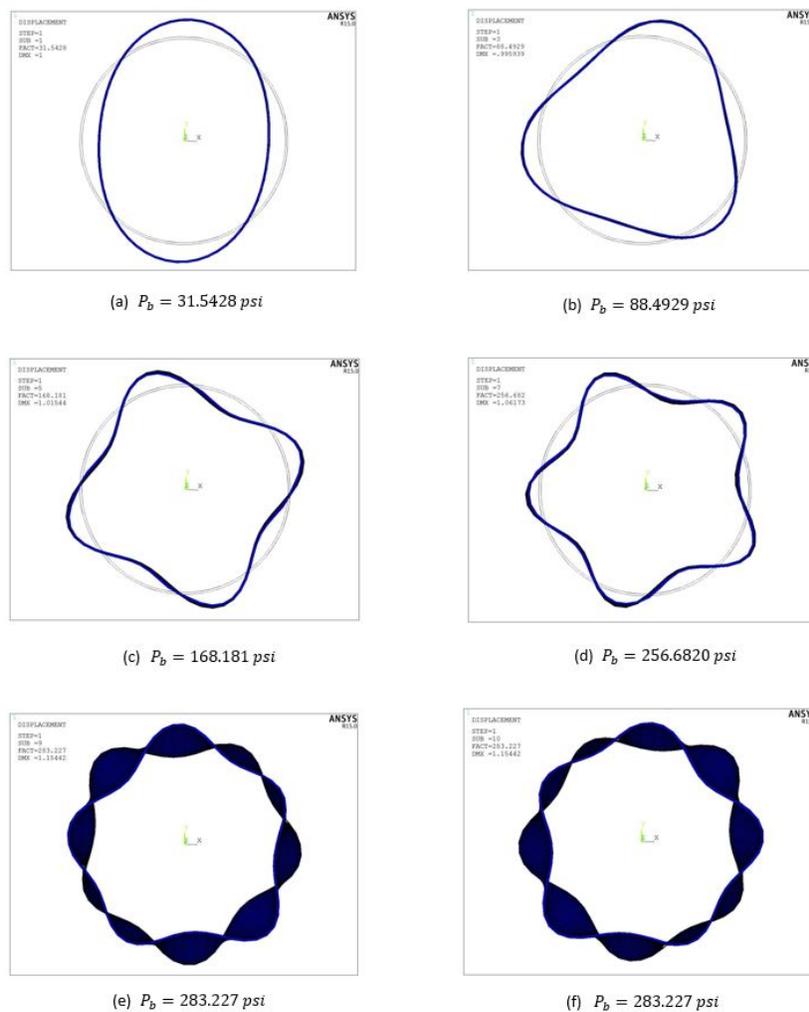


Figura 5.19. Formas deformadas del análisis lineal.

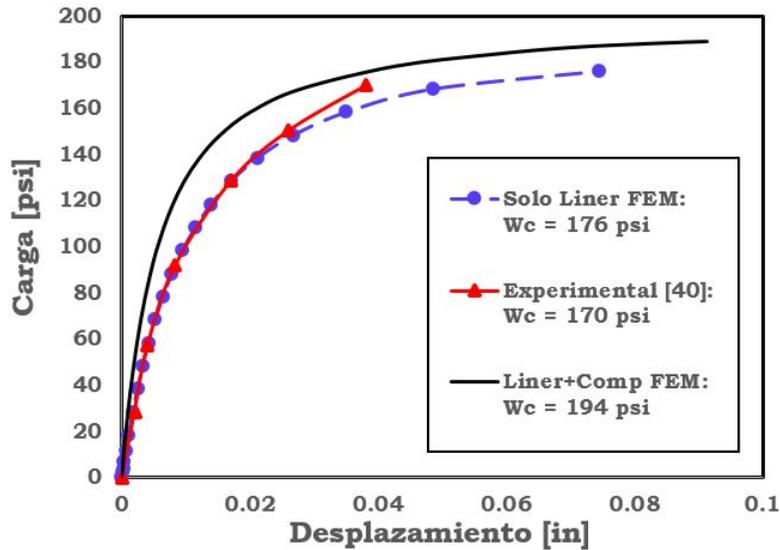


Figura 5.20. Curvas Carga-Desplazamiento de pandeo.

Para fines de análisis, se llevo a cabo un segundo modelo del cuerpo del tanque con un espesor de $t = 0.1 \text{ in}$. En la Figura 5.21 se puede apreciar que la resistencia y la carga de colapso han aumentado tres veces más aproximadamente al incrementar el espesor. Esto da pauta a realizar un estudio de optimización para determinar un valor óptimo del espesor del *liner* en alguna aplicación particular, lo que tiene impacto directo en el costo de fabricación del tanque.

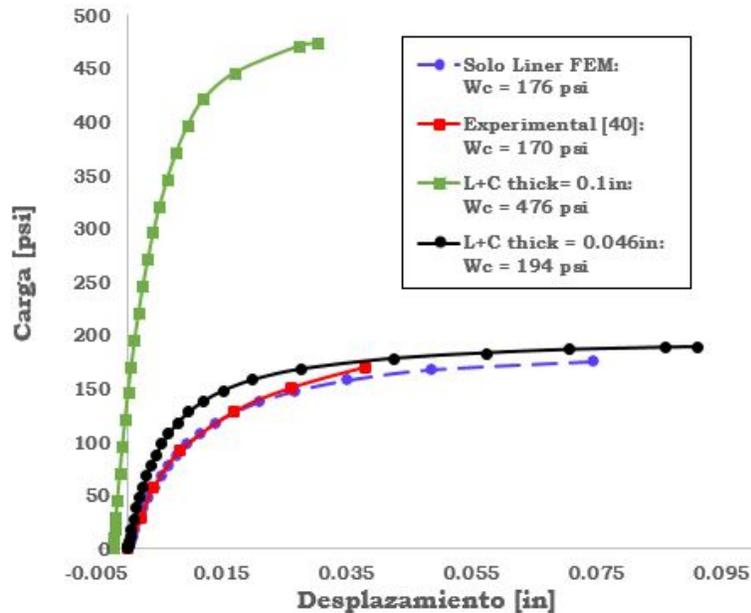


Figura 5.21. Curvas Carga-Desplazamiento de pandeo.

5.6.6 Cargas simbólicas de imperfección en análisis de pandeo

De acuerdo al reporte de un estudio paramétrico presentado por Morris et al. [42] el pandeo en tanques reforzados no puede ocurrir a menos que exista una separación de los componentes como se muestra en la Figura 2.12 del Capítulo 2. Para la forma ovalada, las fibras de refuerzo mantienen contacto excepto en el punto (o los puntos) de unión o cualquier otra forma de imperfección como un mal encaje de las partes, puntos planos o cargas no externas no simétricas.

La deformación obtenida en el paso de carga 3 corresponde al tercer modo de pandeo del análisis lineal (Figura 5.14) y se debe al posicionamiento de las cargas simbólicas de imperfección durante la aplicación de las condiciones de frontera.

Si se deseara analizar la el pandeo en la forma ovalada, las imperfecciones deben ser aplicadas de diferente manera. Como muestra de esto, en la Figura 5.22 se presenta el cuerpo del tanque con refuerzo de material compuesto deformado.

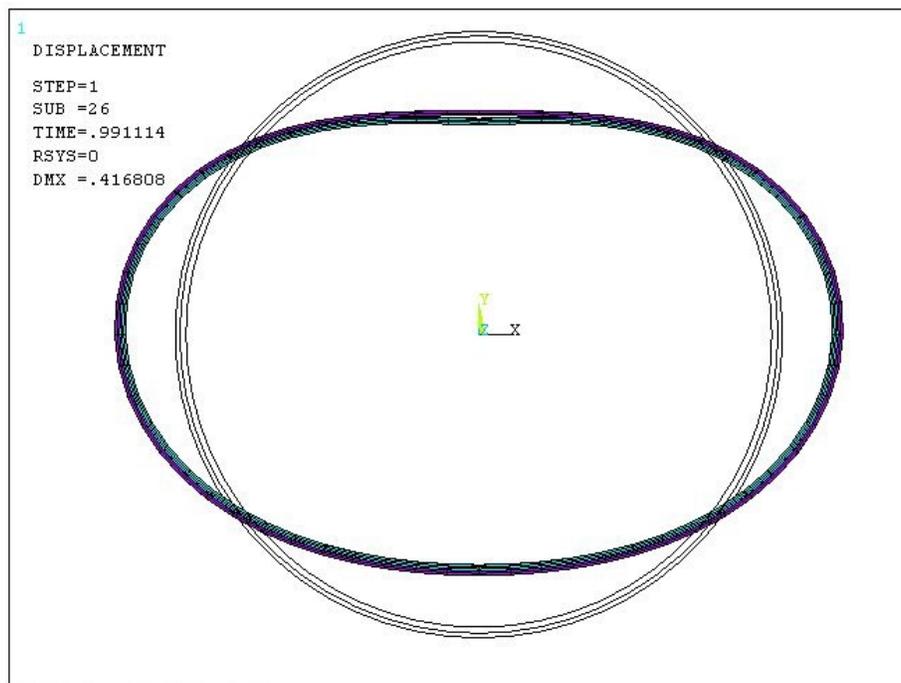


Figura 5.22. Deformación del tanque en forma ovalada.

La deformación de la estructura es de la forma esperada y ocurre en la región donde la carga simbólica de imperfección fue aplicada (Figura 5.23).

Finalmente, en la Figura 5.24 se presenta la estructura con un mayor espesor en el material compuestos de refuerzo. Aquí se observa que no hay separación entre los componentes pese a asumir la deformación ovalada, esto implica que el aumento del espesor no solo tiene como consecuencia un aumento en la resistencia sino que también reduce la posibilidad de que ocurra separación entre los componentes.

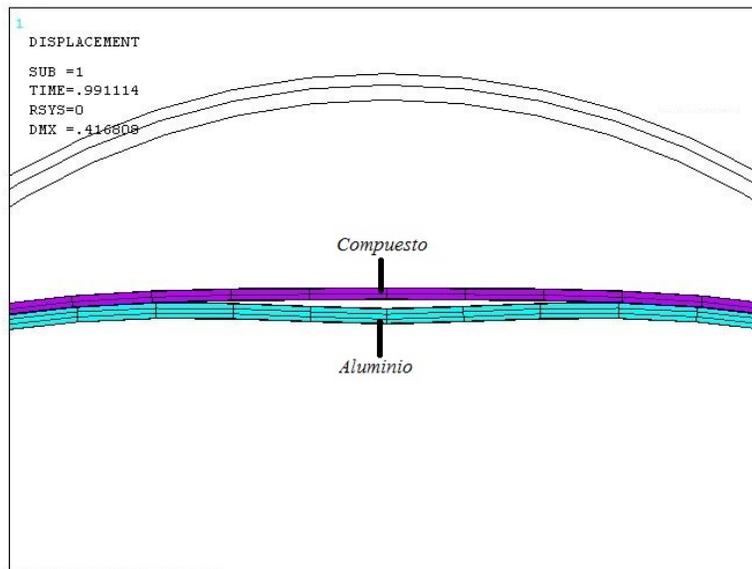


Figura 5.23. Separación de componentes.

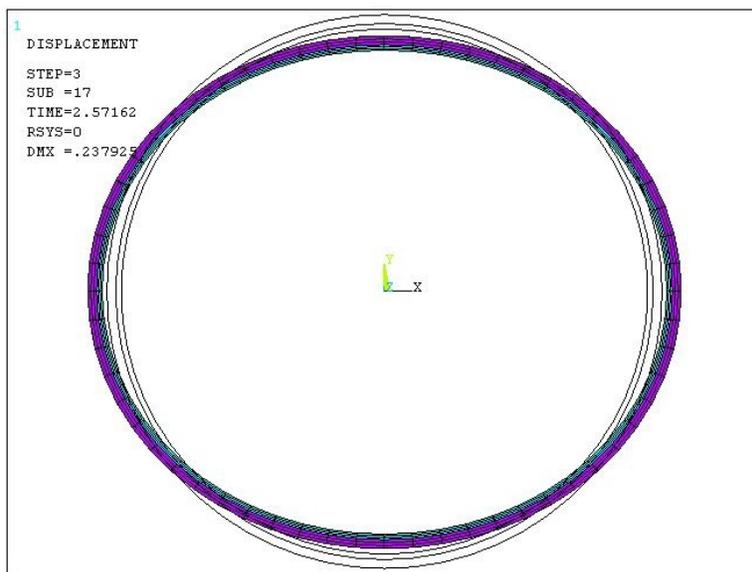


Figura 5.24. Deformación de la estructura con un mayor espesor del material de refuerzo.

Conclusiones

En el presente trabajo de tesis se desarrolló un modelo computacional para el análisis de pandeo en tanques de almacenamiento de hidrógeno tipo III considerando solo la zona del cuerpo cilíndrico. El reporte final se ha sido dividido en dos etapas: 1) investigación y comprensión de los conceptos fundamentales y 2) análisis y desarrollo del modelo.

El modelo es capaz de simular los efectos de pandeo en la estructura considerando grandes desplazamientos y pueden analizarse los distintos modos de pandeo con la aplicación adecuada de las cargas simbólicas de imperfección. Los resultados del análisis permiten analizar los esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en la dirección de las láminas del tanque. La relación entre el material compuestos de refuerzo y el revestimiento interno se puede observar en los resultados por medio de los elementos de contacto que se utilizar para el modelo.

6.1 Resumen y comentarios

En el Capítulo 1 se realizó una investigación sobre los tipos de tanques de almacenamiento existentes actualmente, las diferencias entre ellos y las ventajas y desventajas que ofrecen. Seguido a esta investigación, en el Capítulo 2 se presentaron los conceptos fundamentales y el desarrollo de la teoría clásica correspondiente al fenómeno de pandeo en columnas estructurales y en cilindros de pared delgada. Por su parte, el Capítulo 3 es dedicado al estudio y comportamiento de los materiales compuestos, que incluye una descripción general de los procesos de manufactura más comunes y sus principales aplicaciones en la industria, además de los conceptos de la mecánica de materiales compuestos para la determinación de esfuerzos, las ecuaciones constitutivas, las matrices de transformación y su aplicación en el diseño de tanques de hidrógeno tipo III. En el capítulo 4 se presentaron las técnicas para implementar materiales compuestos y analizar estructuras sometidas a cargas de pandeo empleando el método del elemento finito mediante el software ANSYS [®]. Para validar las técnicas presentadas de modelado en éste capítulo, se llevó a cabo un análisis estructural basado en pruebas experimentales realizadas por la Universidad de Illinois [41]. Finalmente en el Capítulo 5 se desarrollan las simulaciones correspondientes al modelo generado del tanque de hidrógeno tipo III.

Para ejemplificar el procedimiento que se sigue durante los análisis de pandeo no lineales, se realizaron dos análisis distintos de una columna empotrada en su base y un anillo con apoyos simples. La idea de estos análisis fue presentar de manera independiente las técnicas para

aplicar la imperfección que requieren los modelos de pandeo no lineal. Los resultados de estos análisis fueron congruentes con los reportados en la literatura bibliográfica.

Una vez construido el modelo 3D del tanque de hidrógeno tipo III, se llevó a cabo un análisis de la calidad de malla mediante los parámetros de medida integrados en ANSYS Mechanical APDL [®]. Tales medidas incluyen la razón de aspecto, la desviación paralela la razón del Jacobiano y el ángulo máximo. Los resultados del análisis probaron que 0 % de los elementos generados en el mallado mostraban errores o advertencias que pudieran impactar directamente con la convergencia o los resultados de la simulación.

Se generó un código en MATLAB [®] para la determinación de parámetros en tanques de almacenamiento basado en la teoría de láminas presentada por Swanson [44]. En base a los cálculos realizados por este programa se aplicaron las cargas en los pasos de carga correspondientes al proceso de autofrettage (Apéndice II).

Los modelos materiales de trabajo empleados a lo largo del presente trabajo de tesis fueron el aluminio aleación 6061-T6 y el material compuesto T700/Epoxy. La caracterización de estos materiales se realizó en base a la investigación de las fuentes reportadas en la bibliografía, estableciendo las propiedades mecánicas para las condiciones simuladas de acuerdo a los datos establecidos.

Debido a la simplificación de la geometría del tanque completo a solo el cuerpo, el modelo geométrico pudo realizarse directamente en la interfaz de ANSYS APDL [®], a partir de las dimensiones base tomadas del estudio experimental mencionado anteriormente.

Se desarrolló un macro en el lenguaje de programación APDL para la realización de los sistemas de coordenadas locales de cada elemento. El macro se presenta en el Apéndice IV y se realizó enfocado a la cantidad de elementos presentes en el modelo. Este código puede ser empleado en cualquier modelo con geometría similar ajustando los valores de entrada correspondientes a la cantidad de elementos presentes a lo largo de la dirección axial y radial del modelo.

Debido a las diferencias entre las propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6 y el material compuesto, el modelo de elemento finito se analizó empleando contactos en la interfaz de ambos materiales para observar el comportamiento en cada paso de carga. Los resultados del análisis mostraron las zonas con mayor concentración de esfuerzos en la interfaz de contacto, las cuales representan las posibles regiones donde la separación de los materiales ocurriría.

Con el modelo terminado se procedió a realizar el análisis estructural para tres diferentes pasos de carga:

- Paso de carga 1: se aplica presión interna sobre la superficie del revestimiento metálico. Esta presión se conoce como presión de *autofrettage* y busca sobrepasar el límite elásticos del revestimiento interno, es decir, alcanzar la zona plástica del material. Los resultados presentados en las Figuras 5.9 y 5.10 muestran que efectivamente el límite elástico ha sido superado (Tabla 5.2), ocasionando una deformación permanente en el material.
- Paso de carga 2: siguiendo el proceso de *autofrettage*, se realiza la descarga de presión del recipiente. Las Figuras 5.13 y 5.18 muestran los esfuerzos compresivos residuales

que resultan de este paso de carga y que implican un estado de pre-esforzado en el revestimiento interno de aluminio. Es importante recordar que este pre-esfuerzo tiene la finalidad de mejorar la capacidad del recipiente para soportar cargas por la condición de compresión a la que está ahora sometido el revestimiento interno.

- Paso de carga 3: se aplican las cargas de pandeo que consisten en una presión externa sobre la superficie del revestimiento interno (emulando una presión de vacío) y las cargas de imperfección requeridas para el modelo no lineal. En este caso se utilizó la técnica de cargas simbólicas para generar las imperfecciones debido a que el modelo es no lineal y por tanto no se puede realizar un pre-análisis de pandeo lineal para obtener el perfil de deformación y utilizarlo como imperfección. Los resultados presentados en la Figura 5.16 muestran las zonas donde ocurre separación de los materiales y sus valores de separación (GAP). Finalmente en la curva de la Figura 5.20 se presenta la caracterización del revestimiento interno por las cargas de pandeo, donde se encontró una carga de colapso de $W_c = 196 \text{ psi}$

Para fines comparativos se llevó a cabo otro modelo del cuerpo del tanque pero solo considerando la parte del revestimiento metálico. Las curvas de la Figura 5.20 mostraron que existe un incremento en la resistencia al pandeo una vez cuando el revestimiento metálico se refuerza con materiales compuestos. Este incremento es aún mayor al aumentar el espesor (Figura 5.21), concluyendo así que el reforzar un tanque convencional de aluminio no solo tiene beneficios en términos de resistencia y peso, sino que también da pauta para optimizar el espesor del revestimiento metálico y reducir los costos de fabricación.

6.2 Trabajos futuros

Dando seguimiento al presente trabajo de tesis, se pueden llevar a cabo otros estudios relacionados con los aspectos característicos en los tanques de almacenamiento. Algunas ideas para trabajos futuros son:

- **Caracterización experimental.** Debido a los pocos estudios de carácter experimental sobre pandeo en tanques de almacenamiento de hidrógeno tipo III resulta conveniente realizar una caracterización propia del rendimiento estructural en estos tanques. Para lograrlo sería necesario la fabricación del tanque incluyendo el revestimiento metálico y el refuerzo de fibras de material compuesto. Posteriormente la instalación de la estación experimental donde se puedan realizar las pruebas y obtener las curvas características. Finalmente comparar los resultados de las pruebas con los obtenidos en el presente trabajo de tesis.
- **Optimización del espesor metálico.** Uno de los mayores desafíos en los tanques de almacenamiento actuales para aplicaciones cotidianas es el costo de fabricación. La optimización del espesor del revestimiento metálico puede reducir significativamente este costo y fortalecer el uso de hidrógeno como alternativa energética en todo tipo de aplicaciones. Esta optimización se puede realizar empleando algunos de los métodos convencionales proporcionados por la teoría de *redes neuronales* y el *cálculo variacional*. Una vez obtenidos los espesores óptimos se pueden implementar en el modelo realizado en este proyecto para obtener las curvas características y en base a ellas realizar un diseño de un tanque que cumpla con las especificaciones para cierta aplicación.

Apéndice I. Descripción de los elementos utilizados

BEAM188

El elemento BEAM188 es apropiado para el análisis de estructuras de vigas delgadas moderadamente anchas. El elemento está basado en la teoría de vigas de Timoshenko. Se pueden hacer modelos de elasticidad, plasticidad y materiales no lineales.

Propiedades	Descripción
Nodos	I, J, K (K, nodo de orientación, opcional pero recomendado [50])
Grados de libertad	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
Propiedades del material	EX, PRXY, GXY, GXZ, ALPX, DENS, ALPY, ALPD, BETD
Cargas de superficie	Presiones
Cargas de cuerpo	Temperaturas
Características especiales	Estado inicial; grandes deformaciones; grandes desplazamientos; perturbación lineal; estabilización no lineal.

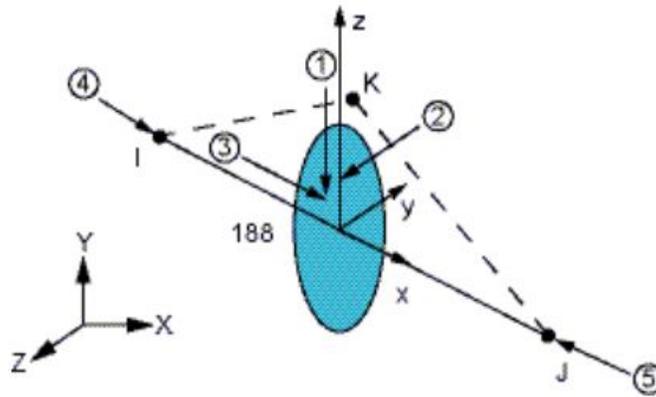


Figura 6.1. Geometría del elemento BEAM188.

SHELL281

El elemento SHELL281 es ideal para el análisis de estructuras de revestimiento o cáscara con un espesor moderadamente grueso. También puede ser utilizado en aplicaciones de capas laminadas como lo es en el modelo de materiales compuestos.

Propiedades	Descripción
Nodos	I, J, K, L, M, N, O, P
Grados de libertad	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
Propiedades del material	EX, EY, EZ, PRXY, PRYZ, PRXZ, GXY, GYZ, GXZ, ALPX, DENS, ALPX, ALPY, ALPZ, ALPD
Cargas de superficie	Presiones
Cargas de cuerpo	Temperaturas
Características especiales	Estado inicial; Grandes deformaciones; Grandes desplazamientos; Perturbación lineal; Estabilización no lineal.

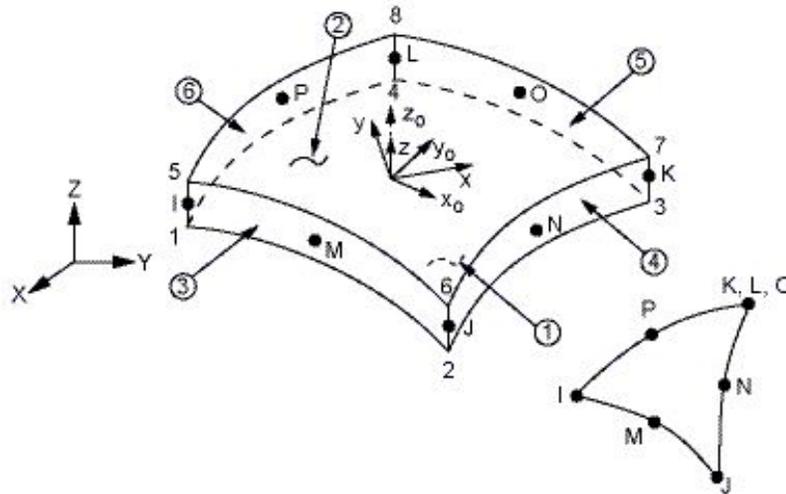


Figura 6.2. Geometría del elemento SHELL281.

REINF265

El elemento REINF265 solo se puede utilizar en conjunto con elementos estándar 3D o tipo SHELL. Su función es proporcionar refuerzo extra a cada elemento base.

REINF265 utiliza un enfoque de *embarrado* y es apropiado para el modelado de fibras espaciadas de forma laminada. Cada capa del refuerzo contiene fibras con orientación única, material y sección transversal. Las posiciones nodales, los grados de libertad y la conectividad del elemento REINF265 son idénticas a las del elemento base.

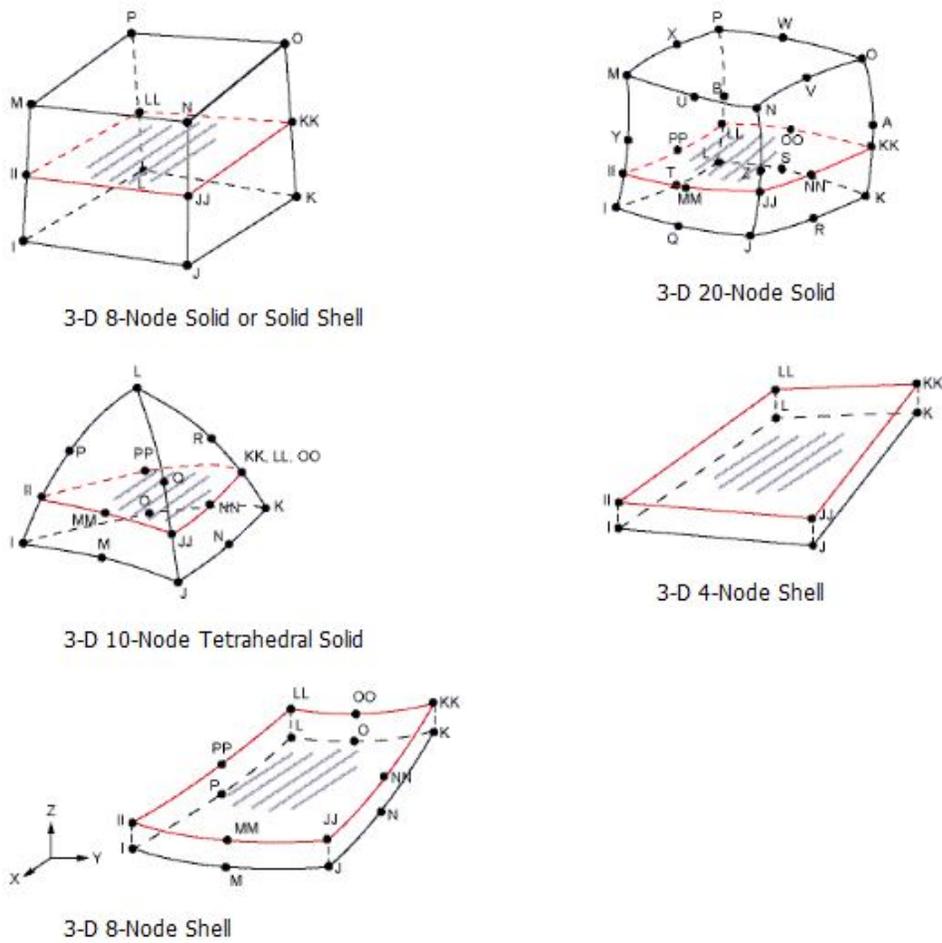


Figura 6.3. Geometría del elemento REINF265.

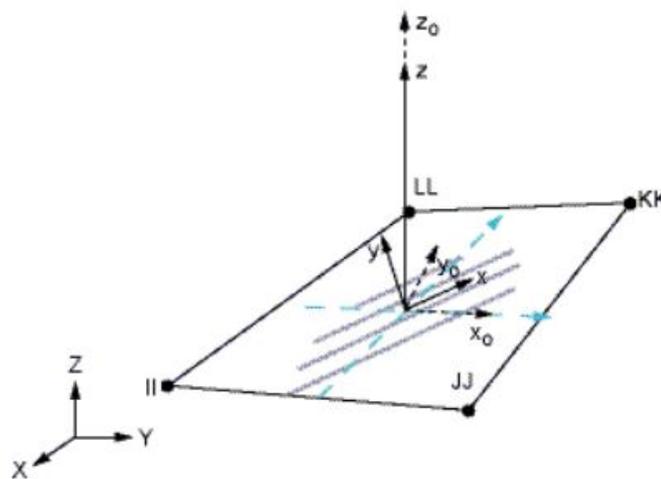


Figura 6.4. Sistema de coordenadas de REINF265.

Este elemento solo soporta propiedades de entrada del material en una dirección, por lo que solo puede ser modelado para materiales isotrópicos [56].

Propiedades	Descripción
Nodos	Mismos que aquellos del elemento base
Grados de libertad	Mismos que aquellos del elemento base
Propiedades del material	EX, PRXY, GXY, ALPX, DENS, ALPD, BETD
Cargas de superficie	Ninguna
Cargas de cuerpo	Temperaturas
Características especiales	Estado inicial; Grandes deformaciones; Grandes desplazamientos.

SOLID186 laminado

Este tipo de elemento se utiliza para modelar sólidos o corazas (*shell*) gruesos. El SOLID186 laminado permite trabajar hasta con 250 capas las cuales pueden ser introducidas mediante el entorno de secciones de los elementos SHELL.

Propiedades	Descripción
Nodos	I,J,K,L,M,N,O,P,Q,R,S,T,U,V,W,X,Y,Z,A,B
Grados de libertad	UX, UY, UZ
Propiedades del material	EX, EY, EZ, ALPX, ALPY, ALPZ, PRXY, PRYZ, PRXZ, DENS, GXY, GYZ, DAMP
Cargas de superficie	-
Cargas de cuerpo	Temperaturas
Características especiales	Plasticidad; Hiperelasticidad; Viscoelasticidad; Viscoplasticidad; Grandes Deflexiones; Grandes Deformaciones

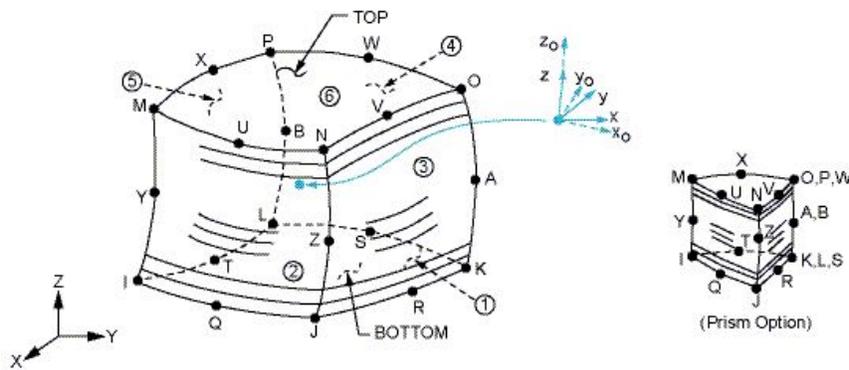


Figura 6.5. Geometría del elemento SOLID186 laminado.

CONTA174

CONTA174 es usado para representar el contacto y deslizamiento entre superficies “objetivo” (*target*), correspondiente a elementos TARGE170, y una superficie deformable definida por éste elemento. Es aplicable para análisis de campos de contacto en estructuras 3D.

Propiedades	Descripción
Nodos	I,J,K,L,M,N,O,P
Grados de libertad	UX, UY, UZ
Propiedades del material	MU, EMIS
Cargas de superficie	Pressure
Cargas de cuerpo	-
Características especiales	Plasticidad; Hiperelasticidad; Viscoelasticidad; Viscoplasticidad; Grandes Deflexiones; Grandes Deformaciones; Perturbación lineal; Fricción ortorópica; Presión de penetración de fluido

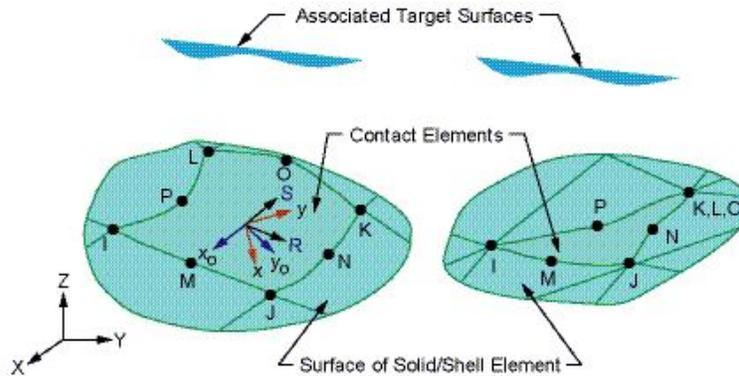


Figura 6.6. Geometría del elemento CONTA174.

TARGE170

TARGE170 es un tipo de elemento utilizado para la representación de varias superficies *objetivo*, asociadas con elementos de contacto, como CONTA174.

Propiedades	Descripción
Nodos	I,J,K,L,M,N,O,P
Grados de libertad	UX, UY, UZ, TEMP, VOLT, MAG
Propiedades del material	Ninguna
Cargas de superficie	Pressure
Cargas de cuerpo	Ninguna
Características especiales	Nolinearidad; Perturbación lineal; Fricción ortorópica; Presión de penetración de fluido

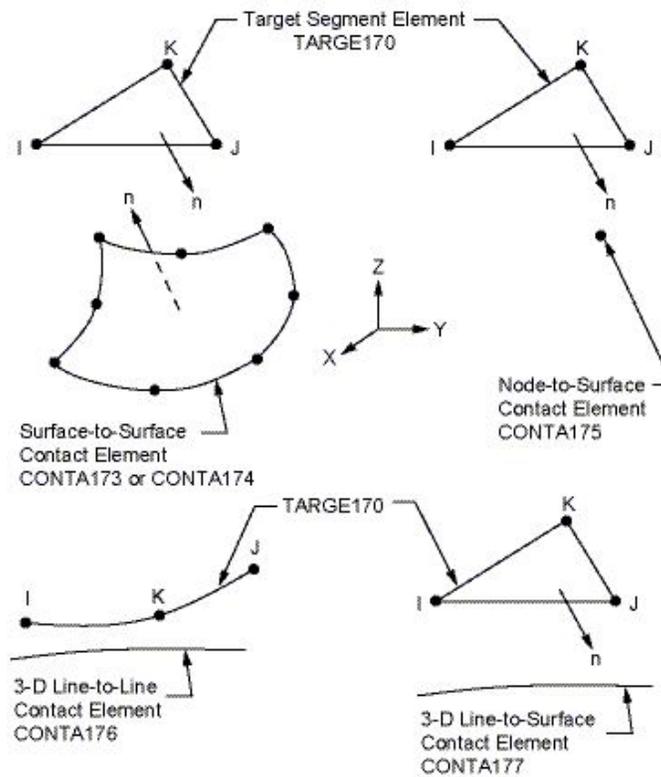


Figura 6.7. Geometría del elemento TARGE170.

Apéndice II. Código en MATLAB

```
1 clear all
2 clc
3 close
4 %Datos del tanque
5 D=6.01;
6 p=1;
7 Load=[p*D/4; p*D/2; 0];
8 Beta=0.6;
9 % Propiedades del liner Al
10 Eal=13.86873085e6;
11 val=0.334;
12 Pyal=39.9e3;
13 Ealm=Eal/(1-val^2);
14 Gal=Eal/(2*(1+val));
15 % Propiedades del composite
16 E11=0.20470e8;
17 E22=0.14703e7;
18 v12=0.32034;
19 v21=E22*v12/E11;
20 G12=0.48672e6;
21 Pult=170e3;
22 % Espesores iniciales
23 tal=0.061;
24 t30=0.023;
25 tm30=0.023;
26 th=0.023;
27 R=[1 0 0;0 1 0;0 0 2];
28 Rinv=inv(R);
29 phial=0;
30 Tal=[(cos(phial))^2 (sin(phial))^2 2*sin(phial)*cos(phial); (sin(phial))^2 ...
      (cos(phial))^2 -2*sin(phial)*cos(phial);-sin(phial)*cos(phial) ...
      sin(phial)*cos(phial) (cos(phial))^2-(sin(phial))^2];
31 Talinv=inv(Tal);
32 Qal=[Ealm val*Ealm 0;val*Ealm Ealm 0;0 0 Gal];
33 Q1=Talinv*Qal*R*Tal*Rinv;
34 Aal=Q1*tal;
35 phitr=pi/6;
36 Ttr=[(cos(phitr))^2 (sin(phitr))^2 2*sin(phitr)*cos(phitr); (sin(phitr))^2 ...
      (cos(phitr))^2 -2*sin(phitr)*cos(phitr);-sin(phitr)*cos(phitr) ...
      sin(phitr)*cos(phitr) (cos(phitr))^2-(sin(phitr))^2];
37 Ttrinv=inv(Ttr);
38 Qcomp=[E11/(1-v12*v21) v21*E11/(1-v12*v21) 0;v12*E22/(1-v12*v21) E22/(1-v12*v21) ...
      0;0 0 G12];
39 Q2=Ttrinv*Qcomp*R*Ttr*Rinv;
40 Atr=Q2*t30;
41 phimtr=-pi/6;
```

```
42 Tmtr=[(cos(phimtr))^2 (sin(phimtr))^2 2*sin(phimtr)*cos(phimtr); (sin(phimtr))^2 ...
        (cos(phimtr))^2 -2*sin(phimtr)*cos(phimtr);-sin(phimtr)*cos(phimtr) ...
        sin(phimtr)*cos(phimtr) (cos(phimtr))^2-(sin(phimtr))^2];
43 Tmtrinv=inv(Tmtr);
44 %Qcomp=[E11/(1-v12*v21) v21*E11/(1-v12*v21) 0;v12*E22/(1-v12*v21) ...
        E22/(1-v12*v21) 0;0 0 G12];
45 Q3=Tmtrinv*Qcomp*R*Tmtr*Rinv;
46 Amtr=Q3*tm30;
47 phih=pi/2;
48 Th=[(cos(phih))^2 (sin(phih))^2 2*sin(phih)*cos(phih); (sin(phih))^2 ...
        (cos(phih))^2 -2*sin(phih)*cos(phih);-sin(phih)*cos(phih) ...
        sin(phih)*cos(phih) (cos(phih))^2-(sin(phih))^2];
49 Thin=inv(Th);
50 Q4=Thin*Qcomp*R*Th*Rinv;
51 Ah=Q4*th;
52 A=Aal+Atr+Amtr+Ah
53 Deformaciones=inv(A)*Load
54 Esfuerzos=Qal*Deformaciones
55 Py=sqrt(2)*Pyal/(((Esfuerzos(1))-(Esfuerzos(2)))^2+(Esfuerzos(1))^2+
56 (Esfuerzos(2))^2)^(1/2)
57 Pop=(1+Beta)*Py
58 Alpha=(3000/Py)-Beta
```

Apéndice III. Sub-rutina en APDL para los sistemas de coordenadas locales

```
1 /prep7
2 L.C=10.5/30 ! Relacion longitud/divisiones
3 ANG=6 ! Angulo de division
4 *DO,J,1,5,1
5 *DO,I,0,15,1
6 CSYS,1
7 ESEL,R,CENT,Y,0,ANG*J
8 ESEL,R,CENT,Z,(L.C)*I,(L.C)*(I+1)
9 ALLSEL,BELOW,ELEM
10 LOCAL,101+I,0,0,0,(L.C)*I,180+ANG*J,0,-90,1,1
11 EMODIF,ALL,ESYS,101+I
12 EORIENT,LYSL,NEGZ,90
13 ALLSEL
14 *ENDDO
15 *ENDDO
16 *DO,J,5,60,1
17 *DO,I,0,15,1
18 CSYS,1
19 ESEL,R,CENT,Y,ANG*J,ANG*(J+1)
20 ESEL,R,CENT,Z,(L.C)*I,(L.C)*(I+1)
21 ALLSEL,BELOW,ELEM
22 LOCAL,301+I,0,0,0,(L.C)*I,-180+ANG*J,0,-90,1,1
23 EMODIF,ALL,ESYS,301+I
24 EORIENT,LYSL,NEGZ,90
25 ALLSEL
26 *ENDDO
27 *ENDDO
28 /PSYMB,ESYS,1
29 /DEVICE,BBOX,0
30 /REPLOTT
31 CSYS,0
```

Bibliografía

- [1] M. D. Paster, R. K. Ahluwalia, “Hydrogen storage technology options for fuel cell vehicles: Well-to-wheel costs, energy efficiencies, and greenhouse gas emissions”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, pp. 14534-14551, 2011.
- [2] J. Larmanie, A. Dicks, “Fuel Cell Systems Explained”, 2nd Edition, John Wiley and Sons Ltd., ISBN: 0-470-84857-X, British Library Cataloguing, pp. 1-5, 2003.
- [3] D. J. Durbin, C. Malardier-Jugroot, “Review of hydrogen storage techniques for on board vehicle applications”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, pp. 14595-14617, 2013.
- [4] S. W. Jorgensen, “Hydrogen storage tanks for vehicles: recent progress and current status”, *Solid State and Materials Science*, Vol. 15(2), pp. 39-43, 2011.
- [5] S. M. Aceves, G. Petitpas, F. Espinoza-Loza, M. J. Matthews, E. Ledesma-Orozco, “Safe, long range, inexpensive and rapidly refuelable hydrogen vehicles with cryogenic pressure vessels”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, pp. 2480-2489, 2013.
- [6] R. von Helmolt, U. Eberle, “Fuel cell vehicles: status 2007”, *Journal of Power Sources*, Vol. 165(2), pp. 833-843, 2007.
- [7] R. K. Ahluwalia, T. Q. Hua, J. K. Peng, “On-board and off-board performance of hydrogen storage options for light-duty vehicles”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37(3), pp. 2891-2910, 2012.
- [8] J. J. Eberhardt, “Fuels of the future for cars and trucks. Energy efficiency and renewable energy”, In: Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) workshop San Diego, California, U. S., Department of Energy, 2002.
- [9] S. M. Aceves, F. Espinoza-Loza, E. Ledesma-Orozco, T. O. Ross, A. H. Weisberg, et al., “High-density automotive hydrogen storage with cryogenic capable pressure vessels”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35(3), pp. 1219-1226, 2010.
- [10] <http://www.energy.gov/eere/fuelcells/status-hydrogen-storage-technologies>; Consultado por última vez en mayo del 2016.
- [11] US Department of Energy, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, “Targets for Onboard Hydrogen Storage Systems for Light-Duty Vehicles”, 2009.
- [12] J. Zheng, H. Bie, P. Xu, H. Chen, et al., “Experimental and numerical studies on the bonfire test of high-pressure hydrogen storage vessels”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35(15), pp. 8191-8198, 2010.

- [13] H. Barthelemy, M. Weber, F. Barbier, “Hydrogen storage: Recent improvements and industrial perspectives”, *International Journal of Hydrogen Energy* (2016), <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.03.178>.
- [14] M. Doyoyo, M. Faurem, “Pressure vessels with reinforcing space-filling skeletons”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 130(3):031210, 2008.
- [15] Sitio web: <http://www.ialtenergy.com/hydrogen-fuel.html>, revisado: 06/2016.
- [16] U. Bossel, B. Eliasson, G. Taylor, “The future of the hydrogen economy: bright or bleak?”, *Journal of KONES*, Vol. 11(1-2), pp. 87-111, 2004.
- [17] R. K. Ahluwalia, T. Q. Hua, J. K. Peng, “Technical assessment of cyro-compressed hydrogen storage tank systems for automotive applications”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35(9), pp. 4171-4184, 2010.
- [18] Performance of a cryo-compressed hydrogen storage. In: Kunze K, editor. World hydrogen energy conference - WHEC; 2012. Toronto, Canada.
- [19] BMW hydrogen storage technology - current status and future trends. In: Kunze K, Kircher O, editors. European hydrogen energy conference - EHEC; 2014. Sevilla, Spain.
- [20] J. Wolf, “Liquid-hydrogen technology for vehicles”, *MRS Bulletin*, pp. 684-687, 2002.
- [21] G. Arnold, J. Wolf, “Liquid hydrogen for automotive application: next generation fuel for FC and ICE vehicles”, *Journal of Cryogenic Society of Japan*, Vol. 40(6), pp. 221-230, 2005.
- [22] Y. Demirel, “Energy production, conversion, storage, conservation and coupling”, In: Series: green energy and technology, Springer, 2012.
- [23] Yufei Ma, Yuan Li, Ting Liu, Lu Zhang, Shumin Han, Yijing Wang, “Enhanced hydrogen storage properties of $LiBH_3$ generated using a porous Li_3BO_3 catalyst”, *Journal of Alloys and Compounds*, Vol. 689, pp. 187-191, 2015.
- [24] Chilou Zhou, Zhiyuan Li, Yongzhi Zhao, Zhengli Hua, Ling Zhang, Mao Wen, Ping Xu, “Effect of inside diameter on design fatigue life of stationary hydrogen storage vessel based on fracture mechanics”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 39(25), pp. 13634-13642, 2014.
- [25] T. I. Khan, M. Monde, T. Setoguchi, “Hydrogen gas filling into an actual tank at high pressure and optimization of its thermal characteristics”, *Journal of Thermal Science*, Vol. 18(3), pp. 235-240, 2009.
- [26] K. Barral, H. Barthélémy, “Hydrogen high pressures tanks storages: overview and new trends due hydrogen energy specifications and constraints”, WHEC 16 Lyon France, June 2006.
- [27] Comond O., Perreux D., Thiebaud F., Weber M., “Methodology to improve the lifetime of type III HP tank with a steel liner”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 34, pp. 3077-3090, 2009.
- [28] C. O. Romo, “Diseño a fatiga de un tanque de almacenamiento de hidrógeno tipo III mediante MEF”, Universidad de Guanajuato, Tesis de Maestría, 2015.

- [29] Min-Gu Han, Seung,Hwan Chang, “Failure analysis of a type III hydrogen pressure vessel under impact loading induced by free fall”, *Composite Structures*, Vol. 127, pp. 288-297, 2015.
- [30] Min-Gu Han, Seung,Hwan Chang, “Evaluation of structural integrity of Type III hydrogen pressure vessel low-velocity car-to-car collision using finite element analysis”, *Composite Structures*, Vol. 148, pp. 198-206, 2016.
- [31] Jin-Ho Hong, Min-Gu Han, “Safety evaluation of 70 MPa capacity type III hydrogen pressure vessel considering material degradation of composites due to temperature rise”, *Composite Structures*, Vol. 113, pp. 127-133, 2014.
- [32] Son D., Hong J. H., Chang S. H., “Evaluation of modeling techniques for a type III hydrogen pressure vessel (70 MPa) made of an aluminum liner and thick carbon/epoxy composite for fuel cell vehicles”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, pp. 1048-1057, 2012.
- [33] Son D., Hong J. H., Chang S. H., “Determination of the Autofrettage pressure and estimation of material failures of a Type III hydrogen pressure vessel by using finite element analysis”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, pp. 12771-12781, 2012.
- [34] GRPE information group: hydrogen fuel cell vehicles, draft ECE compressed gaseous hydrogen regulation, EIHP-II; 2003.
- [35] ISO 15869 Norm. Gaseous hydrogen and hydrogen blends for land vehicle fuel tanks; 2009.
- [36] Jin-Ho Hong, Min-Gu Han, Seung-Hwan Chang, “Safety evaluation of 70 MPa capacity type III hydrogen pressure vessel considering material degradation of composites due to temperature rise”, *Composite Structures*, Vol. 113, pp. 127-133, 2014.
- [37] Henrik Sönerlind, “Buckling, When Structures Suddenly Collapse”, *Comsol Blog Web*, 2014.
- [38] J. M. Gere, B. J. Goodno, “*Mecánica de Materiales*”, Séptima Edición, Cengage Learning Editores, 2009.
- [39] Arthur P. Boresi, Richard J. Schmidt, “*Advanced Mechanics of Materials*”, Sixth Edition, John Wiley and Sons.
- [40] V. Alcantar, E. Ledesma-Orozco, “Análisis estructural de tanques a presión del tipo 3 reforzados con fibras”, *Universidad de Guanajuato*, 2011.
- [41] R. G. Sturm, “A Study of the Collapsing Pressure of Thin-Walled Cylinders”, *University of Illinois Bulletin*, Vol. XXXIX, No. 12, 1941.
- [42] E. E. Morris, F. J. Darms, R. E. Landes, J. W. Campbell, “Parametric Study of Glass - Filament - Reinforced Metal Pressure Vessels”, *National Aeronautics and Space Administration, NASA Lewis Research Center*, 1966.
- [43] Composites UK Trade Association, “Introduction to Composite Materials”, *Sitio Web: <https://compositesuk.co.uk/composite-materials/introduction>*, revisado: 08/2016.

-
- [44] Stephen R. Swanson, "Introduction to Design and Analysis with Advanced Composite Materials", University of Utah, Prentice Hall, 1998.
- [45] Carl T. Herakovich, "Mechanics of Fibrous Composites", University of Virginia, John Wiley & Sons, Inc., 1998.
- [46] S. Timoshenko, "Theory of Elasticity", Second Edition, McGraw-Hill, 1951.
- [47] Denise Lori-Eng, "On the Buckling Finite Element Analysis of Beam Structures", Master of Science in Mechanical Engineering Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2002.
- [48] Mechanical Engineering Department, "ANSYS Tutorials", University of Alberta, 2003.
- [49] Ansys Mechanical Demonstration Guide, 2015.
- [50] Ansys Mechanical APDL Documentation, 2015.
- [51] Toray Carbon Fibers America, inc. "T700s data sheet".
- [52] The Dow Chemical Company Hydrocarbons and Energy/Aromatics Business, "DCPD Product data sheet".
- [53] Aboudi J., "Micromechanical analysis of composites by method of cells", Applied Mechanics Reviews, Vol. 42, pp. 193-221, 1989.
- [54] Ansys Mechanical APDL Theory of Reference, Release 15, 2015.
- [55] Ansys Mechanical APDL User's Guide, Release 15, 2015.
- [56] Ansys Mechanical APDL Material Reference, Release 15, 2015.