

2016

DISEÑO PRELIMINAR DE TANQUES ESTRUCTURALES DE LANZADOR SATELITAL Y ESTRUCTURAS COMPLEMENTARIAS



Autor:

Jorge Luis Paladini

Director:

Dr. Alejandro Javier Patanella

Índice

Índice.....	1
Índice de Figuras.....	3
Índice de Tablas	6
1. Resumen.....	7
2. Objetivo	7
3. Alcance	7
4. Introducción.....	9
5. Breve Reseña Histórica.....	10
6. Materiales Utilizados.....	12
7. Factores de Seguridad	15
8. Requerimientos y Solicitaciones	19
8.1. Esfuerzos Característicos	19
8.2. Tanque de Combustible.....	21
8.3. Tanque de Oxidante	23
8.4. Módulo Intertanque	24
9. Diseño Conceptual	27
9.1. Tanques Estructurales.....	29
9.2. Módulo Intertanque	31
10. Análisis Estructural des Tanque de Combustible	35
10.1. Presión Interna	36
10.1.1. Tensiones Meridionales	36
10.1.2. Tensiones Longitudinales	37
10.1.3. Casquetes	38
10.1.4. Interferencia	40
10.2. Cargas Externas	41
10.2.1. Esfuerzos Actuantes	41
10.2.2. Análisis de la sección.....	43
10.3. Elementos Finitos	46
10.3.1. Condiciones de Borde e Interacciones.....	48
10.3.2. Cargas Aplicadas	52

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

10.3.3.	Mallado del Modelo.....	55
10.3.4.	Resultados	55
10.4.	Detalle de Unión Cilindro-Anillo.....	60
10.4.1.	Cargas Actuantes	60
10.4.2.	Interacciones y Restricciones	61
10.4.3.	Mallado del Modelo.....	62
10.4.4.	Resultados	64
11.	Análisis Estructural del Tanque de Oxidante	67
11.1.	Presión Interna	67
11.2.	Cargas Externas	67
11.3.	Elementos Finitos	70
11.3.1.	Resultados	70
11.4.	Detalle de Unión Cilindro-Anillo.....	75
11.4.1.	Cargas Actuantes	75
11.4.2.	Resultados	75
12.	Breve Reflexión: Tanques Estructurales.....	79
13.	Análisis de Intertanque.....	80
13.1.	Panel Reforzado.....	80
13.1.1.	Métodos Analíticos	81
13.1.2.	Elementos Finitos.....	89
13.1.3.	Elementos de Unión.....	98
13.2.	Módulo Completo.....	99
13.2.1.	Carga Axil.....	99
13.2.2.	Momento Flector	99
13.2.3.	Corte.....	104
13.2.4.	Combinación de Cargas.....	108
14.	Conclusiones	111
15.	Trabajos Futuros.....	112
	Referencias.....	113
	Anexo: Curvas de Materiales.....	114
	AA 6061-T6.....	114
	AA 2219-T851	118

Índice de Figuras

Figura 1: Cohete V-2.....	10
Figura 2: Lanzador Soyuz.....	11
Figura 3: Tensión Última en la TAZ	13
Figura 4: Árbol de Diseño.	17
Figura 5: Cargas aplicadas en el vehículo.....	20
Figura 6: Diagrama MNQ del vehículo.....	21
Figura 7: MNQ en tanque de combustible	22
Figura 8: MNQ en tanque de oxidante.....	23
Figura 9: MNQ en módulo intertanque.....	25
Figura 10: Tanque de H ₂ de Saturn V	27
Figura 11: Fuselaje Semimonocasco	28
Figura 12: Refuerzos longitudinales.....	29
Figura 13: Subdivisión del tanque en gajos	30
Figura 14: Dimensiones de tanques	¡Error! Marcador no definido.
Figura 15: Esquema de módulo intertanque	32
Figura 16: Vista de frente de perfil con fisuras.....	33
Figura 17: Vista interna de perfil con fisuras.....	33
Figura 18: Dimensiones Perfil Omega	¡Error! Marcador no definido.
Figura 19: Refuerzo Transversal de Módulo Intertanque.....	34
Figura 20: Dimensiones de Sección de Cuaderna	¡Error! Marcador no definido.
Figura 21: Tensiones en Cilindro con Presión Interna	35
Figura 22: Corte Longitudinal a Cilindro.....	36
Figura 23: Corte Transversal Cilindro	37
Figura 24: Tensiones en Esfera	39
Figura 25: Corte a Esfera	39
Figura 26: Esfuerzos en Interacción Cilindro-Tapas	40
Figura 27: Interacción Cilindro-Cuaderna.....	41
Figura 28: Terna Global sobre el Cilindro	41
Figura 29: Distribución de Tensiones σ_x	42
Figura 30: Distribución de Tensiones τ por esfuerzo cortante.....	42
Figura 31: Puntos de análisis de estado tensional	43
Figura 32: Resultados Estado de Carga A – Tanque de Combustible.....	44
Figura 33: Resultados Estado de Carga B – Tanque de Combustible.....	45
Figura 34: Unión Cilindro-Anillo-Casquete	47
Figura 35: Dimensiones unión Cilindro-Anillo-Casquete	¡Error! Marcador no definido.
Figura 36: Modelo FEM del Tanque	48
Figura 37: Simetría XZ	49
Figura 38: Simetría XY	49
Figura 39: Superficies de Contacto Cilindro-Casquete	50
Figura 40: Superficies de Contacto Cilindro-Anillo	50
Figura 41: Restricciones Tie entre Cilindro y Casquete.....	51
Figura 42: Restricciones de Tie entre Cilindro y Anillo	51

<i>Figura 43: Coupling para Cargas</i>	52
<i>Figura 44: Presión Interna</i>	53
<i>Figura 45: Cargas Externas</i>	54
<i>Figura 46: Vistas Interior y Exterior</i>	56
<i>Figura 47: Detalle Unión Casquete</i>	56
<i>Figura 48: Vistas Interior y Exterior</i>	57
<i>Figura 49: Detalle Unión Casquete</i>	57
<i>Figura 50: Vista Interior y Exterior</i>	58
<i>Figura 51: Detalle Unión Casquete</i>	58
<i>Figura 52: Vista Interior</i>	59
<i>Figura 53: Detalle Unión Casquete</i>	59
<i>Figura 54: Puntos de Estudio</i>	60
<i>Figura 55: Modelo de Detalle Tanque</i>	61
<i>Figura 56: Constraints Tie</i>	62
<i>Figura 57: Interacciones de Contacto</i>	62
<i>Figura 58: Mallado del Modelo</i>	63
<i>Figura 59: Estado A – Punto 1 (Índice de Falla)</i>	64
<i>Figura 60: Estado B – Punto 1 (Índice de Falla)</i>	65
<i>Figura 61: Estado A – Punto 2 (Índice de Falla)</i>	65
<i>Figura 62: Estado B – Punto 2 (Índice de Falla)</i>	66
<i>Figura 63: Resultados Estado de Carga A – Tanque de Oxidante</i>	68
<i>Figura 64: Resultados Estado de Carga B – Tanque de Oxidante</i>	69
<i>Figura 65: Vista Interior y Exterior</i>	70
<i>Figura 66: Detalle Unión Casquete</i>	71
<i>Figura 67: Vista Interior y Exterior</i>	72
<i>Figura 68: Detalle Unión Casquete</i>	72
<i>Figura 69: Vista Interior y Exterior</i>	73
<i>Figura 70: Detalle Unión Casquete</i>	73
<i>Figura 71: Vista Interior y Exterior</i>	74
<i>Figura 72: Detalle Unión Casquete</i>	74
<i>Figura 73: Estado A – Punto 1 (Índice de Falla)</i>	76
<i>Figura 74: Estado B – Punto 1 (Índice de Falla)</i>	76
<i>Figura 75: Estado A FOSY – Punto 2 (Índice de Falla)</i>	77
<i>Figura 76: Estado A FOSY – Punto 2 (Detalle, Índice de Falla)</i>	77
<i>Figura 77: Estado A FOSU – Punto 2 (Índice de Falla)</i>	78
<i>Figura 78: Estado B FOSY – Punto 2 (Índice de Falla)</i>	78
<i>Figura 79: Panel Fuera del Módulo</i>	80
<i>Figura 80: Dimensiones Panel Reforzado</i>	81
<i>Figura 81: Tensiones en Sección sometida a Compresión</i>	82
<i>Figura 82: Ancho de Secciones de Perfil</i>	82
<i>Figura 83: División en Secciones del Perfil</i>	83
<i>Figura 84: Tensión de Colapso vs Esbeltez</i>	84
<i>Figura 85: Distribución de Tensión en Panel Reforzado</i>	85
<i>Figura 86: Ancho Colaborante en Perfil Omega</i>	86

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

<i>Figura 87: Ancho Colaborante según tipo de borde</i>	86
<i>Figura 88: Ubicación de Perfiles en Panel</i>	87
<i>Figura 89: Aporte de Chapa Curvada</i>	88
<i>Figura 90: Modelo FEM vs CAD</i>	89
<i>Figura 91: Condición de Borde</i>	90
<i>Figura 92: Coupling</i>	91
<i>Figura 93: Mallado del Modelo</i>	92
<i>Figura 94: Modos Naturales de Panel 6 y 7</i>	93
<i>Figura 95: Modo Natural 1 del Panel</i>	94
<i>Figura 96: Carga de Colapso Análisis 1</i>	94
<i>Figura 97: Mapa de Tensiones Análisis 1 (Colapso)</i>	95
<i>Figura 98: Mapa de Tensiones Análisis 1 (PostPandeo)</i>	95
<i>Figura 99: Carga de Colapso Análisis 2</i>	96
<i>Figura 100: Mapa de Tensiones Análisis 2 (Colapso)</i>	96
<i>Figura 101: Mapa de Tensiones Análisis 2 (PostPandeo)</i>	97
<i>Figura 102: Remache Sólido Cabeza Tanque</i>	98
<i>Figura 103: Tensión en Unión Abulonada</i>	98
<i>Figura 104: Orientaciones Posibles del Módulo</i>	100
<i>Figura 105: Curvas de Tensión-Compresión de los Cordones</i>	101
<i>Figura 106: Diagrama de Deformación</i>	101
<i>Figura 107: Orientación 1</i>	102
<i>Figura 108: Numeración de Cordones - Orientación 2</i>	103
<i>Figura 109: Sentido de Flujos de Corte</i>	105
<i>Figura 110: Equilibrio de Cordones</i>	105
<i>Figura 111: Numeración de Chapas - Orientación 1</i>	106
<i>Figura 112: Numeración de Chapas - Orientación 2</i>	107
<i>Figura 113: Ensayo de Tracción 6061-T6</i>	114
<i>Figura 114: σ_y vs Temperatura 6061-T6</i>	115
<i>Figura 115: σ_u vs Temperatura 6061-T6</i>	116
<i>Figura 116: Módulo Elástico vs Temperatura 6061-T6</i>	117
<i>Figura 117: Ensayo de Tracción 2219-T851</i>	118
<i>Figura 118: σ_y vs Temperatura 2219-T851</i>	119
<i>Figura 119: σ_u vs Temperatura 2219-T851</i>	119
<i>Figura 120: Módulo Elástico vs Temperatura 2219-T851</i>	120

Índice de Tablas

Tabla 1: Propiedades AA 2219 T81	12
Tabla 2: Propiedades AA 6061 T6	12
Tabla 3: Propiedades AA 6061 T6 Soldado.....	13
Tabla 4: Propiedades Bulones M6 10.9.....	14
Tabla 5: Propiedades Remaches 2017-T3	14
Tabla 6: Factores de seguridad.....	17
Tabla 7: Coeficientes A, B y C	18
Tabla 8: Valores de Coeficientes A, B y C	18
Tabla 9: Cargas actuantes en Tanque de Combustible	22
Tabla 10: Cargas actuantes en Tanque de Oxidante.....	24
Tabla 11: Cargas actuantes en Módulo Intertanque	25
Tabla 12: Dimensiones de Tanques	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 13: Dimensiones de Perfil Omega	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 14: Mallado de Modelo de Tanque	55
Tabla 15: Cargas DLL	61
Tabla 16: Resumen de Mallado	63
Tabla 17: Cargas DLL	75
Tabla 18: Masas y Dimensiones de Tanques	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 19: Crippling Stress.....	83
Tabla 20: Resumen de Mallado	92
Tabla 21: Comparación de Resultados.....	97
Tabla 22: Tipos de Cordones	100
Tabla 23: Momento Admisible – Orientación 1.....	103
Tabla 24: Momento Admisible – Orientación 2.....	104
Tabla 25: Flujos de Corte – Orientación 1	106
Tabla 26: Flujos de Corte – Orientación 2	108
Tabla 27: Cargas Máximas de Módulo Intertanque.....	109
Tabla 28: Criterio de Rotura – Orientación 1.....	109
Tabla 29: Criterio de Rotura – Orientación 2.....	110
Tabla 30: Comparación de Diseño Anterior y Nuevo.....	¡Error! Marcador no definido.

1. Resumen

En el presente trabajo se desarrolla el diseño y análisis estructural de los tanques estructurales de combustible y oxidante y su módulo intertanque para utilizar en la primera etapa de un posible vehículo lanzador de dos etapas de un solo uso para enviar cargas a órbitas bajas. Se realizan los análisis mediante elementos finitos y métodos analíticos siempre que sea posible.

En primera instancia se hace un análisis preliminar de los tanques sometidos a presión interna y cargas de vuelo, pero sin tener en cuenta interacciones con el módulo que los sujeta al resto del vehículo. De esta manera se estima el espesor para utilizar en los tanques. Luego se realiza el diseño de detalle de los mismos considerando todas las condiciones externas e internas, a partir de dicho análisis se construye la envolvente de falla de los tanques para luego poder verificar futuros estados de carga.

Con el diseño de los tanques en su etapa final se comienza a trabajar en el módulo de intertanque ya que es un proceso iterativo de retroalimentación entre el diseño de estos componentes y su interacción. Se determina una configuración preliminar del mismo y se determina los estados de carga últimos analíticamente, así sucesivamente se repite el proceso con cada configuración. De la configuración final se realiza un modelo de elementos finitos lo más detallado posible y se determinan sus cargas últimas para poder comparar con los resultados analíticos y construir la envolvente de falla de este módulo.

Se realiza un modelo 3D de la configuración final para verificar interacciones y que no exista ningún inconveniente ni errores de medidas para la futura construcción e integración. El diseño 3D provee una visión más rápida y simple que los planos en 2D, además de permitir ver desde distintos ángulos fácil y rápidamente.

2. Objetivo

El objetivo global del presente trabajo es el de realizar el diseño y análisis estructural en detalle de los tanques estructurales de combustible y oxidante y del módulo intertanque buscando reducir el índice estructural del vehículo. Dentro del objetivo general se pueden distinguir objetivos más específicos que forman parte del fin del trabajo, entre ellos, comparar los resultados analíticos con los obtenidos mediante elementos finitos en los puntos en que sea posible y construir una envolvente de falla de cada componente para poder verificar futuros estados de carga que varíen en el tiempo.

3. Alcance

El trabajo no se limita en el diseño general, sino que se tiene en cuenta el diseño en detalle de cada uno de los tanques y su intertanque, considerando cada uno de las partes que los conforman, la forma en que se vinculan entre sí y al resto del vehículo. Al diseñar cada parte se tiene en cuenta la factibilidad de su fabricación, utilizando los materiales que puedan encontrarse a disposición y proponiendo el proceso de fabricación a utilizar en cada una de ellas. Cabe destacar

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

que, como en todo diseño aeronáutico o aeroespacial, se busca la optimización de la estructura para que su peso tenga la menor incidencia posible en el peso total del vehículo.

4. Introducción

Teniendo en cuenta los desarrollos en materia aeroespacial que se encuentran en proceso actualmente en el país, se propone realizar una optimización de la estructura de un posible vehículo lanzador. Para dicho fin, entre otras medidas, se decide optar por la implementación de tanques estructurales de combustible y oxidante para ser utilizados en la primera etapa. De esta manera se obtiene una gran reducción de peso de todo el vehículo reduciendo notablemente el índice estructural del mismo.

Un tanque estructural no solo debe cumplir con la función de contener combustible u oxidante en su interior a la presión deseada, sino que también es un componente del vehículo que debe soportar y transmitir al resto de la estructura los esfuerzos generados tanto en su interior como los que se deben por a cargas aerodinámicas, el empuje del motor o inercia de las masas. Se encuentra compuesto principalmente por una piel cilíndrica, dos casquetes, bridas en los extremos de los casquetes, un sistema anti-sloshing y refuerzos (que pueden ser longitudinales y/o circunferenciales o no optar por ellos). Utilizar este tipo de tanques requiere a su vez la implementación de un módulo específico para su unión: el módulo de intertanque.

El módulo intertanque cumple la función de unir ambos tanques transmitiendo los esfuerzos entre ambos y los provenientes del resto del vehículo. Debe a su vez permitir el acceso para la inspección de las bridas de los tanques y la entrada y salida de tuberías y cableado. Con el objetivo de optimizar el espacio del vehículo, en el volumen encerrado por este módulo se sujetan a su estructura componentes de los distintos sistemas que lo componen, equipos de presurización, cajas de electrónica, etc. Debido a esto último también deben considerarse las cargas provenientes de dichos componentes que se generan puntualmente sobre este módulo.

5. Breve Reseña Histórica

La historia de los cohetes comienza en China en el Siglo XII, luego son introducidos en Europa por los árabes. Su uso principal hasta la primera mitad del Siglo XX fue el bélico, como armas incendiarias. En 1926 el estadounidense Robert Goddard realiza el primer vuelo de un cohete propulsado con combustible líquido.

Con la llegada de la segunda guerra mundial, se avanza los desarrollos de los cohetes de combustible líquido con el fin de ser utilizados como armas bélicas. Alemania desarrolla los cohetes V-1, con un alcance de 250 km, un peso de 2.150 kg y una carga útil de explosivos de 850 kg, y los cohetes V-2, con un alcance de 320 km, un peso de 12.500 kg y 980 kg de explosivos, ambos no tripulados.



Figura 1: Cohete V-2

En octubre de 1957 la Unión Soviética lanza el primer satélite artificial de la serie Sputnik utilizando para el lanzamiento una versión modificada del misil balístico R7. A partir de este hecho, comienza una serie de lanzamientos estadounidenses y soviéticos de satélites, enviando animales al espacio, hasta que en abril de 1961 es enviado el primer hombre al espacio, Yuri Gagarin, a bordo de la nave Vostok 1 vinculada al cohete R7.

Luego de dicho acontecimiento las capacidades de los lanzadores fueron en aumento, optimizándose su alcance y carga útil. Dentro de los más reconocidos se encuentran el Saturno V, utilizado en los programas Apolo y SkyLab de la NASA, el Soyuz y el Proton de la Agencia Espacial Federal Rusa (FKA) y la serie Ariane de la Agencia Espacial Europea (ESA). Actualmente la empresa SpaceX se encuentra en el desarrollo de los lanzadores reutilizables Falcon. Estos tienen mayores capacidades tanto en alcance como masa útil que los primeros cohetes V-1 y V-2 alemanes, por ejemplo el Saturno V en una de sus configuraciones tiene una carga útil de 118.000 kg con una masa total de 2.900.000 kg.



Figura 2: Lanzador Soyuz

Argentina acompañó el principio de estos desarrollos, hacia finales de la década de 1940 se desarrolló el motor cohete de combustible líquido AN-1. En 1956 se lanzó el cohete de combustible sólido Martín Fierro que alcanzó los 1700 metros de altura. Promovidos por estos desarrollos en 1960 se crea por decreto la Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales (CNIE). A principios de la década de 1960 se realizaron lanzamientos de los cohetes Centauro (Alfa, Beta y Gamma), estos eran de combustible sólido y tenían como fin recolectar información para ser analizada y utilizada en tierra, eran cohetes pequeños (2,5 m de largo y 0,10 m de diámetro).

Seguido al proyecto Centauro se encuentra el Orión que consiste en cohetes de mayor longitud que alcanzaron una altura máxima de 130 km. Estos permitían efectuar mediciones atmosféricas. Conjuntamente se realizaron lanzamientos tripulados por ratones y ratas. Argentina siguió lanzando cohetes de combustible sólido, hasta llegar a los cohetes Tauro, luego se suspendería el desarrollo mientras se encontraban en proyecto los misiles Alacrán y Cóndor II.

En el siglo actual comienzan nuevamente en Argentina los desarrollos en materia de cohetaría, pero enfocado a los lanzadores de combustible líquido. Para ello está orientado el proyecto Tronador II, en el mismo se desarrollan una serie de vehículos experimentales (VEx) en los que se incluirán innovaciones tecnológicas que permitirán llegar al objetivo final. Esta serie de lanzadores tiene como objetivo colocar cargas con fines científicos de hasta 250kg en órbitas entre 600Km y 700Km, capacidades más pequeñas que los desarrollados por la ESA, NASA o FKA. ([1])

6. Materiales Utilizados

En los desarrollos argentinos previos se utilizaron Aleaciones de Aluminio, esto permitió lograr desarrollos en relación a la manufactura, el diseño y el análisis de estructuras metálicas en aluminio. Este no es un factor menor a tener en cuenta en el diseño, ya que también se desarrollaron proveedores y procesos de fabricación, utilizar otro material conllevaría a realizar los mismos desarrollos consumiendo grandes recursos de tiempo y dinero.

Debido a lo nombrado en el párrafo anterior y a la muy buena relación entre resistencia y peso que ofrece el Aluminio en sus distintas aleaciones, se decide entonces optar por realizar los diseños de los tanques estructurales y del módulo de intertanque en dicho material. En las siguientes tablas se mostrarán las propiedades mecánicas y físicas de las Aleaciones de Aluminio que fueron utilizadas en este trabajo, en el Anexo 1 se pueden apreciar las curvas de los materiales. ([4])

Tabla 1: Propiedades AA 2219 T81

AA 2219 T81/T851	
S_y [MPa]	324
S_u [MPa]	427
E [MPa]	72.390
μ	0,33
ϵ %	6
ρ [Kg/m ³]	2.851

Tabla 2: Propiedades AA 6061 T6

AA 6061 T6		
T [°C]	20°C	-196°C
S_y [MPa]	248	293
S_u [MPa]	290	377
E [MPa]	68.250	76.440
μ	0,33	0,33
ϵ %	10	10
ρ [Kg/m ³]	2.712	≈

El Aluminio 2219 T81 es una aleación de Aluminio y Cobre con altas propiedades mecánicas de uso aeronáutico y aeroespacial. Cuenta con una densidad algo mayor que el aluminio 6061, pero sus nombradas propiedades mecánicas la compensan. Su disponibilidad en forma de chapa de 2,4 mm y su posibilidad de plegado ya verificada experimentalmente para conformar perfiles son los factores determinantes para su utilización en el diseño. Tiene un buen desempeño a temperaturas criogénicas, y es utilizado en tanques criogénicos donde es necesaria una alta relación resistencia/peso.

El Aluminio 6061 T6 es una aleación de Aluminio con grandes proporciones de Magnesio y Silicio. Tiene buenas propiedades mecánicas, aunque inferiores a la aleación anterior, pero sus

puntos más fuertes son su soldabilidad, su utilización en aplicaciones criogénicas que requieren alta tenacidad y su disponibilidad en una amplia variedad de espesores. Al soldarse este material se encuentra una zona afectada por la soldadura (TAZ) que tiene propiedades diferentes a las del resto del material que se extiende hasta aproximadamente 1 pulg (25,4 mm). Esta información es fruto del trabajo de investigación realizado durante el desarrollo del proyecto, en la bibliografía del presente puede encontrarse la misma. En la siguiente imagen puede apreciarse la variación de la tensión última en la TAZ alrededor del eje de soldadura.

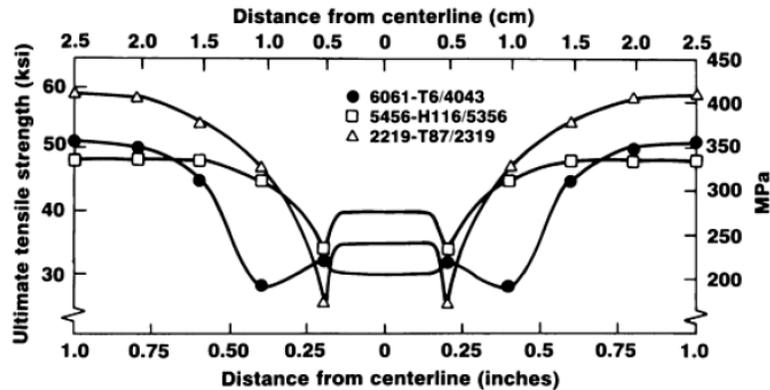


Figura 3: Tensión Última en la TAZ

Las propiedades a ser utilizadas para los análisis en esta zona al ser soldadas mediante método MIG o TIG con material de aporte 4043 son la que se muestran a continuación. Estos datos fueron obtenidos en ensayos realizados y se compararon con los de ASM Metals Handbook ([1]). Cabe aclarar que de todos modos deben realizarse ensayos para validar el proceso utilizado y al operador y herramientas utilizados en la fase de fabricación.

Tabla 3: Propiedades AA 6061 T6 Soldado

AA 6061 T6/4043	
S_y [MPa]	124
S_u [MPa]	186
E [MPa]	68.250
μ	0,33
ϵ %	10
ρ [Kg/m ³]	2.712

También se utilizan en el diseño bulones de acero de alta resistencia y remaches sólidos para conformar las estructuras reforzadas.

Tabla 4: Propiedades Bulones M6 10.9

Allen M6 10.9	
S_y [MPa]	936
S_u [MPa]	1040
E [MPa]	72.390
ϵ %	9
De [mm]	6

Tabla 5: Propiedades Remaches 2017-T3

Remaches 1/4 pulg	
S_u [MPa]	262
Q_{max} [N]	8763
De [mm]	6,35

7. Factores de Seguridad

En el dimensionado y diseño de toda estructura de uso aeroespacial se utilizan factores de seguridad sobre las cargas aplicadas. El fin de su utilización es el de garantizar un adecuado nivel de confiabilidad estructural y mecánica para los sistemas de vuelo. Los mismos se definen para cubrir la probabilidad de falla elegida, contemplando las incertidumbres en las propiedades mecánicas, en la fabricación, en el cálculo y sobre las cargas actuantes en la estructura. ([7])

Para poder explicar la lógica de trabajo utilizada con los factores de seguridad es necesario realizar algunas definiciones de cargas y factores de seguridad utilizados:

Carga Límite (LL):

Es la carga máxima a la cual se espera que se someta a una estructura con una dada probabilidad en su desempeño durante una misión específica en ambientes determinados.

Carga Límite de Diseño (DLL):

Carga límite multiplicada por los factores de diseño.

Carga de Diseño a Fluencia (DYL):

Carga límite de diseño multiplicada por los factores de seguridad correspondientes a la condición de fluencia.

Carga de Diseño a Rotura (DUL):

Carga límite de diseño multiplicada por los factores de seguridad correspondientes a la condición de rotura.

Factor de Modelado (K_M):

Cuando se predice una respuesta dinámica, cargas y se evalúan patrones de carga se debe aplicar un “Factor de Modelado” para tener en cuenta las incertidumbres del modelo matemático o numérico. El factor de modelado se aplica cuando se utilizan modelos predictivos. Este tiene en cuenta la falta de confianza en la información que provee el modelo, por ejemplo, incertidumbre en el patrón de carga debido a la falta de precisión del modelo matemático, incertidumbre en la rigidez de las juntas, desempeño dinámico no correlacionado, etc. Durante el ciclo de refinamiento, K_M se puede reducir a 1,0 después de demostrar una satisfactoria correlación entre el modelo matemático y los ensayos.

Su valor puede ser justificado en prácticas de relevancia histórica, medios analíticos o experimentales.

Factor de Proyecto (K_P):

Para tener en cuenta la madurez del proyecto se debe aplicar un “Factor de Proyecto” específico y la confianza en la especificación dada al proyecto (este factor integra un margen programado, por ejemplo, para potenciales crecimientos para futuros desarrollos). El valor de este factor es generalmente definido a nivel del sistema y puede ser reducido durante el desarrollo. Dicho valor puede ser justificado basándose en prácticas de relevancia histórica o en futuras evoluciones.

Factor Local de Diseño (K_{LD}):

Cuando la aproximación de dimensionado o el modelado local es complejo, se debe aplicar un “Factor Local de Diseño”. Este factor tiene en cuenta las incertidumbres específicas relacionadas con dificultades de análisis o la falta de metodologías de dimensionado confiables o por criterio ante la aparición de grandes gradientes de tensiones.

El valor de este factor puede ser justificado basado en prácticas de relevancia histórica, medios analíticos o experimentales. Su uso no reemplaza un apropiado análisis ingenieril (por ejemplo, K_{LD} no cubre el factor de concentración de tensiones) y el cálculo de todas las incertidumbres.

Factor de Política de Margen (K_{MP}):

En el caso de los lanzadores se debe aplicar un “Factor de Política de Margen”. El mismo es utilizado para brindarle confianza al diseño, cubriendo la falta de conocimiento sobre los modos de falla y criterios asociados, la falta de conocimiento sobre la interacción entre cargas, las zonas no ensayadas, etc. Su valor puede justificarse a partir de prácticas de relevancia histórica, medios analíticos o experimentales. Puede adoptar distintos valores dependiendo del área de la estructura sobre la que se esté trabajando.

Factor de Seguridad de Diseño a la Fluencia (FOSY):

Es un factor multiplicativo aplicado a la carga límite de diseño (DLL) para calcular la carga de diseño a fluencia. Su finalidad es asegurar una baja probabilidad de fluencia durante la aplicación de una carga del nivel de la DLL.

Factor de Seguridad de Diseño a la Rotura (FOSU):

Es un factor multiplicativo aplicado a la carga límite de diseño (DLL) para calcular la carga de diseño a rotura. Su finalidad es asegurar una baja probabilidad de falla durante la aplicación de una carga del nivel de la DLL.

Los valores de los factores de seguridad nombrados anteriormente pueden observarse en la siguiente tabla para cada tipo de carga y estructura.

Tabla 6: Factores de seguridad

Tipo de Estructura	Factor	Cargas Externas	Pandeo		Presión Interna
			Global	Local	
Todas	K_M	1,15	1,15	1,15	1,1
	K_P	1,1	1,1	1,1	1,1
	K_{LD}	1	1	1	1
	K_{MP}	1,1	1,1	1,1	1,1
Metales	FOSY	1,1		1,1	1,1
	FOSU	1,25	1,25	1,25	1,25
Juntas	FOSY	1,1			
	FOSU	1,25			

La lógica de aplicación de los factores de seguridad se puede observar en la siguiente figura, y debe ser aplicada en forma recursiva desde el nivel del sistema hacia los subsistemas o niveles inferiores del conjunto. De esta manera la DLL computada para cada subsistema debe ser utilizada como una LL para computar la DLL para los subconjuntos o ensambles de niveles inferiores.

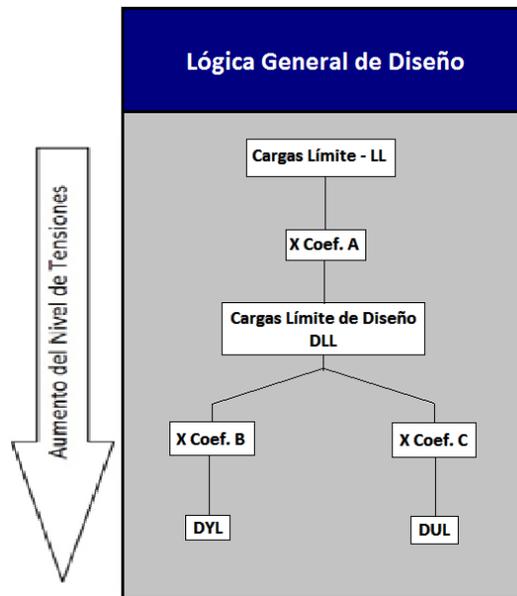


Figura 4: Árbol de Diseño.

Los coeficientes A, B y C se determinan como se muestra en la siguiente tabla y sus valores pueden ser observados en la tabla que le sigue. Estos valores fueron seleccionados a partir de las experiencias previas y de los valores habitualmente utilizados en la industria aeroespacial.

Tabla 7: Coeficientes A, B y C

Coef. A	$K_P \times K_M$
Coef. B	$FOSY \times K_{MP} \times K_{LD}$
Coef. C	$FOSU \times K_{MP} \times K_{LD}$

Tabla 8: Valores de Coeficientes A, B y C

Tipo de Estructura	Coeficiente	Cargas Externas	Pandeo		Presión Interna
			Global	Local	
Todas	Coeficiente A	1,265	1,265	1,265	1,21
Metales	Coeficiente B	1,21		1,21	1,21
	Coeficiente C	1,375	1,375	1,375	1,375
Juntas	Coeficiente B	1,21			
	Coeficiente C	1,375			

8. Requerimientos y Solicitaciones

Debido a las condiciones de vuelo en las que debe operar el vehículo, el mismo se encuentra solicitado a esfuerzos que son provocados por:

- El empuje del motor
- La resistencia aerodinámica
- La distribución de presiones sobre el fuselaje
- Aceleraciones/Inercias de las masas

El empuje del motor genera principalmente un estado de compresión sobre la estructura del vehículo. Es el encargado de vencer la resistencia aerodinámica y proveer la diferencia de fuerzas necesaria para obtener la aceleración deseada en cada fase de vuelo. A su vez existe la posibilidad de girar el eje de aplicación de la carga de empuje para realizar maniobras de corrección en vuelo o estabilizar el vehículo. Por lo tanto el mismo genera además de la compresión los efectos de un momento flector y esfuerzo cortante.

La resistencia aerodinámica es la suma de las contribuciones de la resistencia de forma del vehículo, la resistencia de piel y la distribución de presiones en el fuselaje debido al ángulo de ataque que tome el eje del vehículo respecto de la corriente libre. A su vez este último efecto también aplica cargas normales al eje del vehículo, generando esfuerzos cortantes y momentos flectores.

Debido a que el vehículo no se encuentra en un estado de reposo, sino que se encuentra siguiendo una trayectoria curvilínea a una cierta velocidad y aceleraciones lineales y angulares, las masas se convierten en cargas para el vehículo. La distribución de masas marca principalmente la forma en que se descarga la compresión que aplica el motor, además tiene un efecto directo sobre la distribución de momentos flectores sobre el vehículo.

8.1. Esfuerzos Característicos

Para obtener los esfuerzos a los que se encuentran sometidos cada uno de los componentes del vehículo analizados en el presente trabajo es necesario primero partir de un análisis general y realizar los diagramas de esfuerzos característicos del vehículo. No existe un solo diagrama, ya que depende de la combinación de cargas existente en el vehículo y las mismas varían constantemente en la misión, por ello se decidió tomar el momento de vuelo que se considera más exigente para la estructura y plantear distintas situaciones hipotéticas.

Debido a que las cargas por efectos aerodinámicos dependen linealmente de la presión dinámica (q_0) y del ángulo de ataque (α), se decidió analizar el momento en que el vehículo alcanza la máxima presión dinámica (Q_0). Se consideró en dicho análisis que el vehículo tiene un ángulo de ataque de 10° respecto a la corriente libre y el motor se encuentra realizando una corrección a esta desviación. Este es un análisis conservativo, ya que el sistema de control no permitiría dicha desviación, pero puede acercarse a este valor debido a ráfagas de vientos cruzados. Con el avance del proyecto esta situación puede reconsiderarse y estimar más finamente la condición crítica.

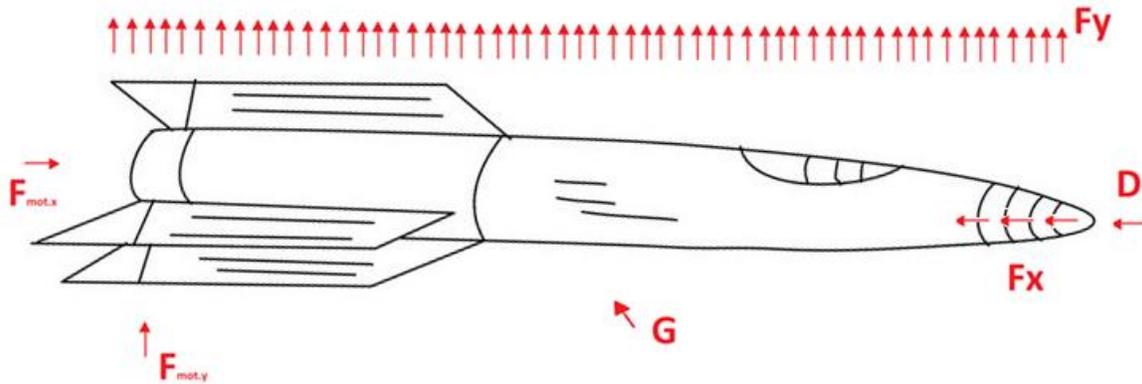


Figura 5: Cargas aplicadas en el vehículo

Las cargas aplicadas se pueden observar en la figura anterior. En ella F_y es la carga distribuida de presiones perpendiculares al eje del vehículo debido al ángulo de ataque del vehículo, F_x es la carga distribuida de resistencia que se encuentra aplicada a causa del mismo efecto, D es la resistencia debido a la forma de la cofia, $F_{mot,x}$ y $F_{mot,y}$ representan la composición de fuerzas en el eje longitudinal y transversal al vehículo respectivamente aplicadas por el motor y G es la aceleración de la gravedad, la misma tiene un ángulo respecto al vehículo debido al azimuth del mismo en la situación de vuelo en estudio.

Debido a que el cuerpo en estudio es un cuerpo libre que no tiene ningún vínculo fijo con la tierra, se equilibró al mismo con aceleraciones longitudinales y angulares. El estudio se realizó sobre un modelo "Beam" de elementos finitos con la misma distribución de masas que el vehículo, de esta manera se obtiene la misma posición de centro de masas y los mismos momentos de inercia.

Se pudo utilizar una distribución de masas a pesar de no tener el diseño final del vehículo gracias a la experiencia obtenida en fases anteriores del proyecto y el estudio de vehículos de similares características. Con el diseño final del vehículo este trabajo debe repetirse y verificar todos los componentes del vehículo, es un proceso iterativo.

A continuación se muestran los esfuerzos característicos a lo largo de todo el vehículo.

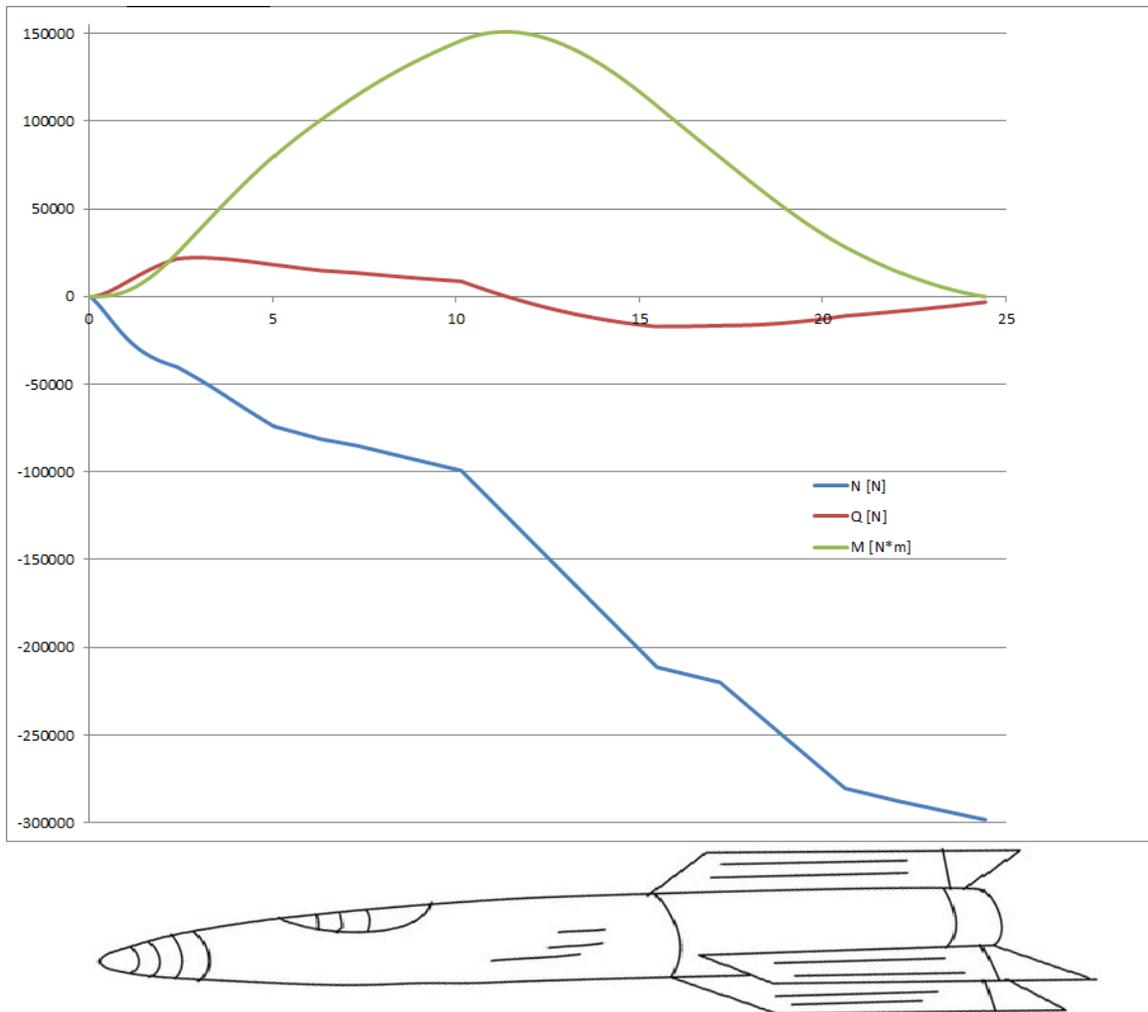


Figura 6: Diagrama MNQ del vehículo

En el diagrama anterior N es el esfuerzo axil en Newton, el signo negativo indica compresión. Q es el fuerza de corte también en Newton y M es el momento Flector en Newton*Metro.

8.2. Tanque de Combustible

A rasgos generales, el tanque de combustible trabaja a temperatura ambiente, debe ser estanco y capaz de contener el volumen de combustible requerido del mismo. Además debe poder soportar la presión interna requerida para el sistema de propulsión y los esfuerzos estructurales a los que se encuentra sometido.

En la figura que se encuentra a continuación se resalta la sección correspondiente al tanque de combustible en el diagrama de esfuerzos característicos. En la misma se pueden distinguir dos puntos críticos: donde existe momento flector máximo y donde la compresión axil es máxima en dicha sección. Ambas serán los estados de carga a verificar para la estructura diseñada.

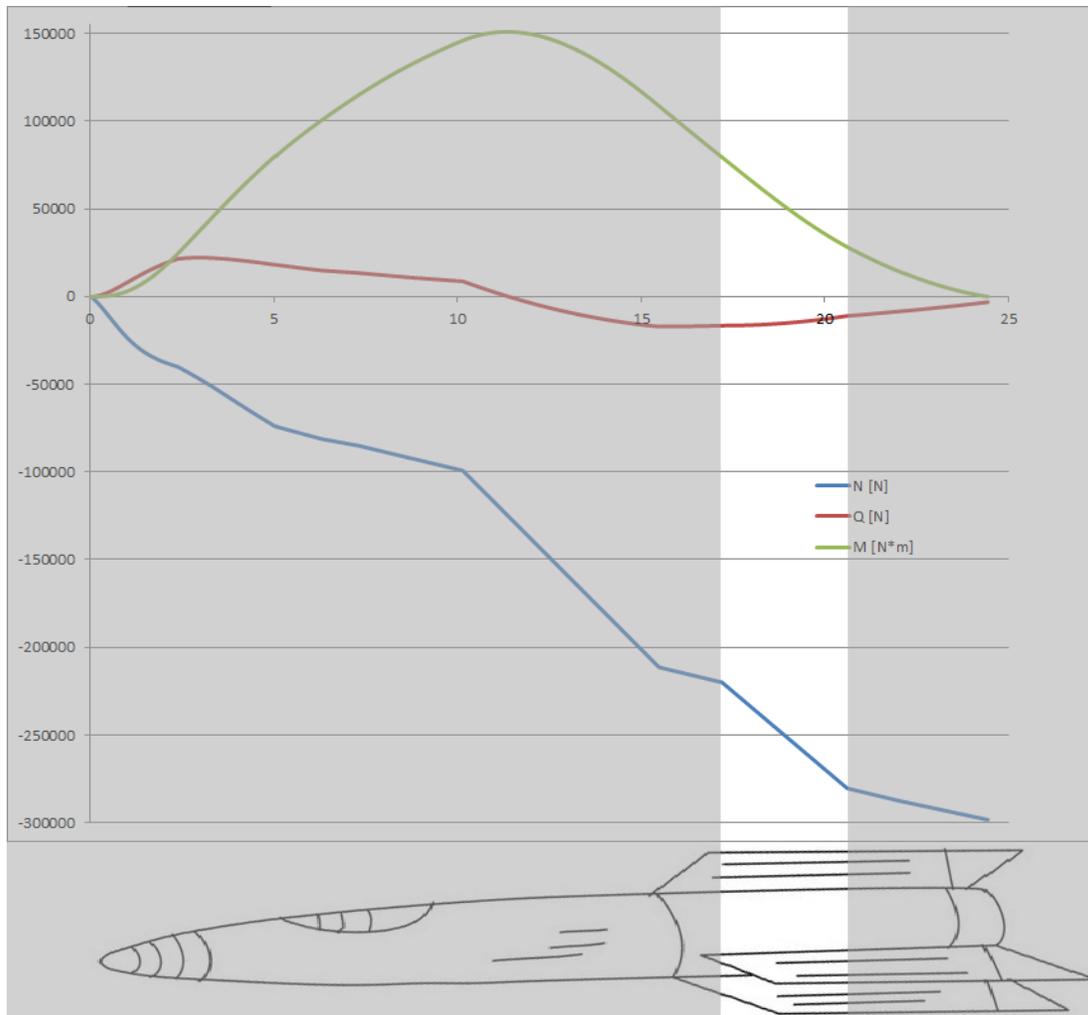


Figura 7: MNQ en tanque de combustible

Estos esfuerzos que corresponden a las cargas límite, deben ser afectados por los factores nombrados anteriormente para obtener las cargas límite de diseño. En la siguiente tabla se destacan las mismas. Las estados de carga A y B corresponden al máximo momento flector y a la máxima compresión del tanque de combustible respectivamente.

Tabla 9: Cargas actuantes en Tanque de Combustible

	Estado A		Estado B	
	LL	DLL	LL	DLL
N [N]	-221400	-280071	-281120	-355617
Q [N]	-16550	-20936	-10760	-13611
M [N*m]	80000	101200	27000	34155
Pint [MPa]	0,4	0,484	0,4	0,484

8.3. Tanque de Oxidante

El tanque de oxidante, a diferencia del de combustible, trabaja a temperatura criogénica donde el oxígeno líquido se encuentra en estado líquido. También debe ser estanco y capaz de contener el volumen de combustible requerido del mismo. Además debe poder soportar la presión interna requerida para el sistema de propulsión y los esfuerzos estructurales a los que se encuentra sometido.

En la figura que se encuentra a continuación se resalta la sección correspondiente al tanque de oxidante en el diagrama de esfuerzos característicos. En la misma se pueden distinguir dos puntos críticos: donde existe momento flector máximo y donde la compresión axil es máxima en dicha sección. Ambas serán los estados de carga a verificar para la estructura diseñada.

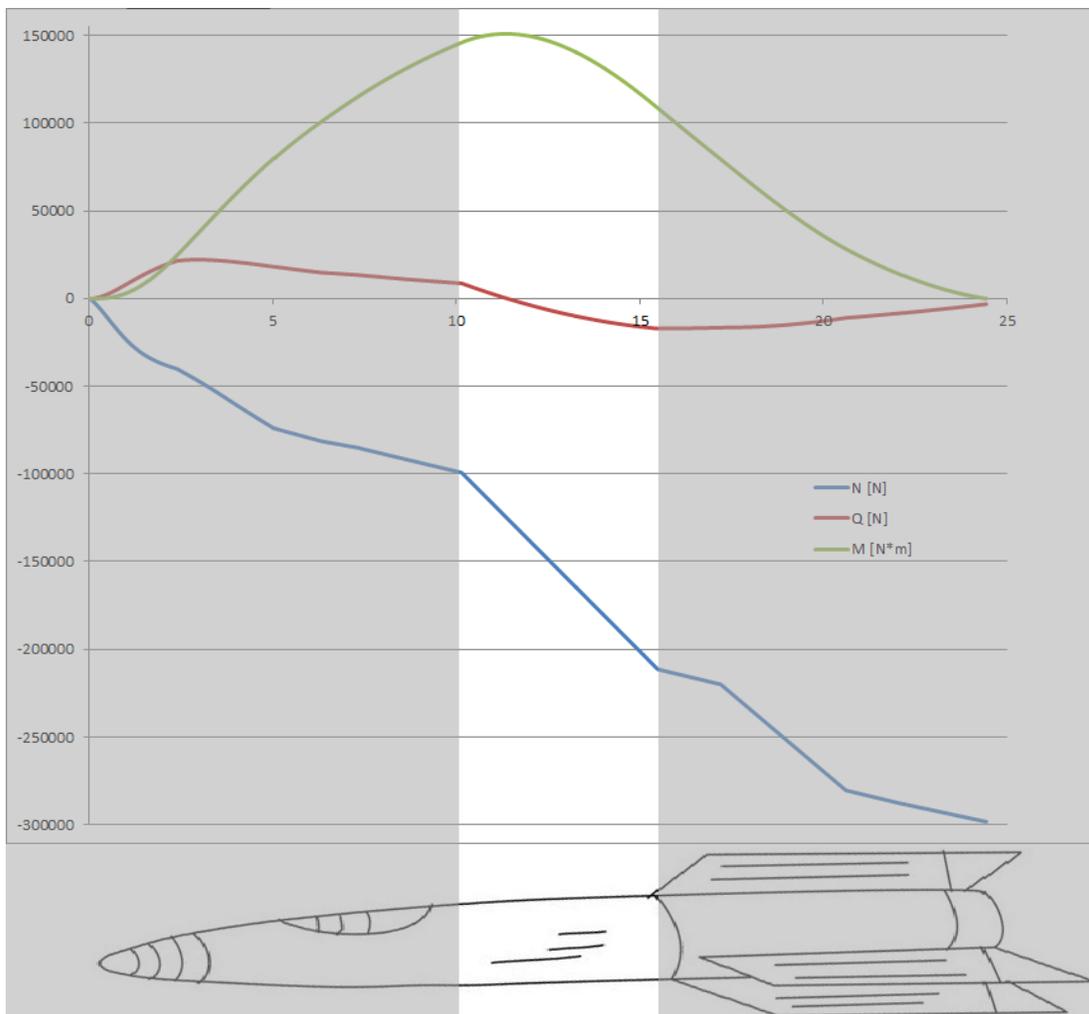


Figura 8: MNQ en tanque de oxidante

Estos esfuerzos que corresponden a las cargas límite, deben ser afectados por los factores nombrados anteriormente para obtener las cargas límite de diseño. En la siguiente tabla se destacan

las mismas. Los estados de carga A y B corresponden al máximo momento flector y a la máxima compresión del tanque de oxidante respectivamente.

Tabla 10: Cargas actuantes en Tanque de Oxidante

	Estado A		Estado B	
	LL	DLL	LL	DLL
<i>N [N]</i>	-124350	-157303	-211000	-266915
<i>Q [N]</i>	0	0	-17000	-21505
<i>M [N*m]</i>	151000	191015	110000	139150
<i>Pint [MPa]</i>	0,4	0,484	0,4	0,484

8.4. Módulo Intertanque

El módulo intertanque debe poder unir ambos tanques para lograr un trabajo en conjunto y que se transfieran los todos esfuerzos a lo largo del vehículo como en una viga. Tiene que tener la capacidad de soportar los esfuerzos a los que se encuentra sometido, permitir la fijación interna de equipos (por ejemplo, componentes de presurización, electrónica, etc.), el ingreso y egreso del "Piping" (cañerías de combustible) y del personal para la inspección de las bridas y demás componentes internos.

En la figura que se encuentra a continuación se resalta la sección correspondiente al módulo de intertanque en el diagrama de esfuerzos característicos. En la misma se pueden distinguir dos puntos críticos: donde existe momento flector máximo y donde la compresión axil es máxima en dicha sección. Ambas serán los estados de carga a verificar para la estructura diseñada.

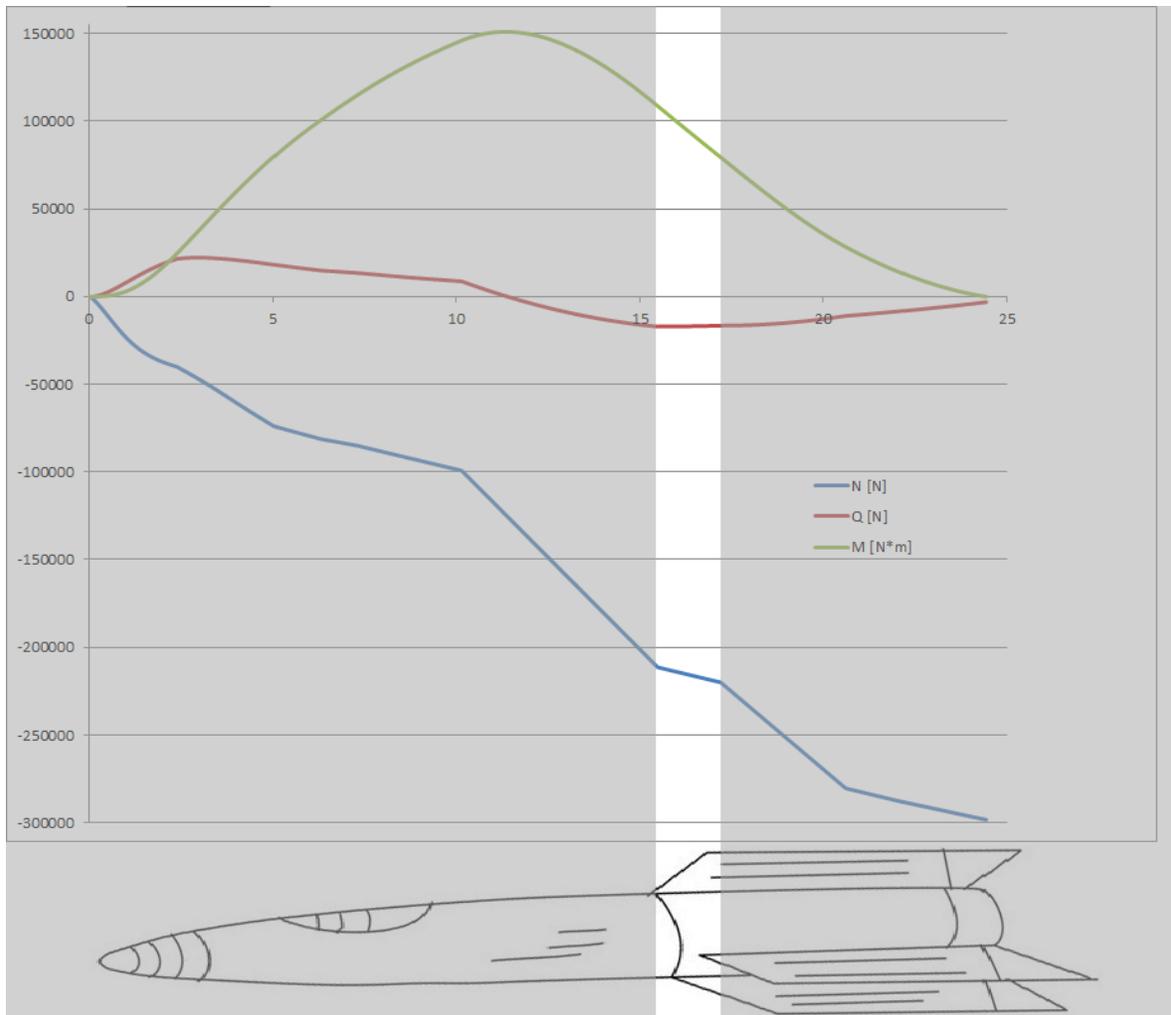


Figura 9: MNQ en módulo intertanque

Estos esfuerzos que corresponden a las cargas límite, deben ser afectados por los factores nombrados anteriormente para obtener las cargas límite de diseño. En la siguiente tabla se destacan las mismas. Las estados de carga A y B corresponden al máximo momento flector y a la máxima compresión del módulo de intertanque respectivamente.

Tabla 11: Cargas actuantes en Módulo Intertanque

	Estado A		Estado B	
	LL	DLL	LL	DLL
N [N]	-211000	-266915	-221400	-280071
Q [N]	-17000	-21505	-16550	-20936
M [N*m]	110000	139150	80000	101200

Además todos los componentes deben poder soportar los esfuerzos a los que se encuentra sometido el vehículo en el transporte a la base de lanzamiento y en el izaje y manipulación del mismo. Estos no deberían ser críticos en el diseño, ya que no sería óptimo tener que diseñar la

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

estructura para el transporte, sino que debería modificarse el modo de transporte e izaje para que el vehículo no sufra daños. Para dicho fin puede valerse de algunas estrategias, como modificar las presiones internas de los tanques, los puntos de apoyo, la velocidad, etc.

9. Diseño Conceptual

Para comenzar a explicar el proceso de diseño seguido en el trabajo es necesario primero explicar algunos conceptos sobre dos tipos de estructuras fuseladas altamente utilizadas en las industrias aeronáutica y aeroespacial: las estructuras del tipo monocasco y semimonocasco. En el primer caso, las estructuras monocasco, se dimensiona el espesor del fuselaje para que sea capaz de soportar todos los tipos de esfuerzos a los que se encuentra sometido (esfuerzos cortantes, normales y de flexión). Este tipo de estructuras tiene simplicidad constructiva y de análisis, aunque no se encuentra muy optimizada en peso al utilizar una gran cantidad de material en zonas en las que no existen esfuerzos altos. Si por ejemplo incluimos alguna abertura o “ventana” donde no existe material portante, el espesor con el que se debe penalizar toda la estructura es muy alto por el simple hecho de no incluir refuerzos en dicha zona. También puede darse el caso de que haya que sujetar algún componente a la estructura o que existan fuerzas puntuales en una zona. En la siguiente imagen puede observarse una maqueta del tanque estructural de Hidrógeno líquido de la tercera etapa del lanzador Saturn V de la NASA ([5]). En la misma, el casquete que se asoma a la derecha de la imagen corresponde al tanque de oxidante que lo intersecta (tanque de domo común), y las esferas pequeñas sobre la pared del tanque son de Helio frío. Este es un tanque estructural de Aluminio 6061 T6 del tipo monocasco.

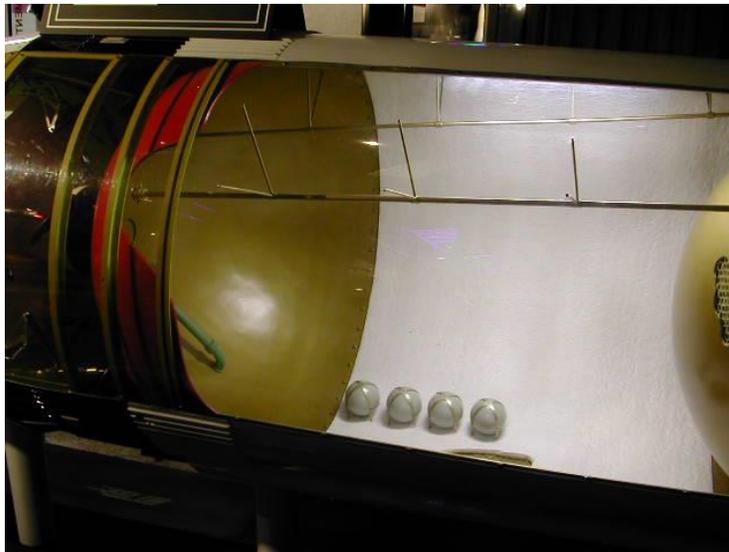


Figura 10: Tanque de H₂ de Saturn V

Con el objetivo de optimizar la estructura de los fuselajes y alas, y los elementos portantes que la componen, nacen las estructuras fuseladas del tipo semimonocasco. Estas últimas se encuentran constituidas por una piel y refuerzos que generalmente pueden ser del tipo longitudinales (paralelos al eje del fuselaje) o transversales (perpendiculares al eje del fuselaje) que se unen a la piel por medio de uniones remachadas o soldadas. A continuación se muestra un esquema del fuselaje de la aeronave De Havilland Dash 7. Esta estructura cuenta con refuerzos longitudinales, transversales y alrededor de las ventanas. También los posee en los puntos de interferencia entre la estructura del piso y el fuselaje.

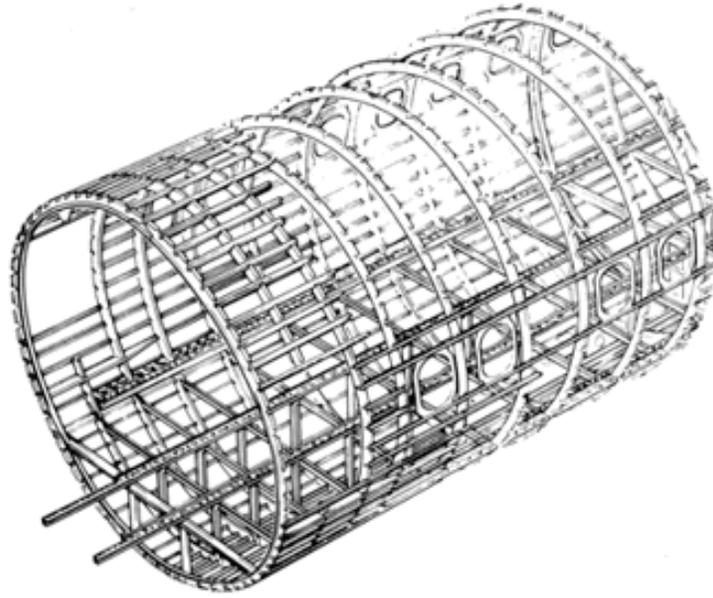


Figura 11: Fuselaje Semimonocasco

La piel o recubrimiento cumple la función de mantener la estanqueidad, en caso de que sea necesario, soportar la presión interna y tomar los esfuerzos cortantes que aparecen en la estructura. Debido a que el recubrimiento es demasiado delgado, normalmente se considera que soporta únicamente tensiones de corte y no es capaz de tomar tensiones normales, aunque en algunos análisis se considera su aporte. Al tener forma curva, y en especial si se encuentra presurizada, la piel tiene un gran aporte a la carga de colapso por pandeo de la estructura. En el caso de analizar la estructura a la flexión, la piel tiene una pequeña contribución a la misma que debe considerarse.

Los refuerzos longitudinales se utilizan para mejorar la resistencia a la flexión de la estructura y también aportan a incrementar la carga de colapso de la misma. Suelen utilizarse perfiles con lados no muy largos para evitar el pandeo local de estos y mejorar así la carga máxima de colapso y de flexión. Pueden ser perfiles que sean “cerrados” al ser unidos a la piel, como los perfiles Omega o corrugados, o “abiertos”, como las L, C, T o Z y sus variantes. La ventaja de los primeros es que son más estables y aportan mayor carga a colapso, a su vez permiten unir fácilmente componentes y cuadernas sobre su lomo. La principal desventaja de los perfiles cerrados es que conservan humedad en su interior y existe mayor probabilidad de que exista corrosión con el paso del tiempo, dependiendo de la vida y el tipo de uso de la estructura, es un factor a tener en cuenta.

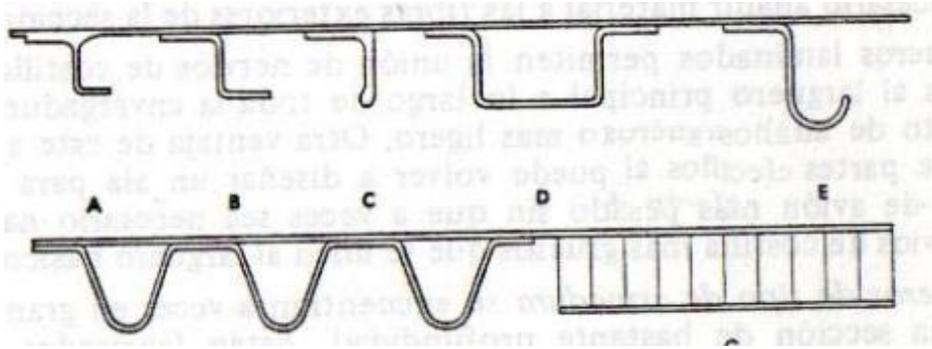


Figura 12: Refuerzos longitudinales

Al aplicar refuerzos transversales al eje del fuselaje (o cuadernas) se reduce la longitud de pandeo de la estructura desde el largo total de la misma a la distancia entre estos. Para ello, las cuadernas deben ser lo suficientemente rígidas para cumplir la función de condición de borde considerada para el diseño de los perfiles. A su vez tienen la función de transferir las cargas que se fueron generando a lo largo de la estructura de manera uniforme sobre esta. También se tiene en cuenta a la hora de determinar la distancia a la que deben colocarse la construcción de la estructura y hacer coincidir su ubicación con la unión de perfiles (ya que estos no pueden ser infinitamente largos, sino que se construyen por unión de tramos más cortos). Generalmente se utilizan perfiles C, Omega o T para su construcción. Las mismas pueden ser utilizadas para la sujeción de componentes y estructuras internas.

9.1. Tanques Estructurales

Para el diseño conceptual que deberían tener los tanques estructurales se partió del estudio de diferentes configuraciones utilizadas en lanzadores espaciales. Como primer instancia se debió decidir el tipo de estructura a utilizar, monocasco o semimonocasco.

Debido a que los tanques deberían asegurar estanqueidad a presión de trabajo, si se utilizara una estructura del tipo semimonocasco, los refuerzos deberían estar soldados. Este proceso, con la tecnología desarrollada hasta la actualidad en el proyecto debería realizarse con soldadura MIG o TIG. Se incluirían de este modo demasiados puntos de unión soldada que se deformarían al calentarse y difícilmente volverían a su posición original, dejando la geometría con demasiadas imperfecciones. Si en cambio se decide utilizar una estructura del tipo monocasco, se deberían aplicar menos cordones de soldadura, únicamente entre las chapas que conforman la piel y su unión con los casquetes. Si se encontraran desarrollados otros procesos de soldadura, como por ejemplo la soldadura por fricción, el análisis sería distinto ya que no existirían estas imperfecciones en la geometría del cilindro y a su vez no se verían perjudicadas las propiedades mecánicas del material.

Teniendo en cuenta que es una estructura sometida a presión interna, ésta última tiende a estabilizar el cilindro introduciendo un gran aporte en la carga de colapso del mismo a pesar de no tener refuerzos. De esta manera el espesor del cilindro queda definido prácticamente por la carga de presión interna. Por ende si no es necesario un incremento mayor de espesor para soportar las

cargas externas, la implementación de refuerzos significaría mayor peso innecesario para la estructura y complejizaría en demasía el proceso de fabricación del tanque.

A la hora del dimensionado del espesor, debe tenerse en cuenta que existe un espesor mínimo que puede soldarse con buen desempeño y obteniendo buenos resultados desde el punto de vista de la manufactura. En la práctica, durante el desarrollo del proyecto en otros vehículos de prueba, se encontró que debe soldarse por lo menos un espesor de 2,4 mm en el aluminio. A pesar de que el espesor dimensionado por cargas requiera un espesor menor, el tanque debería ser fabricado con un espesor superior al mínimo por estas limitaciones de manufactura.

Sabiendo que se iba a realizar una estructura de gran tamaño que debería trabajar a temperaturas criogénicas, se decidió utilizar Aluminio 6061T6 para su fabricación. Este material además de encontrarse en dimensiones aptas para la fabricación del tanque en el mercado local, posee buen desempeño al trabajar a estas temperaturas. A su vez, como se dijo anteriormente, los tanques se fabricarían mediante el proceso de soldadura convencional, manteniendo así la experiencia en diseño y ensayos de estructuras anteriores de dimensiones similares a los tanques construidas con este material y soldadas con aporte de 4043 y proceso MIG o TIG.

Como no se encuentra a disposición el material en las dimensiones requeridas para fabricar el cilindro en una única pieza, se realizarán gajos que al unirse por soldadura confeccionan el cilindro piel del tanque. De la misma manera se fabricarán los casquetes, en los cuales más allá del tamaño de la chapa requerida para su fabricación, el inconveniente se encuentra en el conformado del mismo que incluiría variaciones de espesor y fisuras no deseadas. En la siguiente imagen se muestra a modo de ejemplo como se subdivide el tanque para su fabricación.

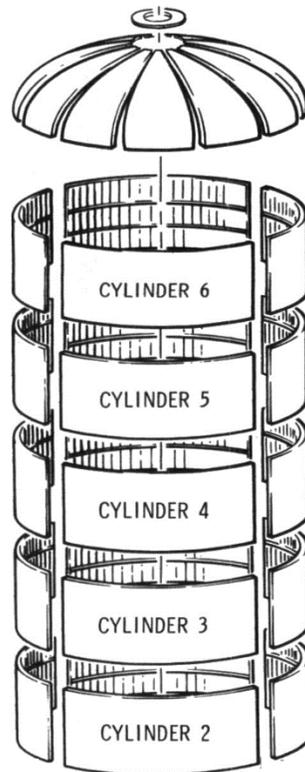


Figura 13: Subdivisión del tanque en gajos

Teniendo definido el tipo de estructura y el material con que se realizaría la construcción de la misma, queda determinar la geometría de otro componente crítico de los tanques: los casquetes. Estos pueden existir con distintas geometrías que generan distintos estados tensionales sobre el casquete y que se transmiten al cilindro, desde los semiesféricos que generan las menores tensiones sobre el material al ser sometidos a presión interna, hasta las diferentes configuraciones de semielípticos que cargan más al material pero generan un tanque más corto para encerrar el mismo volumen.

Con las consideraciones anteriores, y teniendo en cuenta el volumen que debe tener cada tanque y su diámetro nominal, se procedió a determinar las dimensiones generales de los tanques.

9.2. Módulo Intertanque

El abanico de soluciones en el diseño del módulo intertanque es mucho más amplio por el simple hecho de que este no debe ser estanco. En primera instancia se decide no fabricarlo por medio de uniones soldadas sino que por uniones abulonadas y remaches sólidos. De esta manera se pueden aprovechar al máximo las propiedades mecánicas del material, ya que no existe una reducción de estas en las zonas de soldadura, y obtener así una estructura más optimizada. La posibilidad de utilizar uniones remachadas orienta el diseño al de un fuselaje semimonocasco similar a los utilizados en la industria aeronáutica.

Al no verse penalizadas las propiedades mecánicas por soldadura se decide utilizar una aleación de aluminio más resistente que la utilizada en los tanques, y así poder dimensionar espesores más delgados. Se realiza el diseño de este módulo en Aleación de Aluminio 2219 T851, el mismo se encuentra disponible en chapas de 2,4 mm de espesor, por lo que el espesor de la piel del fuselaje se encuentra definida.

Debido a que uno de los requerimientos del módulo es el de permitir la inspección y el libre ingreso y egreso de cañerías, se opta por tener en cuenta estos en la etapa de diseño e incluir ventanas de inspección lo suficientemente amplias para dicho fin. Se conforma la estructura fuselada por medio de cuatro paneles reforzados con tres largueros cada uno y una reducción de piel en los extremos de los mismos para conformar las ventanas. Cuenta a su vez con un anillo en cada extremo que une los paneles y cumple la función de interface de unión con los tanques estructurales.

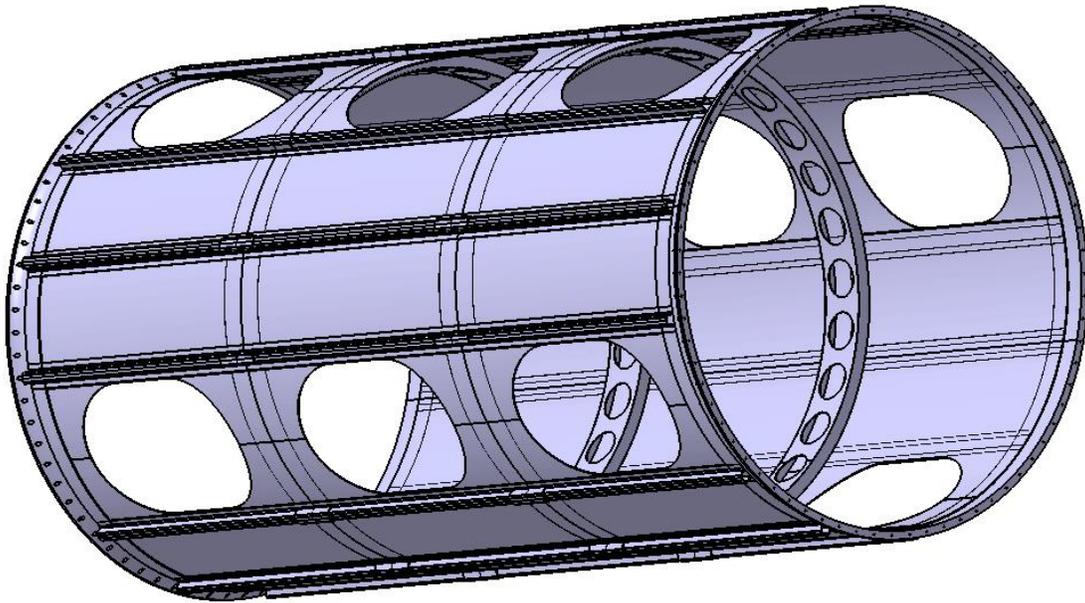


Figura 14: Esquema de módulo intertanque

Los perfiles que se utilizan en los refuerzos longitudinales y transversales se diseñan del mismo material y espesor. Para los refuerzos longitudinales se decidió utilizar perfiles del tipo Omega ya que tienen una alta estabilidad, conforman un perfil cerrado al unirlos a la piel y permiten más puntos de unión al tener dos alas. Se disponen en la parte exterior del módulo para que no exista interferencia con los casquetes de los tanques. Al llevar este módulo recubrimiento térmico, los perfiles quedan casi cubiertos por el mismo, aun así existe una influencia en la resistencia aerodinámica que frente al beneficio de la configuración estructural es despreciable. Cabe destacar además que el tiempo de la trayectoria del vehículo que se encuentra sometido a una presión dinámica considerable es bajo comparado con el vuelo total.

Las dimensiones de estos se determinaron buscando que las mismas sean de fácil construcción con las herramientas disponibles y optimizando la carga crítica de pandeo. Ya se cuenta con experiencia en el plegado de perfiles de AA 2219 T851 y en espesor de 2,4 mm. En dichas experiencias anteriores se encontró que en los extremos del perfil plegado aparecen pequeñas fisuras, por lo que se debe cortar 10 mm de longitud de cada extremo aproximadamente. Puede observarse este defecto en las siguientes imágenes.

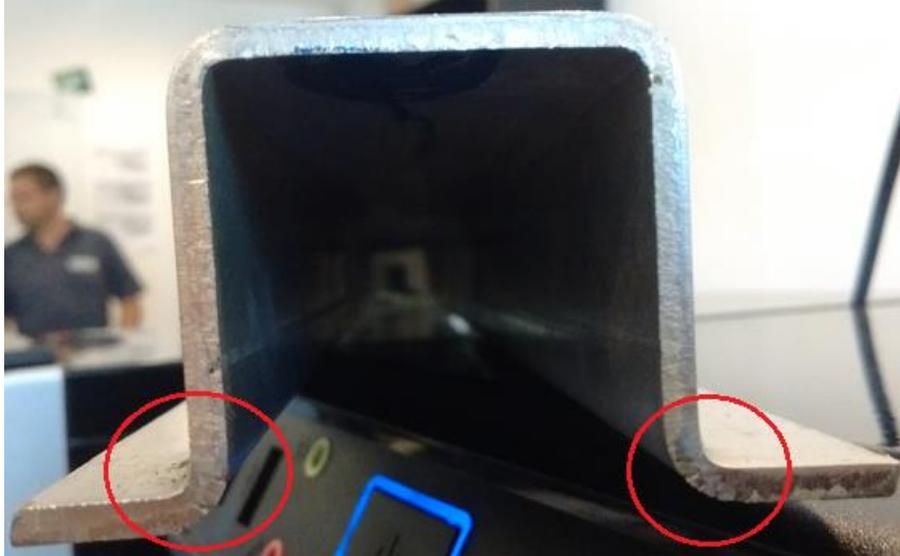


Figura 15: Vista de frente de perfil con fisuras

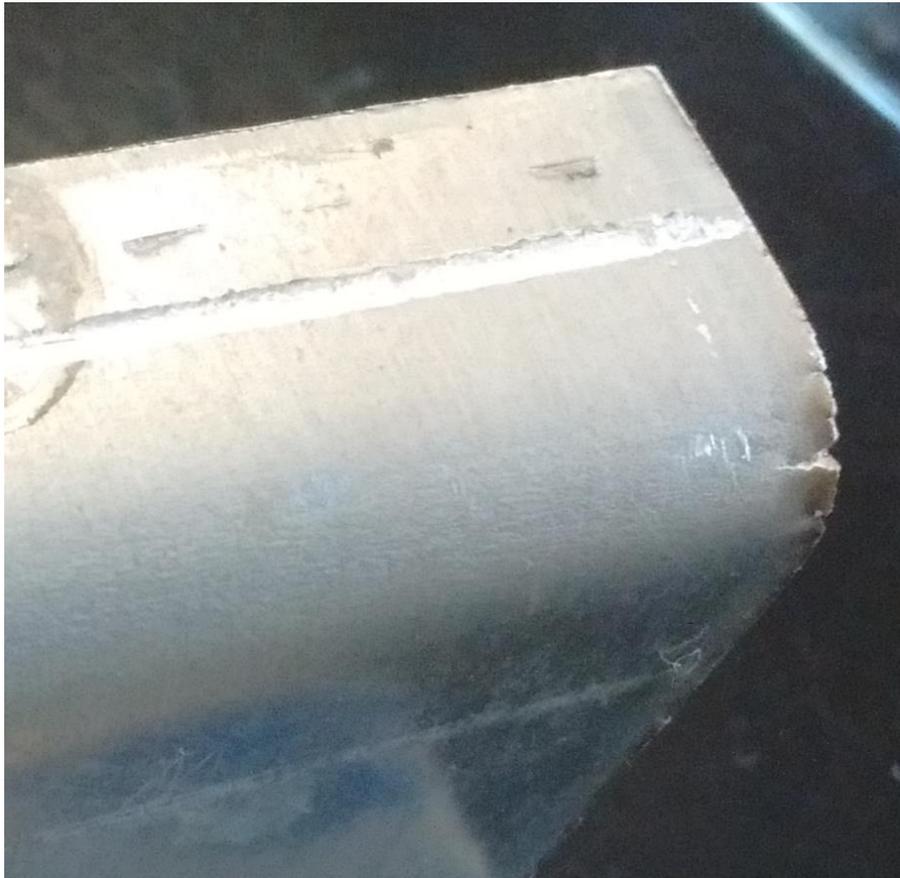


Figura 16: Vista interna de perfil con fisuras

El ancho de las alas del perfil Omega se definió en base al bulón a utilizar de M6 para unirlos a los anillos de los extremos. En el resto del perfil, la unión con la piel del panel se realiza con remaches sólidos.

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

No se presentará en este trabajo el diseño de detalle y análisis de los refuerzos transversales. Los mismos se confeccionan mediante la unión de placas cortadas por chorro de agua y soldadas entre sí. La unión de estos al módulo se realiza por medio de bulones que toman los perfiles Omega y la piel.

Se los diseñó con el fin de que además de cumplir su función estructural puedan sujetarse a los mismos componentes internos del módulo. El fin es que este módulo, además de cumplir con su función de intertanque, sirva como módulo para sujetar los componentes de presurización de la primera etapa. De esta manera se reduce el largo y peso del vehículo. En las siguientes imágenes puede apreciarse al mismo y sus dimensiones geométricas en mm.

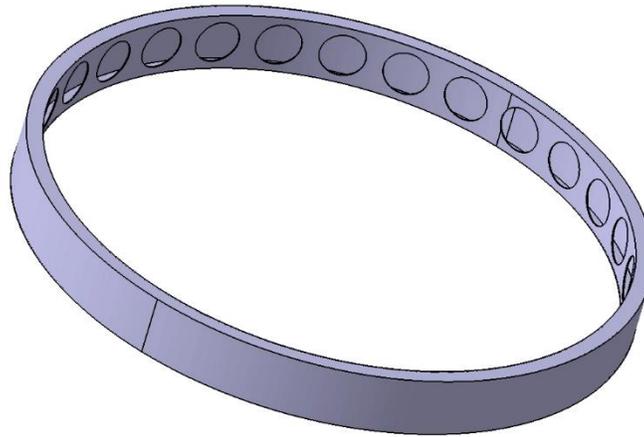


Figura 17: Refuerzo Transversal de Módulo Intertanque

10. Análisis Estructural del Tanque de Combustible

El análisis estructural del tanque de combustible se hizo a la par del diseño del mismo, se comenzó de una manera global y luego se fue refinando el cálculo enfocándose en el detalle de los componentes del mismo. En primera instancia se estimó un espesor necesario suponiendo al tanque como una única pieza con las propiedades mecánicas del AA6061 T6 soldado que se nombraron al comienzo del trabajo. Se determinó luego el espesor a utilizar en los casquetes, se verificó la estructura con el espesor seleccionado y por último se analizó el detalle de la zona de unión entre el casquete, el cilindro y el anillo que actuará de interface con el módulo intertanque.

Al someter un cilindro de paredes delgadas con tapas a una carga de presión interna en el mismo aparecen tensiones longitudinales y meridionales. No se considera que el mismo tenga capacidad de tomar tensiones normales a las paredes del mismo ni se considera una variación de tensiones tangenciales en el espesor del mismo. Como condición geométrica para el análisis realizado debe cumplirse que la relación Diámetro/Espesor sea mayor a 10. Esta condición intuitivamente se cumple para un cilindro de las dimensiones del tanque, pero de todas maneras debe verificarse al concluir el cálculo del espesor.

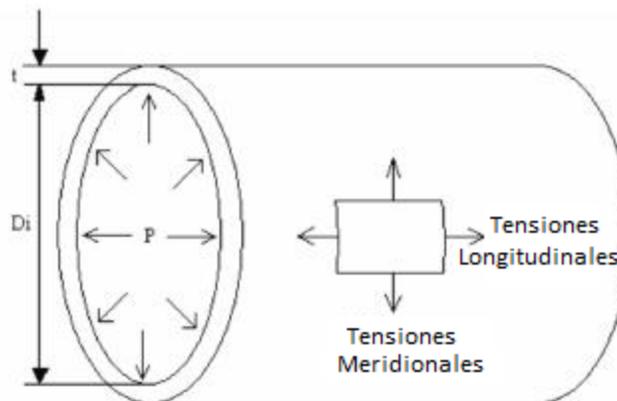


Figura 18: Tensiones en Cilindro con Presión Interna

Se realizó un cálculo preliminar de espesores por medio de la teoría membranar ([10]) para cilindros de paredes delgadas utilizando el criterio de tensión máxima con las tensiones tangenciales (σ_θ) para dimensionar. Se considera que dicho análisis se realiza fuera de la influencia de las tapas en las tensiones. Se obtuvieron los espesores de los cilindros para DYL y DUL considerando únicamente la presión interna como estado de carga actuante.

Para determinar el valor de las tensiones a las que se encuentra sometido el tanque debe cortarse con dos planos al mismo, uno tangente a su eje axial o longitudinal y que contenga al centro del mismo y otro perpendicular a dicho eje (meridional). Al realizar dichos cortes se ponen en manifiesto las fuerzas que generan la presión interna en el cilindro y las tensiones que aparecen debido a estas.

10.1. Presión Interna

10.1.1. Tensiones Meridionales

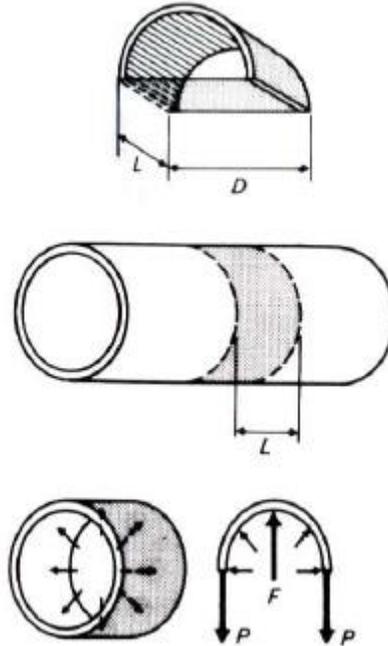


Figura 19: Corte Longitudinal a Cilindro

La fuerza ejercida por la presión interna es:

$$F = p * A$$

Donde

$$A = D * L$$

Entonces

$$F = p * D * L$$

Y las fuerzas P que realizan las tensiones meridionales en las paredes para contrarrestarlas es:

$$P = \sigma_{\theta} * At = \sigma_{\theta} * L * t$$

Donde t es el espesor del cilindro y σ_{θ} el valor medio de las tensiones meridionales en el espesor. De un equilibrio de fuerzas, sabiendo que el cilindro no sufre aceleraciones, se debe cumplir que $F - 2 * P = 0$, de allí se despeja el valor de σ_{θ} .

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i * D}{2 * t}$$

10.1.2. Tensiones Longitudinales

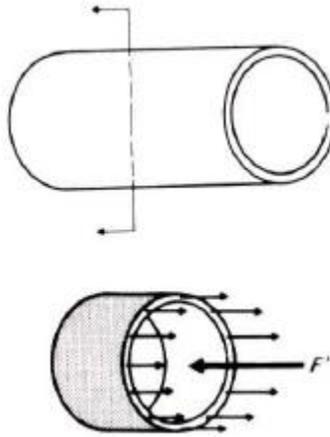


Figura 20: Corte Transversal Cilindro

En el plano utilizado ahora para cortar al cilindro, la fuerza que ejerce la presión interna F' es:

$$F' = p * A' = p * \frac{D^2 * \pi}{4}$$

Y la fuerza P' con que las tensiones longitudinales la equilibran es:

$$P' = \sigma_x * At' = \sigma_x * D * \pi * t$$

Donde σ_x es la tensión longitudinal que aparece en el espesor del cilindro. Nuevamente realizando equilibrio del cilindro pero ahora en el eje axial, $P' - F' = 0$, con lo que podemos despejar σ_x como:

$$\sigma_x = \frac{P_i * D}{4 * t}$$

Como puede observarse el valor de las tensiones longitudinales es la mitad del que adquieren las tensiones meridionales, con lo que al aplicar el criterio de tensión máxima utilizaremos las últimas.

$$S_{adm} \geq \sigma_\theta$$

Para dimensionar el espesor preliminar de los tanques se utilizó el radio externo (r_e) de los mismos:

$$\sigma_\theta = \frac{P_i * r_e}{t}$$

$$S_{adm} \geq \frac{P_i * r_e}{t}$$

Despejando t en la ecuación de diseño para los 2 casos de carga:

$$t \geq \frac{P_i \cdot r_e}{\sigma_{adm}} \left\{ \begin{array}{l} t_y = \frac{DYL_{Pi} \cdot r_e}{S_y} \\ t_u = \frac{DUL_{Pi} \cdot r_e}{S_u} \end{array} \right.$$

Donde:

$$r_e = 1,5 \text{ m}$$

$$S_y = 124 \text{ MPa}$$

$$S_u = 186 \text{ MPa}$$

$$DYL_{Pi} = DLL_{Pi} \cdot FOSY = 0,586 \text{ MPa}$$

$$DUL_{Pi} = DLL_{Pi} \cdot FOSU = 0,665 \text{ MPa}$$

A partir del resultado exacto del dimensionado de espesores se tomó el mayor de ellos.

$$\left. \begin{array}{l} t_y = \frac{0,586 \text{ MPa} \cdot 0,75 \text{ m}}{124 \text{ MPa}} = 3,54 \text{ mm} \\ t_u = \frac{0,665 \text{ MPa} \cdot 0,75 \text{ m}}{186 \text{ MPa}} = 2,68 \text{ mm} \end{array} \right\} t = 3,54 \text{ mm}$$

No se encuentra disponible en forma comercial chapas de AA6061 T6 de 3,54 mm, por lo que debe tomarse el espesor disponible que le sigue para realizar los cálculos: 4 mm. Con este espesor se verifica la condición de relación Diámetro/Espesor, ya que el diámetro es 375 veces el espesor seleccionado.

10.1.3. Casquetes

Los casquetes se encuentran sometidos únicamente a presión interna y al efecto de interferencia del anillo que une el tanque al resto del vehículo. De trabajos anteriormente realizados, se sabe que la influencia en la distribución de tensiones que provoca el manhole se disipa antes de que el casquete se vea influenciado por la unión con el cilindro, estos efectos no se acoplan. No se considera en este trabajo el efecto local del manhole, el diseño y análisis del mismo escapa del alcance de este trabajo.

La forma y espesores que tengan los casquetes influirán directamente sobre la carga que transmiten los mismos al cilindro y éste a los primeros. Para determinar las tensiones que aparecen en estos es necesario realizar el corte a una esfera sometida a presión interna y realizar el equilibrio de fuerzas que aparece en el plano de corte. Al ser simétrica la esfera, cualquier plano que la corte y pase por su centro deja dos gajos iguales y opuestos. Debido a ello al cortar cualquier elemento material como se muestra en la siguiente imagen aparecen dos tensiones principales σ_m y σ_t que adquieren el mismo valor ($\sigma_m = \sigma_t = \sigma_{esf}$).

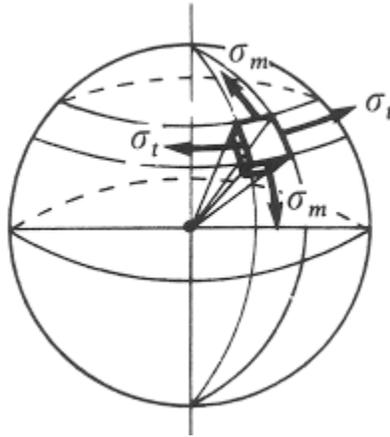


Figura 21: Tensiones en Esfera

Si realizamos el corte de media esfera como en la siguiente imagen, se ponen en manifiesto las tensiones a las que se somete la esfera para contrarrestar la fuerza de la presión.

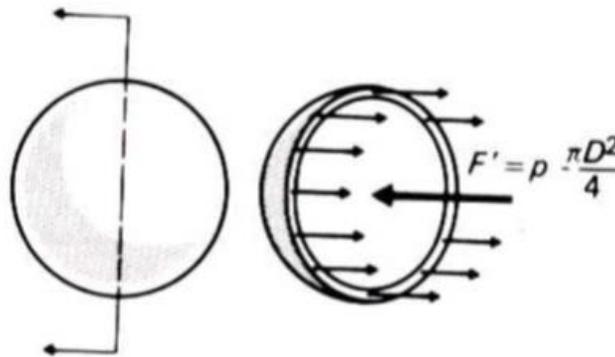


Figura 22: Corte a Esfera

Al estar el cuerpo en equilibrio, la fuerza que realizan las tensiones es igual y contraria a la que realiza la presión interna.

$$p * \frac{\pi * D^2}{4} - \sigma_{esf} * \pi * D * t = 0$$

$$\sigma_{esf} = \frac{p * D}{4 * t}$$

Donde σ_{esf} es la tensión en la esfera, t el espesor de la misma, p la presión interna y D el diámetro de la esfera. Teniendo en cuenta la fabricación del tanque, que se realizará por soldadura, se decide utilizar en el casquete el mismo espesor que en el cilindro. Al tener el mismo espesor en ambas partes, la práctica del proceso de soldadura es más simple y se asegura la misma penetración en ambas partes.

Para un espesor t de 4 mm del casquete como se dijo anteriormente la tensión en el mismo a fluencia y rotura adquiere el siguiente valor.

$$\sigma_{esf_y} = 54,94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{esf_u} = 62,34 \text{ MPa}$$

Con estos valores se utiliza el criterio de Von Mises y luego se verifica que las tensiones sean menores a las admisibles para cada caso.

$$\sigma_{VM_y} = \sqrt{2 * \sigma_{esf_y}^2} = 77,7 \text{ MPa} < 124 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM_u} = \sqrt{2 * \sigma_{esf_u}^2} = 88,16 \text{ MPa} < 186 \text{ MPa}$$

10.1.4. Interferencia

A su vez la interferencia entre los casquetes y el cilindro genera esfuerzos debido a la diferencia de rigidez entre ambas partes, al someterlas a la misma presión interna no tienen la misma resistencia a deformarse en el eje radial por lo que aparecen esfuerzos internos en la unión de ambas. Si cortamos el tanque en la unión entre el cilindro y uno de los casquetes como se muestra en la siguiente imagen podemos poner en manifiesto estos esfuerzos.

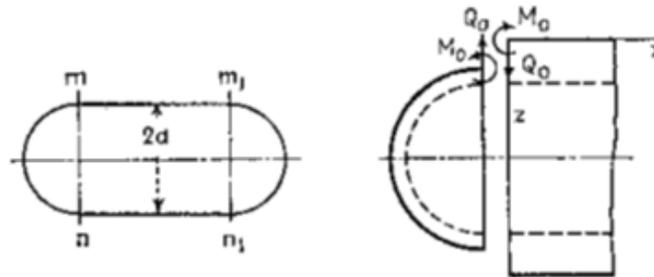


Figura 23: Esfuerzos en Interacción Cilindro-Tapas

En la imagen anterior se muestra en trazos punteados la geometría del tanque y en trazos continuos la deformación que adquiere cada parte si no estuviera vinculada a la otra. Por otro lado Q_o es el esfuerzo cortante distribuido que aparece a lo largo de la circunferencia de unión y M_o el momento flector en la misma zona. El tratamiento que se realiza consiste en separar los efectos de presión interna, corte y momento, resolver las tensiones en el cilindro para cada carga y luego superponer los efectos de estas, conociendo las condiciones de deformación y giro en el punto de intersección.

En la zona donde se une el cilindro con el anillo que lo sujeta al resto del vehículo también se ve el efecto que tiene la diferencia de rigidez entre estas partes. Si vemos la imagen siguiente la deformación que adquiere el cilindro libre es mayor que la del anillo, por lo que en la zona de unión aparecerán esfuerzos de corte y momento distribuidos a lo largo de la circunferencia. Estos esfuerzos generarán un estado tensional en las zonas aledañas al anillo que se superpone con las tensiones propias de la presión interna.

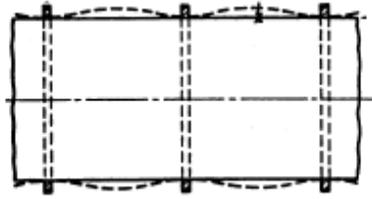


Figura 24: Interacción Cilindro-Cuaderna

Los valores de estas tensiones no se especificarán en este trabajo, para más información sobre las mismas se puede remitir a la bibliografía, más precisamente al capítulo 15 de ([10]). Tampoco se utilizarán estas tensiones para el dimensionado del tanque, ya que en la zona de unión entre casquete-cilindro-anillo la geometría difiere de un tanque perfecto sin discontinuidades con un único espesor, por lo que sería poco representativo de la realidad. Estos efectos son analizados directamente en un modelo FEM del tanque.

10.2. Cargas Externas

10.2.1. Esfuerzos Actuantes

Se procede ahora a verificar con el espesor seleccionado considerando las cargas externas y la presión interna. Se analiza al cilindro del tanque como a una viga con la sección circular del tanque, aplicando el criterio de superposición de tensiones provocadas por distintas cargas. La verificación se realiza aplicando el criterio de rotura de Von Mises.

La terna global se adopta derecha con el eje x coincidente con el eje de la viga, el eje z correspondiente con el de mayor inercia de la sección (en este caso indiferente) y el eje y conformando la terna derecha con los otros dos ejes. A continuación se ejemplifica la misma.

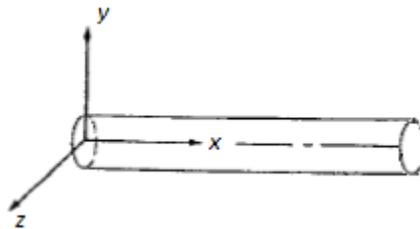


Figura 25: Terna Global sobre el Cilindro

Para una sección transversal, la convención de signos considerada adopta como positivas las direcciones de esfuerzo axial (N) y momento flector (M) presentadas en la figura debajo de este párrafo. En cuanto a las tensiones, se adoptan como positivas las correspondientes a tracción y negativas las de compresión. La tensión σ_{x_M} es la tensión normal provocada por el momento flector, y σ_{x_N} , la tensión normal provocada por el esfuerzo axial. El vector N que se dibuja en la imagen coincide con el eje x de la terna global, se lo dibuja así para ser más representativo en gráfico plano.

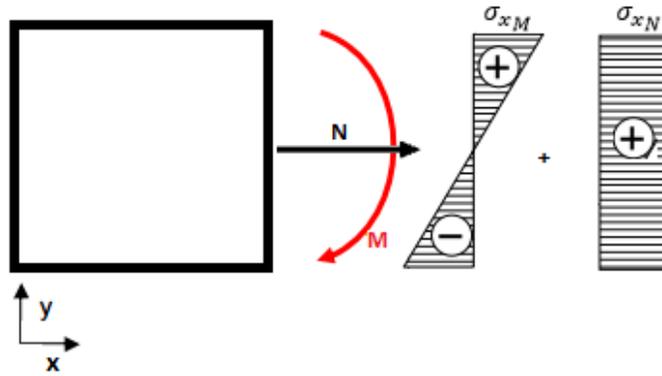


Figura 26: Distribución de Tensiones σ_x

Donde

$$\sigma_{xM} = \frac{M}{J} * y$$

Y

$$\sigma_{xN} = \frac{N}{A}$$

Donde y es la distancia sobre el eje y del baricentro de la sección al punto en estudio, A es el área transversal de la misma ($A = \pi * D * t$ con D el diámetro medio de la sección y t el espesor de la misma) y J el momento de inercia de esta respecto al eje Z .

La distribución de tensiones tangenciales (τ) de una sección circular delgada debido a una carga de corte P es la que se muestra en la siguiente imagen. Se asume que no existe variación del valor de la tensión de corte en el espesor debido a la alta relación existente entre el diámetro y el espesor del cilindro.

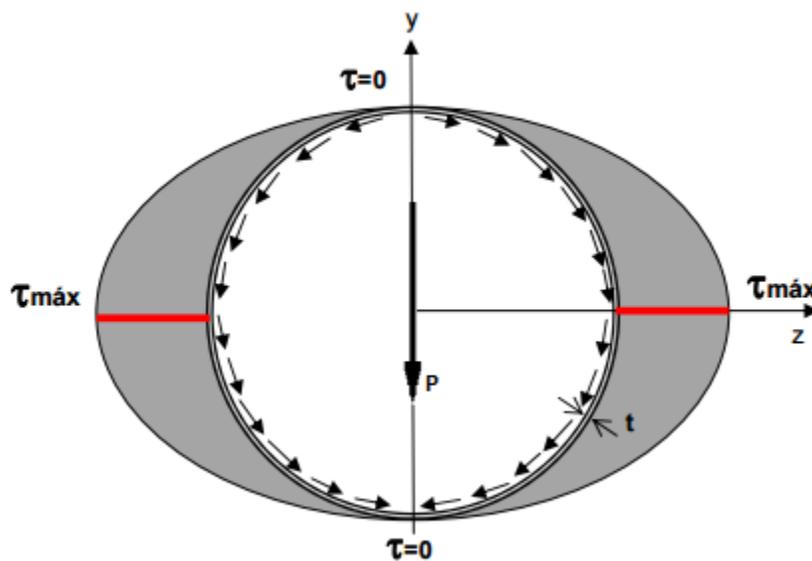


Figura 27: Distribución de Tensiones τ por esfuerzo cortante

Donde el valor máximo de la tensión tangencial es:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2 * P}{A}$$

Ninguno de estos esfuerzos externos genera en la sección normal un estado de carga que contenga σ_{θ} . Esta tensión en este caso es únicamente provocada por la presión interna.

10.2.2. Análisis de la sección

Los estados de carga a verificar de la sección son los que se muestran en la Tabla 9 del presente trabajo. Dentro de la sección se pueden distinguir tres puntos de estudio para la verificación estructural, los puntos 1, 2 y 3:

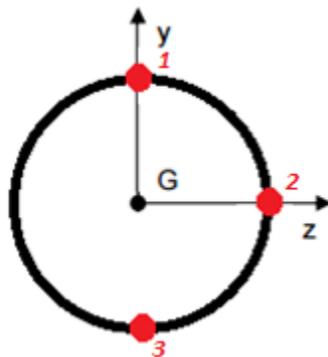


Figura 28: Puntos de análisis de estado tensional

En el punto 1 existe un momento flector positivo en los dos estados de carga que provoca tensiones normales de tracción que se suman a las de la presión interna. Debido a que se encuentra aplicado un esfuerzo axial de compresión, la tensión que provoca se le resta a las anteriores. Además están presentes las tensiones meridionales provocadas por la presión interna. No existen tensiones tangenciales en este punto.

En el punto 2 tenemos las tensiones tangenciales máximas para el esfuerzo cortante actuante. Debido a que nos encontramos en el baricentro de la sección, el momento flector no provoca tensiones. Se mantienen las tensiones normales debido al esfuerzo axial, que son negativas, y se le restan a las provocadas por la presión interna. Están presentes como en el caso anterior las tensiones meridionales provocadas por la presión interna.

En el último punto de análisis, el punto 3, tanto las tensiones provocadas por el momento flector como por el esfuerzo axial son negativas, por lo que estas deben restarse a las tensiones normales provocadas por la presión interna. Nuevamente las tensiones tangenciales son nulas como en el punto A; y están presentes como siempre las tensiones meridionales.

La verificación de las tensiones se realiza utilizando el criterio de Von Mises, el cual tiene la siguiente expresión para un estado tensional plano como el actual. Se determina en el criterio la tensión equivalente de Von Mises (σ_{VM}), que representa la energía de deformación por unidad de volumen del elemento en estudio. Por simplicidad, en el documento actual se la llamará tensión de Von Mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_x * \sigma_\theta + 3 * \tau_{x\theta}}$$

Debe verificarse que la tensión de Von Mises sea menor que el límite elástico del material cuando se utiliza el factor FOSY, y que sea menor a la tensión de rotura cuando se utiliza el factor FOSU.

A continuación se muestra el resultado del análisis tensional realizado sobre el tanque para cada estado de carga. Se muestran las tensiones aplicadas a modo ilustrativo sobre un elemento infinitesimal, cabe aclarar que el mismo no se encuentra equilibrado. Recuadrado en rojo se encuentra la tensión de Von Mises para cada caso.

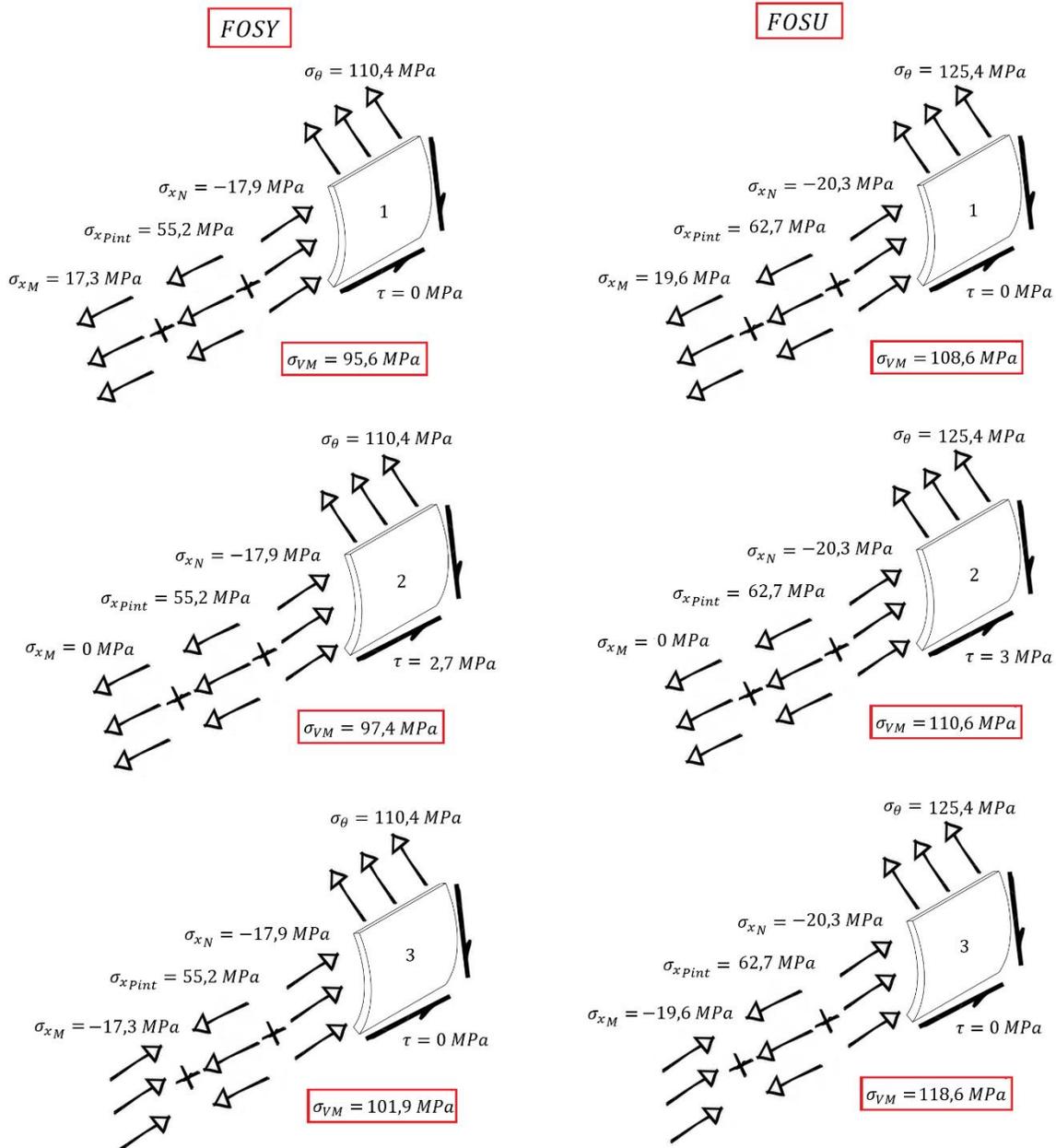


Figura 29: Resultados Estado de Carga A – Tanque de Combustible

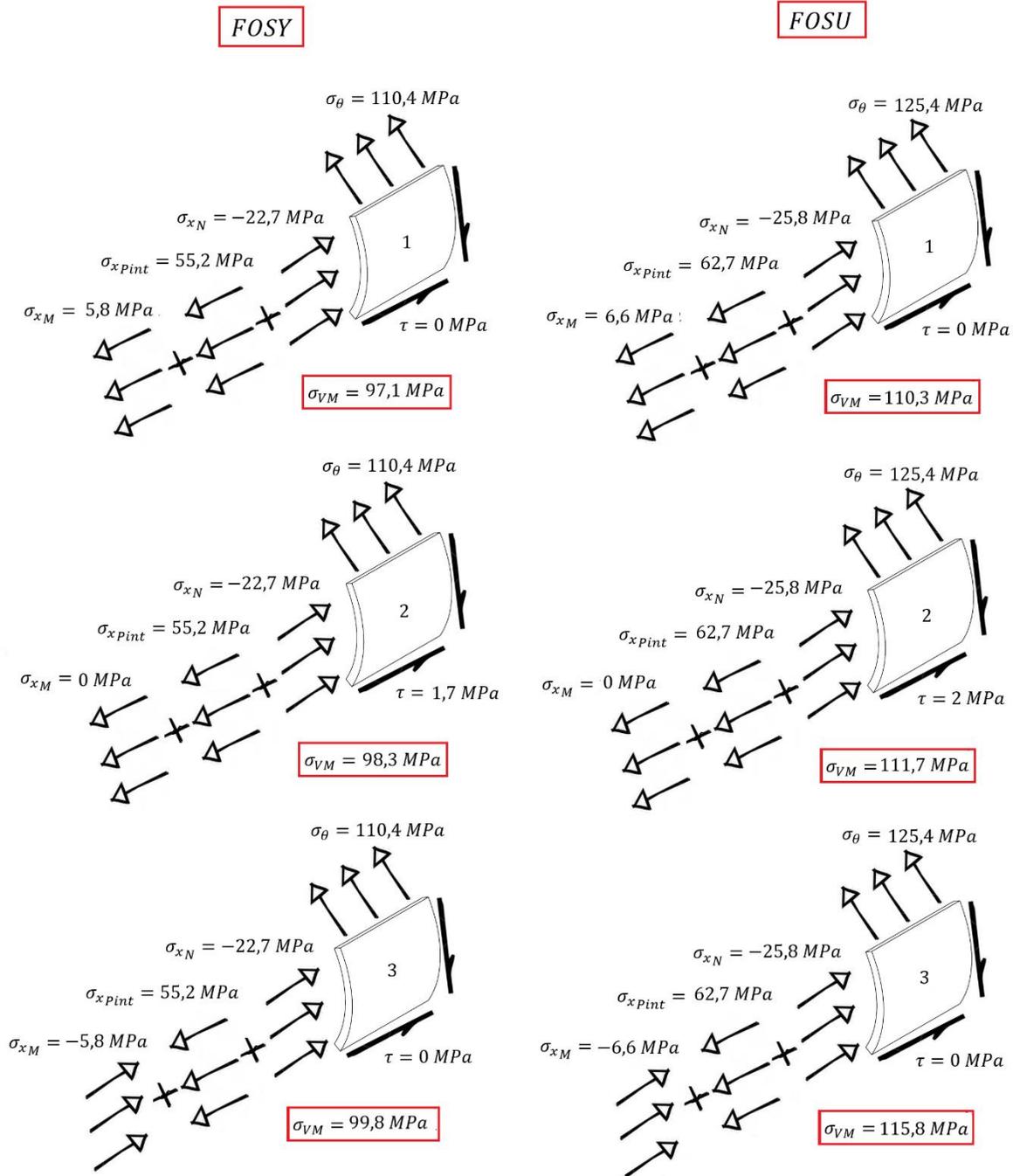


Figura 30: Resultados Estado de Carga B – Tanque de Combustible

Como puede observarse, la tensión resultante en x tiene valor positivo en todos los casos, o sea, es de tracción. Debido a esto no puede darse el efecto de pandeo del cilindro, por lo que no es necesario realizar el estudio del mismo.

Las tensiones de Von Mises para todos los casos son menores que su respectiva tensión admisible, por lo que puede decirse que la estructura verifica con el espesor seleccionado de 4 mm ante las cargas que actúan sobre la misma. El análisis en detalle del tanque se realiza en el modelo

FEM del mismo, donde se incluyen todos sus componentes y la forma en que se encuentran vinculados de forma real.

10.3. Elementos Finitos

Para poder realizar el modelo de elementos finitos del tanque (Modelo FEM) se debió definir en primera instancia cómo se unirían las partes entre sí. Al haber uniones soldadas se tuvo que respetar para tener los mejores resultados que los cordones de soldadura estén separados lo suficiente para que sus zonas TAZ no se superpongan. Se llegó a un diseño en el que el cilindro es exterior, el casquete tiene un radio levemente inferior y se encastra dentro del primero, su unión se realiza por medio de dos cordones de soldadura, asegurando estanqueidad. El anillo es externo al cilindro y se une a este por dos cordones de soldadura también, tiene una superficie plana donde se apoya el anillo del módulo intertanque y se unen mediante bulones a tracción. Se debió tomar esta decisión por inconvenientes de espacio y para no entrar en procesos de fabricación con tolerancias muy bajas para utilizar uniones encastradas o por bulones a corte. A continuación se muestra un esquema de la zona de unión.

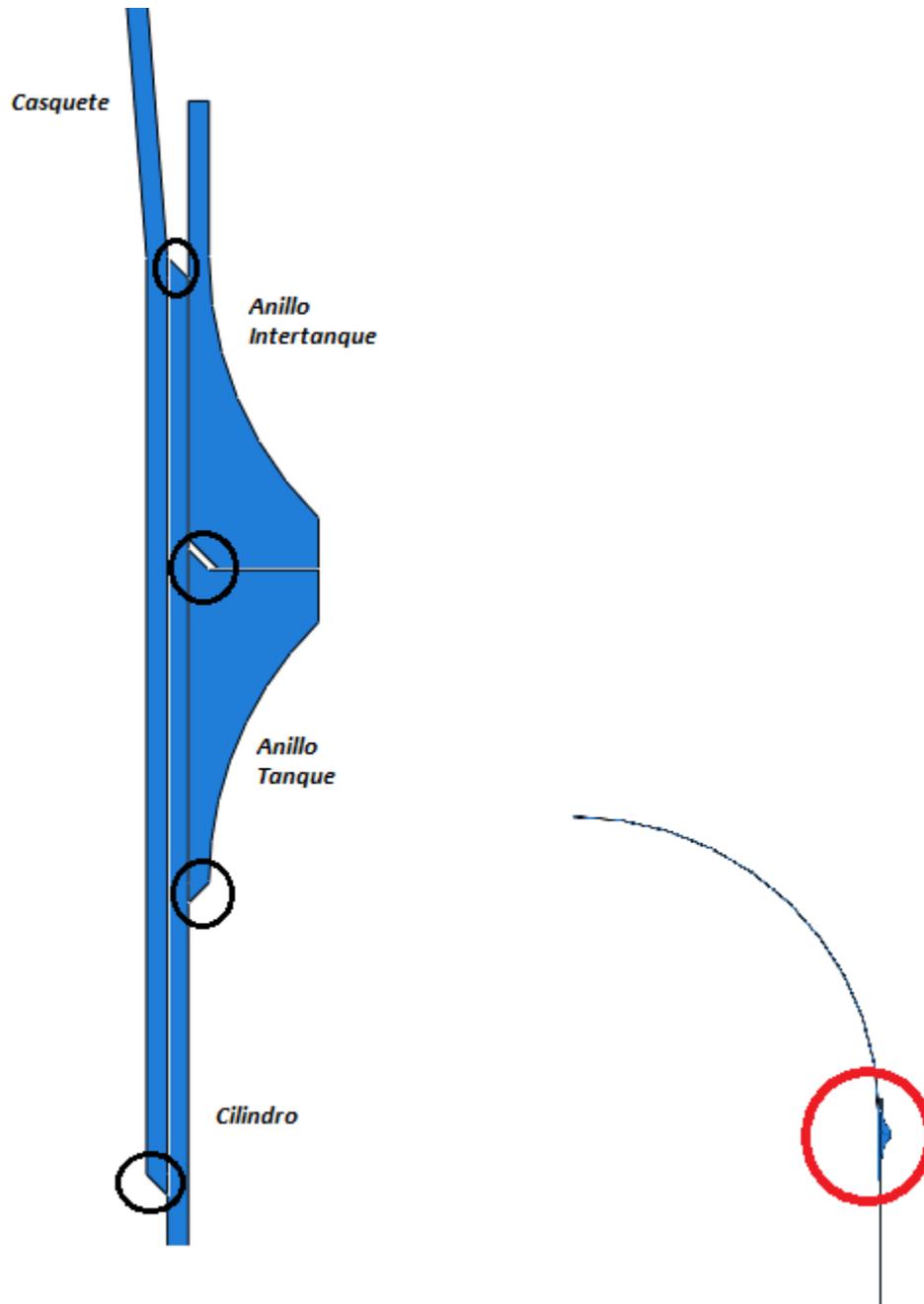


Figura 31: Unión Cilindro-Anillo-Casquete

En la imagen anterior se remarcan con circunferencias negras los cordones de soldadura, como puede observarse se modeló el volumen del cordón en el modelo. El anillo del tanque se une al cilindro por medio de dos puntos de soldadura y el casquete al cilindro también por dos cordones de soldadura. El anillo del intertanque se une con el anillo del tanque por medio de bulones, el primero a su vez tiene mecanizado un chanfle para que no se superponga con la soldadura que une al anillo del tanque con el cilindro.

Se realizó un modelo FEM del tanque utilizando elementos tipo *Shell* y *Solid*. Valiéndose de las condiciones de simetría del mismo, se modeló únicamente un cuarto de tanque. Tanto el cilindro como los casquetes se modelaron como *Shell*, teniendo en cuenta que su espesor es mucho más pequeño que el resto de sus dimensiones. Esta simplificación significó un ahorro importante de costo computacional. El anillo en cambio debió modelarse como *Solid* debido a su geometría. A continuación se muestra el modelo de medio tanque utilizado para los análisis de elementos finitos con la terna global del mismo.

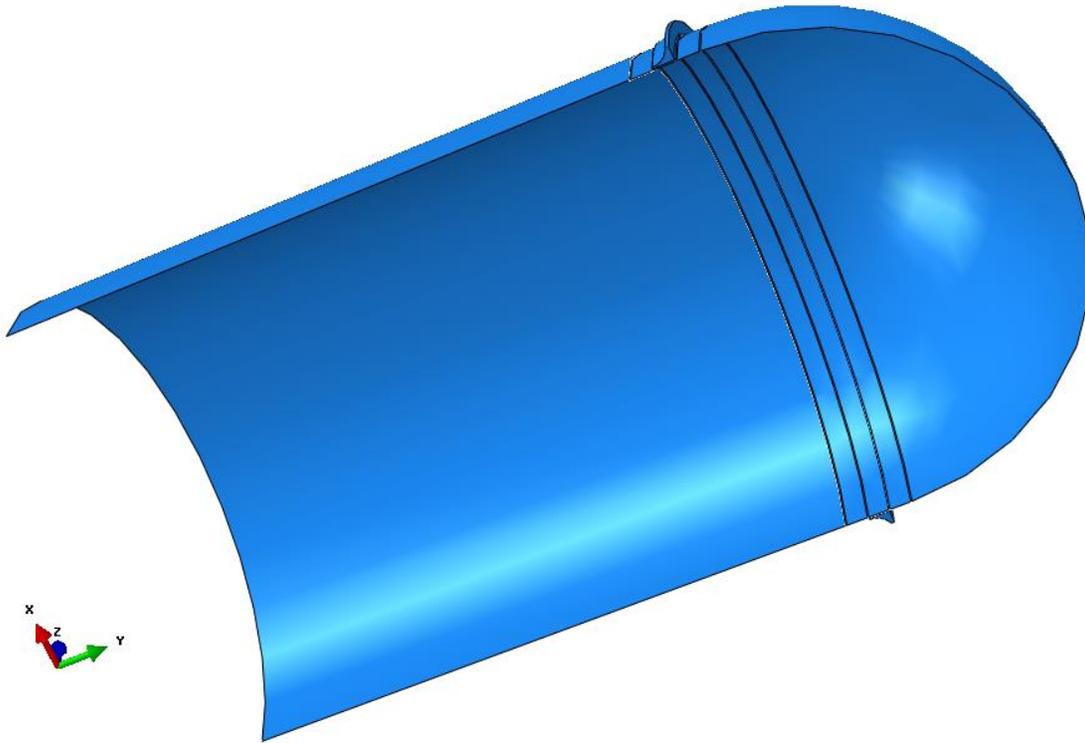


Figura 32: Modelo FEM del Tanque

10.3.1. Condiciones de Borde e Interacciones

En la semicircunferencia que se encuentra en el medio del tanque se le impuso la condición de simetría en el plano XZ como se muestra en la siguiente imagen en naranja.

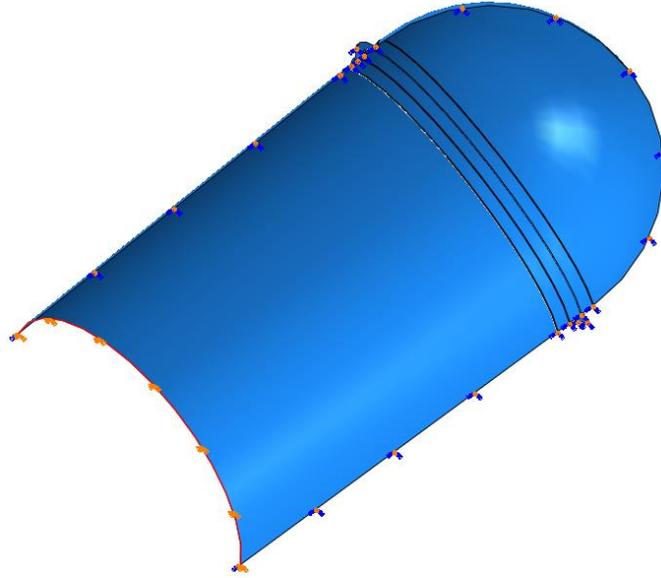


Figura 33: Simetría XZ

A los bordes que quedan al partir el tanque a través del plano XY se les impuso la condición de simetría en el plano XY como se muestra en la siguiente imagen en naranja.

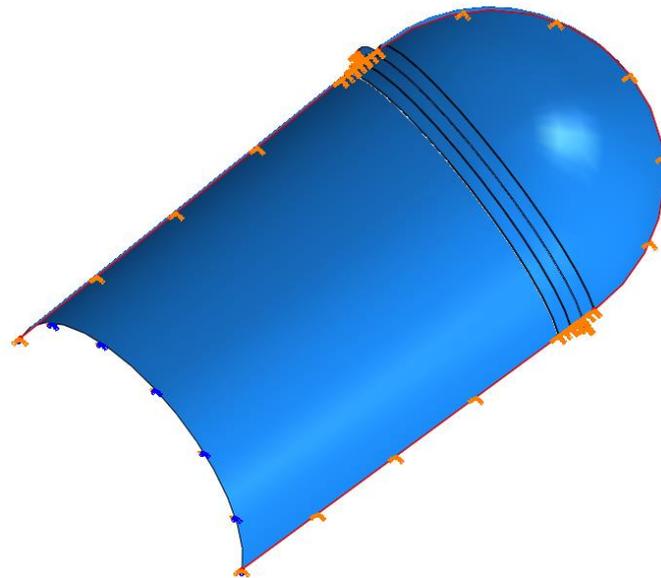


Figura 34: Simetría XY

Se les introdujo la condición de contacto entre el cilindro y el casquete en las superficies que se apoyan y ente el anillo y el cilindro. Se les introdujo al contacto la interacción normal con la propiedad de "Hard" Contact y la interacción tangencial con la propiedad *Frictionless*.

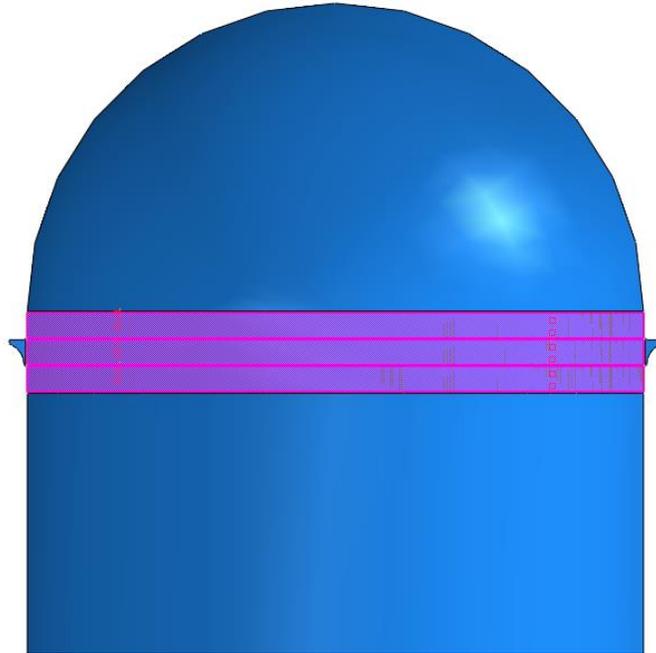


Figura 35: Superficies de Contacto Cilindro-Casquete

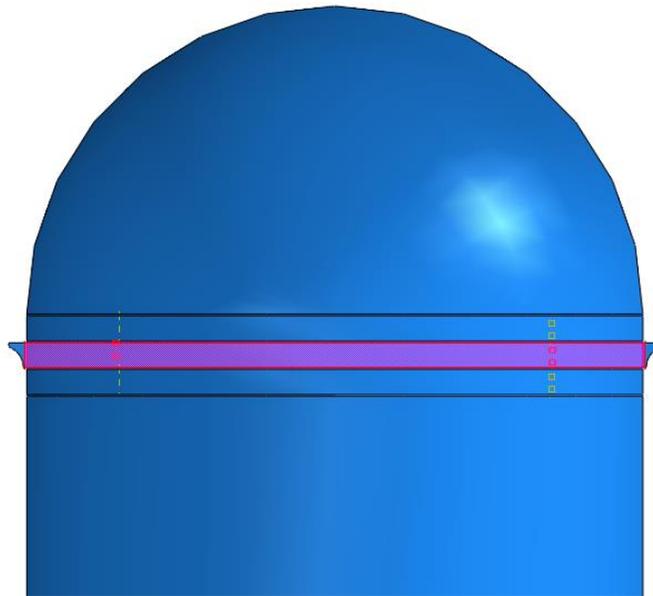


Figura 36: Superficies de Contacto Cilindro-Anillo

A su vez se introdujo la restricción de *Tie* en las zonas que se encuentran los cordones de soldadura entre piezas para representar a la soldadura. Se asumió una eficiencia de soldadura de 1, lo que significa que la misma es perfecta sin discontinuidades.

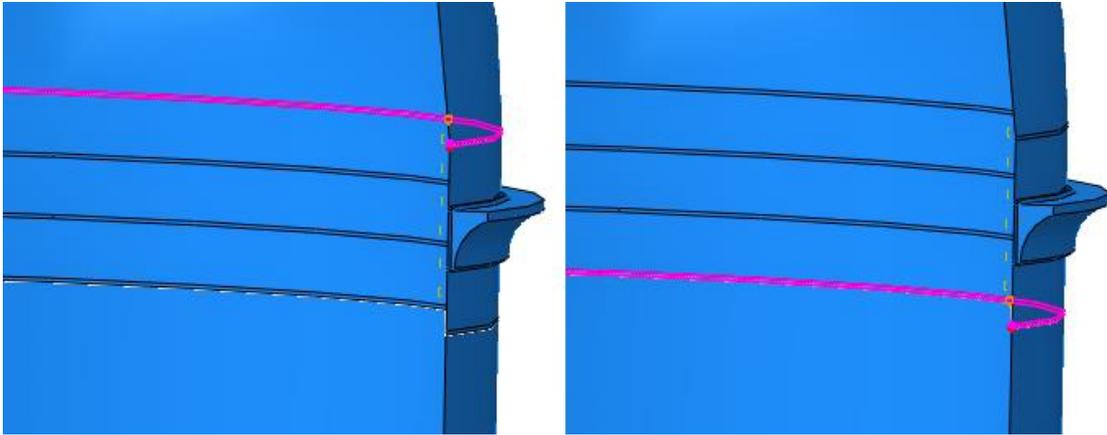


Figura 37: Restricciones Tie entre Cilindro y Casquete

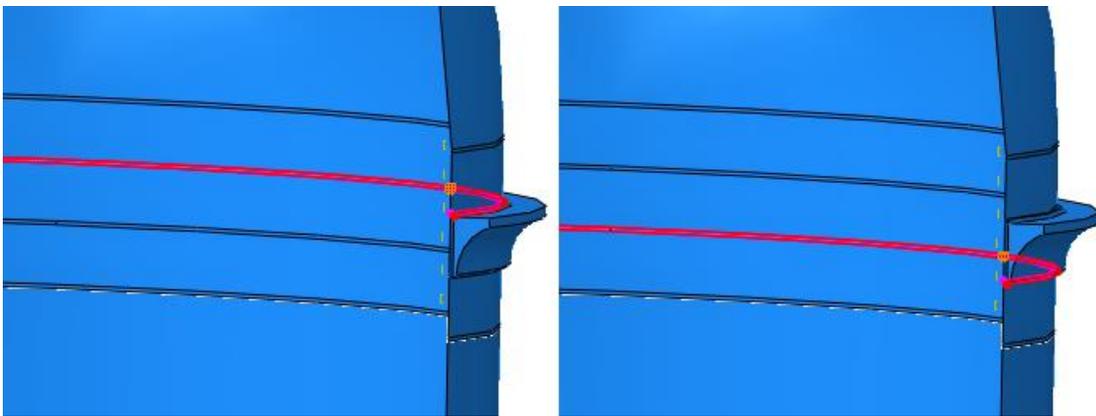


Figura 38: Restricciones de Tie entre Cilindro y Anillo

Se introdujo la condición de *Coupling* en la cara plana del anillo a un punto (*Referent Point*) en el centro de la circunferencia que describe. El fin de ello fue aplicar las cargas y momentos externos sobre dicho punto y que se distribuyan a la estructura por medio del anillo. En la siguiente imagen puede apreciarse el mismo.

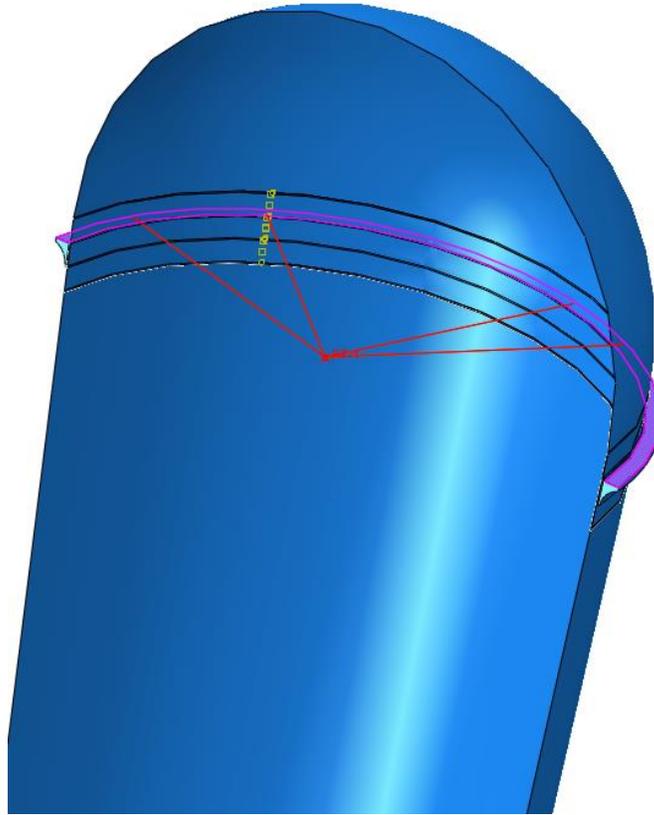


Figura 39: Coupling para Cargas

10.3.2. Cargas Aplicadas

Las cargas sobre el modelo se aplicaron en distintos *step* (pasos) de cálculo, de esta manera se puede apreciar el efecto de cada una de ellas sobre la estructura y como se van acumulando. Si se hubieran aplicado juntas se vería únicamente el efecto total.

Para poder inicializar los contactos entre las distintas partes se aplicó una presión interna muy baja comparada con la de diseño. Luego en otro *step* de cálculo se aplicó el remanente de presión interna sobre toda la superficie interna del modelo del tanque.

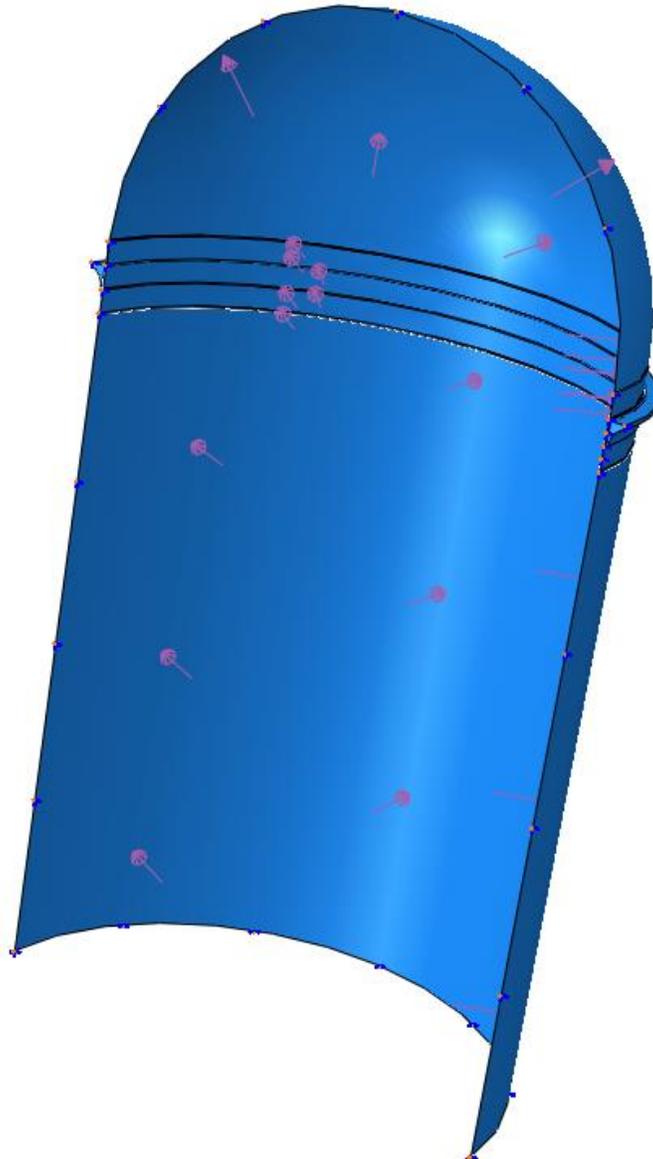


Figura 40: Presión Interna

A continuación, en los siguientes *step* de cálculo, se aplicaron primero la carga axial y luego el momento flector. Se utilizaron los dos estados de carga A y B descritos anteriormente con las cargas límite de diseño multiplicadas por el FOSY y luego en otro análisis por el FOSU. En la siguiente imagen se pueden observar las cargas aplicadas en el modelo, en rojo se encuentra el momento flector aplicado y en amarillo la carga axial.

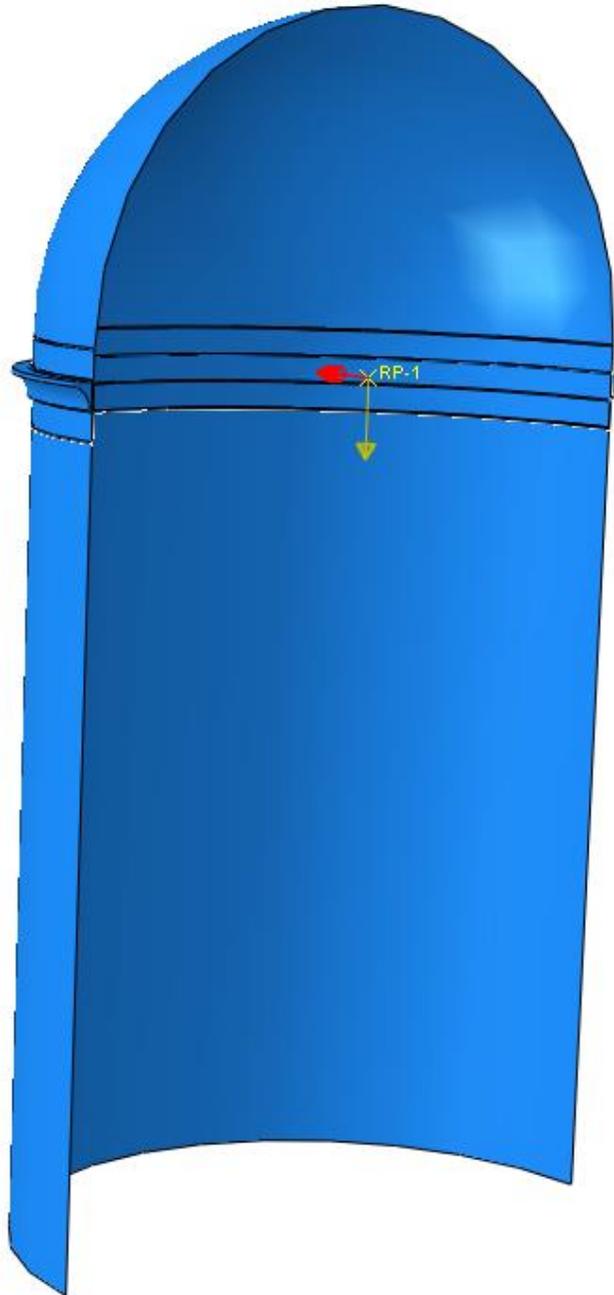


Figura 41: Cargas Externas

No se cargó al modelo con la carga de esfuerzo cortante, ya que, como se verificó anteriormente, la misma no genera un estado tensional considerable para la verificación de la estructura. Además de esta manera se evita que exista una variación de momento flector a lo largo del tanque.

Todos los análisis realizados son del tipo *Estático General*, considerando en ellos las no linealidades geométricas. Al cargar las propiedades del material se hizo una pequeña discretización del régimen plástico del mismo tomando dos puntos: la tensión de fluencia y la tensión de rotura con sus respectivas deformaciones plásticas.

10.3.3. Mallado del Modelo

Como se nombró anteriormente, se modelaron los tres componentes por separado. El mallado del modelo se realizó del tipo cuadrático independiente de cada parte utilizando elementos tipo *Shell* para el cilindro y el casquete (utilizando cinco puntos de integración en el espesor de estos) y tipo *Solid* para el anillo.

Se utilizó una distancia entre nodos global de 10 mm para el cilindro y los casquetes, y de 7,5 mm para el anillo. Además, en las zonas donde se encuentran aplicadas las soldaduras y los contactos se refinó el mallado a 5 mm para las partes esclavas de dichas interacciones. En la siguiente tabla se resume el mallado del modelo.

Tabla 12: Mallado de Modelo de Tanque

Instancia	Elementos			Nodos
	Tipo	Cantidad	Total Instancia	
Casquete	S4R	41909	42878	42717
	S3	969		
Cilindro	S4R	111864	111864	112574
Anillo	C3D10	81039	81039	137492
Total			235781	292783

10.3.4. Resultados

A continuación se muestran los resultados de los análisis realizados en el formato de mapa de tensiones. Las tensiones se encuentran escaladas a la admisible para cada caso, o sea, a la tensión de fluencia para el FOSY y a la tensión de rotura para el FOSU. El límite admisible sería entonces el valor 1, un valor superior significa que el elemento falla y uno inferior que no hay falla en el elemento.

10.3.4.1. Estado A FOSY

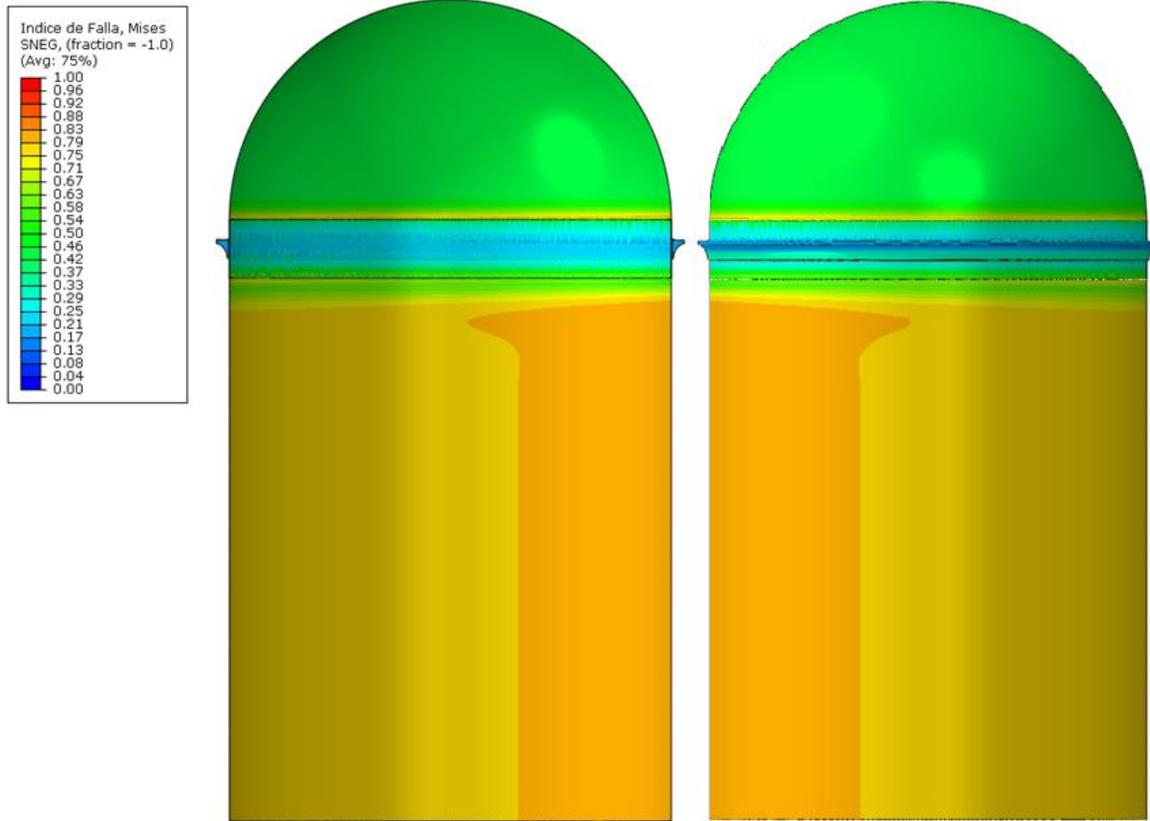


Figura 42: Vistas Interior y Exterior

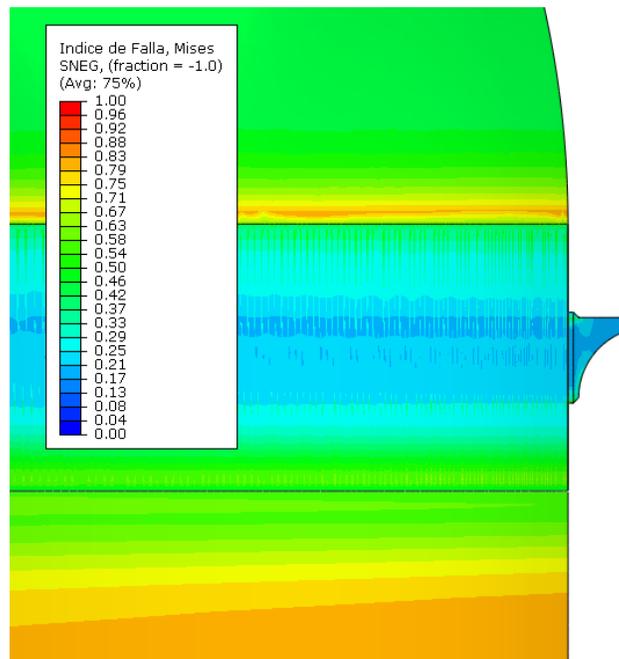


Figura 43: Detalle Unión Casquete

10.3.4.2. Estado A FOSU

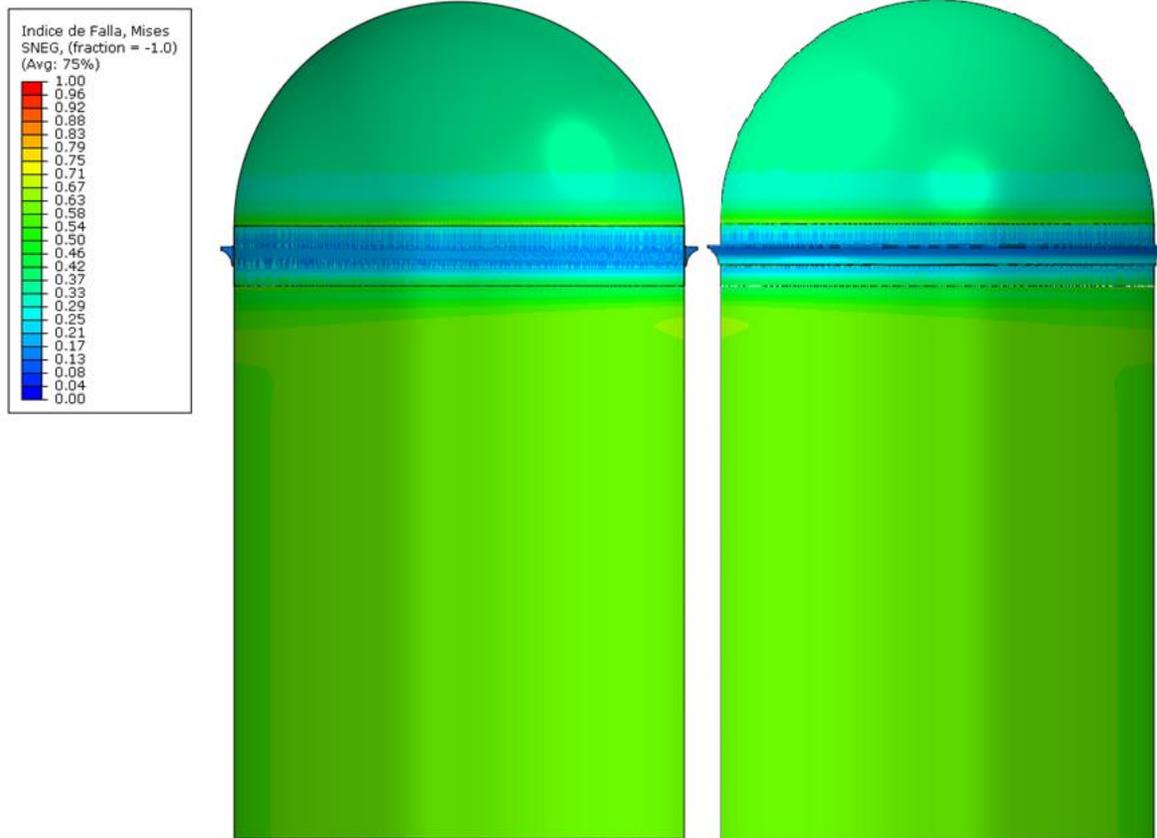


Figura 44: Vistas Interior y Exterior

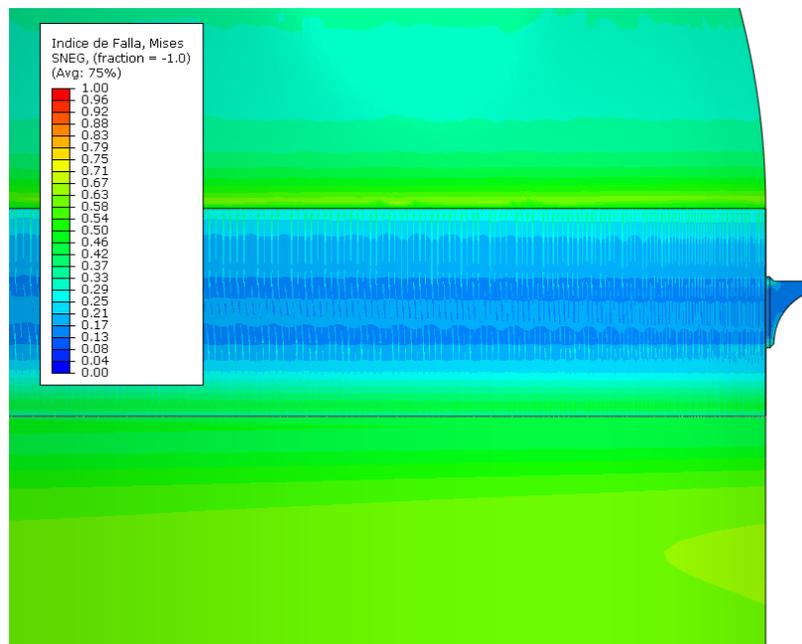


Figura 45: Detalle Unión Casquete

10.3.4.3. Estado B FOSY

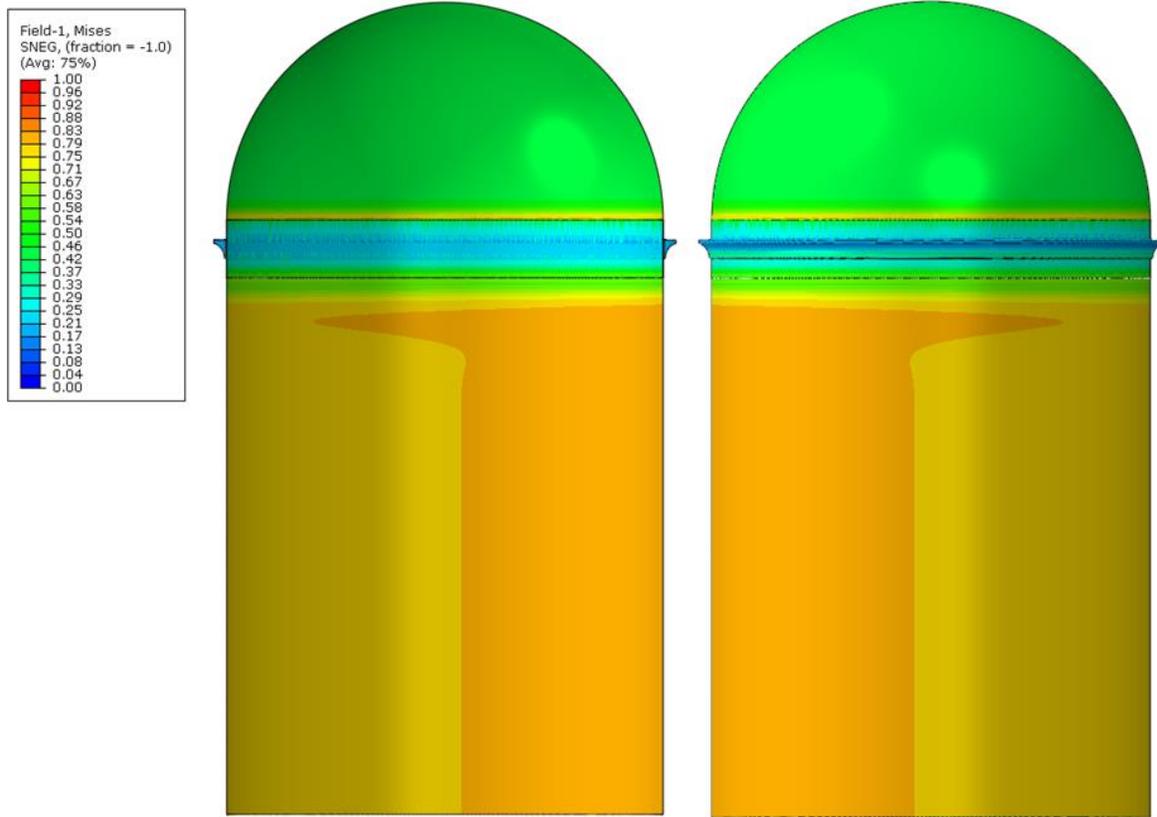


Figura 46: Vista Interior y Exterior

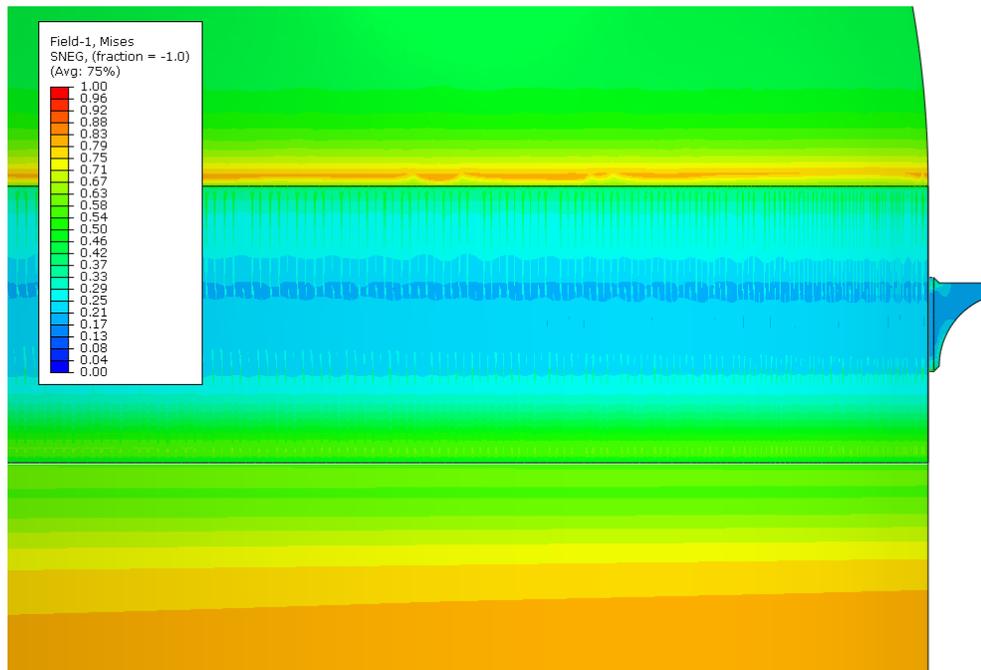


Figura 47: Detalle Unión Casquete

10.3.4.4. Estado B FOSU

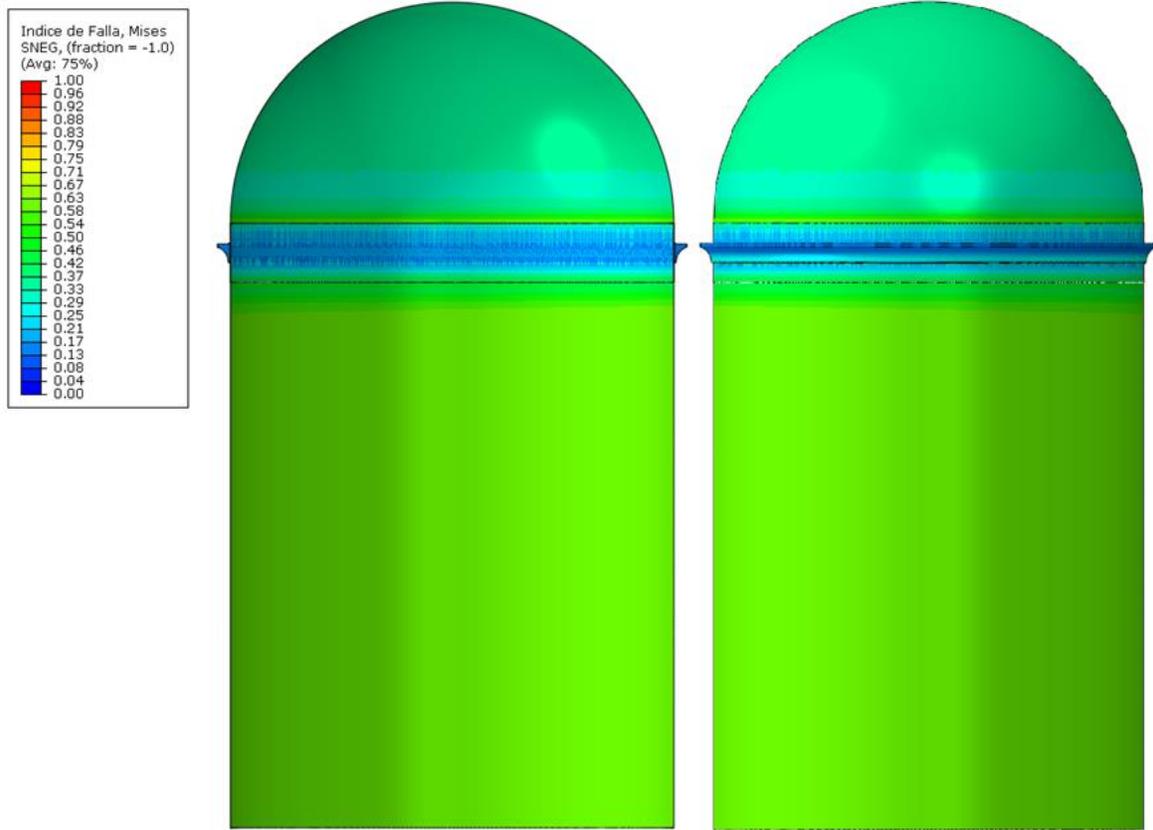


Figura 48: Vista Interior

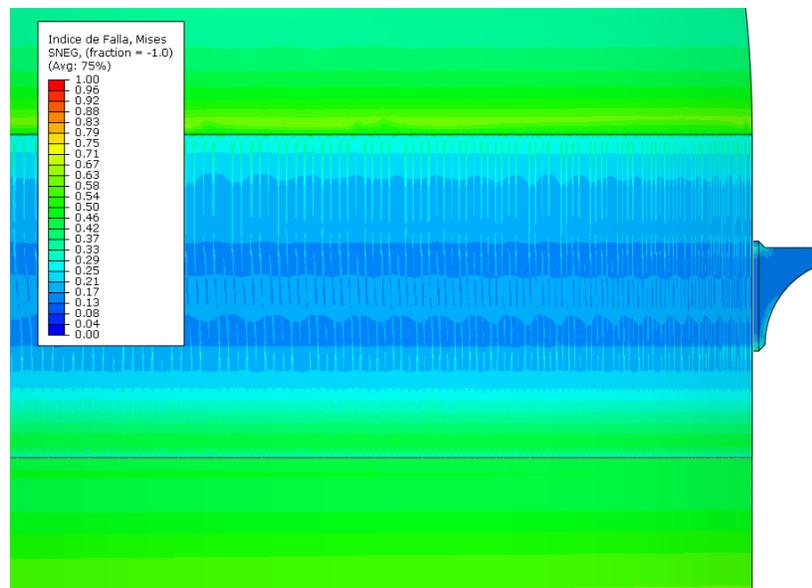


Figura 49: Detalle Unión Casquete

10.4. Detalle de Unión Cilindro-Anillo

Se decidió realizar un modelo de detalle de la zona donde se encuentran aplicadas las soldaduras que unen al cilindro con el casquete y el anillo con el fin de verificarla debido a su complejidad geométrica y de interacciones. En el modelo se tuvo en cuenta la geometría de los cordones de soldadura que serán especificados en el diseño basándose en el manual “*Welding Aluminum Alloys*” de NASA ([9]), donde se describe las dimensiones teóricas del material aportado.

El modelo realizado es del tipo axisimétrico, donde se modela el espesor de todas las partes como si fueran sólidos pero no se revoluciona la geometría, sino que se incluyen las condiciones de borde de simetría cilíndrica. La ventaja de realizar esta simplificación es que se puede tener un detalle mayor del mallado sin penalizar con un elevado costo computacional. En lugar de modelar el tanque completo, se modela el casquete y una porción del cilindro hasta donde ya se encuentran disipados los efectos del anillo y el casquete sobre este.

La desventaja de realizar un modelo axisimétrico es que no se pueden aplicar cargas que no sean axisimétricas, con lo que no se podría implementar un momento flector. Esto no es un inconveniente mayor, ya que puede estudiarse únicamente los extremos del cilindro aplicando las cargas puntuales que existen en ellos (los puntos 1 y 2 de la siguiente figura) además de la presión interna.

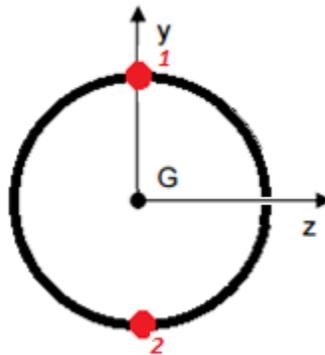


Figura 50: Puntos de Estudio

10.4.1. Cargas Actuantes

Las cargas externas de axil y momento flector se aplicaron juntas como una única presión sobre la cara plana del anillo. La presión aplicada sobre el anillo se determinó como la tensión σ_x debido a esfuerzo axil y momento flector en cada uno de los dos puntos escalada por la relación entre el espesor del cilindro y el ancho del anillo.

$$P_{ext} = \sigma_x * \frac{t}{h}$$

Donde $t = 4$ mm y $h = 21$ mm. Las cargas DLL en cada caso son las siguientes.

Tabla 13: Cargas DLL

	DLL - Pext [MPa]	
	Punto 1	Punto 2
Estado A	0,09	5,54
Estado B	2,66	4,49

A continuación se muestra el modelo confeccionado con las cargas que se aplicaron sobre el mismo.

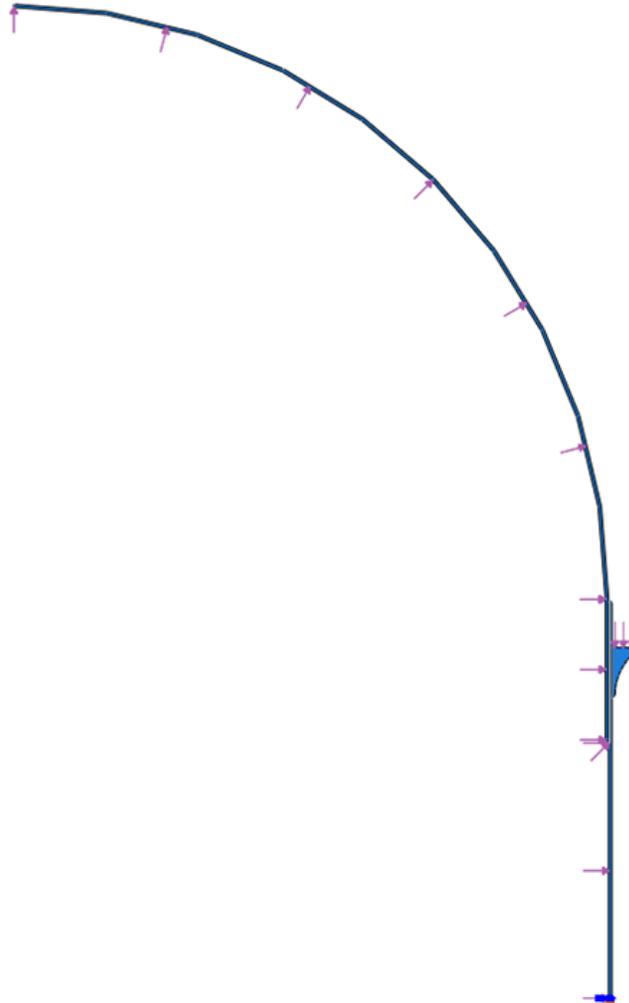


Figura 51: Modelo de Detalle Tanque

10.4.2. Interacciones y Restricciones

En el modelo confeccionado, el casquete, el anillo y el cilindro fueron modelados como partes distintas, por lo que fue necesario valerse de interacciones y restricciones que las vinculen como ocurre en la realidad. En la siguiente imagen se muestran las restricciones del tipo *Tie* existentes en las zonas de soldadura. Se encuentran remarcadas en rojo.

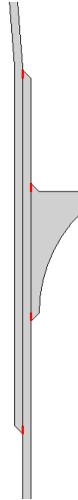


Figura 52: Constraints Tie

A continuación se muestran las interacciones impuestas para simular el contacto entre las superficies.

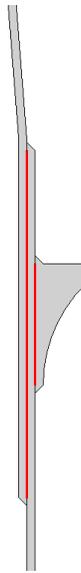


Figura 53: Interacciones de Contacto

10.4.3. Mallado del Modelo

Se realizó un mallado del modelo mucho más densificado que en el cilindro completo. En las zonas que se impusieron restricciones y contactos el mallado se hizo más refinado en especial en los nodos que trabajan como esclavos de las mismas. A continuación se muestra un detalle del mallado y se resume el mallado total en una tabla.

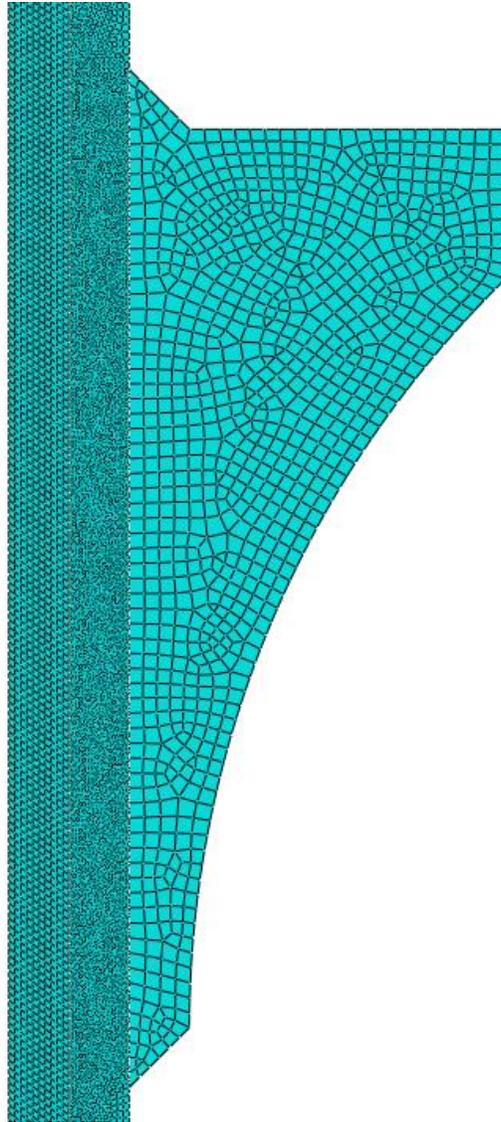


Figura 54: Mallado del Modelo

Tabla 14: Resumen de Mallado

Instancia	Elementos			Nodos
	Tipo	Cantidad	Total Instancia	
Casquete	CAX4R	26940	26940	29645
Cilindro	CAX4R	15168	15511	16594
	CAX3	343		
Anillo	CAX4R	900	925	997
	CAX3	25		
Total			43376	47236

10.4.4. Resultados

A continuación se muestran los resultados de los análisis realizados en el formato de mapa de tensiones. Las tensiones se encuentran escaladas a la admisible para cada caso, o sea, a la tensión de fluencia para el FOSY y a la tensión de rotura para el FOSU. El límite admisible sería entonces el valor 1, un valor superior significa que el elemento falla y uno inferior que no hay falla en el elemento.

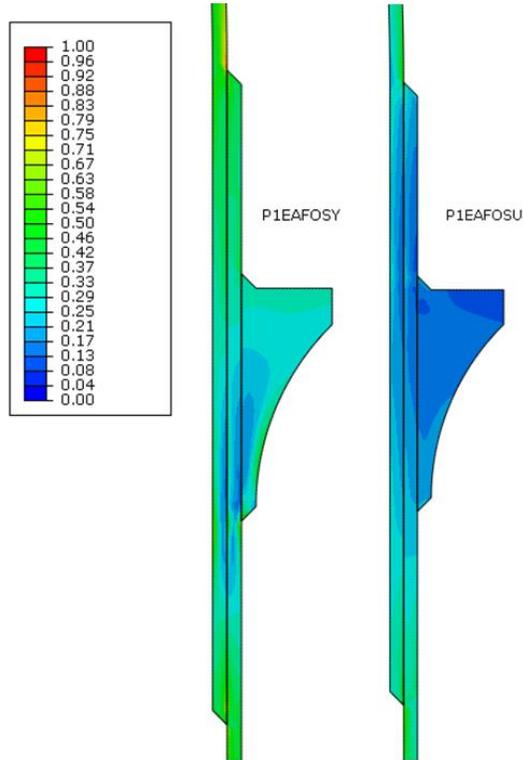


Figura 55: Estado A – Punto 1 (Índice de Falla)

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

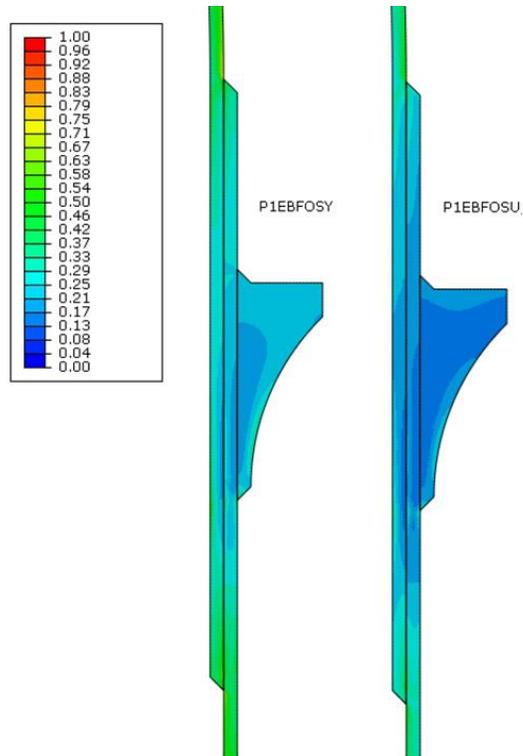


Figura 56: Estado B – Punto 1 (Índice de Falla)

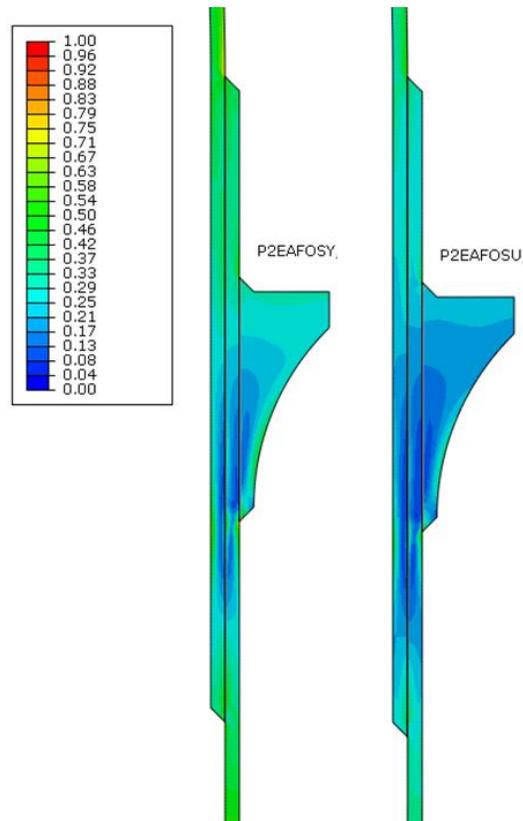


Figura 57: Estado A – Punto 2 (Índice de Falla)

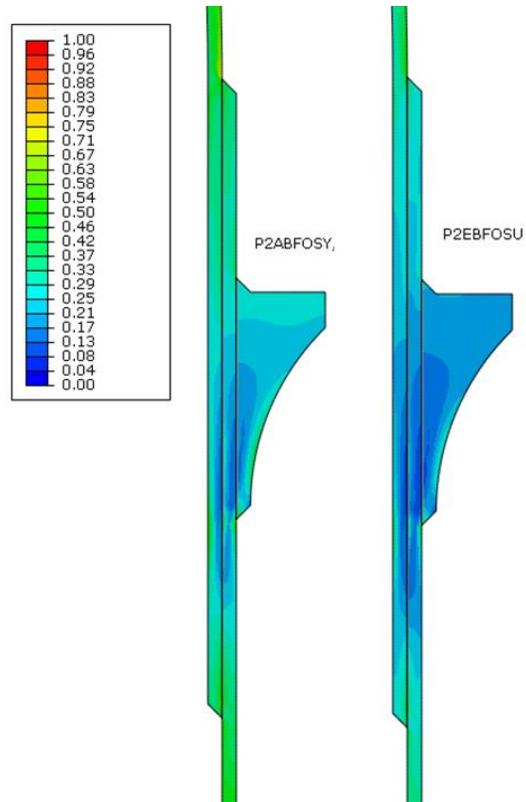


Figura 58: Estado B – Punto 2 (Índice de Falla)

11. Análisis Estructural del Tanque de Oxidante

El trabajo realizado sobre el tanque de combustible se extrapoló al tanque de oxidante. Para este caso se utilizaron las propiedades del aluminio 6061T6 a temperaturas criogénicas y los esfuerzos característicos en los estados A y B correspondientes al tanque en cuestión.

11.1. Presión Interna

Volvemos a determinar el espesor del tanque utilizando el criterio de tensión máxima con la tensión que provoca la presión interna.

$$\left. \begin{aligned} t_y &= \frac{0,586MPa \cdot 0,75m}{293MPa} = 1,5mm \\ t_u &= \frac{0,665MPa \cdot 0,75m}{377MPa} = 1,3mm \end{aligned} \right\} t = 1,5mm$$

No se tienen valores de las propiedades mecánicas de la aleación de aluminio seleccionada luego de ser soldada y expuesta a temperaturas criogénicas. Aunque se sabe que se reducen el límite elástico y la tensión de rotura a un 60% respecto de la aleación sin soldar, no se encuentran ensayos realizados. Es lógico por un tema de seguridad adoptar ante la incertidumbre existente un peor caso de propiedades mecánicas y utilizar las del aluminio soldado de ensayos realizados a temperatura ambiente.

Se utiliza entonces en el tanque de oxidante un espesor de 4 mm al igual que en el de combustible. Debe considerarse que fabricar un tanque de las dimensiones del tanque de oxidante por medio de soldadura en un espesor muy delgado incluiría deformaciones muy grandes respecto a la geometría ideal. De esta manera además se unifica la fabricación de los tanques, diferenciando únicamente la longitud de los mismos.

11.2. Cargas Externas

Utilizando las cargas de diseño límite correspondiente al tanque en análisis que se muestran en la Tabla 8, se evalúa nuevamente el tanque como una viga utilizando el criterio de rotura de Von Mises. A continuación se muestra el resultado del análisis tensional realizado sobre el tanque para cada estado de carga. Se muestran las tensiones aplicadas a modo ilustrativo sobre un elemento infinitesimal, cabe aclarar que el mismo no se encuentra equilibrado. Recuadrado en rojo se encuentra la tensión de Von Mises para cada caso.

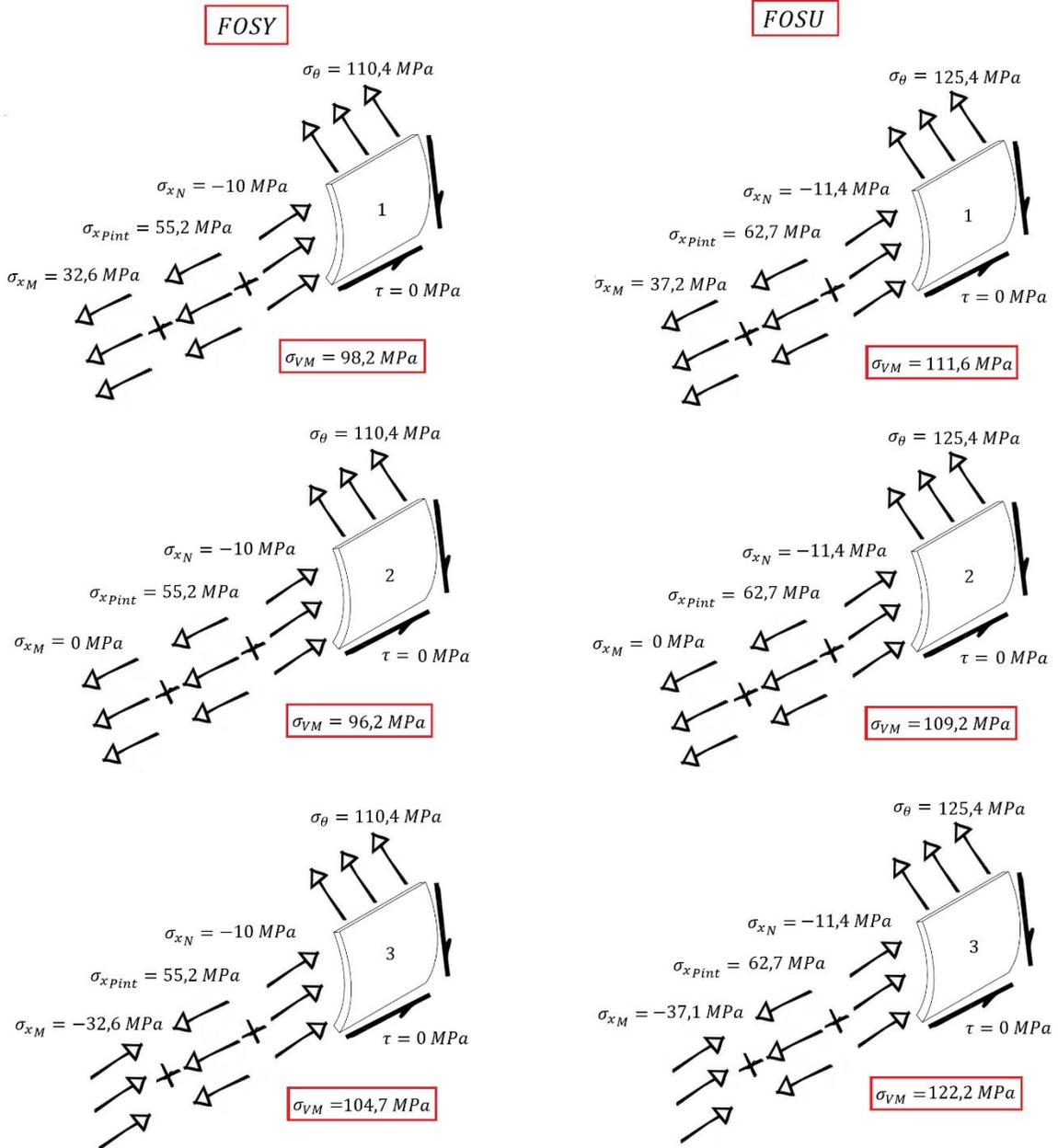


Figura 59: Resultados Estado de Carga A – Tanque de Oxidante

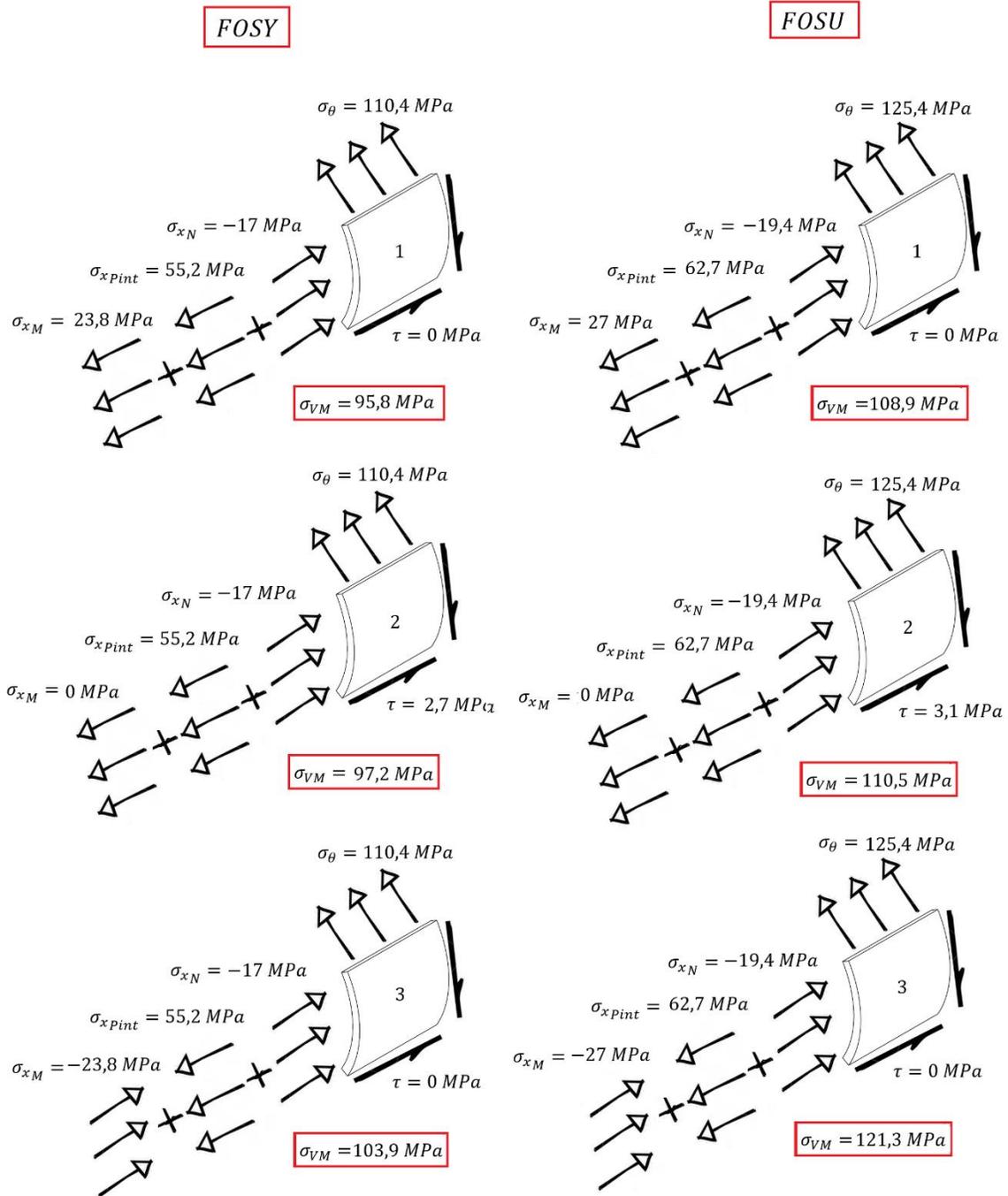


Figura 60: Resultados Estado de Carga B – Tanque de Oxidante

Como puede observarse, la tensión resultante en x tiene valor positivo en todos los casos, o sea, es de tracción. Debido a esto no puede darse el efecto de pandeo del cilindro, por lo que no es necesario realizar el estudio del mismo.

Las tensiones de Von Mises para todos los casos son menores que su respectiva tensión admisible, por lo que puede decirse que la estructura verifica con el espesor seleccionado de 4 mm

ante las cargas que actúan sobre la misma. El análisis en detalle del tanque se realiza en el modelo FEM del mismo, donde se incluyen todos sus componentes y la forma en que se encuentran vinculados de forma real.

11.3. Elementos Finitos

Utilizando el mismo modelo de elementos finitos confeccionado para el tanque de combustible se realizó la verificación de la estructura considerando las cargas que actúan sobre el tanque y todos sus componentes.

11.3.1. Resultados

A continuación se muestran los resultados de los análisis realizados en el formato de mapa de tensiones. Las tensiones se encuentran escaladas a la admisible para cada caso, o sea, a la tensión de fluencia para el FOSY y a la tensión de rotura para el FOSU. El límite admisible sería entonces el valor 1, un valor superior significa que el elemento falla y uno inferior que no hay falla en el elemento.

11.3.1.1. Estado A FOSY

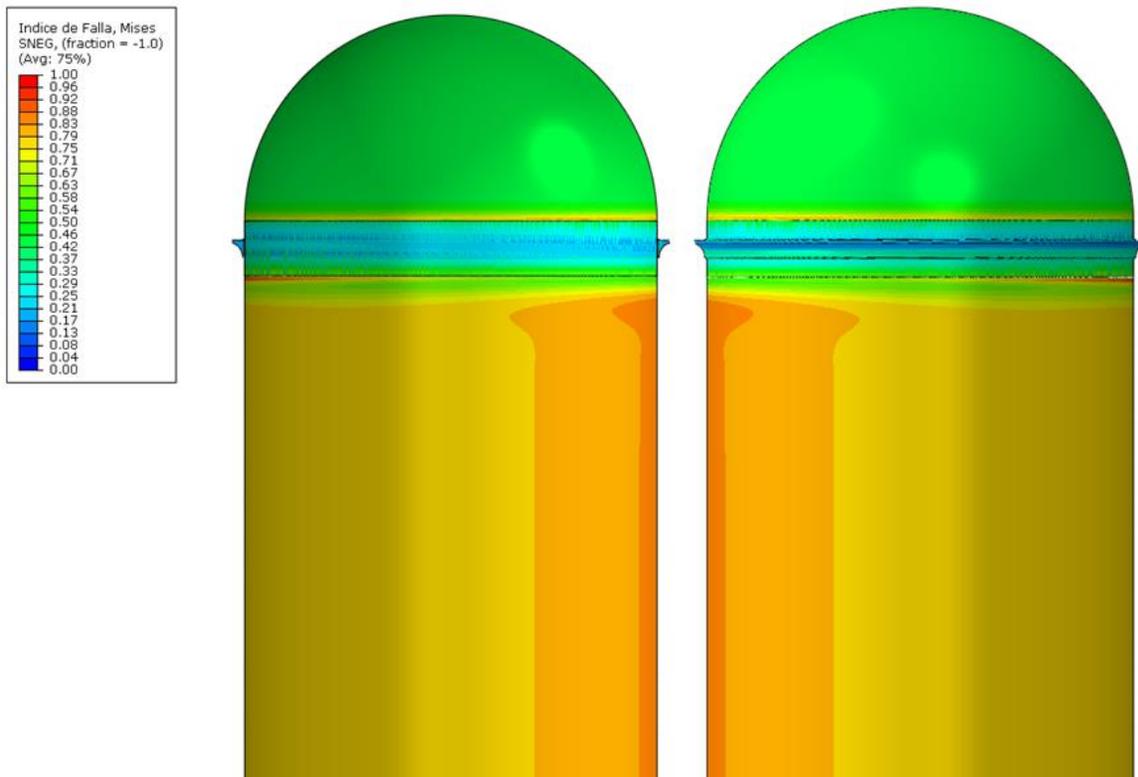


Figura 61: Vista Interior y Exterior

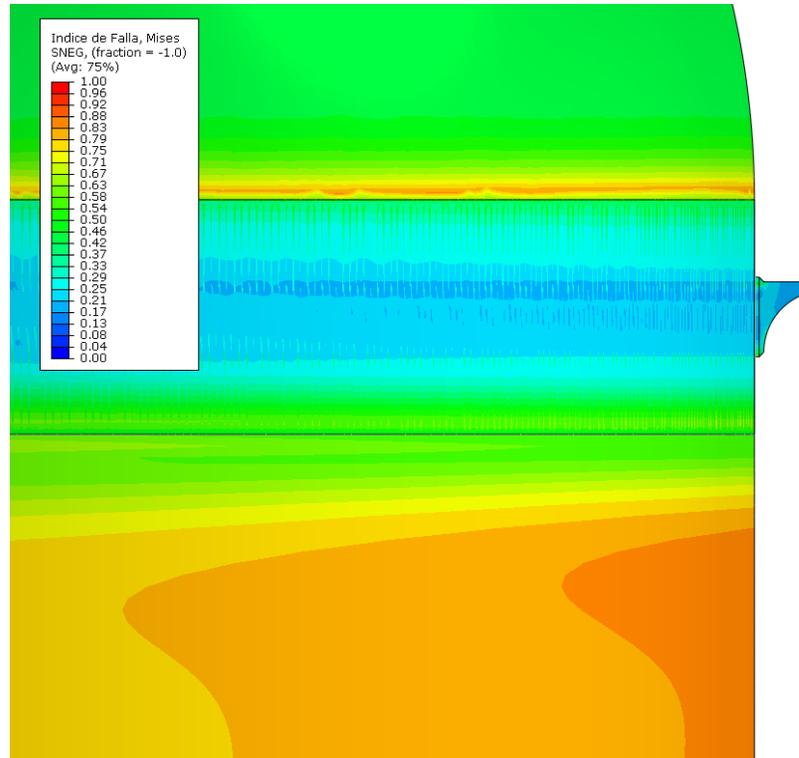


Figura 62: Detalle Unión Casquete

11.3.1.2. Estado A FOSU

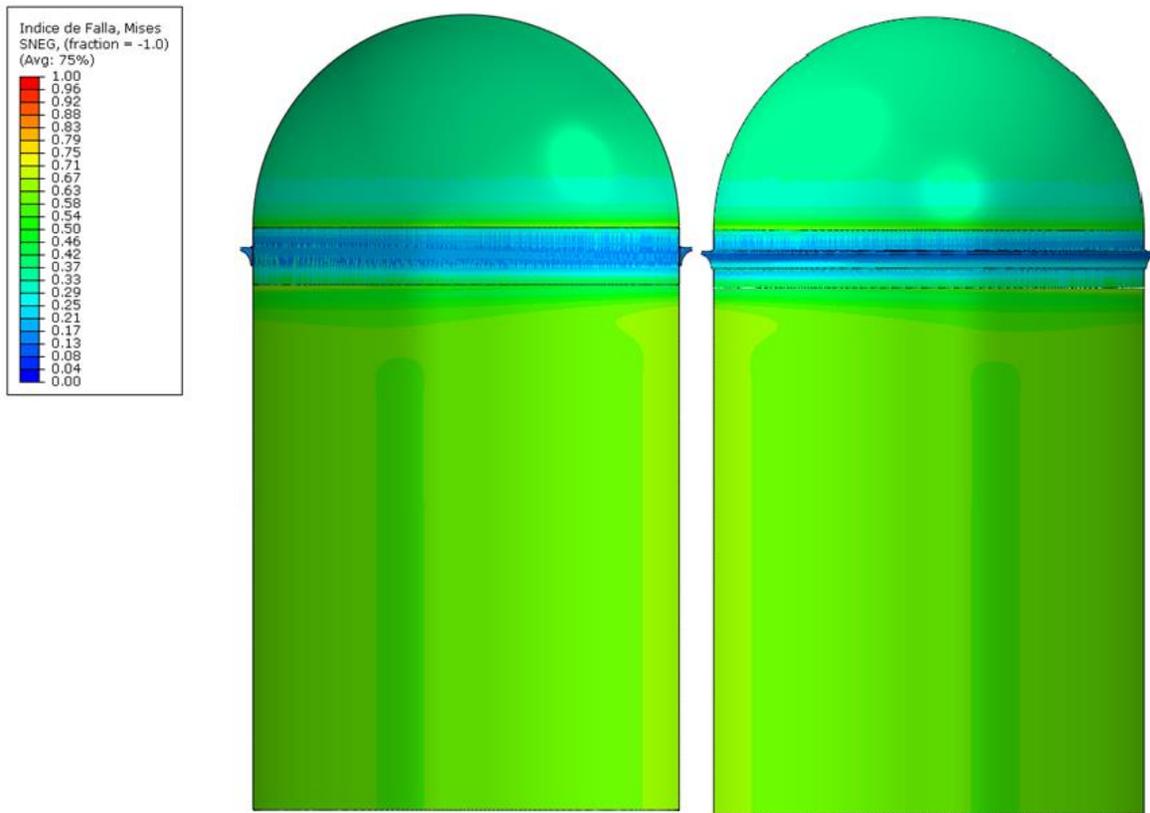


Figura 63: Vista Interior y Exterior

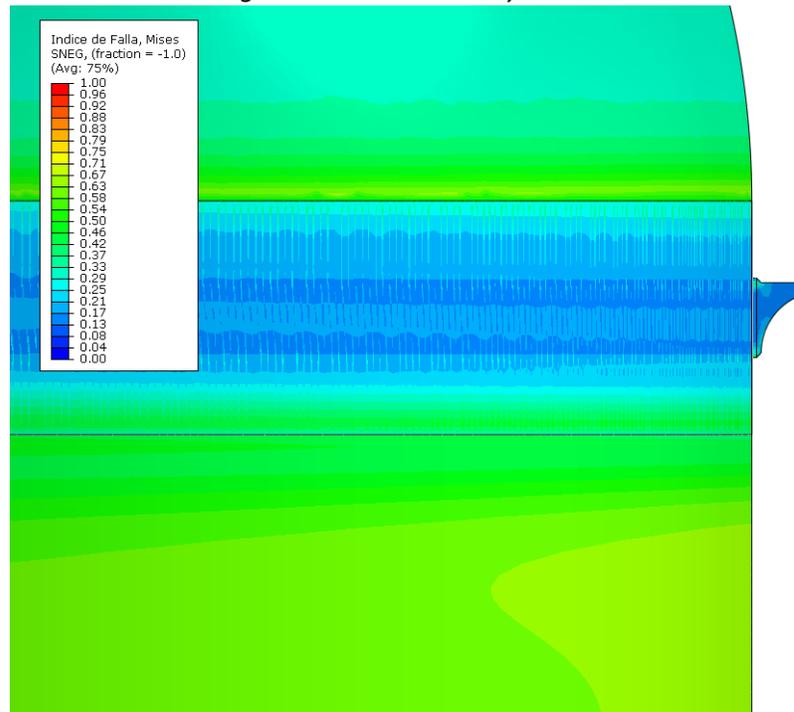


Figura 64: Detalle Unión Casquete

11.3.1.3. Estado B FOSY

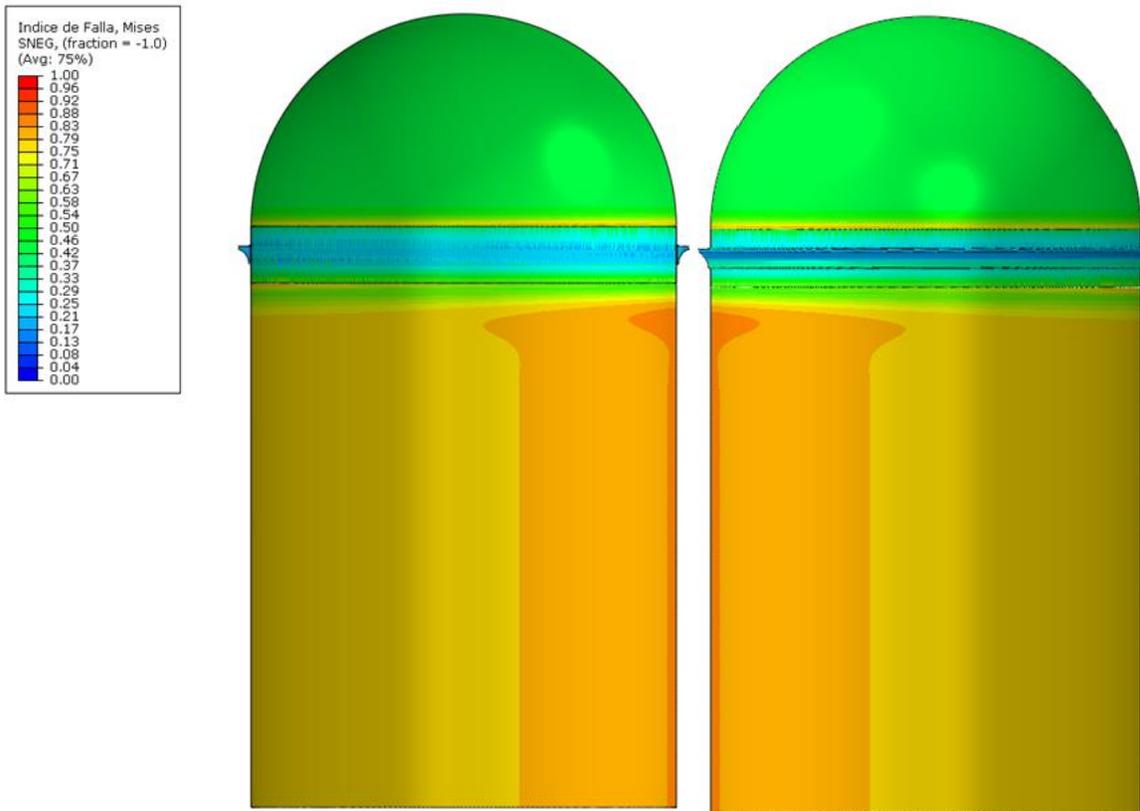


Figura 65: Vista Interior y Exterior

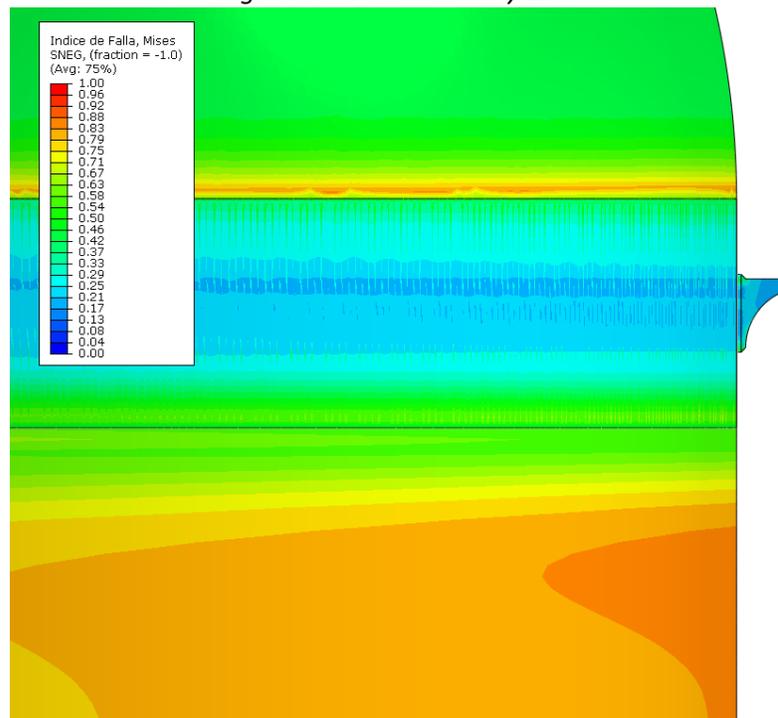


Figura 66: Detalle Unión Casquete

11.3.1.4. Estado B FOSU

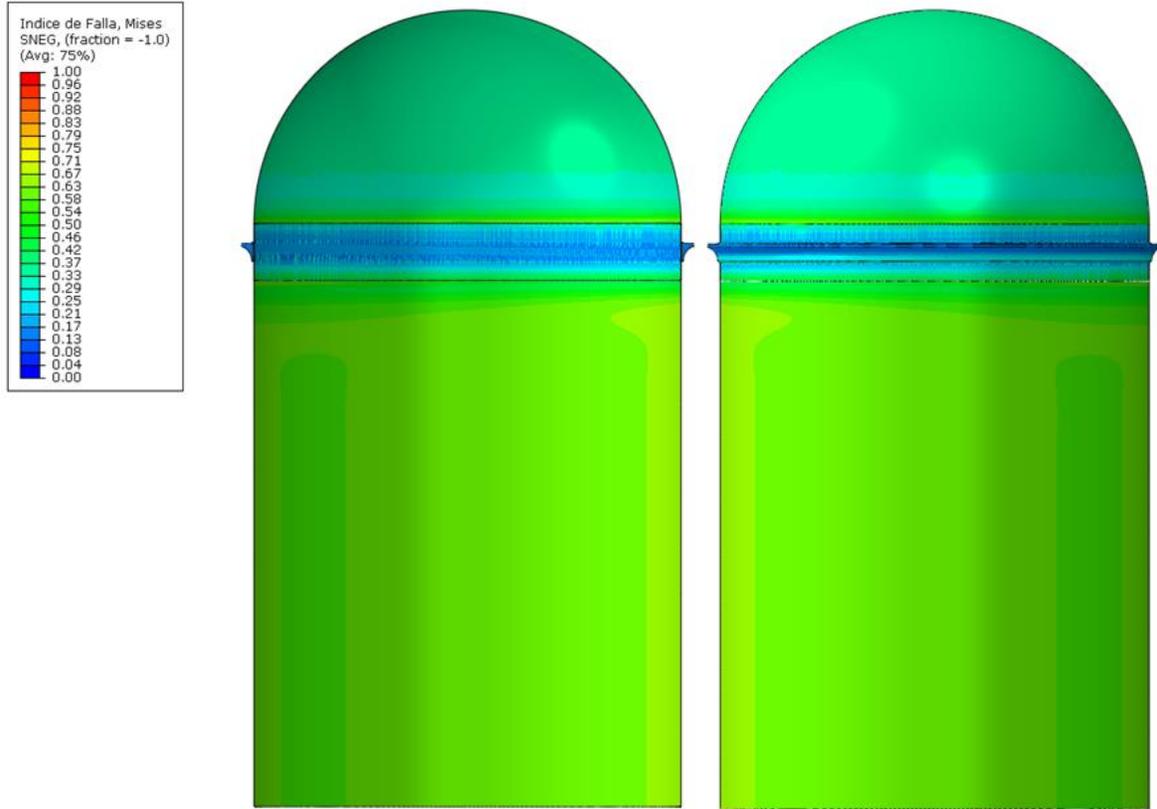


Figura 67: Vista Interior y Exterior

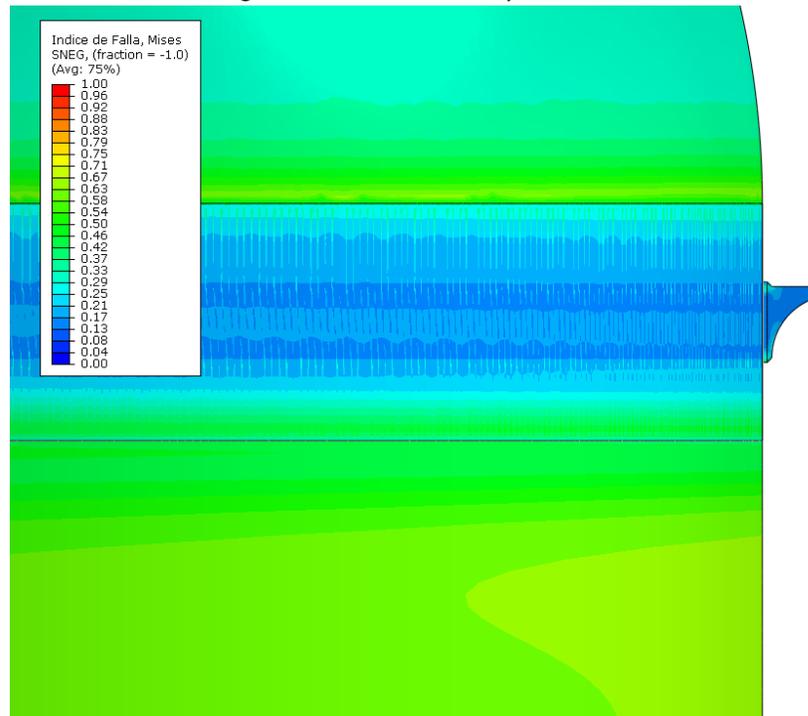


Figura 68: Detalle Unión Casquete

11.4. Detalle de Unión Cilindro-Anillo

Al igual que con el tanque de combustible se decidió estudiar en detalle la unión entre el cilindro, el casquete y el anillo. Para dicho fin se utilizó el mismo modelo que fue confeccionado para el tanque de combustible.

11.4.1. Cargas Actuantes

Las cargas externas de axil y momento flector se aplicaron juntas como una única presión sobre la cara plana del anillo. La presión aplicada sobre el anillo se determinó como la tensión σ_x debido a esfuerzo axil y momento flector en cada uno de los dos puntos escalada por la relación entre el espesor del cilindro y el ancho del anillo.

$$P_{ext} = \sigma_x * \frac{t}{h}$$

Donde $t=4$ mm y $h=21$ mm. Las cargas DLL en cada caso son las siguientes para los mismos puntos de análisis en la sección.

Tabla 15: Cargas DLL

	DLL - Pext [MPa]	
	Punto 1	Punto 2
Estado A	3,56	6,71
Estado B	1,07	6,42

11.4.2. Resultados

A continuación se muestran los resultados de los análisis realizados en el formato de mapa de tensiones. Las tensiones se encuentran escaladas a la admisible para cada caso, o sea, a la tensión de fluencia para el FOSY y a la tensión de rotura para el FOSU. El límite admisible sería entonces el valor 1, un valor superior significa que el elemento falla y uno inferior que no hay falla en el elemento.

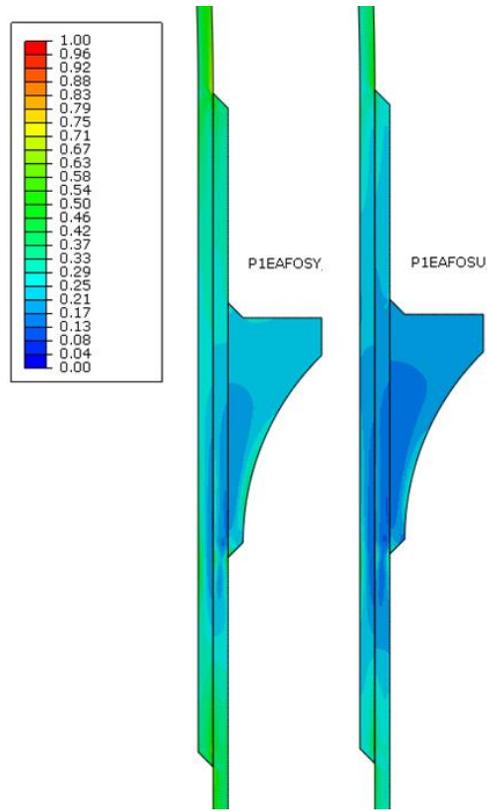


Figura 69: Estado A – Punto 1 (Índice de Falla)

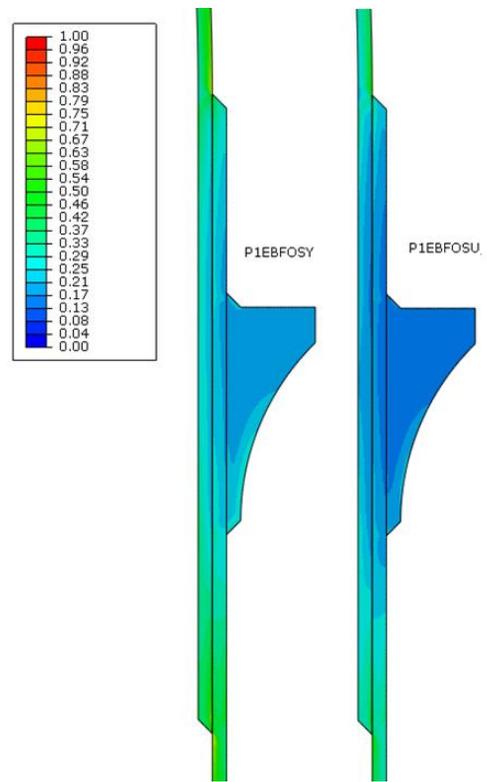


Figura 70: Estado B – Punto 1 (Índice de Falla)

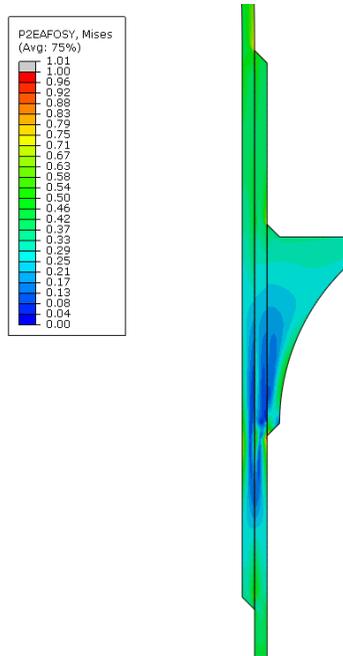


Figura 71: Estado A FOSY – Punto 2 (Índice de Falla)

Como puede observarse, en este estado de cargas existe un punto con un índice de falla superior a uno. A continuación se realiza un detalle del mismo.

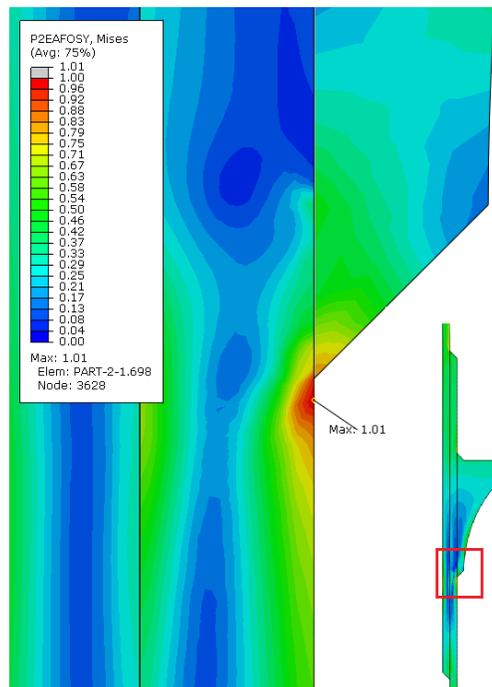


Figura 72: Estado A FOSY – Punto 2 (Detalle, Índice de Falla)

La tensión en el punto indicado es de 125,14 MPa. La misma supera al límite elástico del material en tan solo 1 MPa, puede tomarse como admisible ya que considerando el valor de factores de seguridad utilizados no existe un sobrepaso significativo. Cabe destacar que además puede

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

deberse al modo en que fue modelada la soldadura, la real no tiene un canto vivo en dicho punto sino que es curva la unión. También puede atribuirse el fenómeno al mallado ya que hay una diferencia de 38 MPa entre el nodo con tensión máxima y el próximo, un mallado más refinado en la zona podría solucionarlo.

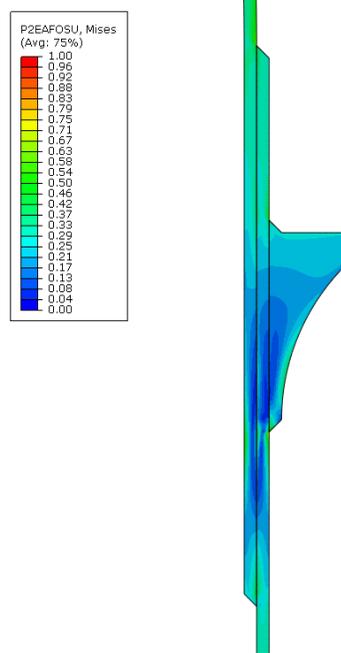


Figura 73: Estado A FOSU – Punto 2 (Índice de Falla)

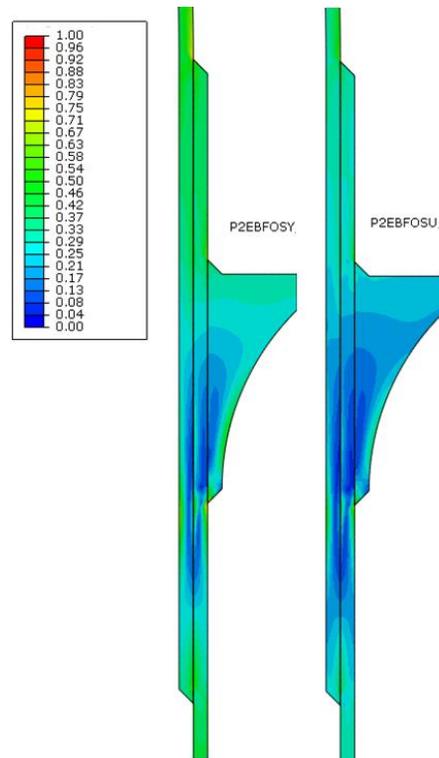


Figura 74: Estado B FOSY – Punto 2 (Índice de Falla)

12. Breve Reflexión: Tanques Estructurales

Como extracto principal de esta primera parte del trabajo presente cabe destacar que se llegó a un diseño de los tanques estructurales de combustible y oxidante estructurales de primera etapa. Los mismos tienen un proceso de fabricación factible con los desarrollos actuales en la materia de soldadura y conformado.

A partir de este diseño puede lograrse una reducción de masa considerable (superior al 35% aproximadamente) si se realiza una reducción de espesor en las zonas no afectadas por la soldadura por medio de un decapado químico del material. Este detalle, para nada insignificante, queda para su análisis en futuros trabajos a realizar.

13. Análisis de Intertanque

Como se nombró anteriormente, el diseño del módulo intertanque se realiza tomando como base una estructura aeronáutica del tipo semimonocasco. Al ser una estructura no presurizada, el efecto de la compresión sobre el módulo no se encuentra estabilizado, por lo que es una carga crítica.

El módulo se confeccionará por medio de paneles curvos reforzados con largueros. El largo de los largueros no puede ser el total del módulo por cuestiones de características geométricas de la materia prima y de la herramienta de plegado, además es necesario acortar su longitud de pandeo para resistir cargas más altas, por lo que se introducen dos cuadernas internas en el módulo. Los largueros se unen en sus extremos a las cuadernas y entre ellos mediante un perfil C que los toma del “lomo”.

Como primera instancia se realiza el cálculo de la carga de colapso en forma analítica de uno de los paneles que componen el módulo, luego se valida dicho cálculo mediante un análisis de elementos finitos.

Teniendo la carga de colapso de un panel, se extrapola al módulo completo. Se determina a continuación el momento máximo admisible del módulo en forma analítica y, junto con la carga de colapso total, se verifican los estados de carga a los que se encuentra sometido el módulo.

13.1. Panel Reforzado

Se procedió a extraer uno de los paneles reforzados del resto del módulo para realizar el análisis del mismo. Recordemos que el mismo se encuentra fabricado mediante chapas y perfiles de Aleación de Aluminio 2219T851 y unido mediante remaches sólidos.

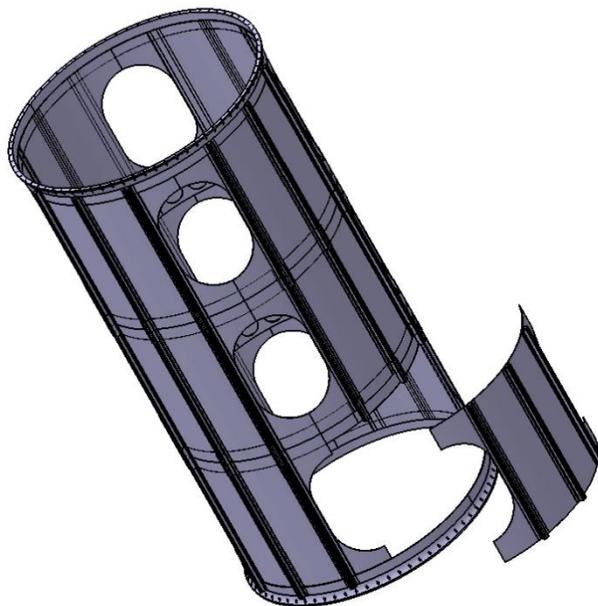


Figura 75: Panel Fuera del Módulo

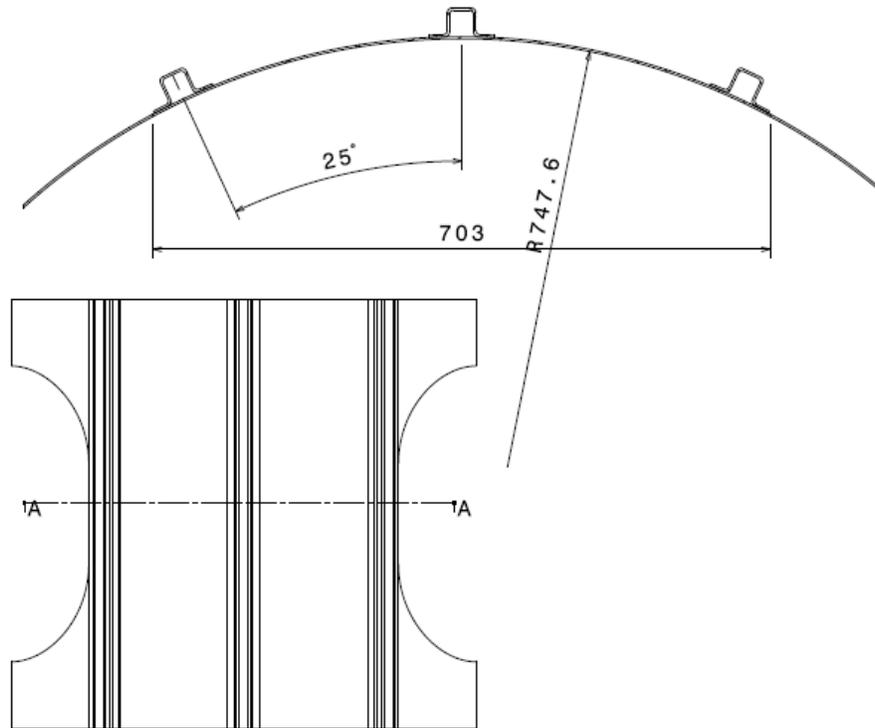


Figura 76: Dimensiones Panel Reforzado

13.1.1. Métodos Analíticos

Como primera instancia se debió determinar cuál es la longitud de pandeo del panel. Debido a un requerimiento geométrico de volumen interior, la longitud del módulo sin considerar los anillos debe ser de 2910 mm. Si se utilizan dos cuadernas internas, se obtienen tres paneles a lo largo de 970 mm de longitud entre uniones abulonadas, posteriormente se describe el cálculo de las mismas. Es posible con las herramientas actuales construir los perfiles de dicha longitud, por lo que se continúa el cálculo del panel adoptando la misma.

Todos los cálculos que se muestran a continuación para obtener la carga de pandeo del panel se basan en la Sección C del “*Astronautic Structures Manual*” de NASA ([8]) que se encuentra en el Volumen II del mismo. Se asume en los mismos que la distancia entre remaches es lo suficientemente corta para que no exista pandeo entre remaches, luego se determina cuál debe ser su valor y se especifica para la fabricación del módulo.

13.1.1.1. σ_{cc} del Perfil Omega

La tensión σ_{cc} (Tensión de Pandeo Local) es el valor medio de tensiones que existe en la sección de un perfil cuando falla al ser sometido a un esfuerzo de compresión. Difiere del valor máximo de tensión que se encuentra en las esquinas del perfil (σ_{crit}), esto se debe a que son las

zonas más rígidas del mismo. En la siguiente imagen se puede apreciar la distribución de tensiones de un perfil sometido a una carga P de compresión.

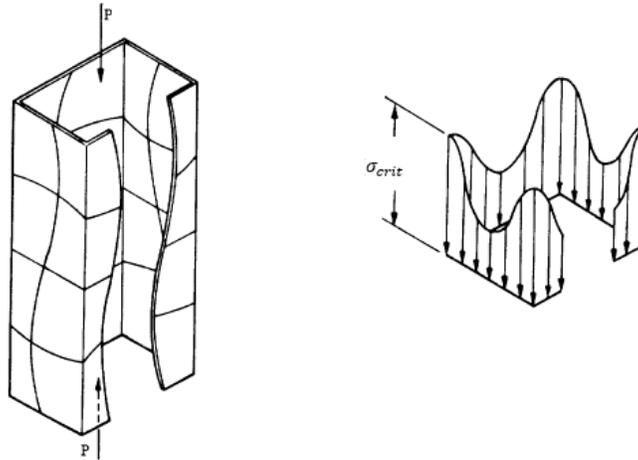


Figura 77: Tensiones en Sección sometida a Compresión

Para determinar el valor de σ_{cc} nos valemos de la siguiente expresión que se encuentra en la bibliografía citada para este análisis.

$$\sigma_{cc} = \frac{\sum b_n * t_n * \sigma_{ccn}}{\sum b_n * t_n}$$

Donde:

b_n : es el ancho de la cara n del perfil, en la siguiente imagen se muestra cómo actuar en el caso de que existiere radios de curvatura ([8]).

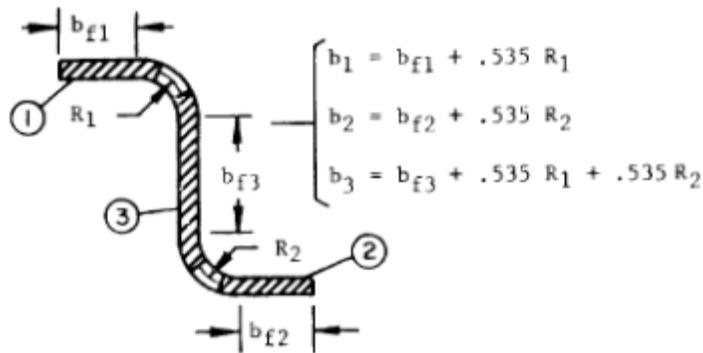


Figura 78: Ancho de Secciones de Perfil

t_n : es el espesor de la sección n del perfil.

σ_{ccn} : es la tensión σ_{cc} de la sección n del perfil de ancho b_n considerando al mismo como a una chapa simple apoyada en los bordes que lo unen al perfil y libre donde se encuentra suelto.

En el caso en que la cara correspondiente del perfil se encontrara simplemente apoyada en sus dos bordes, el valor de σ_{ccn} se obtiene de la siguiente manera.

$$\sigma_{cc_n} = 3,617 * E * \left(\frac{t_n}{b_n}\right)^2$$

Si la cara contara con uno de sus bordes libres en cambio, σ_{cc_n} se determina con la siguiente expresión.

$$\sigma_{cc_n} = 0,452 * E * \left(\frac{t_n}{b_n}\right)^2$$

En el caso de que σ_{cc} adquiera un valor superior a la mitad del límite elástico del material debe realizarse una corrección por plasticidad del mismo. La forma en que se realiza dicha corrección se encuentra descrita en la Sección C2 del “Manual de Estructuras Astronáuticas de la NASA” ([8]), para realizarla es necesario contar con la curva del material utilizado y extraer ciertos valores de la misma.

Procedemos ahora a determinar la tensión σ_{cc} del perfil Omega con que fue diseñado el panel reforzado.

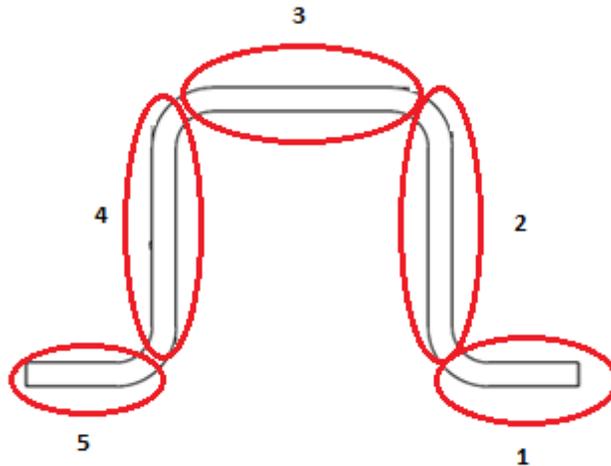


Figura 79: División en Secciones del Perfil

Tabla 16: Crippling Stress

	t [mm]	b [mm]	σ_{cc_n} [MPa]
1	2,4	19,1	314
2	2,4	24,3	314
3	2,4	24,3	314
4	2,4	24,3	314
5	2,4	19,1	314
		σ_{cc} [MPa]	314

13.1.1.2. Tensión de Colapso de los Perfiles

La tensión de pandeo de una columna (σ_{co}) es el valor medio de tensión que existe en la sección de la misma al momento del pandeo. O sea que si multiplicamos la tensión de pandeo con el área de la sección, obtenemos la carga a la cual colapsa la estructura. En la siguiente imagen se puede apreciar la curva de tensión de colapso de una columna respecto a la esbeltez de la misma (λ). En la misma se distinguen tres zonas en rojo que se describen luego.

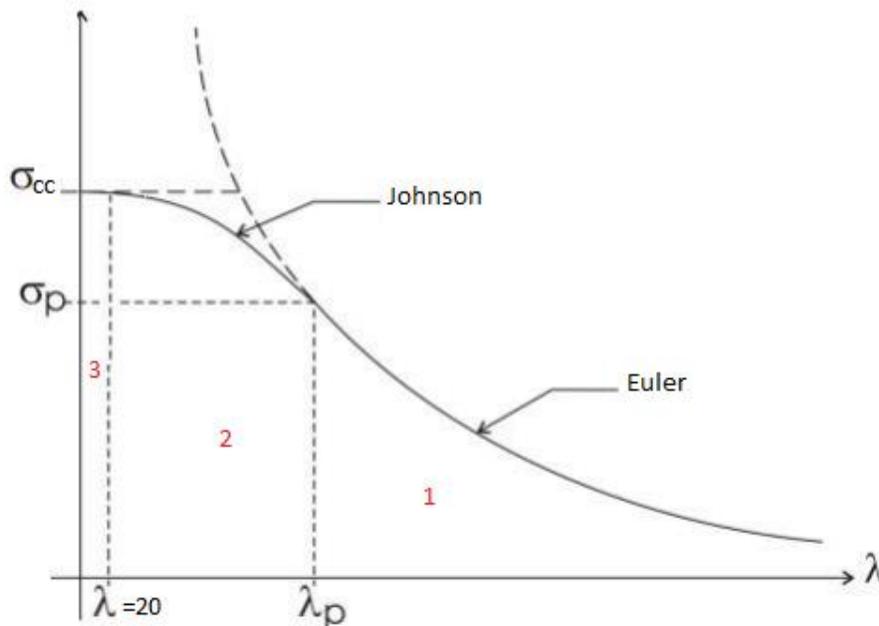


Figura 80: Tensión de Colapso vs Esbeltez

La zona indicada con el número 1 es en la que ocurre el pandeo en régimen elástico. La misma tiene como límite inferior de esbeltez λ_p y como límite superior de tensión la que se obtiene mediante la ecuación de Euler. Gráficamente al colapsar la estructura se puede observar un pandeo netamente de columna.

En la zona número 2 el pandeo es elastoplástico. Esta forma de pandeo ocurre para los valores de esbeltez que se encuentran entre 20 y λ_p , y su límite superior de tensión de colapso se obtiene mediante la Parábola de Johnson. Cuando la columna falla en este rango se puede observar un pandeo de columna mezclado con pandeo local del perfil en algunas zonas donde la tensión supera a la crítica.

Cuando la esbeltez de la columna se encuentra en el régimen elástico pero cercano al valor proporcional, es de esperarse encontrar aportes en el comportamiento del pandeo del tipo elastoplástico.

En la zona número 3 la falla de la columna es netamente plástica y no se puede observar un pandeo de columna, sino que existe un pandeo local del perfil.

El valor de σ_{cc} es el que se obtuvo anteriormente para el perfil, y el valor de σ_p (Tensión Proporcional) es la mitad del primero. La esbeltez proporcional λ_p es el valor de esbeltez para el cual la expresión de Euler adquiere el valor σ_p .

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{E * \pi^2}{(0,5 * \sigma_{cc})}} = 67,4$$

El valor de esbeltez de una columna se obtiene como $\lambda = L/\rho$. Donde L es la longitud de la misma y ρ el radio de giro de la sección. A continuación se determina la esbeltez de la columna, para ello necesitamos el área de la sección ($A = 321,6 \text{ mm}^2$) y el momento de inercia ($J = 49.970 \text{ mm}^2$).

$$\rho = \sqrt{\frac{J}{A}} = 12,465 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{L}{\rho} = 77,8$$

Al ser el valor de la esbeltez mayor al proporcional, la tensión de colapso se determina utilizando el método de Euler. A pesar de entrar en el rango elástico, es esperable encontrar efectos de pandeo elastoplástico debido a que el valor de esbeltez es cercano al proporcional.

$$\sigma_{co} = \frac{E * \pi^2}{\lambda^2} = \frac{72.390 \text{ MPa} * \pi^2}{77,8^2} = 118 \text{ MPa}$$

13.1.1.3. Carga de Colapso del Panel

Al encontrarse vinculados los perfiles con la chapa del panel, existe un incremento de rigidez en las zonas de la chapa cercanas a esta unión. Debido a ello, se considera un Ancho Colaborante de chapa (w_e) trabajando al mismo nivel de tensión σ_{co} que los perfiles.

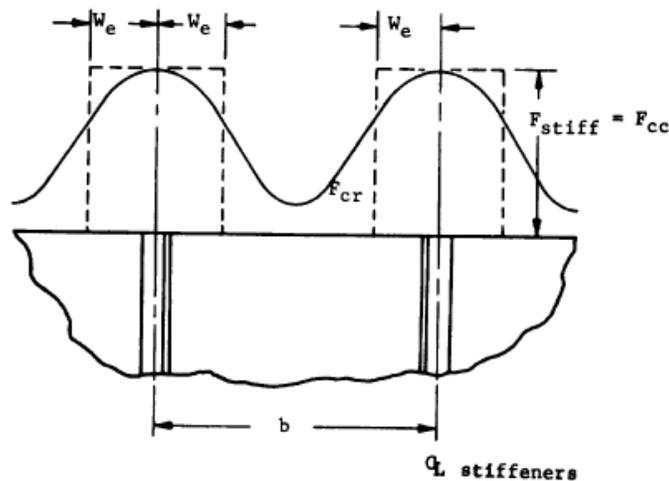


Figura 81: Distribución de Tensión en Panel Reforzado

El ancho colaborante al perfil depende del módulo elástico del material y de la tensión de colapso del perfil. En un perfil Omega como el que se encuentra en estudio, la distribución de ancho colaborante en el perfil es la siguiente.

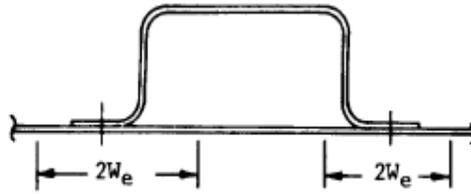


Figura 82: Ancho Colaborante en Perfil Omega

Donde, se puede calcular el valor de $2w_e$ de la siguiente manera:

$$\frac{2w_e}{t} = 1,7 * \frac{E}{\sqrt{\sigma_{co}}} \rightarrow 2w_e = 1,7 * t * \sqrt{\frac{E}{\sigma_{co}}}$$

A su vez, el hecho de que la chapa sujeta al perfil se encuentre o no con un borde libre hace variar este valor, por lo que se deberán estudiar por separado los perfiles que se encuentran en el borde del perfil central del panel.

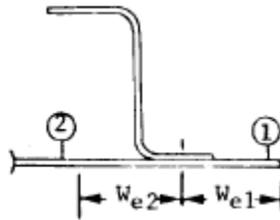


Figura 83: Ancho Colaborante según tipo de borde

Donde:

$$\frac{w_{e1}}{t} = 0,382 * \left(\frac{2w_e}{t}\right)$$

$$\frac{w_{e2}}{t} = 0,5 * \left(\frac{2w_e}{t}\right)$$

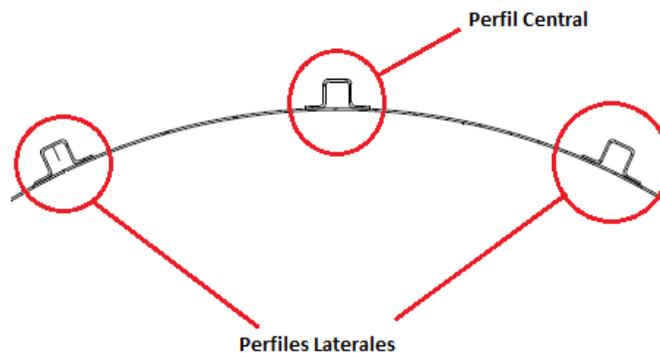


Figura 84: Ubicación de Perfiles en Panel

Perfil central

Para el caso del perfil central no existen bordes libres. Procedemos entonces a determinar el ancho colaborante de la chapa.

$$w_{e_{bs}} = 0,5 * 1,7 * t * \sqrt{\frac{E}{\sigma_{co}}} = 50,5 \text{ mm}$$

Como este valor es mayor al existente entre las dos hileras de remaches que toman las alas del perfil a la chapa, se utiliza la distancia entre hileras de remaches más dos veces el ancho colaborante calculado.

$$w_{e_{pc}} = 52\text{mm} + 2 * 50,5\text{mm} = 153\text{mm}$$

Con ello, la carga de colapso del perfil queda definida como:

$$P_{co_{pc}} = \sigma_{co} * (A + w_{e_{pc}} * t)$$

$$P_{co_{pc}} = 118\text{MPa} * (321,6\text{mm}^2 + 153\text{mm} * 2,4\text{mm})$$

$$P_{co_{pc}} = 81.287 \text{ N}$$

Perfiles Exteriores

En este caso, se tiene que considerar como ancho colaborante la distancia entre hileras de remaches, el ancho colaborante determinado inicialmente para el lado del perfil que la chapa no tiene borde libre y sumar el correspondiente al otro lado.

$$w_{e_{bl}} = 0.382 * 1,7 * t * \sqrt{\frac{E}{\sigma_{co}}} = 38,6 \text{ mm}$$

Entonces el ancho colaborante para cada uno de los perfiles exteriores es:

$$w_{e_{ext}} = 52\text{mm} + 50,5\text{mm} + 38,6\text{mm} = 141,1 \text{ mm}$$

Y la carga de colapso:

$$P_{co_{ext}} = \sigma_{co} * (A + w_{e_{ext}} * t)$$

$$P_{co_{ext}} = 118\text{MPa} * (321,6\text{mm}^2 + 141,1\text{mm} * 2,4\text{mm})$$

$$P_{co_{ext}} = 77.908 \text{ N}$$

Chapa Curva

El hecho de que la chapa sea curva tiene un efecto positivo sobre la carga de colapso del panel, ya que aporta carga a la misma. Para determinar la carga que aporta se considera la tensión de colapso de un cilindro con el mismo radio y el área correspondiente a las partes del gajo que no se encuentran incluidas en el ancho colaborante.

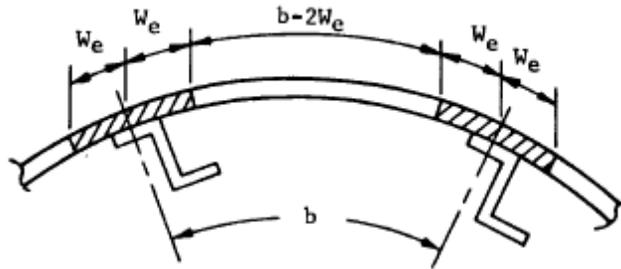


Figura 85: Aporte de Chapa Curvada

La carga que aporta se determina para un cilindro con una relación de longitud respecto al diámetro menor a 5 como:

$$P_{cil} = \sigma_{cil} * b * t * 2$$

Donde b es 187 mm y t 2,4mm. El valor de la tensión σ_{cil} se determina como la de un cilindro sometido a compresión.

$$\sigma_{cil} = \frac{\gamma * E * t / r}{\sqrt{3 * (1 - \nu^2)}}$$

El factor γ se determina de la siguiente manera

$$\gamma = 1 - 0,901 * (1 - e^{-\phi})$$

Con $\phi = \frac{1}{16} * \sqrt{\frac{r}{t}} = 1,1$, entonces $\gamma = 0,397$ y procedemos determinar la tensión de la chapa curva.

$$\sigma_{cil} = 56,3 \text{ MPa}$$

Y la carga que aporta para que no colapse la estructura es

$$P_{cil} = 56,3 \text{ MPa} * 187 \text{ mm} * 2,4 \text{ mm} * 2 = 50.450 \text{ N}$$

Carga Total

La carga de colapso del panel se determina como la suma de todas las contribuciones determinadas anteriormente.

$$P_{panel} = P_{co_{pc}} + 2 * P_{co_{ext}} + P_{cil}$$

$$P_{panel} = 81.287 \text{ N} + 155.816 \text{ N} + 50.450 \text{ N}$$

$$P_{panel} = 287.553 \text{ N}$$

Distancia entre Remaches

La distancia entre remaches se determinó de manera tal que no exista pandeo local de la chapa del panel entre ellos. Se consideró en dicho cálculo el factor de seguridad a pandeo del proyecto descrito anteriormente.

$$Rs * FS = \sqrt{\frac{E * \pi^2 * t^2}{\sigma_{co} * 3 * (1 - \nu^2)}}$$

Donde $FS = CoefA * CoefC = 1,265 * 1,375 = 1,74$

$$Rs = \frac{1}{FS} * \sqrt{\frac{72.390MPa * \pi^2 * (2,4mm)^2}{118MPa * 3 * (1 - 0,33^2)}} = 65,6mm \rightarrow 65mm$$

13.1.2. Elementos Finitos

Se procedió a confeccionar un modelo de elementos finitos del panel para determinar su carga de colapso. El modelo FEM se diseñó con el fin de asemejarse más al modelo físico real del panel. Los perfiles y la chapa se modelaron como partes independientes del tipo *Shell*, uniéndolas mediante remaches y bulones en donde se toman al anillo y la cuaderna. La determinación del diámetro de los remaches y de los bulones, como la cantidad de estos últimos, se describe posteriormente en el trabajo.

En lugar de modelar la forma real de la chapa curva del panel, se tomó únicamente la sección considerada portante existente entre el ancho de largueros.

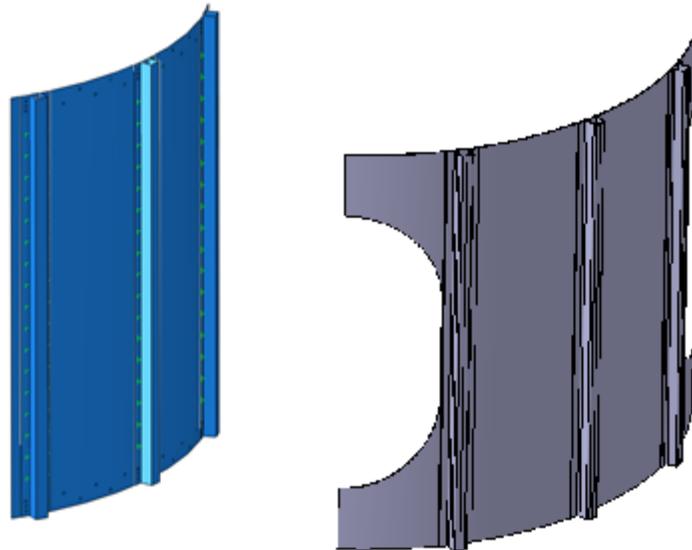


Figura 86: Modelo FEM vs CAD

Debido a que en el momento del pandeo la estructura libera una cantidad de energía elevada, la misma se deforma demasiado y a una velocidad alta. En el caso de que el pandeo incluya deformaciones plásticas, como en este caso donde se predijo que existirían debido a que el valor de esbeltez es muy cercano al proporcional, estos efectos son aún mayores.

Si se intenta efectuar un análisis del tipo *Estático General*, este abortaría en el momento en que comienza a elevarse la velocidad de deformación. Se decide entonces ejecutar un análisis *Dinámico* aplicando un desplazamiento a velocidad constante en uno de los extremos del panel, de esta manera puede observarse el momento en que la estructura deja de tomar carga.

Al cargar las propiedades del material, además de introducir las características elásticas del mismo (Módulo Elástico y de Poisson) se tuvo la curva de tracción del mismo simulando el rango plástico. Para dicho fin se introdujo como datos la tensión de fluencia con un valor de deformación plástica nulo, y la tensión última con la deformación a la rotura del material. Debido a que se realizarían análisis de frecuencias, también se tuvo en cuenta la densidad del material.

Para la confección del modelo y análisis a realizar se utilizó, además de la experiencia adquirida en los mismos en el proyecto, la publicación correspondiente a la Agencia Espacial Europea "Buckling of Structures" ([6]).

13.1.2.1. Condiciones de Borde e Interacciones

En las zonas donde el panel se encuentra tomado por los bulones, se le restringió todo tipo de movimiento o desplazamiento.

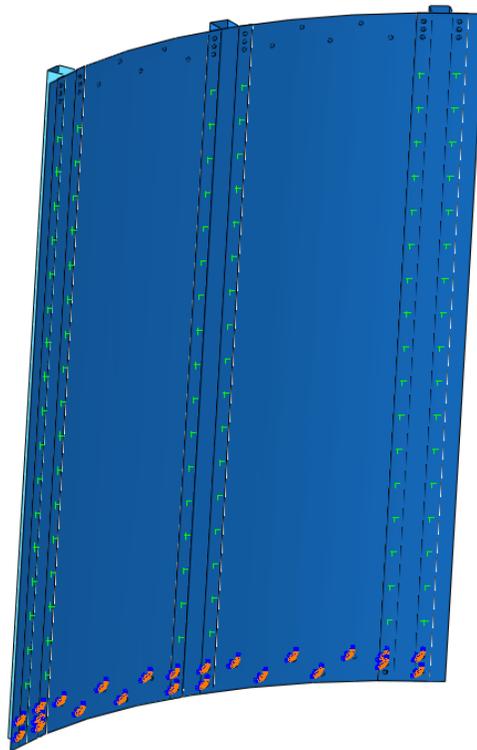


Figura 87: Condición de Borde

En la parte superior del panel se impuso una condición de *Coupling* entre las sujeciones de los bulones y un *Referent Point* ubicado en el baricentro de la sección del panel.

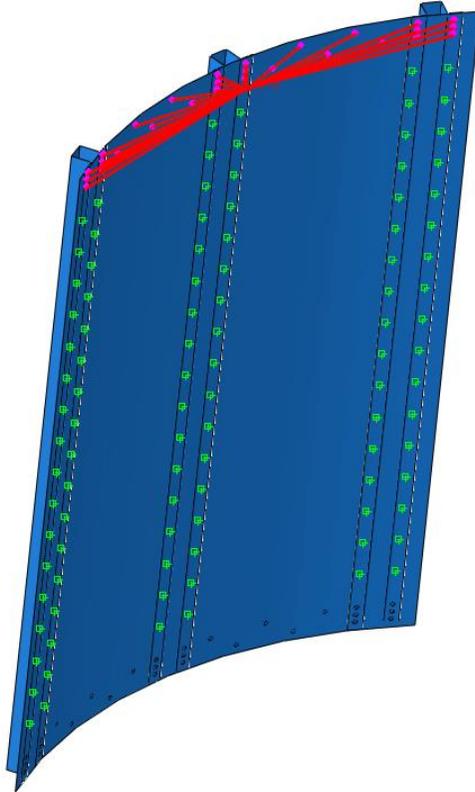


Figura 88: Coupling

Al *Referent Point* que actúa como master en el Coupling se le restringió todos los movimientos y giros excepto el desplazamiento a lo largo del eje longitudinal del panel. Luego, en el paso de cálculo dinámico, se introdujo un desplazamiento en el punto.

Se simuló la unión entre los perfiles y la chapa considerando los remaches como rígidos con su radio físico real, ubicados cada 65 mm. En las imágenes anteriores son los puntos verdes a lo largo de las alas de los perfiles. Se introdujeron propiedades de contacto entre las alas de los perfiles y la chapa con las propiedades de *Hard Contact* y *Frictionless*.

13.1.2.2. Mallado del Modelo

El mallado del modelo se realizó utilizando una distancia global entre nodos de 4 mm y con elementos tipo *Shell*. En la siguiente imagen se muestra el modelo mallado y en la tabla a continuación se resumen los detalles de mallado.



Figura 89: Mallado del Modelo

Tabla 17: Resumen de Mallado

Instancia	Elementos			Nodos
	Tipo	Cantidad	Total Instancia	
Perfiles	S4R	27288	27412	28223
	S3	124		
Chapa	S4R	86267	89279	88223
	S3	3012		
Total			116691	116446

Además de incluir los datos del rango elástico del material, se introdujeron puntos del rango plástico de su curva obtenida de “Metallic Materials Properties Development and Standardization” ([4]).

13.1.2.3. Imperfecciones

Debido a que el fenómeno del pandeo es sensible a la existencia de imperfecciones de la estructura, se decidió tener en cuenta las mismas. Ya que no existía un panel ya fabricado para medirlas e incluirlas en el modelo FEM, se debieron crear computacionalmente de modo aleatorio.

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

Se tomaron algunos de los modos naturales del panel mediante el mismo Software FEM realizando un análisis de *Frequency*. La ventaja de ello de obtenerlas de esta manera es que, además de poder elegir las imperfecciones, son de fácil implementación en el modelo y se pueden escalar al tamaño de imperfecciones esperado en la fabricación. Sólo debe tenerse en cuenta que el mallado utilizado en el análisis de frecuencias debe ser el mismo que se utilizará en los análisis de pandeo.

Se tomaron los modos naturales de orden 6 y 7 escalándolos a un nivel de imperfección esperado en la fabricación de milímetro. Se tomaron estos modos ya que eran los que incluían deformaciones de la chapa y los perfiles de modo local y de columna. En la siguiente imagen se aprecian los mismos.

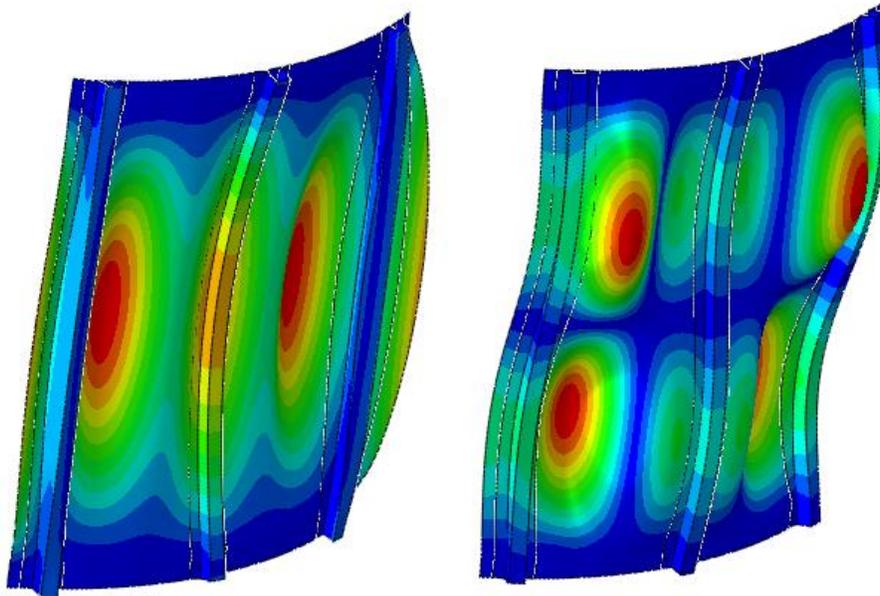


Figura 90: Modos Naturales de Panel 6 y 7

Se realizó a su vez otro análisis de pandeo utilizando los modos naturales de orden 1 y 7. En el modo 1 incluye deformaciones de columna de los perfiles externos. Se escaló como en el caso anterior a un tamaño de deformaciones del milímetro.

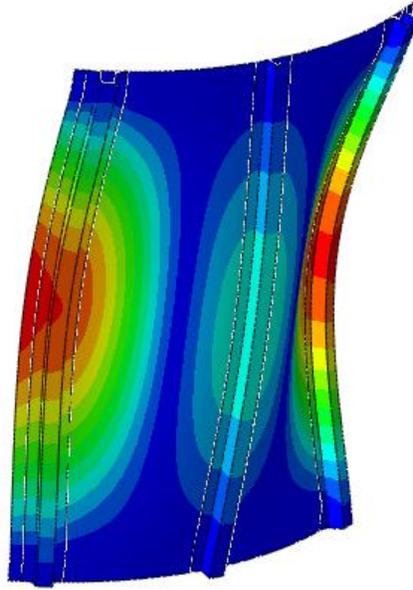


Figura 91: Modo Natural 1 del Panel

13.1.2.4. Resultados

A continuación se muestran los resultados de los análisis efectuados. Se muestran los mapas de tensiones del panel en el momento que ocurre el colapso escalados al límite elástico del material, en los puntos que se encuentran plastificados se observa un valor mayor a 1 y en el mapa se encuentran en color gris. Se muestra a su vez la carga que va tomando el panel durante todo el análisis.

También se muestran los mapas de tensiones correspondientes al postpandeo del panel.

13.1.2.5. Análisis 1

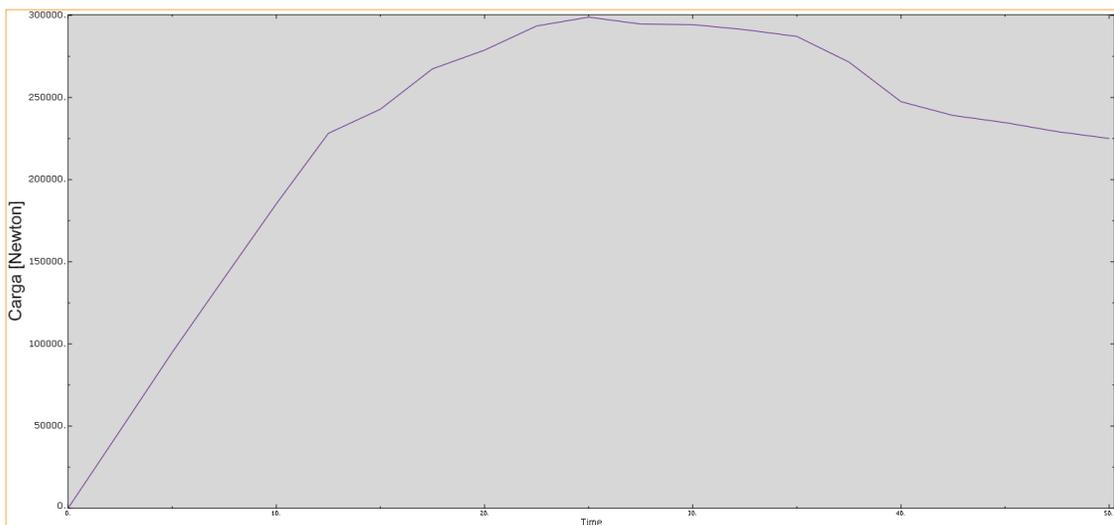


Figura 92: Carga de Colapso Análisis 1

Diseño preliminar de tanques estructurales de lanzador satelital y estructuras complementarias

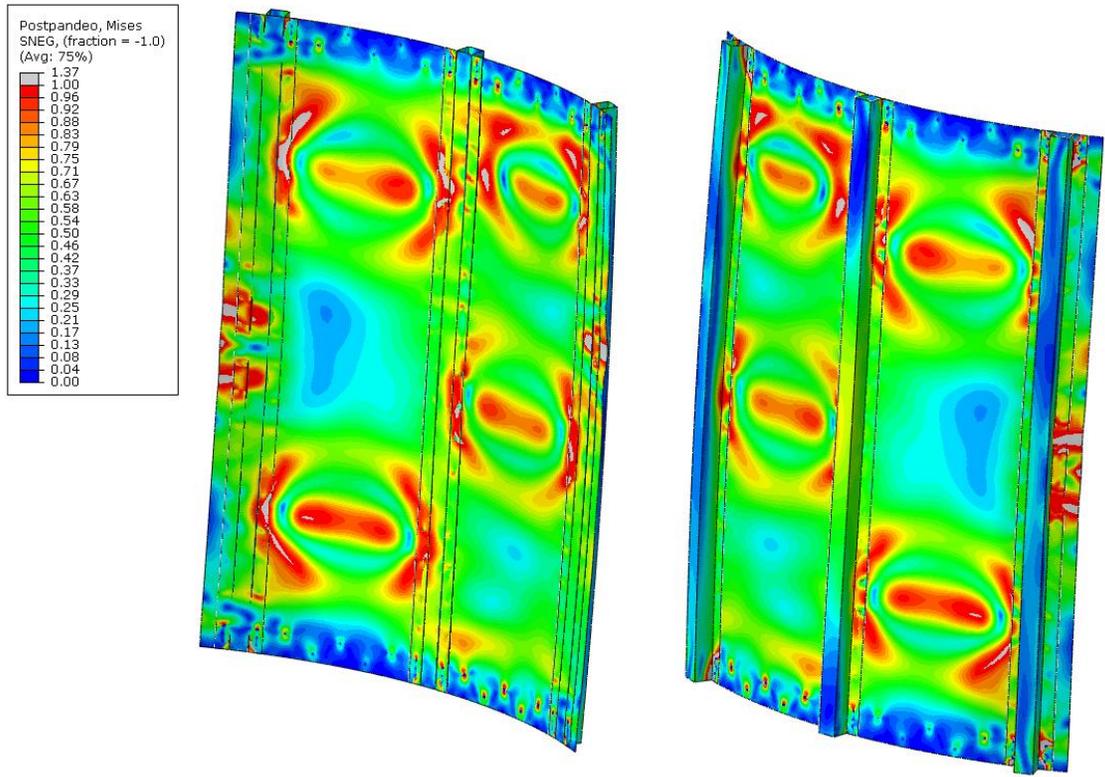


Figura 93: Mapa de Tensiones Análisis 1 (Colapso)

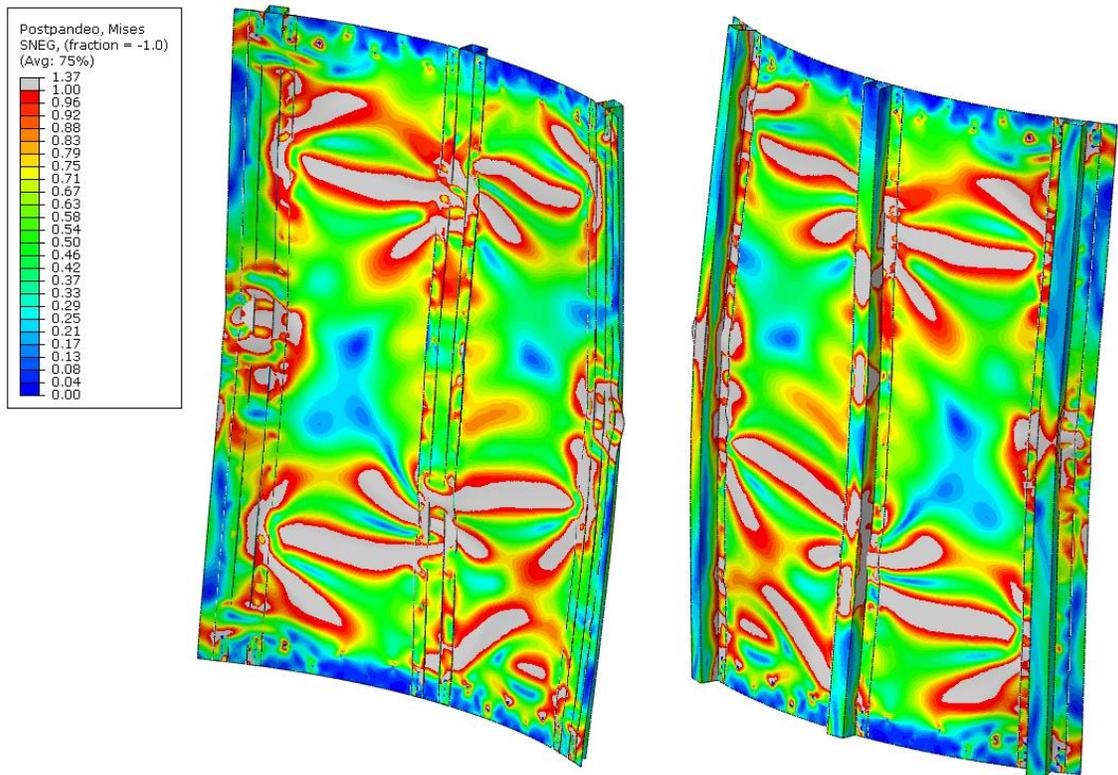


Figura 94: Mapa de Tensiones Análisis 1 (PostPandeo)

13.1.2.6. Análisis 2

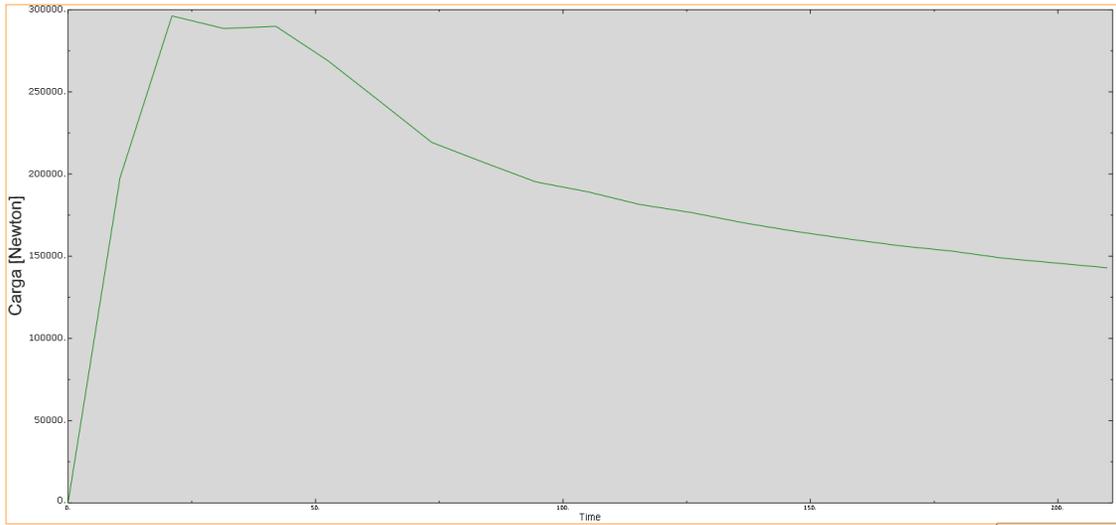


Figura 95: Carga de Colapso Análisis 2

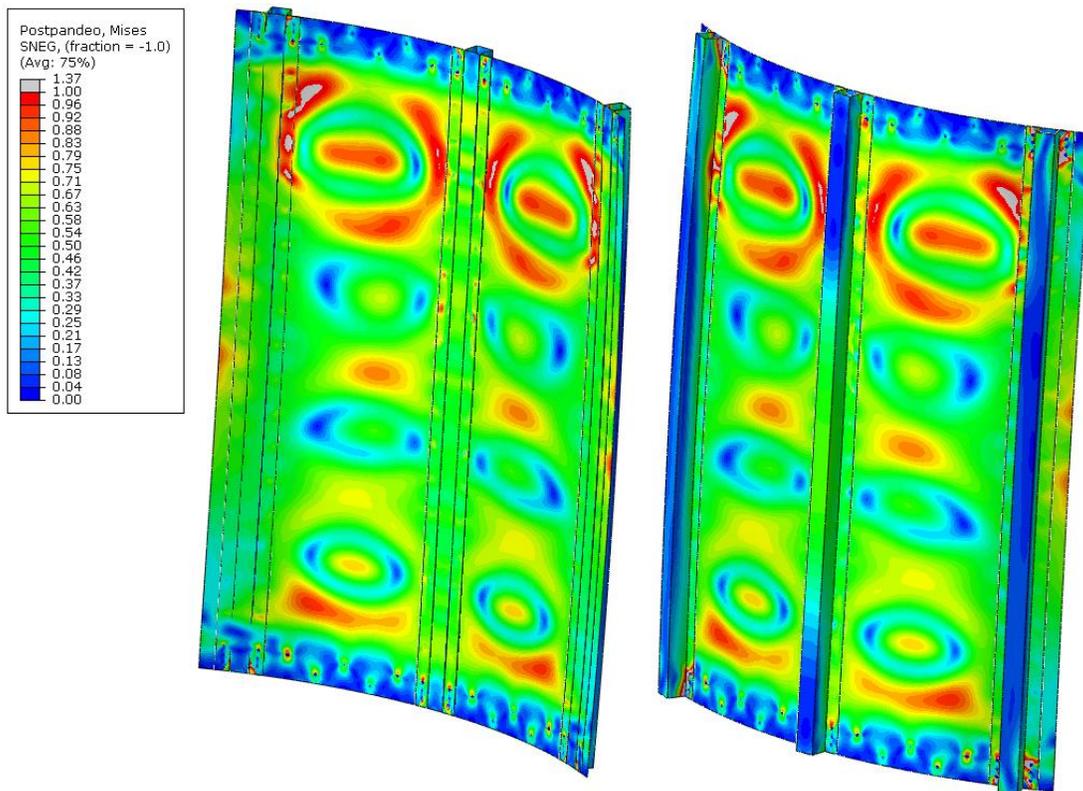


Figura 96: Mapa de Tensiones Análisis 2 (Colapso)

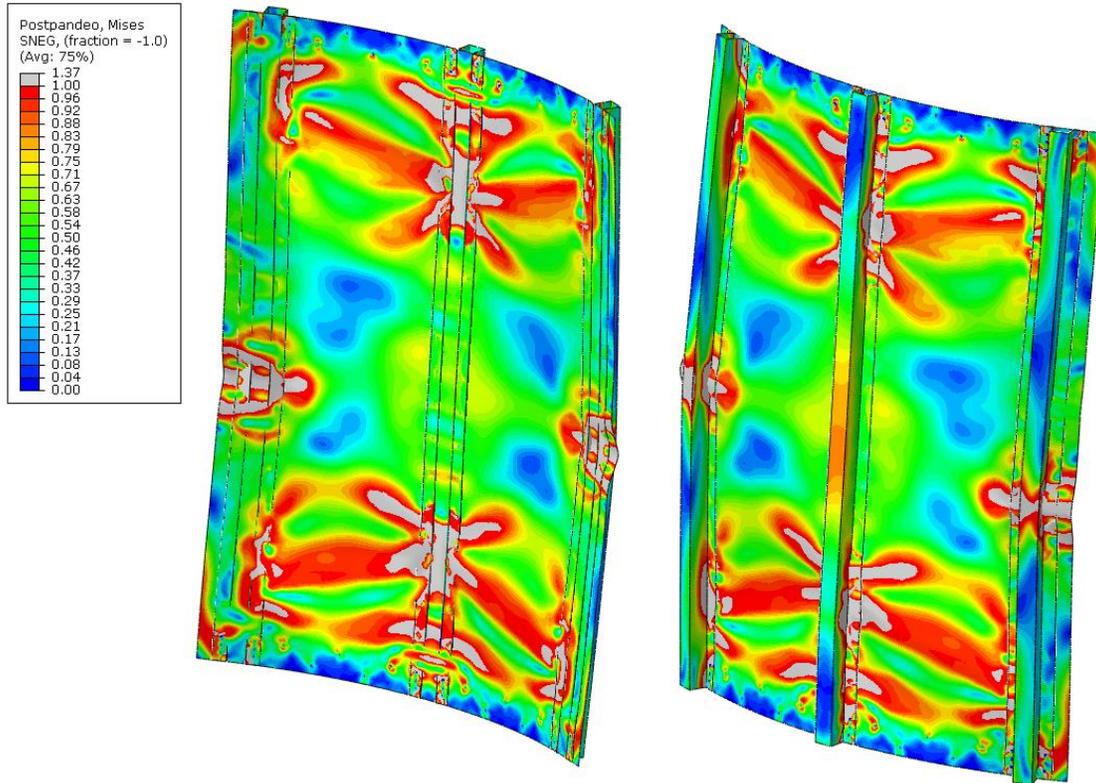


Figura 97: Mapa de Tensiones Análisis 2 (PostPandeo)

13.1.2.7. Comparación de Resultados

Como puede observarse en ambos análisis FEM el pandeo del panel es una combinación de un pandeo plástico localmente en algunos puntos del mismo con un pandeo de columna. Como se había predicho es un pandeo del tipo elastoplástico ya que debido al valor de esbeltez se encontraban en un punto intermedio entre el rango elástico puro y elastoplástico. A continuación se resume en una tabla las cargas de colapso de los análisis FEM y la determinada analíticamente.

Tabla 18: Comparación de Resultados

Método	Carga [N]	Diferencia Analítico [%]
Analítico	287553	0
FEM 1	298921	3,95
FEM 2	296210	3,01

La diferencia entre los resultados obtenidos mediante elementos finitos respecto al obtenido analíticamente se encuentra en el orden del 3%. Puede considerarse despreciable dicha diferencia y que el modelo analítico se ajusta al físico modelado, para concluir con dicha comparación debería realizarse ensayos sobre un panel construido físicamente.

13.1.3. Elementos de Unión

13.1.3.1. Remaches

Para la aplicación se seleccionaron remaches sólidos de aluminio 2017-T3 con cabeza tipo tanque. La distancia entre remaches es la seleccionada para que no exista pandeo entre los mismos y el diámetro de los mismos se toma de $\frac{1}{4}$ pulg teniendo en cuenta el espesor de las chapas a unir y la bibliografía “*Analysis & Design of Flight Vehicle Structures*” ([3], pág. D1).



Figura 98: Remache Sólido Cabeza Tanque

13.1.3.2. Bulones

La selección de los bulones se realizó asumiendo que toda la carga que toman los perfiles se aplica a través de ellos. Se introdujeron en cada extremo de los perfiles tres bulones M6 en cada ala (6 bulones por perfil en cada extremo). De esta manera cada bulón toma la sexta parte de la carga de colapso del perfil como carga de corte en él.

$$Q_b = \frac{P_p}{n} = \frac{81287 \text{ N}}{6}$$

$$Q_b = 13548 \text{ N}$$

Con ello, la tensión de corte en cada bulón es

$$\tau_b = \frac{Q_b}{A_b} * FS$$

Donde FS es el factor de seguridad a rotura y A_b es el área transversal del bulón.

$$\tau_b = \frac{13548 \text{ N}}{28,26 \text{ mm}^2} * 1,74 = 834 \text{ MPa}$$

Con lo cual se seleccionan bulones tipo Allen de M6 calidad 10.9 cuya resistencia a la tracción mínima es de 1040 MPa respetando la distancia mínima recomendada entre ellos de $\frac{7}{8}$ pulg (22 mm). Ahora procedemos a verificar que el perfil y la chapa no fallen al aplicarse la carga Q_b . Como se respetó la distancia recomendada entre bulones y hacia los lados por la bibliografía, se debe verificar la unión bajo tensión únicamente.

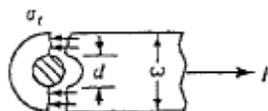


Figura 99: Tensión en Unión Abulonada

La tensión aquí tiene un valor de

$$\sigma = \frac{Q_b}{(w - d) * (2t)}$$

Se utiliza dos veces el espesor, ya que la carga de la cuaderna se aplica a la unión chapa perfil dentro de la zona del ancho colaborante.

$$\sigma = \frac{13.548N}{(22 - 6)mm * (2 * 2,4)mm}$$

$$\sigma = 176,4 MPa$$

Se verifica entonces que el la tensión multiplicada por el factor de seguridad a rotura sea menor que la de rotura del aluminio 2219 T851.

$$176,4MPa * 1,74 = 307MPa < 427 MPa$$

13.2. Módulo Completo

Se procede ahora a determinar las cargas de compresión y momento máximos que es capaz de soportar la estructura del módulo. Luego con ellas, se procede a aplicar un criterio de falla con las cargas actuantes para determinar si la estructura soporta las cargas actuantes.

13.2.1. Carga Axil

La carga axil máxima de compresión que soporta la estructura se determina considerando la contribución de los cuatro paneles que se encuentran en la sección del módulo. Entonces podemos expresar a la carga máxima axil como.

$$P_{co} = 4 * P_{panel}$$

$$P_{co} = 4 * 287.553 N$$

$$P_{co} = 1.150.212 N$$

13.2.2. Momento Flector

A la hora de determinar el momento flector máximo de la estructura se discretizó a la misma en cordones con capacidad de tomar carga axil y chapas únicamente toman esfuerzo de corte. Se asume en el análisis presente la carga de corte que actuaría en las zonas agujereadas de la chapa es tomada por las cuadernas y el marco que cierra dichas zonas.

Se ubican cordones en el baricentro de cada perfil Omega considerando como área de los mismos la propia de los perfiles más la aportada por el ancho colaborante. En el centro de cada panel curvo se ubica un cordón con el área del respectivo panel curvo. Se distinguen dos orientaciones extremas posibles del módulo para determinar el momento flector máximo.

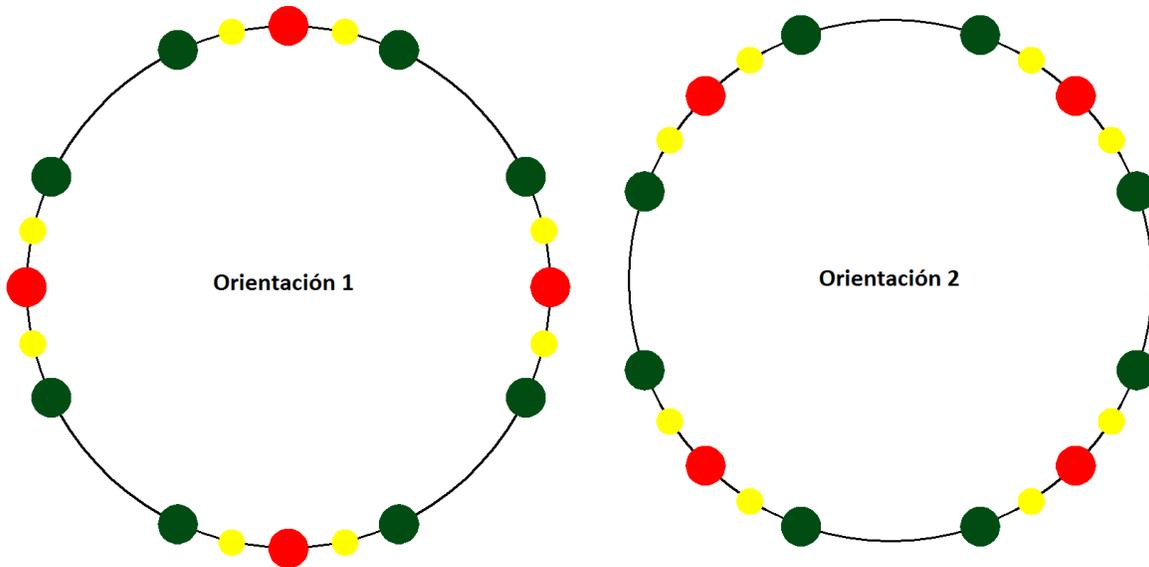


Figura 100: Orientaciones Posibles del Módulo

En la imagen anterior se encuentran en color verde a los perfiles exteriores de cada panel, en rojo a los centrales y en amarillo a los cordones que reemplazan a las chapas curvas entre perfiles. Cada uno de ellos tiene una carga máxima de compresión admisible diferente, si la supera ocurre el pandeo del cordón. Se admitirá en la determinación del momento flector que ocurra el pandeo de los cordones que reemplazan a las chapas pero no el de los perfiles. En el momento en que ocurre el pandeo del primer perfil, se toma el momento máximo de la sección.

Se llamará cordones tipo "A" a los que reemplazan a los perfiles centrales, tipo "B" a los que reemplazan a los exteriores y tipo "C" a los que se encuentran en lugar de las chapas curvas. Cada uno de ellos tiene un área diferente y una tensión máxima de compresión admisible, se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 19: Tipos de Cordones

Tipo	A	B	C
Área [mm ²]	688,8	660,24	448,8
Sadm [MPa] Tracción	314	314	314
Sadm [MPa] Compresión	118	118	56,3

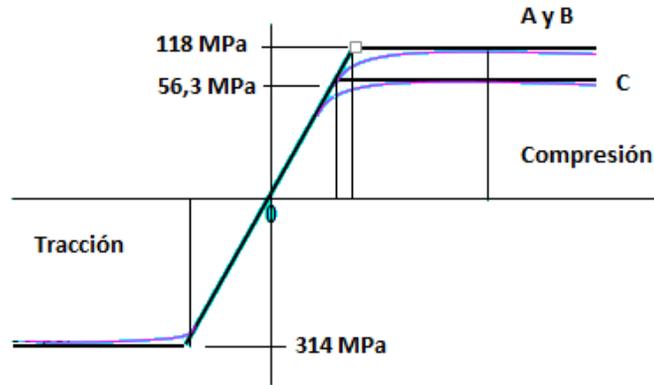


Figura 101: Curvas de Tensión-Compresión de los Cordones

La contribución de cada cordón al momento flector de la estructura se determina como la fuerza que realiza (su área por la tensión a la que se encuentra) multiplicada por la distancia al eje neutro. En el momento en que la tensión del cordón adquiere el valor admisible, el cordón deja de tomar carga, lo que conlleva a un desplazamiento del eje neutro del módulo.

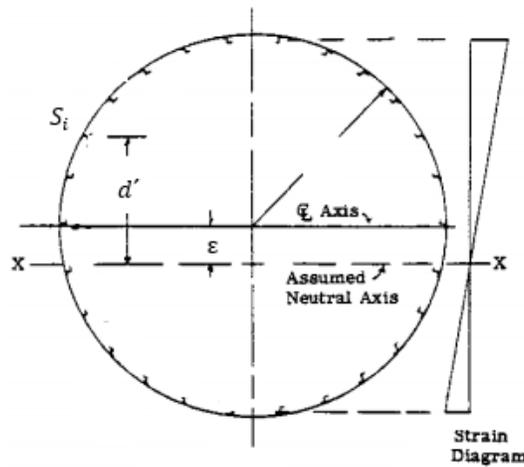


Figura 102: Diagrama de Deformación

El momento que aporta el cordón S_i se puede determinar entonces como

$$M_i = F_i * d'_i$$

Donde F_i es la carga del cordón i

$$F_i = \sigma_i * A_i$$

El momento total es la suma de todos los M_i

$$M = \sum M_i$$

El método consiste en asumir que la deformación de la cara normal es plana ante un momento flector. Se propone que el cordón comprimido más alejado del eje neutro se deforme lo

máximo que puede hacerlo antes de colapsar y se determina la deformación de los demás cordones considerando la hipótesis de que la cara normal es plana. La carga que genera cada cordón va a depender de su deformación y si el mismo llegó a la tensión de colapso.

A continuación se debe variar la distancia entre el eje neutro y el baricentro de la sección (ϵ) buscando que la sumatoria de fuerzas de nula. El momento obtenido cuando ocurre esto es el momento flector máximo admisible.

13.2.2.1. Orientación 1

A continuación se muestra la numeración de cordones para la orientación 1 del módulo intertanque.

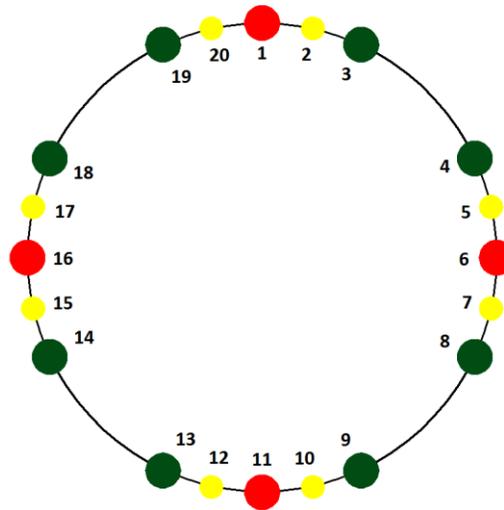


Figura 103: Orientación 1

En la siguiente tabla se puede observar la aplicación del método para la orientación 1 del módulo. Se muestra a su vez el corrimiento del eje neutro obtenido y el momento máximo admisible.

Tabla 20: Momento Admisible – Orientación 1

Cordón	Area [mm ²]	d' [m]	Deformación	S [Mpa]	F [N]	M [N*m]
1	688,8	0,72	0,0015	108,9	75030	54023
2	446	0,70	0,0015	106,2	47383	33274
3	660,24	0,65	0,0014	98,3	64900	42169
4	660,24	0,29	0,0006	43,4	28665	8226
5	446	0,13	0,0003	20,0	8930	1182
6	688,8	-0,03	-0,0001	-4,5	-3124	94
7	446	-0,19	-0,0004	-29,1	-12976	2495
8	660,24	-0,35	-0,0007	-52,5	-34655	12023
9	660,24	-0,71	-0,0015	-107,4	-70889	50311
10	446,00	-0,76	-0,0016	-56,3	-25110	19139
11	688,8	-0,78	-0,0016	-118,0	-81278	63396
12	446,00	-0,76	-0,0016	-56,3	-25110	19139
13	660,24	-0,71	-0,0015	-107,4	-70889	50311
14	660,24	-0,35	-0,0007	-52,5	-34655	12023
15	446,00	-0,19	-0,0004	-29,1	-12976	2495
16	688,8	-0,03	-0,0001	-4,5	-3124	94
17	446,00	0,13	0,0003	20,0	8930	1182
18	660,24	0,29	0,0006	43,4	28665	8226
19	660,24	0,65	0,0014	98,3	64900	42169
20	446,00	0,70	0,0015	106,2	47383	33274
ε [m]			-0,029981	Total	0	455245

$$M_{adm_1} = 455.245 \text{ N} * \text{m}$$

13.2.2.2. Orientación 2

A continuación se muestra la numeración de cordones para la orientación 2 del módulo intertanque.

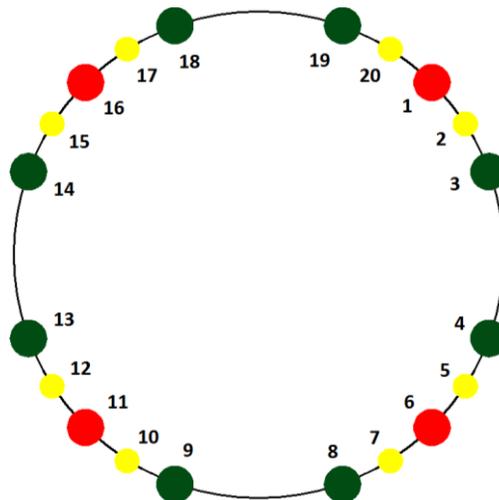


Figura 104: Numeración de Cordones - Orientación 2

En la siguiente tabla se puede observar la aplicación del método para la orientación 1 del módulo. Se muestra a su vez el corrimiento del eje neutro obtenido y el momento máximo admisible.

Tabla 21: Momento Admisible – Orientación 2

Cordón	Area [mm2]	d´[m]	Deformación	S [Mpa]	F[N]	M [N*m]
1	688,8	0,50	0,0011	80,3	55282	27641
2	446	0,37	0,0008	59,8	26678	9941
3	660,24	0,23	0,0005	36,3	23970	5422
4	660,24	-0,29	-0,0006	-46,0	-30401	8721
5	446	-0,43	-0,0010	-56,3	-25110	10880
6	688,8	-0,56	-0,0012	-90,0	-61991	34757
7	446	-0,66	-0,0015	-56,3	-25110	16645
8	660,24	-0,74	-0,0016	-118,0	-77908	57271
9	660,24	-0,74	-0,0016	-118,0	-77908	57271
10	446,00	-0,66	-0,0015	-56,3	-25110	16645
11	688,8	-0,56	-0,0012	-90,0	-61991	34757
12	446,00	-0,43	-0,0010	-56,3	-25110	10880
13	660,24	-0,29	-0,0006	-46,0	-30401	8721
14	660,24	0,23	0,0005	36,3	23970	5422
15	446,00	0,37	0,0008	59,8	26678	9941
16	688,8	0,50	0,0011	80,3	55282	27641
17	446,00	0,60	0,0013	96,7	43113	25963
18	660,24	0,67	0,0015	108,3	71477	48206
19	660,24	0,67	0,0015	108,3	71477	48206
20	446,00	0,60	0,0013	96,7	43113	25963
ε [m]			-0,03034	Total	0	490892

$$M_{adm_2} = 490.892 \text{ N} * m$$

13.2.3. Corte

Para determinar la carga de corte máxima que soporta la estructura se procede a aplicarle a la misma una carga unitaria en el centro de corte. Se asume que las cuadernas toman la carga que se acumula a lo largo de los huecos sin chapa y se transmite a los cordones por el marco de pequeño ancho que se forma a los costados de los perfiles exteriores. No se determina el valor real de tensión de corte, sino que el flujo de corte promedio entre cada par de cordones.

Adoptando la distancia entre cuadernas de 970 mm, se determinan los esfuerzos en los cordones que se generarían en la estación siguiente con dicha carga. Ahora se procede a plantear el equilibrio de los cordones realizando un corte en las chapas que se encuentran a sus dos lados. Se asume una distribución de corte horaria en todas las chapas, si se obtiene un valor negativo el sentido es el opuesto.

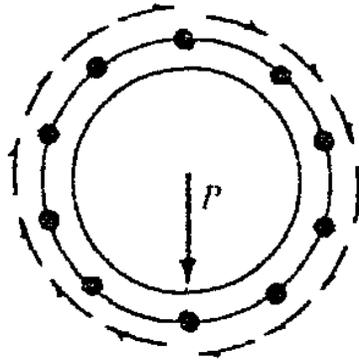


Figura 105: Sentido de Flujos de Corte

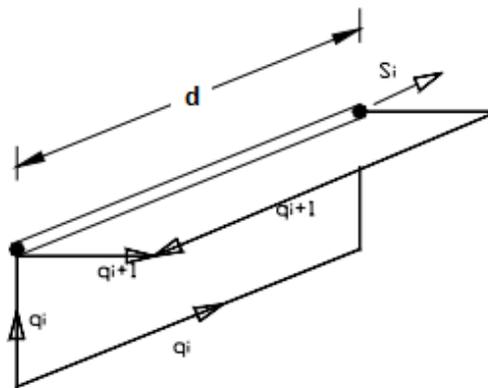


Figura 106: Equilibrio de Cordones

Tenemos entonces

$$q_{i+1} = q_i + \frac{S_i}{d}$$

Si se tienen n cordones, se pueden plantear $n-1$ ecuaciones. Es necesario entonces imponer una condición que se sabe que se cumple al aplicarse una carga de corte en el centro de corte, como que la sumatoria de momentos que generan los flujos de corte es nula.

$$\sum M_i = 0$$

Donde

$$M_i = q_i * (r * \theta_i) * r$$

En las expresiones anteriores $d=970 \text{ mm}$, $r * \theta_i$ es la longitud de arco correspondiente a cada flujo de corte y r es el radio del cilindro.

Se aplica una carga unitaria de corte sobre la estructura y se determinan con ella los esfuerzos de corte que aparecen en las chapas. La carga de corte máxima que admite la estructura en cada orientación será la tensión de corte admisible dividido la que genera la carga de 1 N. Se deben analizar por separado los dos tipos de orientaciones posibles.

13.2.3.1. Orientación 1

Si se aplica una carga de 1 N en un extremo entre cuadernas, tenemos los siguientes flujos de corte.

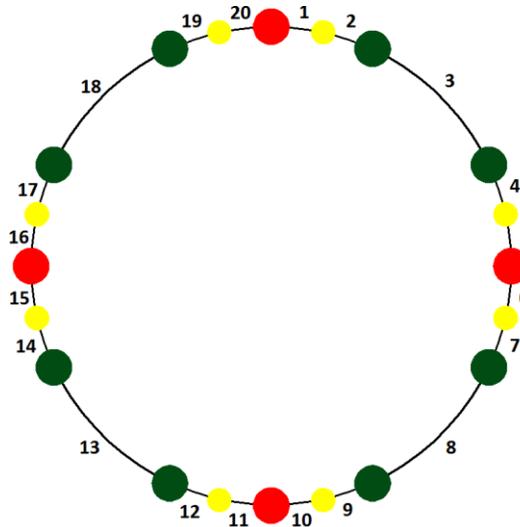


Figura 107: Numeración de Chapas - Orientación 1

Tabla 22: Flujos de Corte – Orientación 1

i	Si [N]	θ [°]	qi [N/mm]	Tau [Pa]
1	0,205	12,5	-0,00150	-625,7
2	0,133	12,5	-0,00129	-537,8
3	0,196	40,0	-0,00115	-480,8
4	0,196	12,5	-0,00095	-396,5
5	0,133	12,5	-0,00075	-312,3
6	0,000	12,5	-0,00061	-255,3
7	0,133	12,5	-0,00061	-255,3
8	0,196	40,0	-0,00048	-198,4
9	0,196	12,5	-0,00027	-114,1
10	0,133	12,5	-0,00007	-29,8
11	0,205	12,5	0,00007	27,1
12	0,133	12,5	0,00028	115,1
13	0,196	40,0	0,00041	172,0
14	0,196	12,5	0,00062	256,3
15	0,133	12,5	0,00082	340,6
16	0,000	12,5	0,00095	397,5
17	0,133	12,5	0,00095	397,5
18	0,196	40,0	0,00109	454,4
19	0,196	12,5	0,00129	538,7
20	0,133	12,5	0,00150	623,0

Se observa que para esta orientación del módulo, la máxima tensión de corte para la carga unitaria es de 625,7 Pascales. La admisible para el material es de 246 MPa a rotura. Se ve una pequeña diferencia entre valores de tensión en chapas por simetría deberían tener la misma tensión, esto se debe a errores numéricos.

$$Q_{ul_1} = 393.160 N$$

13.2.3.2. *Orientación 2*

Si se aplica una carga de 1 N en un extremo entre cuadernas, tenemos los siguientes flujos de corte.

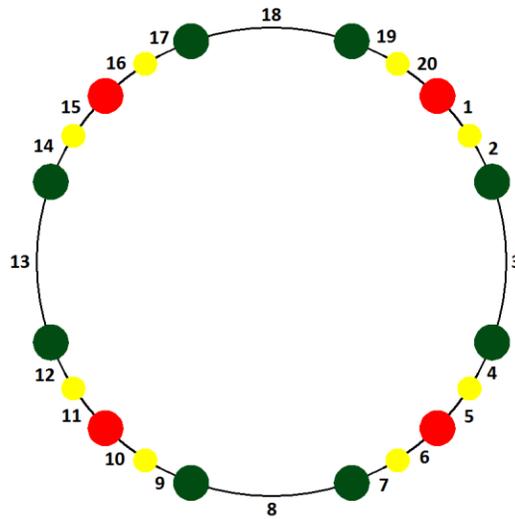


Figura 108: Numeración de Chapas - Orientación 2

Tabla 23: Flujos de Corte – Orientación 2

i	Si [N]	θ [°]	qi [N/mm]	Tau [Pa]
1	0,205	12,5	-0,00170	-707,5
2	0,133	12,5	-0,00149	-619,6
3	0,196	40,0	-0,00135	-562,6
4	0,196	12,5	-0,00115	-478,4
5	0,133	12,5	-0,00095	-394,1
6	0,205	12,5	-0,00081	-337,1
7	0,133	12,5	-0,00060	-249,2
8	0,196	40,0	-0,00046	-192,3
9	0,196	12,5	-0,00026	-108,0
10	0,133	12,5	-0,00006	-23,7
11	0,205	12,5	0,00008	33,2
12	0,133	12,5	0,00029	121,2
13	0,196	40,0	0,00043	178,1
14	0,196	12,5	0,00063	262,4
15	0,133	12,5	0,00083	346,7
16	0,205	12,5	0,00097	403,6
17	0,133	12,5	0,00118	491,5
18	0,196	40,0	0,00132	548,5
19	0,196	12,5	0,00152	632,7
20	0,133	12,5	0,00172	717,0

Se observa que para esta orientación del módulo, la máxima tensión de corte para la carga unitaria es de 717 Pascales. La admisible para el material es de 246 MPa a rotura. Se ve una pequeña diferencia entre valores de tensión en chapas por simetría deberían tener la misma tensión, esto se debe a errores numéricos.

$$Q_{ul_2} = 343.096 N$$

13.2.4. Combinación de Cargas

Se muestran en la siguiente tabla las cargas máximas que soporta la estructura en cada una de las orientaciones posibles. Estas son las cargas máximas calculadas, no pueden compararse directamente con las cargas límite de diseño, deben ser afectadas por los factores de seguridad y criterios de rotura para la combinación de cargas.

Tabla 24: Cargas Máximas de Módulo Intertanque

Carga	Orientación 1	Orientación 2
Compresión [N] (Pul)	1.150.212	1.150.212
Flexión [N*m] (Mul)	455.255	490.892
Corte [N] (Qul)	393.160	343.096

Debido a que este tipo de estructuras aeronáuticas se diseñan a la carga última, se verifica únicamente los estados de cargas afectados por los factores de seguridad a carga última. El criterio de rotura adoptado para verificar la combinación de cargas existentes se extrae de “*Aeronautic Structures Manual*” de NASA ([8]). En el mismo deben cumplirse todas condiciones que se muestran a continuación.

$$R_c + R_b < 1$$

$$R_c + R_s < 1$$

$$R_b + R_s^2 < 1$$

Donde

$$R_c = \frac{N * CoefC}{P_{ul}}$$

$$R_b = \frac{M * CoefC}{M_{ul}}$$

$$R_s = \frac{Q * CoefC}{Q_{ul}}$$

Las cargas N, M y Q utilizadas deben ser las Cargas Límite de Diseño (DLL). Entonces procedemos a verificar los dos estados de carga A y B para ambas Orientaciones.

Tabla 25: Criterio de Rotura – Orientación 1

	Estado A	Estado B
$R_c + R_b$	0,74	0,64
$R_c + R_s$	0,39	0,41
$R_b + R_s^2$	0,43	0,31

Tabla 26: Criterio de Rotura – Orientación 2

	Estado A	Estado B
$R_c + R_b$	0,71	0,62
$R_c + R_x$	0,41	0,42
$R_b + R_x$	0,40	0,29

Como puede observarse, para ambos estados de carga, las condiciones a cumplirse por el criterio de rotura implementado se cumplen con las dos orientaciones extremas de la estructura. Puede concluirse entonces que el módulo soporta las cargas que lo solicitan.

14. Conclusiones

Durante el desarrollo del presente trabajo se pudieron extraer como fruto las siguientes conclusiones:

- Se logró llegar a un diseño en detalle de ambos Tanques Estructurales y del Módulo Intertanque correspondientes a la primera etapa del vehículo lanzador en estudio. El diseño adoptado se encuentra abierto a futuras variaciones, pero cabe destacar que se pudo realizar el análisis estructural del mismo por métodos analíticos y apoyándose en las herramientas de cálculo computacionales.
- Se utilizó en el diseño dos tipos de estructuras diferentes y que a su vez trabajan diferente bajo distintos estados de carga. Se buscó seleccionar el tipo de estructura óptimo para cada caso teniendo en cuenta el proceso de fabricación con las herramientas que actualmente se encuentran a disposición.
- Se logró realizar el diseño utilizando materiales que se encuentran a disposición, dado que las aleaciones de aluminio seleccionadas se encuentran disponibles en los espesores especificados.
- La estructura del Módulo Intertanque particularmente es interesante en cuanto a su diseño y utilización. Es una estructura íntegramente aeronáutica con materiales de muy alta resistencia mecánica. Utiliza a su vez uniones que no deterioran las propiedades del material y sus huecos de inspección permiten trabajar dentro de ella con los componentes de presurización.
- El módulo de intertanque es más largo que el diseño antiguo debido al requerimiento de utilizar casquetes esféricos en los tanques que son más altos que los semielípticos.
- El diseño de unión entre el cilindro de los tanques con los casquetes y su anillo no genera un estado tensional elevado sobre el tanque al aplicarse en él presión interna.
- Con el diseño actual se redujo drásticamente el peso de la primera etapa del vehículo comparándola con el antiguo diseño de la misma. El índice estructural a su vez se vio reducido también al compararla con el diseño anterior y respecto a vehículos anteriores que no incluían tanques estructurales.

15. Trabajos Futuros

Como trabajos a realizar en el futuro, entre otros, se encuentran los siguientes:

- Verificar el casquete de los tanques con la geometría afectada por el manhole.
- Realizar un análisis de los tanques afectando su geometría con variaciones de espesor obtenidas mediante decapado químico en las zonas no afectadas por la soldadura. Se espera tener un tanque más liviano de esta manera aprovechando más el material sin afectar por soldadura.
- En caso de que fuera necesario utilizar un sistema de antisloshing dentro de los tanques estructurales, realizar el diseño estructural de dicha estructura.
- Hacer ensayos sobre modelos reales de los tanques y del módulo intertanque.
- Particularmente, sobre el módulo intertanque, realizar pruebas de fabricación ya que es un tipo de estructura hasta el momento no utilizada en el desarrollo del proyecto.
- Determinar la carga de pretensado que deben tener los bulones que unen los tanques al módulo intertanque.
- Realizar una verificación estructural de las cuadernas del módulo intertanque.

Referencias

- [1]. <http://www.conae.gov.ar>
- [2]. ASM (1993), Metals Handbook Volumen 6.
- [3]. Bruhn (1973), Analysis & Design of Flight Vehicle Structures.
- [4]. DOT/FAA (2003), Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS).
- [5]. Douglas (1964), SM-42569.
- [6]. ECSS (2010), ECSS-HB-32-24A.
- [7]. ECSS (2008), ECSS-E-ST-32-10C.
- [8]. NASA (1973), TM-X-73306.
- [9]. NASA (1990), MSFC-SPEC-504C.
- [10]. Timoshenko, S. & Woionowsky-Krieger, S. (1959), Theory of Plates and Shells. McGraw-Hill Book Co.

Anexo: Curvas de Materiales

Las siguientes curvas de materiales se extrajeron de “*Metallic Materials Properties Development and Standardization*” ([4]).

AA 6061-T6

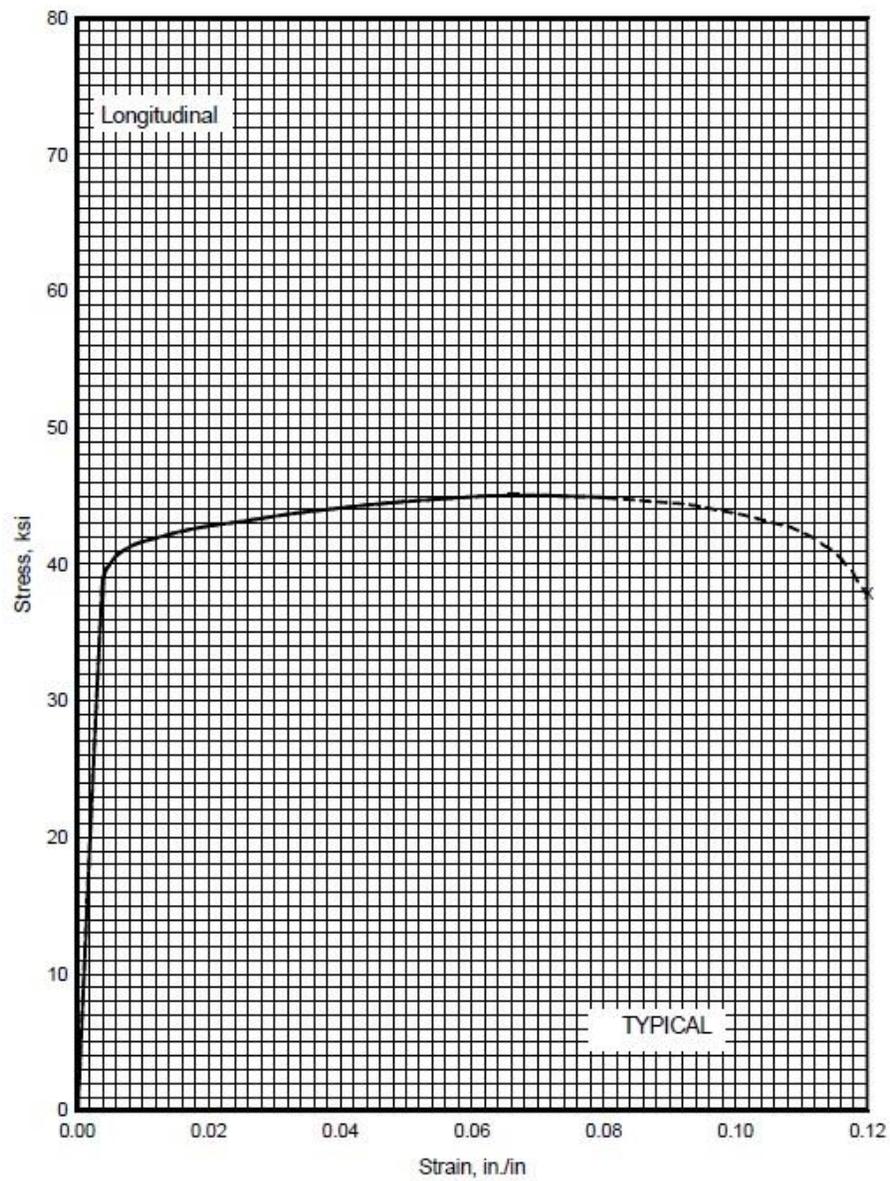


Figura 109: Ensayo de Tracción 6061-T6

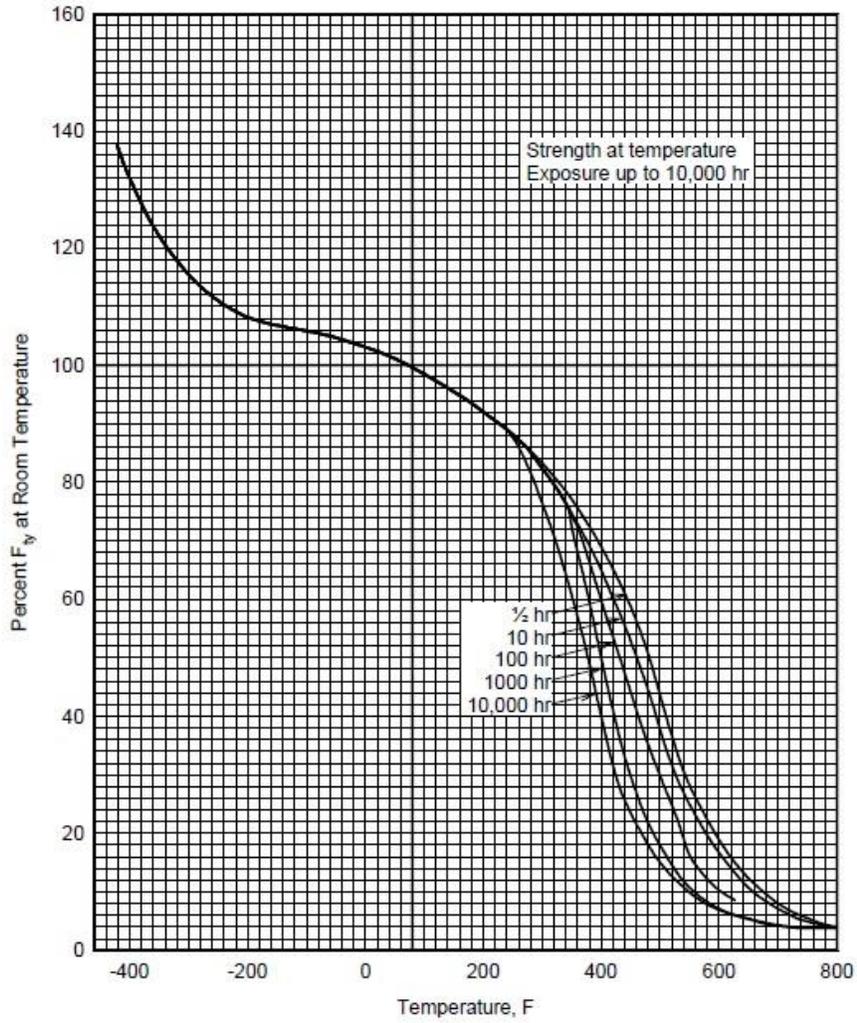


Figura 110: σ_y vs Temperatura 6061-T6

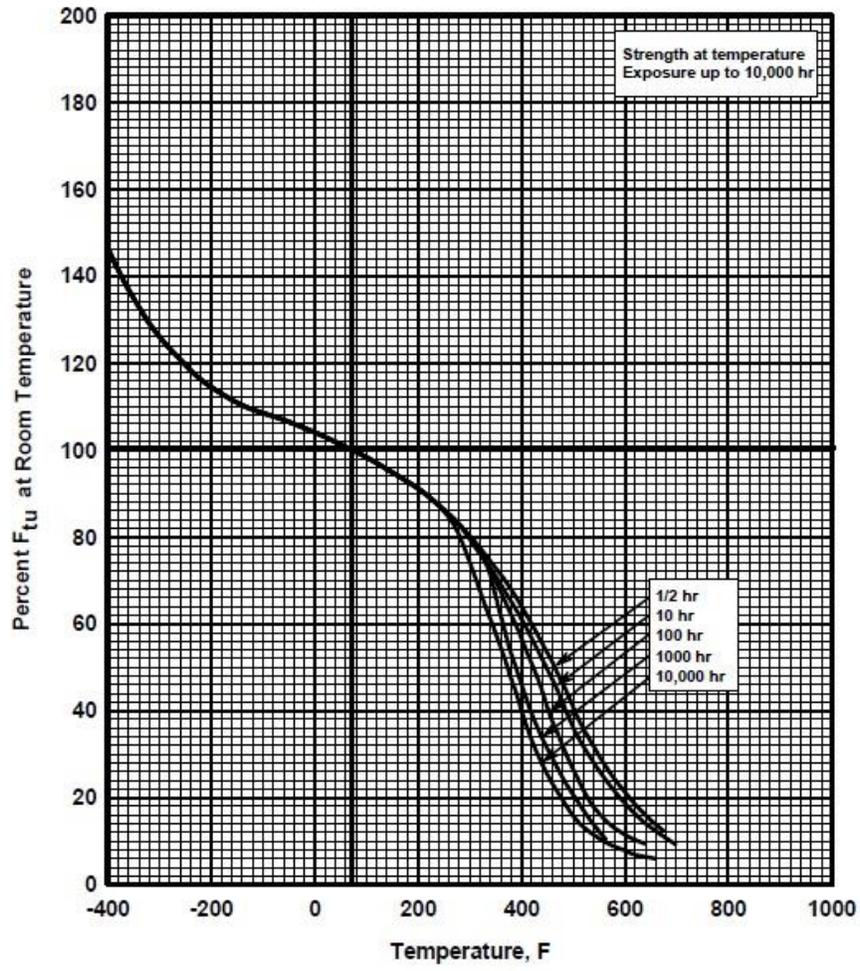


Figura 111: σ_u vs Temperatura 6061-T6

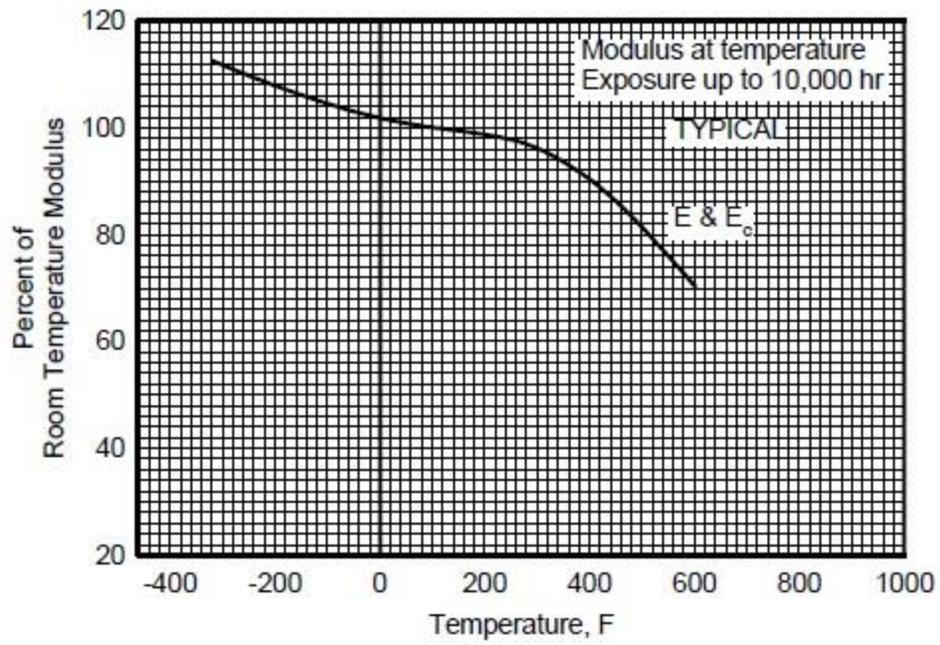


Figura 112: Módulo Elástico vs Temperatura 6061-T6

AA 2219-T851

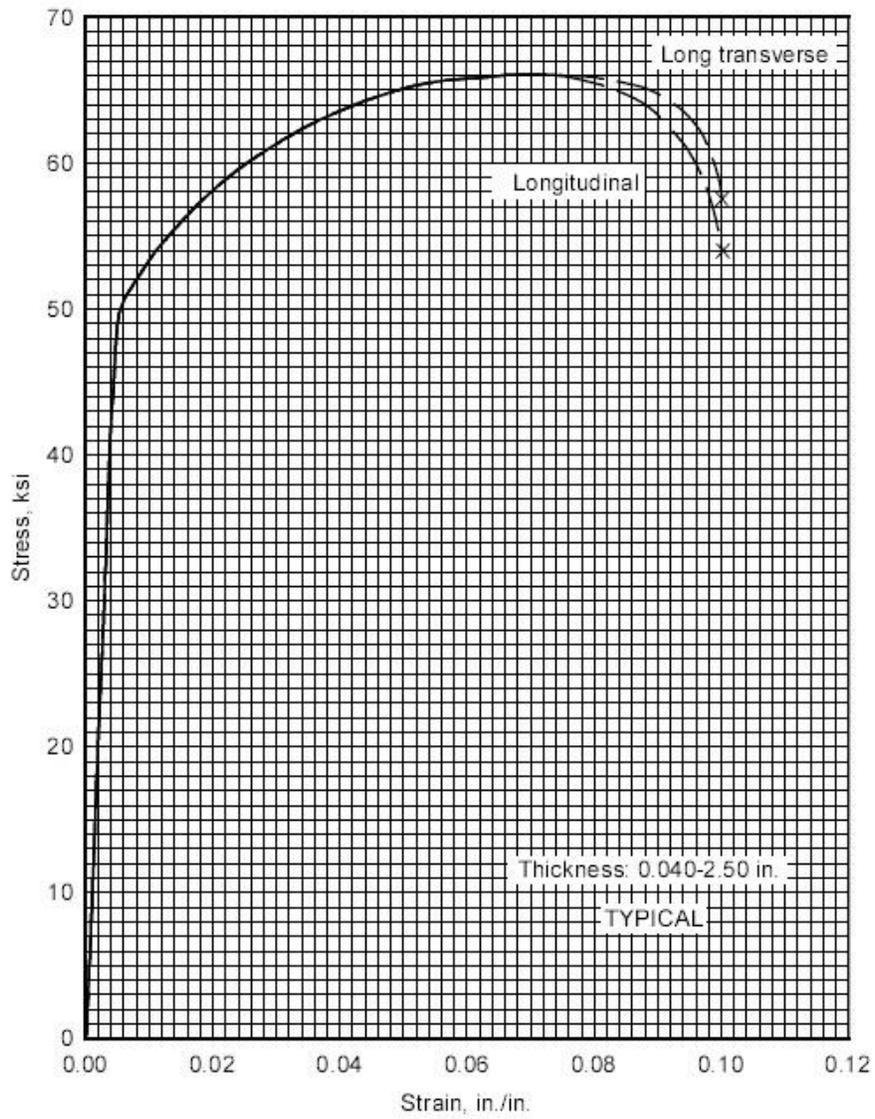


Figura 113: Ensayo de Tracción 2219-T851

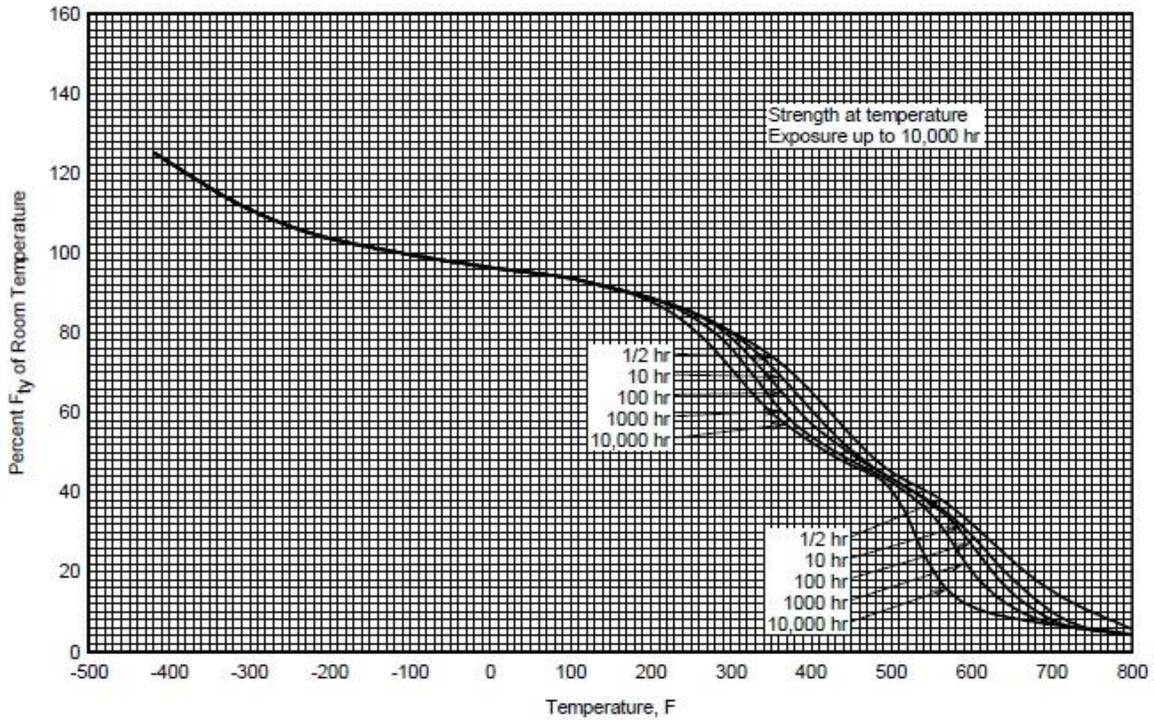


Figura 114: σ_y vs Temperatura 2219-T851

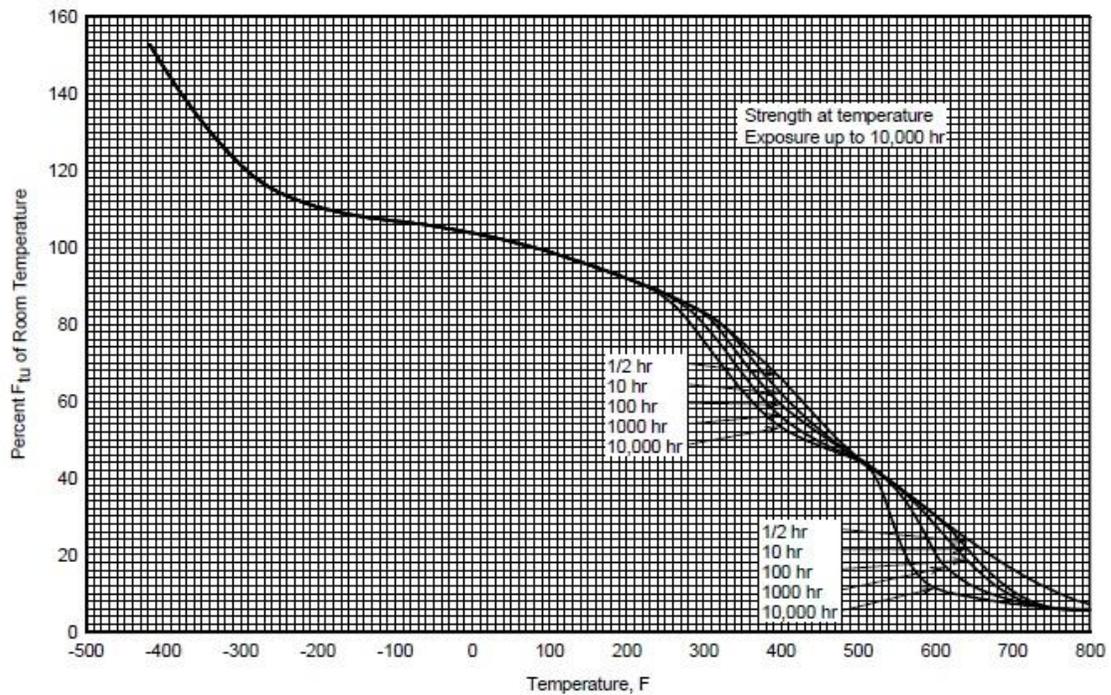


Figura 115: σ_u vs Temperatura 2219-T851

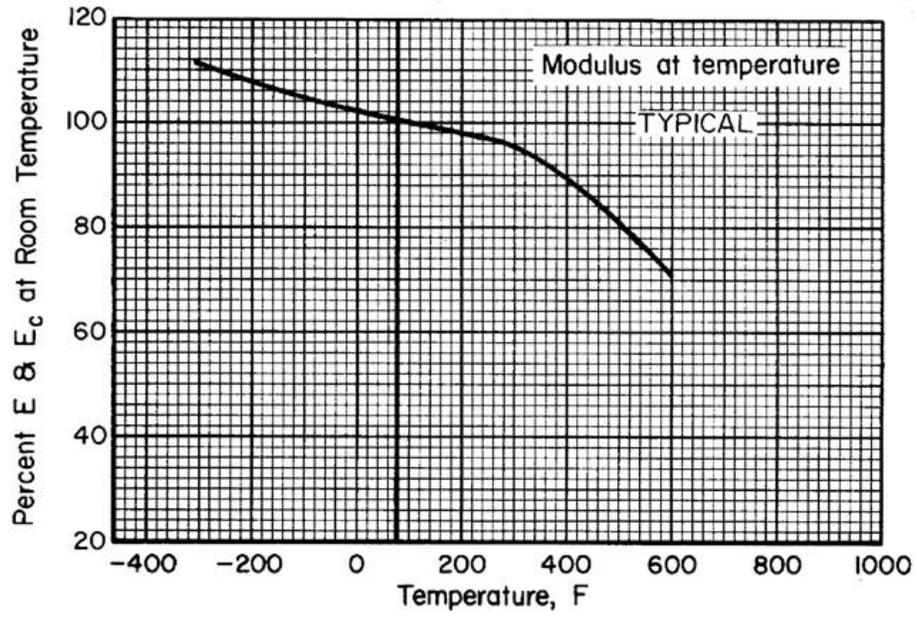


Figura 116: Módulo Elástico vs Temperatura 2219-T851