



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Plasencia Simón, Marina

Tutor/a: Vercher Martínez, Ana

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

## **TRABAJO FINAL DE GRADO**

Diseño y análisis estructural del casco de  
un sumergible de gran profundidad mediante  
el Método de los Elementos Finitos



### **ALUMNA**

Marina Plasencia Simón

### **TUTORA**

Ana Vercher Martínez

### **GRADO EN**

Ingeniería Mecánica

### **CURSO ACADÉMICO**

2021/22

## **AGRADECIMIENTOS**

Debo agradecer por llegar hasta aquí primero a mis padres, por esforzarse tanto para que nunca me faltase de nada, por animarme a sopesar todas las opciones y a replantearme las veces que haga falta qué camino tomar. Porque gracias a ellos no sólo soy una mujer de ciencias, lo soy de letras, lo soy de arte, lo soy de lo que imagine.

Gracias a mi hermana, por soñar a mi lado, por acompañarme en todas las aventuras, por escuchar mis impresiones de la universidad, por soportar las mini clases de ingeniería que le daba tratando de transmitir la emoción que sentía con cada cosa nueva que aprendía, por escuchar las interminables explicaciones de todos mis proyectos.

Gracias a mi tutora de primaria por hacerme saber que seré capaz de hacer todo lo que me proponga. Aunque antes sólo sonreía sin saber muy bien lo cierto en esa frase, ahora lo sé y siempre lo tengo presente.

Gracias a mis familiares y amigos por entenderme, por soportar la distancia que nos ha separado estos cuatro años, por apoyarme siempre en todo, por permanecer.

Gracias a mi tutora Ana Vercher, por acompañarme en este trabajo, por guiarme dentro de este nuevo laberinto, por su ayuda, pero sobre todo por contagiarme su entusiasmo en el campo de la ingeniería.

## RESUMEN

El objetivo del proyecto nace a raíz de la exploración submarina a mayor profundidad, lugares donde la presión es tan alta que resulta un factor crítico en el diseño del casco de sumergibles. En el Trabajo Final de Grado se desarrolla el diseño y análisis estructural del casco de un sumergible capaz de alcanzar una gran profundidad sin que se produzcan daños que afecten a la integridad del buque.

Principalmente, se busca un diseño que permita la acogida de una pequeña tripulación, así como que tolere las cargas actuantes durante un periodo de tiempo y que posibilite su reutilización. Para lo cual, lo primero que se requiere en el diseño es que pueda sumergirse a una cota profunda en la que opere de forma normal, no llegando a entrar en régimen plástico, pues las deformaciones producidas en ese estado serían permanentes.

Para llevar a cabo la tarea, previamente se estudian sumergibles similares construidos a lo largo de la historia, analizando su forma geométrica y la profundidad que son capaces de alcanzar. A continuación, se describen los componentes propios de los vehículos navales, se analiza su función y los posibles modos de fallo de éstos para llevar a cabo un diseño preliminar y los posteriores diseños.

Se proponen una serie de modelos y todos ellos se analizan mediante el Método de los Elementos Finitos para determinar su operatividad y elegir el óptimo. Una vez escogido el modelo definitivo, se estudian los resultados obtenidos según los modos de fallos que se esperan. Esencialmente, se analizan las tendencias cuando la presión exterior aumenta y los puntos críticos que surgen en el modelo.

En estos resultados se incluye un análisis de fatiga con enfoque en tensiones, ya que este es un punto importante para estudiar la reutilización del sumergible; y también un análisis de frecuencia para asegurar que el modelo no tendrá comportamientos anormales durante su funcionamiento.

Con todo esto, el proyecto concluye con las características técnicas finales tras haber realizado el estudio, siendo estas: las dimensiones geométricas, cotas de inmersión, vida útil esperada y puntos críticos.

# ÍNDICES

## Índice general

AGRADECIMIENTOS .....	2
RESUMEN .....	3
ÍNDICES .....	4
Índice general .....	4
Índice de figuras.....	6
Índice de tablas.....	8
GLOSARIO .....	9
Definiciones.....	9
Siglas y abreviaturas.....	9
OBJETIVO Y MOTIVACIÓN .....	10
CAPÍTULO 1. Marco teórico .....	11
1.1. El Método de los Elementos Finitos .....	11
1.2. Comportamiento estático y plástico de metales .....	12
1.3. Criterios de fallo estático .....	14
1.4. Fatiga: enfoque en tensiones .....	16
1.5. Frecuencias naturales y modos de vibración .....	17
CAPÍTULO 2 .....	20
2.1. Introducción .....	20
2.2. Tipos de sumergibles .....	20
2.2.1. Sumergible <i>Ictíneo I</i> .....	20
2.2.2. Batiscafo <i>Trieste</i> .....	21
2.2.3. Batiscafo <i>Archimède</i> .....	21
2.2.4. DSV <i>Alvin</i> .....	22
2.2.5. DSV <i>Aluminaut</i> .....	22
2.2.6. DSV <i>Deepsea Challenger</i> .....	23
2.2.7. DSV <i>Limiting Factor</i> .....	24
CAPÍTULO 3. Estructura del sumergible .....	25
3.1. Introducción .....	25
3.2. Formas del casco .....	25
3.2.1. Casco de presión .....	25
3.2.2. Casco hidrodinámico .....	27
3.3. Refuerzos .....	27
3.3.1. Descripción .....	27
3.3.2. Modos de fallo .....	28
3.4. Aberturas en el casco.....	31

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

CAPÍTULO 4. Casco de presión .....	32
4.1. Introducción .....	32
4.2. Cargas actuantes .....	32
4.2.1. Descripción .....	32
4.2.2. Criterios de diseño .....	33
4.3. Material utilizado .....	33
CAPÍTULO 5. Diseño y análisis estructural del casco de presión por elementos finitos .....	37
5.1. Introducción .....	37
5.2. Diseño y cálculo del casco de presión por elementos finitos .....	37
5.2.1. Predimensionado.....	37
5.2.2. Diseño esférico .....	39
5.2.3. Diseño biesférico .....	44
5.2.4. Diseño esférico con tramo cilíndrico.....	45
5.3. Justificación de la solución adoptada .....	48
5.4. Diseño, dimensionado y cálculo de la propuesta definitiva .....	49
CAPÍTULO 6. Resultados .....	51
6.1. Prueba a fallo de y entre cuadernas .....	51
6.1.1. Fallo de cuadernas.....	51
6.1.2. Fallo entre cuadernas.....	55
6.2. Prueba a plastificación .....	59
6.3. Prueba a fallo general.....	61
6.4. Prueba a fatiga (enfoque en tensiones) .....	63
6.5. Fenómeno de resonancia .....	64
6.5.1. Análisis de las causas.....	64
6.5.2. Análisis de frecuencia .....	65
CAPÍTULO 7. Conclusiones y trabajos futuros .....	67
BIBLIOGRAFÍA.....	70
Referencias.....	70
Bibliografía .....	71
ANEXO 1. Normativa .....	73
Índice .....	73
ANEXO 2. Cálculos preliminares del casco de presión .....	74
Introducción .....	74
Capacidad de los refuerzos mediante la ABS .....	74
Cálculo preliminar del espesor del sumergible mediante la ABS.....	76
Parámetros iniciales.....	76
Presión de trabajo máxima admisible .....	78
ANEXO 3. Planos.....	81
Organigrama técnico .....	81

## Índice de figuras

Figura 1. Método de los Elementos Finitos. [2].....	11
Figura 2. Gráfica tensión-deformación característica de un ensayo de tracción uniaxial. [3] .....	13
Figura 3. Aproximación de la curva tensión-vida. [4] .....	16
Figura 4. Ciclo de amplitud constante. [4] .....	17
Figura 5. Función transmisibilidad. [5] .....	18
Figura 6. Diseño del batiscafo <i>Tristre</i> . [.....]	21
Figura 7. Diseño del DSV <i>Alvin</i> . [12] .....	22
Figura 8. DSV <i>Aluminaut</i> . [15].....	23
Figura 9. Diseño del DSV <i>Deepsea Challenger</i> . [17].....	23
Figura 10. Diseño del DSV <i>Limiting Factor</i> . [21] .....	24
Figura 11. Reparto de la tensión de von Mises en una cabina esférica.....	25
Figura 12. Deformaciones de esfera y cilindro sometidos a presión externa.....	26
Figura 13. Formas del casco resistente. [22] .....	26
Figura 14. Cuadernas de un submarino. [23].....	27
Figura 15. Formas más comunes de las cuadernas.....	28
Figura 16. Fallos de cuaderna.....	29
Figura 17. Pandeo asimétrico con $n = 6$ . [24].....	29
Figura 18. Pandeo simétrico con $n = 0$ . [25] .....	30
Figura 19. Puntos característicos del fallo por plastificación.....	30
Figura 20. Deformación de un cilindro con $n = 2$ . [24].....	31
Figura 21. Características de tracción a temperatura ambiente. [26].....	34
Figura 22. Estructura térmica del océano. [27] .....	35
Figura 23. Características de tracción a temperatura ambiente y a bajas temperaturas de aceros inoxidables. [28] .....	35
Figura 24. Elemento SOLID185: prisma lineal. [29].....	38
Figura 25. Modelo sólido. ....	39
Figura 26. Modelo placas. ....	39
Figura 27. Diferencia en función de la relación $e/r$ (espesor/radio). ....	40
Figura 28. Simulación SVM mediante EF del modelo esférico. ....	41
Figura 29. Tensiones resultantes a lo largo del espesor del sumergible. ....	43
Figura 30. Simulación SVM mediante EF del modelo esférico con cuaderna central. ....	44
Figura 31. Simulación SVM mediante EF del modelo biesférico. ....	45
Figura 32. Simulación de SVM mediante EF del modelo cilíndrico no reforzado. ....	46
Figura 33. Modelo deformado (en azul) y sin deformar (en alámbrico) del cilíndrico no reforzado. ....	46
Figura 34. Simulación de SVM mediante EF del modelo cilíndrico reforzado.....	47
Figura 35. Modelo deformado (en azul) y sin deformar (en alámbrico) del cilíndrico reforzado. .....	48
Figura 36. Disposición de las cuadernas.....	49
Figura 37. Dimensiones de las cuadernas.....	50
Figura 38. Numeración de cuadernas. ....	51
Figura 39. Líneas de estudio .....	51

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

Figura 40. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos A, B y C en la cuaderna 1.....	52
Figura 41. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos A, B y C en la cuaderna 2.....	52
Figura 42. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos A, B y C en la cuaderna 3.....	52
Figura 43. Detalle de la deformación a escala de las cuadernas en azul (sin colorear el borde de la no deformada). Factor de escala 100:1.....	53
Figura 44. Suma de los desplazamientos en sistema de coordenadas cartesiano (que corresponde con el comando RSYS=0). El mayor desplazamiento viene representado con el color rojo. ....	54
Figura 45. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos B y C en la cuaderna 4.....	54
Figura 46. Tensiones radiales en el anillo cilíndrico.....	55
Figura 47. Desplazamientos radiales en el anillo cilíndrico.....	56
Figura 48. Tensiones circunferenciales en el anillo cilíndrico.....	56
Figura 49. Desplazamientos longitudinales en el anillo cilíndrico.....	57
Figura 50. Deformada del casco en vista frontal a 4.000 metros. Factor de escala 500:1.	57
Figura 51. Detalle de la deformada en vista lateral. Factor de escala 300:1.....	58
Figura 52. Deformada en vista superior a 4.000 metros. Factor de escala 500:1.....	58
Figura 53. Deformada en vista lateral a 4.000 metros. Factor de escala 500:1.....	59
Figura 54. Tensión de von Mises con presión exterior aplicada de 40,4 MPa tras el refinamiento de la malla.....	60
Figura 55. Tensión de von Mises con presión exterior aplicada de 45,45 MPa en el tramo cilíndrico.....	60
Figura 56. Tensión de von Mises con presión exterior aplicada de 50,5 MPa.....	61
Figura 57. Secuencia de la deformada en azul y perfil de la no deformada en alámbrico a distintas profundidades. Factor de escala 100:1.....	62
Figura 58. Deformada debida a la inestabilidad global.....	63
Figura 59. Tablas de los factores $k_a$ y $k_e$ .....	64
Figura 60. Deformada de los modos de vibración séptimo (A) y octavo (B). Factor de escala: 10:1.....	66
Figura 61. Dimensiones de las cuadernas seleccionadas de perfil I (ligeras) y T (pesadas). ....	74

## Índice de tablas

Tabla 1. Parámetros estructurales. ....	38
Tabla 2. Estudio del modelo placas. ....	40
Tabla 3. Comparación de los modelos propuestos. ....	48
Tabla 4. Dimensionado de la propuesta definitiva. ....	49
Tabla 5. Modos de vibración y sus frecuencias naturales. ....	65
Tabla 6. Coeficientes de seguridad a distintas cotas. ....	68
Tabla 7. Características técnicas. ....	68
Tabla 8. Parámetros del material. ....	74
Tabla 9. Verificación de los refuerzos. ....	75
Tabla 10. Parámetros estructurales. ....	77
Tabla 11. Parámetros de cálculo. ....	77
Tabla 12. Presión de trabajo máxima admisible basada en la resistencia entre refuerzos. ....	78
Tabla 13. Presión de trabajo máxima admisible basada en la tensión longitudinal en el bastidor. ....	79
Tabla 14. Presión de trabajo máxima admisible basada en la resistencia total a pandeo global entre refuerzos pesados. ....	80

## GLOSARIO

### Definiciones

**Batiscafo:** sumergible diseñado para resistir altas presiones y dedicado a exploración oceanográfica.

**Bulárcama:** cuaderna más resistente.

**Casco:** cuerpo de un buque.

**Cuaderna:** anillo fino que recorre una sección de un buque y cuya función es reforzar el forro de este.

**Desplazamiento:** peso total del agua que mueve un buque al navegar, medido en toneladas.

**Domo:** cúpula, bóveda o semiesfera que forma la proa.

**Escotilla:** hueco en la cubierta que da acceso al interior de un buque.

**Eslora:** largo de un buque.

**Forro:** contorno que forma el casco de un buque.

**Mamparo:** pared estructural que divide el interior de un buque.

**Manga:** ancho de un buque.

**Popa:** parte trasera de un buque.

**Proa:** parte delantera de un buque, encargada de cortar el agua.

**Puntal:** altura de un buque comprendida entre la parte inferior más ancha y la cubierta principal o superior.

### Siglas y abreviaturas

**bar:** bar/es, unidad de medida de la presión.

**CDD:** del inglés *Collapse Diving Depth*, cota de colapso.

**DSV:** del inglés *Deep-Submergence Vessel*, Vehículo de Inmersión Profunda.

**EF:** Elementos Finitos.

**MEF:** Método de Elementos Finitos.

**MPa:** mega pascal/es ( $1 \cdot 10^6$  Pa).

**NDD:** del inglés *Nominal Diving Depth*, cota nominal.

**Pa:** pascal/es, unidad de medida de la presión.

**SVM:** del inglés *Stress Von Mises*, tensión de von Mises.

**t:** tonelada/s. También **T** o **Tm** (tonelada métrica).

## OBJETIVO Y MOTIVACIÓN

El mar lo es todo. Cubre siete décimas partes del globo. Su aliento es puro y saludable. Es un inmenso desierto donde el hombre jamás está solo, pues siente la vida bullir en todas direcciones.

—Jules Verne, *Veinte mil leguas de viaje submarino*.

Hace un par de años leí un libro titulado *Leviatán*, el submarino en el que podría haberse inspirado Julio Verne para su novela. Y, aunque sus palabras no dejan de ser parte de la ficción, David Lynn Golemon consiguió que me enamorara del mar. Me hizo sentir esa necesidad de protegerlo, una necesidad que yo ya poseía, pero que es muy distinto a «sentir». Consiguió atraer mi curiosidad acerca de los submarinos, un artilugio que reúne toda la ingeniería en un mismo lugar.

Lo que ahora nos parece elemental, entonces parecía utópico. Pero la única objeción que podían hacerme es que esto no se había realizado nunca. ¡Cuántas veces he oído razonamientos de este género! Precisamente la misión del ingeniero es apoyarse en la teoría para crear algo nuevo.

—August Piccard, *Sobre las nubes, bajo las olas*.

Hasta ahora no he dejado de soñar y me temo que nunca lo haré, como tampoco dejaré de querer aprenderlo todo, de querer saberlo todo. Todo mi ser se compone de curiosidad. Alrededor de un 95% del océano aún no ha sido explorado, podría haber tantas cosas allí abajo que cambiarían toda nuestra vida e incluso nuestra existencia.

El objetivo del proyecto nace a raíz de la exploración submarina a mayor profundidad, lugares donde la presión es tan alta que resulta un factor crítico en el diseño del casco de sumergibles. En el Trabajo Final de Grado se desarrollará el diseño y análisis estructural del casco de un sumergible capaz de alcanzar una gran profundidad sin que se produzcan daños que afecten a la integridad del buque, aplicando los conceptos obtenidos en la especialidad en Diseño de Máquinas.

Principalmente, se busca un diseño que permita la acogida de una pequeña tripulación, así como que tolere las cargas actuantes durante un periodo de tiempo y que posibilite su reutilización. Se estudia mediante el Método de los Elementos Finitos para determinar su operatividad y definir sus limitaciones.

# CAPÍTULO 1

## Marco teórico

### 1.1. El Método de los Elementos Finitos

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es un método numérico que se basa en la discretización del dominio del modelo en un número finito elementos para dar solución aproximada a problemas complejos que no podrían resolverse de manera analítica.

Estos elementos o subdominios están definidos por nodos que conectan unos elementos con otros formando una malla. Los elementos pueden tener diversa forma según se esté hablando de un modelo unidimensional, bidimensional o tridimensional. Se pueden encontrar forma lineal, triangular, cuadrilateral, tetraédrica y hexaédrica.

Para cada uno de los elementos se aproximan las funciones incógnita —en general, funciones polinómicas— en función de unas variables discretas. Después, se forman las ecuaciones de comportamiento correspondientes y finalmente se obtienen los valores de estas variables discretas como solución aproximada del problema. Cuanto mayor es el grado de la función incógnita, más se aproxima a la solución exacta.

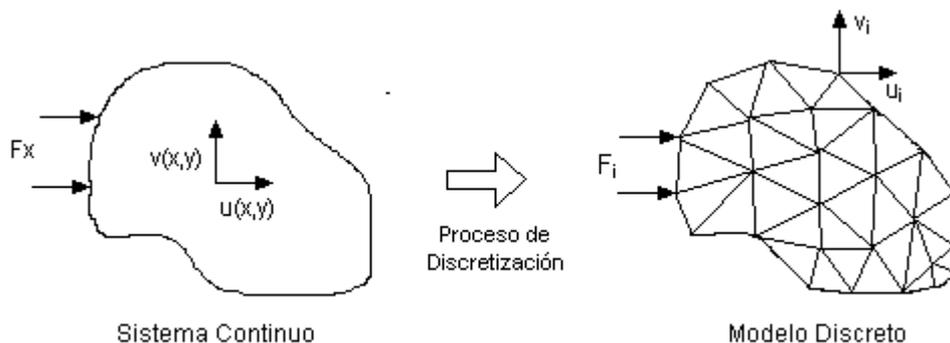


Figura 1. Método de los Elementos Finitos. [2]

Esta técnica tiene origen en que si el dominio se dividiera en un número infinito de elementos se conseguiría una solución exacta de la solución, sin embargo, el planteamiento es irrealizable y, aun aproximándose a la solución en un número muy elevado de elementos, el coste computacional sería altísimo.

Para ello, se define un error entre la solución exacta y la solución aproximada que ofrece el MEF. Se puede dividir en cinco tipos de errores: errores de modelado, de redondeo, de manipulación, de integración y de discretización. El que más destaca es el último, pues es el causado por la representación de los infinitos grados de libertad de un dominio continuo mediante uno discreto con un número finito de grados de libertad.

Para conseguir que el error sea lo más bajo posible, se utilizan métodos de refinamiento de malla. Con esto se consigue que el error esté influenciado sólo por el error de discretización,

convirtiéndose el resto en insignificantes. Así, encontraremos dos errores distintos: errores de discretización con efecto local y errores de polución. El primero corresponde a las dimensiones finitas del mismo y el segundo a la insuficiente discretización en algunas zonas de la malla.

Estos errores son menores si se siguen procesos adaptativos como lo son el h-adaptativo, p-adaptativo y hp-adaptativo. El primero varía el tamaño de los elementos, el segundo sólo el grado de los polinomios de interpolación. Una combinación es el hp-adaptativo, que consi-gue variar ambas cosas.

## 1.2. Comportamiento estático y plástico de metales

Los metales, como todo material, tienen una respuesta mecánica cuando se les aplica una determinada carga sobre ellos. Las cargas actuantes provocan que los átomos se concen-tren y se alejen creando tensiones y deformando el material. A esto se le conoce como com-portamiento mecánico.

Con el estudio del comportamiento se puede predecir los fallos en un determinado compo-nente o máquina. Los tipos de fallo pueden clasificarse en cuatro: fallo por deformación, por fractura, por corrosión y por desgaste.

### A. FALLO POR DEFORMACIÓN

El fallo por deformación se debe al cambio en la forma del componente. Se subdivide a su vez en dos: independiente o dependiente del tiempo. El fallo independiente del tiempo es el que se ocasiona de manera inmediata al aplicar la carga. Se pueden encontrar tres tipos de comportamiento: elástico, plástico y viscoso. Este trabajo abarcará los dos primeros única-mente, por ello, que este apartado se centre en ambos.

El comportamiento elástico se da mientras que al aplicar una carga el metal se deforme y al eliminarla vuelva a su forma original. En una escala microscópica, todo material, al recibir una carga, experimenta una tensión en cada punto proporcional a todas las componentes de deformación que actúan sobre dicho punto, que sigue la siguiente ecuación:

$$\{\sigma\} = [C] \cdot \{\varepsilon\} \quad \text{Ec. 1}$$

Donde  $\{\sigma\}$  representa la tensión en un punto,  $\{\varepsilon\}$  la deformación y  $[C]$  la matriz de rigidez. La ecuación 1 representa la Ley de Hooke Generalizada: ley constitutiva que rige el comporta-miento elástico lineal.

En un material dúctil, esta proporción se cumple hasta que el valor máximo de la tensión normal equivalente alcanza el límite elástico  $\sigma_e$ , también llamado límite de fluencia  $S_y$ . Usual-mente, el límite de fluencia se obtiene como la tensión que se alcanza para una deformación del 0,2%. En este punto se produce un paso intermedio llamado comportamiento elastoplás-tico o fluencia.

Al sobrepasar este valor límite, la relación entre tensión y deformación deja de ser lineal pa-sando a un comportamiento en una escala macroscópica, donde los defectos modifican éste de forma que la deformación ya no es reversible. En este sentido, un pequeño cambio de tensión provoca una gran deformación.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Los materiales que soportan una deformación plástica tienen un comportamiento dúctil, mientras que aquellos que fracturan sin una deformación plástica significativa tienen un comportamiento frágil. En su mayoría los metales son dúctiles, pero también se pueden encontrar otros como la fundición o aceros de alta resistencia que son frágiles.

El ensayo de tracción es comúnmente utilizado para estudiar la resistencia mecánica de los materiales. Consiste en traccionar uniaxialmente de forma gradual de ambos lados de una probeta de sección conocida e ir registrando los valores de alargamiento y fuerza, de los que después se obtienen la deformación y tensión que permiten obtener una gráfica como la de la figura 2.

Con este ensayo, se obtiene el límite de fluencia y el límite de rotura  $\sigma_r$ , o  $S_u$ , que es el valor de la máxima tensión alcanzada justo antes de la rotura del material (punto 4). En este punto se encuentra también la deformación de fractura  $\epsilon_f$ , una medida de la ductilidad del material, de forma que si es superior a 5% se considera un material dúctil.

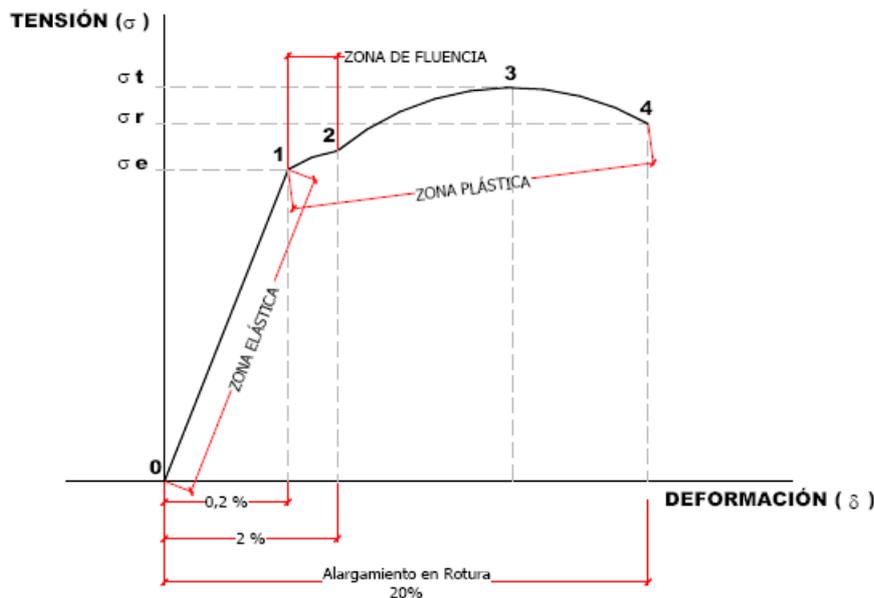


Figura 2. Gráfica tensión-deformación característica de un ensayo de tracción uniaxial. [3]

Por otro lado, la deformación dependiente del tiempo o *creep* es la deformación que se va acumulando con el tiempo sin que se varíe la carga. Es importante cuando la temperatura es alta y puede dar lugar a pandeo. Si la carga se elimina, la deformación elástica se recuperará, es decir, sólo una parte de la deformación *creep* se recuperará con el tiempo mientras que el resto será permanente.

### B. FALLO POR FRACTURA

Además del fallo por deformación, está el fallo por fractura. Este fallo se produce cuando el componente se separa en dos o más partes. Se clasifica en dos modos de fallo distintos: carga estática y carga cíclica o fatiga. La fractura por carga estática tiene distintos tipos, aunque en general se pueden encontrar dos: frágil y dúctil.

La fractura frágil es aquella en la que una grieta se propaga rápidamente con una pequeña deformación plástica previa. Puede ser intergranular si esta progresa por los contornos de

grano del material. Está favorecida por bajas temperaturas, cargas de impacto, tensiones hidrostáticas, secciones gruesas, concentradores de tensiones, soldaduras, radiación nuclear y ultravioleta.

La fractura dúctil se caracteriza por producirse después de una deformación plástica significativa y la grieta se propaga lentamente. En la probeta queda un estrechamiento local con pequeñas cavidades, que puede verse con la forma de cono y copa.

En fractura por carga cíclica o fatiga se debe a la aplicación de cargas repetitivas. Se inician una o más pequeñas grietas que crecen hasta la fractura. Se pueden encontrar varios tipos. Cuando la carga es relativamente pequeña y el número de repeticiones o ciclos es alto —del orden de millones— se denomina fatiga de alto ciclo. En ella se producen pequeñas deformaciones, generalmente elásticas. Por el contrario, en la fatiga de bajo ciclo el fallo se produce cuando el número de ciclos es bajo —del orden de miles— y suele ir acompañada de deformaciones plásticas importantes debido a carga elevada (superior al límite de fluencia del material). Un último tipo es la fatiga térmica, producida por el calentamiento y enfriamiento repetido donde el material está constantemente expandiéndose y contrayéndose.

Hay que considerar que es posible el crecimiento de grietas en fatiga que luego conducen a fractura dúctil o frágil cuando son de tamaño considerable. Esto se analiza mediante la Mecánica de la Fractura.

En el apartado 1.4 se tratará los enfoques que tiene el estudio de fatiga.

### **C. FALLO POR CORROSIÓN**

El fallo por desgaste se debe a la pérdida de material por acción química. Para evitarlo, se le aplican al material tratamientos especiales. Otro método es aumentar el espesor del componente con el fin de retrasar este fallo. A veces, se da combinado con otros como la fractura o la fatiga.

### **D. FALLO POR DESGASTE**

El fallo por desgaste es producido por la pérdida de material en la superficie, ya sea por abrasión o rayado entre superficies en contacto. Si es causado por un fluido se lo nombra erosión. En general, este es debido a pequeños movimientos entre componentes ajustados, pero suele ir en combinación con la carga cíclica. Es importante porque puede provocar el fallo con pequeñas tensiones.

## **1.3. Criterios de fallo estático**

Para un estado uniaxial de tensiones sería sencillo predecir el fallo disponiendo de la curva tensión-deformación del ensayo a tracción, sin embargo, lo general es que se den estados biaxiales o triaxiales de tensiones con los que no es posible basarse en esos datos. Para ello, se establecen criterios de fallo estático.

Existen diferentes criterios y cada uno se ajusta más a un tipo de fallo. Estos se han obtenido de forma experimental hasta validarse las teorías.

De forma general, cuando se aplique un criterio de fluencia se usará el límite elástico o de fluencia y cuando se trate de un criterio de rotura el límite de rotura. Este apartado se

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

centrará en criterios para materiales isótropos y homogéneos. Así, cualquier criterio que predice el fallo, ya sea fluencia o fractura, se expresa como:

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = S_c \quad \text{Ec. 2}$$

Donde  $f$  representa una función de las tensiones principales y  $S_c$  la resistencia al fallo obtenida del ensayo de tracción. La igualdad representa el momento en el que se produce el fallo. Para prevenirlo basta con que las tensiones principales sean menores a la resistencia al fallo ( $f < S_c$ ).

Para abordar el problema, es útil definir una tensión equivalente  $\sigma_{eq}$  definida por las tensiones principales. Por otro lado, se encuentra el coeficiente de seguridad. Éste indica en qué proporción podrían aumentarse las tensiones hasta el fallo. Viene dado por la letra  $X$  y la siguiente ecuación:

$$X = \frac{S_c}{\sigma_{eq}} \quad \text{Ec. 3}$$

### **A. CRITERIO DE LA MÁXIMA TENSIÓN NORMAL (RANKINE)**

Este criterio predice el fallo por rotura en materiales frágiles cuando la máxima tensión normal en un estado multiaxial de tensiones alcanza el valor de la tensión normal de fallo del ensayo uniaxial de tracción. La tensión equivalente se obtiene de la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \text{MÁX}(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) \quad \text{Ec. 4}$$

### **B. CRITERIO DE LA MÁXIMA TENSIÓN TANGENCIAL (TRESCA-GUEST)**

Este criterio predice el fallo por fluencia para materiales dúctiles cuando la máxima tensión tangencial en un estado multiaxial de tensiones alcanza el valor de la tensión tangencial de fallo del ensayo uniaxial de tracción. Su tensión equivalente viene dada por la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \text{MÁX}(|\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_2|) \quad \text{Ec. 5}$$

Un caso especial son las tensiones hidrostáticas, donde las tensiones normales principales son iguales ( $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ ) y las tensiones tangenciales principales son nulas. Con este criterio las tensiones hidrostáticas no producen fallo por fluencia y está de acuerdo con ensayos realizados en metales. Es más fácil que se produzca una fractura frágil con tensiones elevadas, incluso para materiales con comportamiento dúctil, por lo que va a depender del material y de su estado tensional.

### **C. CRITERIO DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN (VON MISES)**

Este criterio predice el fallo por fluencia a través de la energía de distorsión. En un punto de un cuerpo elástico sometido a un estado tensional se almacena una energía de distorsión por unidad de volumen  $u_t$ , la cual puede descomponerse en dos términos. El primero está asociado al cambio de volumen (energía de deformación), que se puede descomponer en tres tensiones principales iguales, nombradas como  $\sigma_v$ . El otro a la variación de la forma (energía de distorsión), definido por  $\sigma_1 - \sigma_v, \sigma_2 - \sigma_v, \sigma_3 - \sigma_v$ .

$$\sigma_v = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad \text{Ec. 6}$$

Las tensiones hidrostáticas, como ya se ha mencionado en el criterio anterior no influyen significativamente en el comportamiento a fluencia, lo que explica que se utilice sólo la energía de distorsión por unidad de volumen para predecir este tipo de fallo.

La tensión equivalente de von Mises queda expresada en la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad \text{Ec. 7}$$

#### 1.4. Fatiga: enfoque en tensiones

La fatiga se estudia de dos maneras: el enfoque en tensiones, el enfoque en deformaciones y el enfoque de Mecánica de la Fractura.

El **enfoque en tensiones** considera que el componente tiene una vida media o alta, donde las cargas que se aplican son pequeñas y no ocasionan una fluencia importante, es decir, se utiliza para fatiga de alto ciclo. Está basada en la deformación elástica e incluye la iniciación de grietas.

El **enfoque en deformaciones** considera además la fatiga de bajo ciclo, donde se aplican cargas elevadas y se dan grandes deformaciones plásticas. Se basa en la deformación elástica y plástica y también incluye la iniciación de grietas.

El **enfoque de Mecánica de Fractura** considera, en general, fatiga de alto ciclo y sólo la propagación de grietas. Está basado en la Mecánica de Fractura Elástico Lineal (MFEL).

Estos enfoques se pueden combinar en una ecuación que estima la vida total a fatiga, incluyendo la vida cuando la grieta se inicia y cuando se propaga.

$$N_f = N_{f,iniciación} + N_{f,propagación} \quad \text{Ec. 8}$$

Para estimar la vida y comprobar en qué tipo de fatiga se sitúa el sumergible, se empleará el enfoque en tensiones. Con este enfoque, la vida se estima con una curva denominada curva tensión-vida (curva S-N). Estas curvas son del estilo de la figura siguiente, donde la curva se aproxima a una asíntota que se corresponde al límite de fatiga,  $S_e$ .

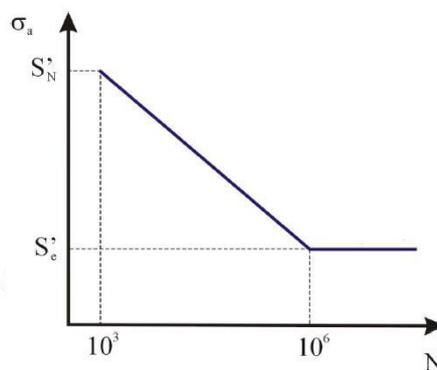


Figura 3. Aproximación de la curva tensión-vida. [4]

Esta curva se puede representar en una escala lineal-logarítmica o en una escala logarítmica-logarítmica y de ello dependerá la ecuación a utilizar.

Para el caso del acero, el límite de fatiga se estima en:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u \text{ para } S_u \leq 1400 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 9}$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa para } S_u > 1400 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 10}$$

El término  $S'_e$  representa el límite de fatiga de la probeta lisa de flexión rotativa, mientras que  $S_e$  se corresponde con el límite de fatiga del componente que se está analizando.

El valor del límite de fatiga se verá modificado por diversos factores como la confiabilidad, la temperatura, el acabado superficial, el tamaño, los concentradores de tensión, etc.

La fatiga se estudia a partir de una tensión media y alternante, las cuales definen una gráfica como la de la figura. La tensión media es el promedio de la tensión máxima y mínima, mientras que la alternante es la diferencia entre los dos valores dividido entre dos.

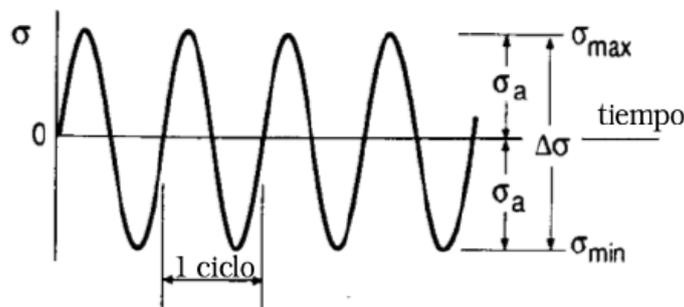


Figura 4. Ciclo de amplitud constante. [4]

El último dato necesario es la tensión alternante equivalente  $S_N^{eq}$ , que se obtiene a partir de la combinación de tensión media  $\sigma_m$  y alternante  $\sigma_a$  que produciría la misma vida que si se aplica sólo esta tensión alternante equivalente como tensión alternante (siendo la tensión media nula).

Para calcularla, existen varios criterios. Entre ellos, los más conocidos son el criterio de Goodman, para materiales frágiles, y el de Soderberg, para materiales dúctiles.

$$S_N^{eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S}} \quad \text{Ec. 11}$$

Siendo  $S$  el límite de rotura del material,  $S_u$ , para Goodman y el límite de fluencia,  $S_y$ , para Soderberg.

## 1.5. Frecuencias naturales y modos de vibración

Las vibraciones pueden constituir un modo específico de fallo. En algunos casos no producen fallos, pero sí malos funcionamientos que hacen aparecer otros tipos de problemas. En otros, las deformaciones y la resonancia durante la vibración pueden conducir a fallos catastróficos. Por lo tanto, este apartado es tan imprescindible como el resto.

Los modos de vibración de un sistema son formas características o patrones de movimiento donde sus componentes oscilan de forma senoidal con la misma frecuencia. En general, y pensando en un modelo numérico de elementos finitos, dichas oscilaciones vienen

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

representadas por el desplazamiento de un nodo con respecto al resto de nodos de un modelo de elementos finitos.

Para calcular los modos de vibración se hace uso del análisis modal cuyo planteamiento, considerando un sistema no amortiguado, se basa en la resolución de un problema generalizado de valores propios (ver ecuación 12), donde  $\{\bar{U}\}$  representa los grados de libertad del problema. El problema matemático queda definido por la siguiente expresión:

$$([K] - \lambda \cdot [M]) \cdot \{\bar{U}\} = \{0\}, \text{ con } \lambda = \omega^2 \quad \text{Ec. 12}$$

La ecuación 12 representa el planteamiento discreto del problema de modos de vibración no amortiguado. A partir de la solución no trivial de la ecuación 12, esto es  $\det([K] - \lambda \cdot [M]) = 0$ , se obtienen los autovalores del problema. Dichos autovalores se corresponden con las frecuencias naturales del sistema, tantas como grados de libertad tenga el problema discreto,  $(\lambda_i = \omega_i^2)$ . Por otro lado, los autovectores del problema,  $\{\bar{U}\}_i$ , son los modos naturales de vibración asociados a cada autovalor o frecuencia y se obtienen al sustituir en la ecuación 12 cada valor  $\lambda_i$ .

Para observar los modos de vibración se hace uso de las Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF), dentro de las cuales no se puede encontrar la transmisibilidad  $Tr = Tr(\omega)$  (ver figura 5) y la receptancia  $H = H(\omega)$ . La primera representa la fuerza transmitida con respecto a la excitación, y la segunda la respuesta respecto a la excitación.

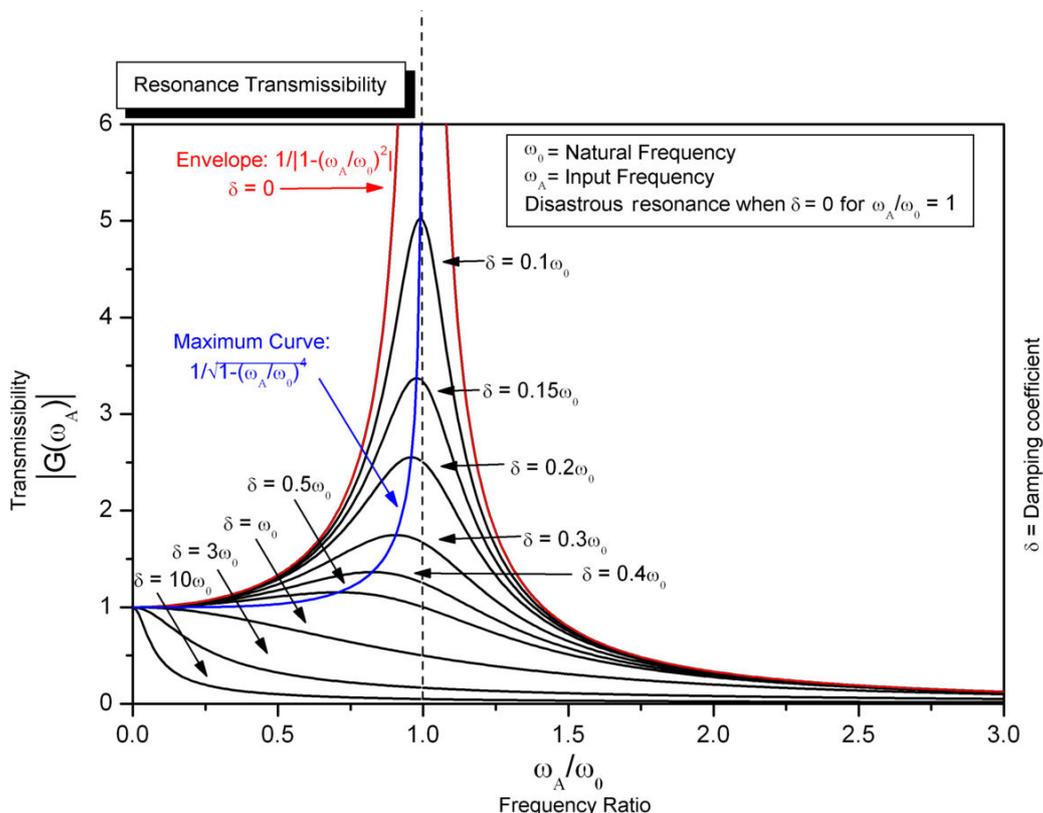


Figura 5. Función transmisibilidad. [5]

El conjunto de frecuencias características de cada sistema constituye las llamadas frecuencias naturales. Cada frecuencia natural es aquella a la que un objeto continúa vibrando aun después de eliminar la carga. Cuando una vibración se transmite a un objeto de modo que

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

ésta es igual o próxima a la frecuencia natural del objeto, se produce el fenómeno de la resonancia (batimiento en caso de ser próxima). Mediante este fenómeno se amplifica la vibración provocando en el objeto deformaciones extremas que dan lugar al fallo. En un sistema no amortiguado de un grado de libertad, el valor y distribución de la rigidez y la masa determinan la frecuencia natural.

$$\omega \propto \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad \text{Ec. 13}$$

Donde  $\omega$  representa la frecuencia natural del sistema en radianes por segundo,  $k$  la constante de rigidez del sistema en Newton por metro al cuadrado y  $m$  la masa del sistema en kilogramos. Lo conveniente para evitar la resonancia es alejar la frecuencia natural de las frecuencias a las que vaya a enfrentarse el sistema, bien sea modificando su rigidez o su masa.

## CAPÍTULO 2

# Historia de los sumergibles de gran profundidad

### 2.1. Introducción

Un sumergible es un tipo de buque capaz de navegar sobre y bajo el agua. Este buque permite estancias de inmersión durante un periodo de tiempo. Su uso ha ido desde la pesca, investigación, turismo y rescate hasta fines militares.

Con este capítulo, se puede echar un vistazo al pasado con el fin de tener conciencia acerca de los primeros inventos que revolucionaron el concepto y diseño del sumergible, así como otros que permitieron llegar a puntos del océano los cuales se creía imposible alcanzar. Cabe decir que es de fundamental importancia la previa investigación para conseguir unos puntos de partida que son comunes a todos los sumergibles de gran profundidad.

### 2.2. Tipos de sumergibles

Se pueden encontrar tres tipos de sumergibles bien diferenciados: sumergibles de investigación, de recreo y militares. Dentro del grupo de sumergibles de investigación, hemos de señalar la diferencia entre los batiscafos y los DSV (Vehículo de Inmersión Profunda).

Los DSV se subdividen en DSV para investigación y DSRV (Vehículo de Rescate de Inmersión Profunda) para misiones de rescate en lugares profundos, pero también para espionaje. En pocas palabras, los llamados batiscafos son DSV de investigación. Esta clase de sumergibles son confeccionados expresamente para soportar las grandes presiones y dedicados a la exploración submarina.

Por otro lado, existen sumergibles que se escapan de esta clasificación, como lo es el *Ictíneo I*, pero que fueron muy importantes para el desarrollo del resto de los sumergibles.

#### 2.2.1. Sumergible *Ictíneo I*

Fue un sumergible diseñado y construido por el inventor español Narciso Monturiol en 1859. El objetivo era facilitar la pesca de coral, tras la muerte de un recolector de corales en el cabo de Creus. Posee propulsor en la cola, además de aletas para la dirección.

Fue el primer sumergible que contaba con dos cascos: uno interior de presión, que era esférico y tenía una capacidad de 7 metros cúbicos, y un exterior ligero con forma elíptica (forma de pez). Entre ambos cascos se sitúan tanques de lastre para la flotación y equilibrio, un depósito para el suministro de oxígeno y otro de hidrógeno para la alimentación de la iluminación. Está hecho de madera. Tiene una eslora de 7 metros y manga de 2,5 metros.

Se sumergió durante 2 horas y 20 minutos, alcanzando los 20 metros de profundidad. Estaba diseñado para alcanzar los 40 metros, aunque no se logró porque durante la botadura, se formaron abolladuras en el forro impermeable. [6]

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

A pesar de no ser un sumergible de gran profundidad, fue sin embargo el inicio de los batiscafos, gracias a su estructura de doble casco.

### 2.2.2. Batiscafo *Trieste*

Fue diseñado por Auguste Piccard en 1937, consiste en una cabina esférica suspendida bajo un tanque de gasolina para la flotabilidad positiva, el cual permite la inmersión libre sin necesidad de un cable para elevar posteriormente el sumergible. Ambas cámaras están separadas como se puede ver en la figura 6. Mientras que para ganar flotabilidad negativa utiliza pesas de plomo.

El material empleado en la cabina fue acero forjado. La esfera tiene un diámetro interior de 2 metros. El espesor de la pared es de 9 centímetros y se eleva a 15 alrededor de la ventana y la puerta. Tiene capacidad para 2 personas. [7]

Se calculó que la profundidad que podría alcanzar sería unos 14.000 metros, siendo aplastada hacia los 15.000 metros. En 1960, tripulado por Jacques Piccard (hijo de Auguste) y el oficial de la Marina estadounidense Don Walsh, alcanzó los 10.916 metros en el abismo de Challenger, en la fosa de las Marianas, siendo así el primer buque en llegar hasta allí. El descenso duró 4 horas y 47 minutos, estuvieron 20 minutos en el fondo del océano y luego ascendieron durante 3 horas y 15 minutos. [8]

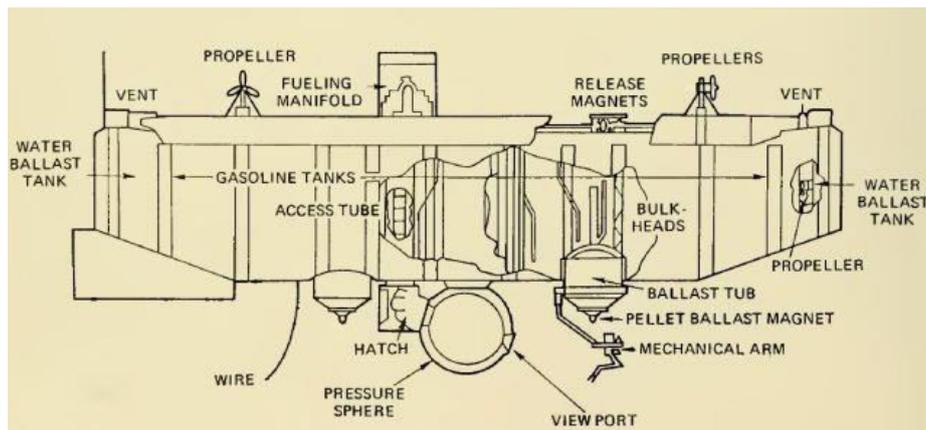


Figura 6. Diseño del batiscafo *Trieste*. [9]

### 2.2.3. Batiscafo *Archimède*

Este sumergible fue diseñado por Pierre Willm y Georges Houot y pertenece a la Armada francesa. Al igual que su predecesor, el *Trieste*, utiliza como flotador un compuesto orgánico, en su caso, hexano.

Cuenta con una eslora de 22 metros, manga de 5 metros y puntal de 9 metros. En su interior, una cabina esférica de 2,1 metros de diámetro y 15 centímetros de espesor. [10]

Fue concebido para alcanzar los 9.100 metros. En 1962, realizó la segunda inmersión más profunda de la historia, llegando hasta una profundidad de 9.560 metros en la fosa de las Kuriles en el océano Pacífico Noroccidental. Más tarde, en 1964, descendió al punto más profundo del océano Atlántico en la fosa de Puerto Rico a 8.380 metros. Exploró la dorsal mesoatlántica junto con el submarino *Cyana* y el DSV *Alvin*. [11]

#### 2.2.4. DSV *Alvin*

Fue diseñado por la Armada de los Estados Unidos para sustituir al batiscafo *Trieste*. Para garantizar la flotabilidad, se utilizó espuma sintáctica, que es lo suficientemente resistente para servir de material estructural. Para proporcionar flotabilidad negativa, se le dotó de pesas de acero. También posee un sistema de lastre y compensación.

Al principio sus características eran distintas, sin embargo, en 1973, tras el hundimiento del primer *Alvin*, se modificó el casco de presión para hacerlo más resistente. El material empleado fue titanio, más ligero, fuerte y resistente a la corrosión que el acero, así como menos rígido. Tiene una eslora de 6,7 metros y cuenta con una manga de 2,44 metros. En cuyo interior hay una cabina esférica de diámetro 2 metros y espesor 3,38 centímetros. Tiene capacidad para 3 personas. [12]

La profundidad máxima alcanzada con este sumergible fue de 6.500 metros. En total, el sumergible ha realizado más de cuatro mil inmersiones. [13] Participó en la recuperación de la bomba atómica que se perdió en el mar Mediterráneo durante la colisión de la Fuerza Aérea de los Estados Unidos sobre Palomares, España. También descubrió respiraderos hidrotermales en la dorsal de las Galápagos y exploró el pecio del Titanic en 1986.

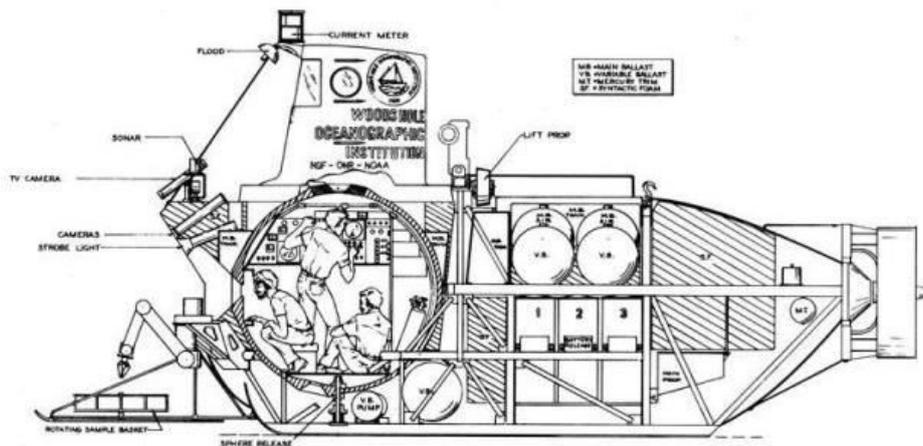


Figura 7. Diseño del DSV *Alvin*. [12]

#### 2.2.5. DSV *Aluminaut*

Fue el primer submarino de aluminio, construido en 1964 por Reynolds Metals Company para la investigación en aguas profundas. Para ganar flotabilidad negativa usa plomo.

Gracias a la relación resistencia-peso del aluminio, mayor en comparación con el acero, tiene una eslora de 15,5 metros con 11 cilindros forjados y 17 centímetros de espesor para soportar presiones a 5.200 metros. Tiene capacidad para 7 tripulantes y puede resistir inmersiones de 32 horas. [14]

Con este sumergible, se han alcanzado los 4.600 metros de profundidad. [14] Ayudó en la recuperación de la bomba atómica del incidente de Palomares anteriormente mencionado. También participó en el rescate del *Alvin*, hundido a 1.500 metros.

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos



Figura 8. DSV Aluminaut. [15]

### 2.2.6. DSV Deepsea Challenger

Fue diseñado para llegar al punto más profundo conocido del océano, el abismo de Challenger. Para la flotabilidad positiva, el ingeniero australiano Ron Allum creó una espuma sintáctica estructural especial llamada Isofloat, que resiste las altas presiones a 11.000 metros. Esta espuma comprende la mayor parte del volumen del sumergible y está compuesta de pequeñas esferas de vidrio huecas suspendidas en resina epoxi.

Posee una eslora de 7,3 metros. La cabina es esférica con un diámetro de 1,1 metros y 6,4 centímetros de grosor, capaz de soportar presiones de hasta 114 MPa. Sólo tiene capacidad para 1 persona y puede permanecer sumergido 56 horas. [16]

Este sumergible opera en posición vertical, como puede verse en la siguiente figura. En 2012, pilotado por el director de cine James Cameron, bajó hasta el abismo de Challenger, llegando hasta los 10.908 metros de profundidad. El descenso duró 2 horas y 37 minutos. Estuvo aproximadamente 3 horas en el fondo del océano. [17]

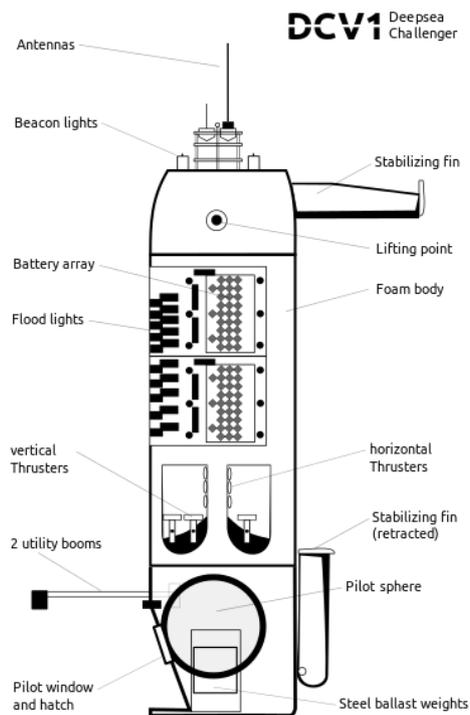


Figura 9. Diseño del DSV Deepsea Challenger. [17]

### 2.2.7. DSV *Limiting Factor*

Fue diseñado para llegar a los puntos más profundos del océano por la empresa Triton Submarines.

A pesar de que su apariencia exterior es inusual, la cabina es esférica. Ésta es de titanio con un grosor de 9 centímetros y 1,5 metros de diámetro. Se calculó mediante pruebas que su cota máxima de inmersión está en 14.000 metros, resistiendo unos 140 MPa. Sus dimensiones exteriores son 4,6 metros de largo, 1,9 metros de ancho y 3,7 metros de alto. Tiene capacidad para 2 personas y podría permanecer sumergido hasta 16 horas. [18]

En 2019, Victor Vescovo alcanzaron un récord (no superado desde 1960 con el batiscafo *Trieste*) sumergiéndose a 10.928 metros en el abismo de Challenger. Permaneció 4 horas en el lecho marino. [19] Poco después, participó en una operación de salvamento marino a gran profundidad para recuperar un módulo científico. Su objetivo era alcanzar el fondo de los cinco océanos, por lo que también ha llegado al fondo del océano Atlántico en la fosa de Puerto Rico a 8.376 metros, del Antártico en la fosa de las Sándwich del Sur a 7.434 metros, del Índico en la fosa de Java a 7.192 metros y por último del Ártico en el fondo de Molloy Deep a 5.500 metros. [20]

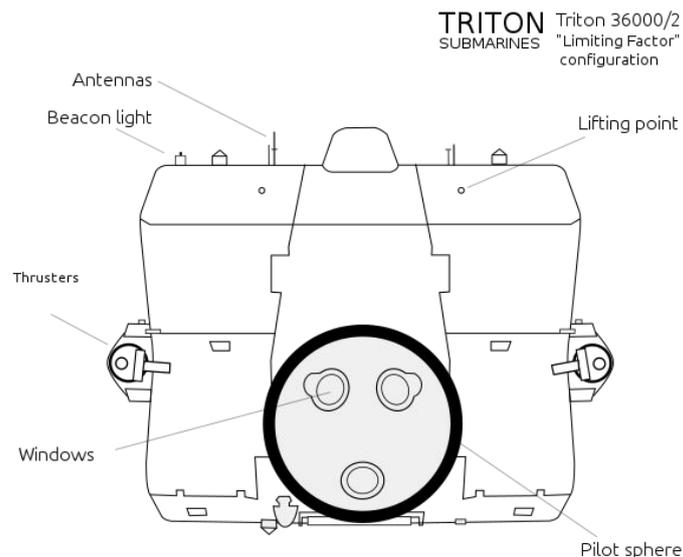


Figura 10. Diseño del DSV *Limiting Factor*. [21]

## CAPÍTULO 3

### Estructura del sumergible

#### 3.1. Introducción

En el presente capítulo, se van a desarrollar los principios de diseño de la estructura del casco. El sumergible está compuesto por un doble casco: el casco de presión o resistente y el casco ligero o hidrodinámico.

Se deberá tener en cuenta las posibles escotillas o puertas de acceso, ya que los cortes en el casco podrían suponer un debilitamiento de éste. En ese caso, han de reforzarse. De igual forma, las ventanillas de observación no contribuyen a refuerzo. Por todo ello, estas aberturas necesitarán un estudio específico.

Para la estructura de un sumergible no existe una normativa como tal, pero sí se han creado las llamadas Sociedades de Clasificación para la seguridad en la navegación. Se pueden encontrar entre ellas: Det Norske Veritas Germanischer Lloyd (DNV GL, Alemania) y American Bureau of Shipping (ABS, Estados Unidos). Éstas pertenecen a la Asociación Internacional de Sociedades de Clasificación (AISC). Ambas se mencionarán en el proyecto y, en especial, la ABS se tendrá en cuenta para los cálculos preliminares (Anexo I).

#### 3.2. Formas del casco

##### 3.2.1. Casco de presión

El casco de presión es el que va a resistir toda la diferencia de presión entre el agua y el aire a presión atmosférica del interior, ésta es de 0,101 bar por cada metro de profundidad.

Puede tomar diversas formas, aunque en general son esféricas, cilíndricas y ovaladas. La mayoría de los submarinos convencionales utilizan la forma esférica para la proa, cilíndrica para el tramo central y ovalada para la popa.

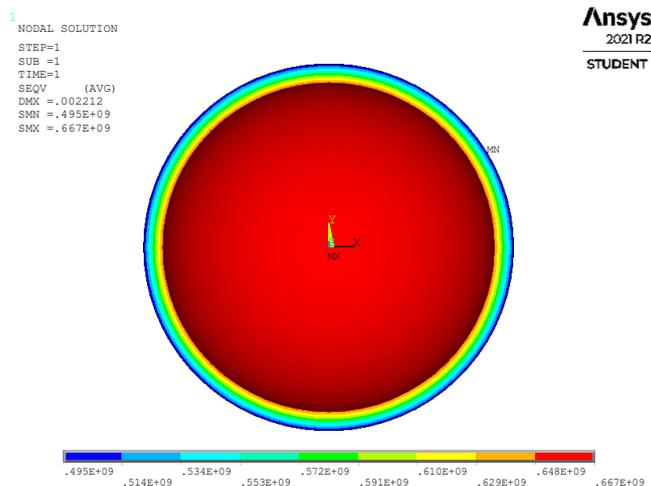


Figura 11. Reparto de la tensión de von Mises en una cabina esférica.

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

En cambio, la mayoría de los DSV se han diseñado con cascos de presión puramente esféricos. Esto es así porque la esfera es la forma geométrica que permite el reparto de presión de forma equitativa. Se puede observar en el análisis de Elementos Finitos de la figura 11 cómo las tensiones se distribuyen de manera perfecta.

En la siguiente figura, se aprecia la diferencia entre la deformación uniforme de la esfera y la deformación de un cilindro, ambos sometidos a presión externa. Los trazos discontinuos representan la deformada, frente a los trazos continuos que representan la forma original.

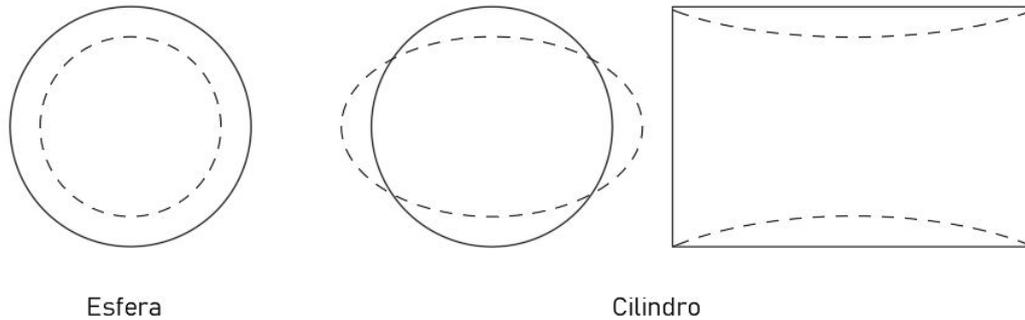


Figura 12. Deformaciones de esfera y cilindro sometidos a presión externa.

Dada su función final, los sumergibles para investigación son pequeños y el casco de presión constituye la totalidad de la cabina. Para presiones tan altas como las que es posible encontrarse a partir de los 4 km de profundidad, convienen formas esféricas, pudiendo añadir tramos cilíndricos no muy largos y especialmente reforzados.

FORMA	PESO / DESPLAZAMIENTO		
	Ac. HY 100	Ac. HY 140	Ac. HY 110 Ti
	0,47	0,39	0,28
	0,49	0,40	0,29
	0,49	0,41	0,30
	0,51 +	0,42 +	0,30 +
	0,52	0,43	0,31
	0,52	0,42	0,31

Figura 13. Formas del casco resistente. [22]

### 3.2.2. Casco hidrodinámico

El casco hidrodinámico, por su parte, es el que da forma al sumergible, recubre el casco resistente y se diseña en base a minimizar la resistencia al agua. Aunque para un vehículo subacuático de investigación esta cuestión no es tan importante, no significa que se deba obviar, ya que puede suponer un ahorro en el consumo de energía durante la navegación.

Entre ambos cascos suelen alojarse otros sistemas del sumergible. Como el propósito de este proyecto es el casco, dejando a un lado el resto de los sistemas y elementos, se concentrará la atención en su forma y no en las cavidades que queden entre ambos cascos para su posterior aprovechamiento.

La forma característica de un submarino es prácticamente idéntica al casco de presión, salvo por algunas excepciones. En la proa se suele utilizar también la forma esférica. En la popa son formas más cónicas, cuyo diseño es fundamental para la llegada del agua a la hélice y los timones, ya que existe riesgo de cavitación.

## 3.3. Refuerzos

### 3.3.1. Descripción

Un casco de presión esférico reparte, en perfecta redondez, las presiones de forma equitativa a lo largo del espesor. Sin embargo, el casco de presión cilíndrico-esférico por sí mismo no podría soportar las altas tensiones con un espesor adecuado. Un mayor espesor conlleva más cantidad de material y, por ende, una construcción de coste desorbitado.

Para ello, se le añaden refuerzos que se conocen en el mundo naval como cuadernas y bulárcamas, entre otros términos. Estos contribuyen a conservar la rigidez del casco resistente y trabajan como puntos fuertes.



Figura 14. Cuadernas de un submarino. [23]

- Las **cuadernas** son un anillo fino que recorre una sección del sumergible. Contribuyen a garantizar la circularidad del casco resistente.
- Las **bulárcamas** son cuadernas más resistentes. Su función es mantener el contorno circular del casco resistente.

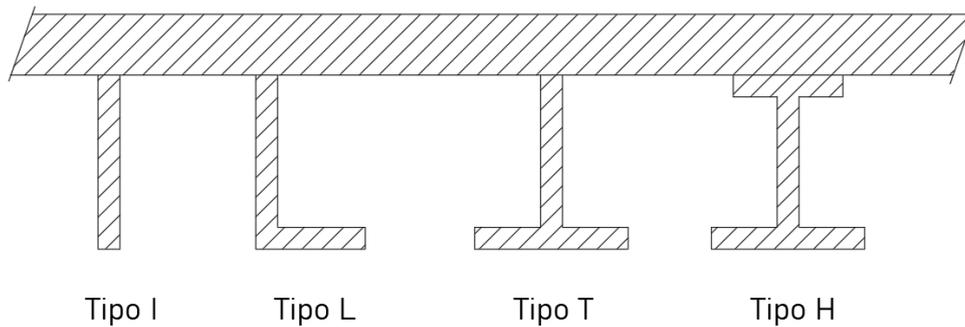


Figura 15. Formas más comunes de las cuadernas.

Con estos refuerzos, las tensiones circunferencial y longitudinal varían en los huecos entre cuadernas. Sin embargo, a pesar de su buena contribución constructiva, las cuadernas varían la rigidez longitudinal e introducen momentos flectores y esfuerzos cortantes.

En los huecos es donde se producen mayores deformaciones radiales. Habrá que analizar bien la separación entre refuerzos para optimizar el resultado final, sin que se produzcan tensiones excesivas.

### 3.3.2. Modos de fallo

El fallo en una estructura es aquel fenómeno que, cuando se produce, la estructura deja de cumplir la función para la que se diseñó. Por lo tanto, cuando se produzca algún modo de fallo, la estructura dejará de mantener su capacidad resistente y es posible que colapse.

Se pueden encontrar cuatro tipos de fallos que son los principales, sin tener en cuenta los defectos en materiales o en soldaduras:

- Fallo de cuadernas.
- Fallo entre cuadernas.
- Fallo por plastificación.
- Fallo general.

#### I. Fallo de cuadernas

Los refuerzos, aunque son un punto fuerte en el casco resistente, pueden sufrir diferentes problemas de inestabilidad (pandeo) por estar constituidos por perfiles esbeltos. Estos perfiles están formados por el alma (parte rectangular central) y, en su caso, las alas. Ambas partes están sometidos a compresión circunferencial pura.

Los más habituales y los que se estudiarán con cautela son tres tipos:

- **Pandeo del alma.** Corresponde al fallo independiente del alma cuando está sometida a una gran carga axial. Consiste en una especie de abolladura. Se produce, de forma general, si el espesor del alma es muy reducido.
- **Pandeo del ala (*tripping*).** Corresponde al fallo independiente del ala cuando está sometida a una gran carga axial o a carga radial. Esto hace que el perfil se balancee o gire hacia un lado desde el punto de unión con el forro.
- **Pandeo en conjunto (*tilting*).** Sucede cuando la cuaderna está desalineada, entonces, a la hora de trabajar se produce un vuelco del conjunto alma-ala.

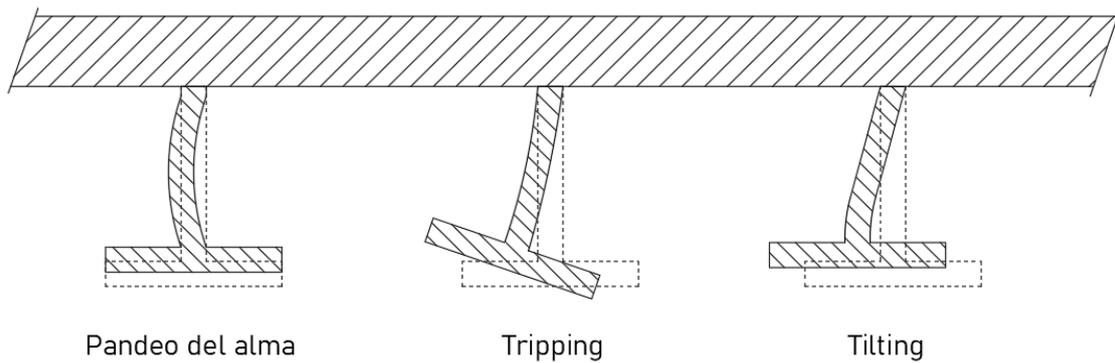


Figura 16. Fallos de cuaderna.

También pueden producirse a la vez dos modos de fallo e incluso todos. Estos modos de fallo combinados son peligrosos, pues la estructura podría colapsar a una presión inferior para la que fue diseñado el sumergible.

Para evitar estos tres fallos las relaciones entre dimensiones deben estar preferiblemente dentro de los intervalos que se describen en el Anexo 2 – Capacidad de los refuerzos mediante la ABS.

Para que la cuaderna cumpla su función como elemento resistente, el perfil deberá tener una inercia mínima, es decir, el ala debe estar lo más alejada del forro, para conseguir mayor inercia. De igual manera, esto se formula en el mismo apartado del Anexo 2.

## II. Fallo entre cuadernas

El espacio entre cuadernas a menudo se lo nombra como claras. Las cuadernas trabajan como puntos fuertes, por lo que no se deforman con este tipo de fallo. Sin embargo, en las claras se pueden producir abultamientos.

Se divide en dos tipos:

- **Pandeo asimétrico.** Es el primero en aparecer, ya que se da a menor presión. Provoca deformaciones lobulares hacia dentro y hacia fuera de las claras, como se ve en la siguiente figura, trazada a escala. Las cuadernas, en este caso, sufren una pequeña torsión, pero no se deforman. Las cuadernas se sitúan en el paso de una deformación a otra. Esto provoca diferentes ondas que se miden con la letra «n».

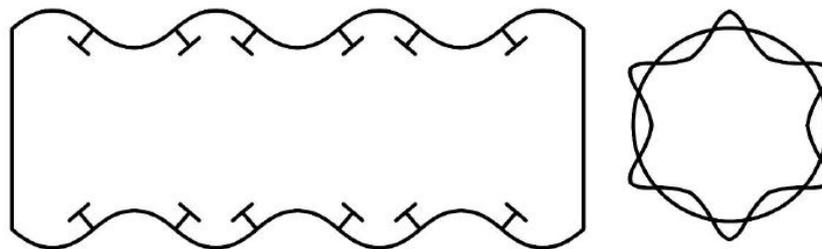


Figura 17. Pandeo asimétrico con  $n = 6$ . [24]

- **Pandeo simétrico.** Tiene lugar debido a la carga axial que transmiten los domos. En este tipo, el forro se deforma lobularmente de manera axisimétrica respecto al eje longitudinal del casco, por lo que las cuadernas no se ven afectadas, como muestra la siguiente figura. Las cuadernas se encuentran en medio de la onda de

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

deformación, resultando  $n = 0$ . Esto provoca una compresión en la zona de las claras y tracción en las cuadernas.

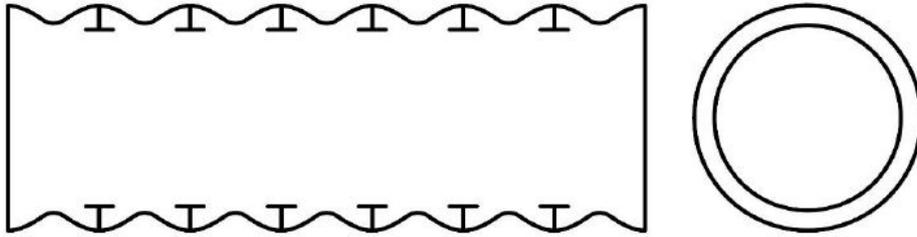


Figura 18. Pandeo simétrico con  $n = 0$ . [25]

En general, esta inestabilidad se da en cascos con poco espesor y cuadernas muy separadas. Para ello, se harán unos cálculos preliminares del modelo, recogidos en el Anexo 2 – Cálculo preliminar del espesor del sumergible mediante la ABS.

### III. Fallo por plastificación

Consiste en la plastificación local de las planchas que constituyen el forro entre cuadernas. Suponiendo coordenadas cilíndricas y tensión plana, la tensión radial que se da es despreciable. La tensión longitudinal más alta ocurre en el interior del forro en el punto de contacto cuaderna-forro (punto A) y la tensión circunferencial más alta se sitúa en el interior del forro en el centro de las claras (punto B).

Si aumentamos la profundidad, la tensión aumenta hasta que el interior del forro en el punto A alcanza el límite de proporcionalidad y, si se sigue elevando la cota de inmersión, se puede llegar al límite de fluencia, apareciendo un anillo. Esto indica que se ha entrado en régimen plástico. Existen dos puntos diferenciados:

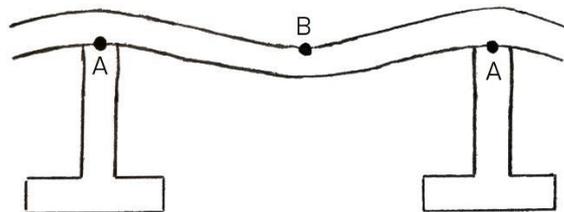


Figura 19. Puntos característicos del fallo por plastificación.

Este fallo es peligroso, pues una vez se inicia la plastificación la estructura puede colapsar con pequeños incrementos de presión. Suele suceder en estructuras con cuadernas muy juntas, ya que estas suponen un punto fuerte, pudiendo provocar la rotura en el centro de las claras. Cuando esto acaece, se disponen unas piezas llamadas “longitudinales” entre las cuadernas con escasa separación y se sueldan al forro. De esta manera, se anula la inercia longitudinal, aunque supone un aumento de peso.

Este modo de fallo se produce cuando la estructura sigue el equilibrio fundamental presión-desplazamiento, que es lineal.

### IV. Fallo general

Este modo de fallo es común a todos los cilindros, reforzados o no. Sucede cuando la circularidad en las secciones anulares no es perfecta en las claras entre mamparos o bulárcamas,

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

que son puntos muy fuertes de mucha rigidez. Las cuadernas centrales entre estos elementos, cuando sufren la carga, el cilindro se aplasta como puede verse en la figura de a continuación, deformándose conjuntamente el forro y las cuadernas, que van soldadas a él.

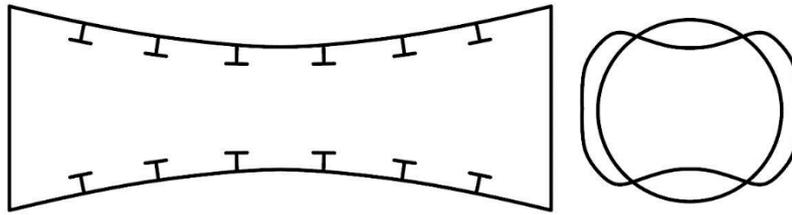


Figura 20. Deformación de un cilindro con  $n = 2$ . [24]

Se produce en sumergibles de gran longitud entre mamparos o bulárcamas (longitud igual o superior a 3 veces el diámetro) dándose  $n = 2$  y para menores longitudes (inferior a 3 veces el diámetro)  $n = 3$ .

Para evitar este modo de fallo, se deben colocar con cuidado los puntos muy fuertes, ya que impiden que el casco se deforme por igual (rompiendo la circularidad) y no pueda volver a su forma original al eliminar la carga porque se haya producido deformación permanente o porque haya colapsado. Estos puntos son los responsables de crear fatiga y, por consiguiente, evitar la reutilización del casco.

### 3.4. Aberturas en el casco

Uno de los objetivos del sumergible es que sea tripulado, para ello, debe disponer de mínimo una escotilla de acceso de un diámetro de paso de 0,5 metros. Ya que uno de los objetivos del sumergible puede ser la investigación oceanográfica, se va a dotar al sumergible también con una ventana de observación.

El propósito del proyecto es abordar el diseño y análisis estructural del casco y no en el resto de los elementos, por lo que la escotilla y la ventana en sí no será objeto de estudio. Pero se han de estudiar las discontinuidades sobre el casco, cuya influencia sobre la propia estructura podría ser negativa.

## CAPÍTULO 4

### Casco de presión

#### 4.1. Introducción

Como se ha mencionado anteriormente, la estructura ideal para el diseño de un sumergible es la estructura de doble casco. Esto es así porque permite al sumergible tener la capacidad de resistir con la forma más idónea a las altas presiones gracias al casco de presión, al mismo tiempo que minimiza su resistencia al agua gracias al casco hidrodinámico.

Este Trabajo Final de Grado se centrará en el casco de presión por ser el más crítico, el que soportará toda la presión que ejerce el océano, y porque es el primer paso a dar en el diseño del sumergible.

#### 4.2. Cargas actuantes

##### 4.2.1. Descripción

En un casco presurizado sometido a presión externa, se van a dar las siguientes cargas apreciables:

- Presión externa.
- Sobrepresión interna y cualquier carga dinámica.
- Fuerzas de reacción y tensiones locales adicionales causadas por accesorios y sujeciones.

Como el objetivo de este proyecto es el casco del sumergible, las dos últimas cargas no se tendrán en cuenta para el cálculo, quedando así, únicamente, la presión externa, definida como presión hidrostática que es proporcional a la profundidad en la relación 0,101 bar/m. Se distinguen tres tipos de presiones asociados a tres tipos de cotas que determinarán la capacidad del sumergible:

- **Presión nominal de inmersión,  $p_N$ .** Es la presión que soportará a una profundidad de inmersión en la que operará sin problemas, llamada **cota nominal de inmersión** o **NDD** (del inglés, *Nominal Diving Depth*).
- **Presión máxima de inmersión,  $p_{m\acute{a}x}$ .** Es la presión que soportará a una profundidad de inmersión en la que operará al límite, llamada **cota máxima de inmersión**. Esta presión ocasionará que la vida del sumergible disminuya, pues las tensiones que provoca están cerca o superan el límite de fluencia del material y se pueden producir deformaciones permanentes.
- **Presión de colapso,  $p_z$ .** Es la presión que soportará a tal profundidad de inmersión que suponga el colapso del sumergible, llamada **cota de colapso** o **CDD** (del inglés, *Collapse Diving Depth*), a la que el casco de presión podría colapsar con un pequeño incremento de carga.

#### 4.2.2. Criterios de diseño

Se tendrán presentes los criterios de la sociedad de clasificación Germanischer Lloyd, que describe en la edición del año 2009 *Rules for Classification and Construction I* en su parte 5 del capítulo 2.

- El coeficiente de seguridad para los esfuerzos de compresión y flexión a presiones de inmersión nominales será de 3.
- La relación entre la presión de colapso y la presión de inmersión nominal no deberá ser inferior al valor de la ecuación 14. Para presiones superiores a los 60 bar, el caso que concierne:

$$S = \frac{p_Z}{p_N} = 1,73 \quad \text{Ec. 14}$$

- Para la resistencia a fatiga del material, se deberá diseñar el casco para al menos 5.000 ciclos de funcionamiento.

#### 4.3. Material utilizado

Los materiales que se suelen utilizar en la construcción de submarinos para el casco de presión son el acero laminado, el acero forjado y el titanio. Todos ellos se utilizan para una cota considerable, que es lo que se pretende.

- El **acero laminado**, por su proceso de transformación, primero es acero fundido que se transforma en lingotes y después se lamina. Durante el laminado, es calentado para que permita deformarse en el tren de laminación. Puede ser en caliente (evita la recristalización) o en frío (recristaliza). El laminado en frío aumenta la dureza y resistencia del acero, pero no se ve favorecida la ductilidad, por lo que es necesario un recocido.
- El **acero forjado** se realiza con piezas procedentes de acero fundido que después unas prensas golpean a grandes presiones hasta conformar el volumen requerido. Puede ser forjado caliente, templado o frío. Tiene menos porosidad superficial y una estructura de grano fijo. Posee gran resistencia, ductilidad, maleabilidad y dureza. Esto le permite soportar más deformación permanente antes del fallo. A su vez, posee mayor resistencia a la fatiga.
- El **titanio** puede ser tan resistente como el acero, pero es más ligero y por esta razón es el más utilizado en submarinos, ya que puede diseñarse un casco con mayor espesor que resista a mayor profundidad sin aumentar su peso. Además, es muy resistente a la corrosión.

El acero laminado se descarta, ya que las dimensiones más significativas del sumergible no son relativamente grandes y puede utilizarse la forja, además, por su gran espesor y la maleabilidad necesaria, conviene otro tipo de material. El titanio, por su parte, aunque resulta destacable la relación resistencia/peso, no es algo que preocupe para el casco de presión ya que lo que se requiere en mayor medida es resistencia.

Por tanto, en el caso que atañe se va a utilizar el acero forjado, ya que por sus características es el que más va a aportar a la hora de navegar a grandes profundidades, principalmente por

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

su capacidad de deformarse de manera permanente y previa al fallo. Además, como sus dimensiones van a quedar limitadas, que se verá en el próximo capítulo, es posible su forja.

Para la elección de las propiedades acero se visita la norma DIN-EN 10028-3:2017 para productos planos de acero para aplicaciones a presión en su parte 3 de aceros soldables de grano fino en condición de normalizado, donde se puede encontrar la tabla de la figura 21. Siendo P... N la designación de calidad para temperatura ambiente, P...NH para temperaturas elevadas, P...NL1 para bajas temperaturas y P...NL2 para muy bajas temperaturas.

Designación del acero		Espesor nominal $t$ mm	Límite elástico $R_{eH}$ MPa mín.	Resistencia a la tracción $R_m$ MPa	Alargamiento después de rotura $A$ % mín.
Simbólica	Númerica				
P275NH, P275NL1, P275NL2	1.0487,	$\leq 16$	275	390 a 510	24
		$16 < t \leq 40$	265		
	1.0488,	$40 < t \leq 60$	255	370 a 490	23
		$60 < t \leq 100$	235		
	1.1104	$100 < t \leq 150$	225	360 a 480	23
		$150 < t \leq 250$	215	350 a 470	
P355N, P355NH, P355NL1, P355NL2	1.0562,	$\leq 16$	355	490 a 630	22
		$16 < t \leq 40$	345		
	1.0565,	$40 < t \leq 60$	335	470 a 610	21
		$60 < t \leq 100$	315		
	1.0566,	$100 < t \leq 150$	305	460 a 600	21
		1.1106	$150 < t \leq 250$	295	
P420NH, P420NL1, P420NL2	1.8932,	$\leq 16$	420	540 a 690	19
		$16 < t \leq 40$	405		
	1.8912,	$40 < t \leq 60$	395	515 a 665	19
		$60 < t \leq 100$	370		
	1.8913	$100 < t \leq 150$	350	500 a 650	19
		$150 < t \leq 250$	340	490 a 640	
P460NH, P460NL1, P460NL2	1.8935,	$\leq 16^a$	460	570 a 730	16
		$16^a < t \leq 40$	445	570 a 720	
	1.8915,	$40 < t \leq 60$	430	540 a 710	16
		$60 < t \leq 100$	400		
	1.8918	$100 < t \leq 150$	380	520 a 690	16
		$150 < t \leq 250$	370	510 a 690	

<sup>a</sup> En el caso de los tipos P460NH y P460NL1, hasta un espesor nominal de 20 mm, en el momento de solicitar la oferta y hacer el pedido se puede acordar un valor mínimo de  $R_{eH}$  de 460 MPa y un intervalo de  $R_m$  comprendido entre 630 MPa y 725 MPa.

Figura 21. Características de tracción a temperatura ambiente. [26]

Según la sociedad de clasificación GL, uno de los requisitos es que el alargamiento a la fractura medido por ensayo de tracción no debe ser inferior a 16%, ya que entonces se consideraría demasiado frágil para constituir el casco presurizado.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Ha de tenerse en cuenta que la temperatura del océano ronda entre -3 y 30°C como muestra la próxima figura. De este modo, el material se comporta con menos ductilidad, es decir, su límite elástico y resistencia a la tracción aumentan conforme la temperatura disminuye mientras que el alargamiento previo a la rotura es cada vez menor (véase la figura 23). Esto indica que el acero se vuelve más rígido y frágil conforme baja la temperatura.

Sin embargo, la tabla de la figura 23 muestra una temperatura muy superior a la de congelación del agua (tanto dulce como salada), -80°C. Si se estima para una temperatura de 3°C bajo cero, que es la que puede darse en la situación más desfavorable cuando la presión exterior del sumergible es elevada, se obtiene un valor bastante cercano a la temperatura de 20°C: de entre 2 y 9% superior.

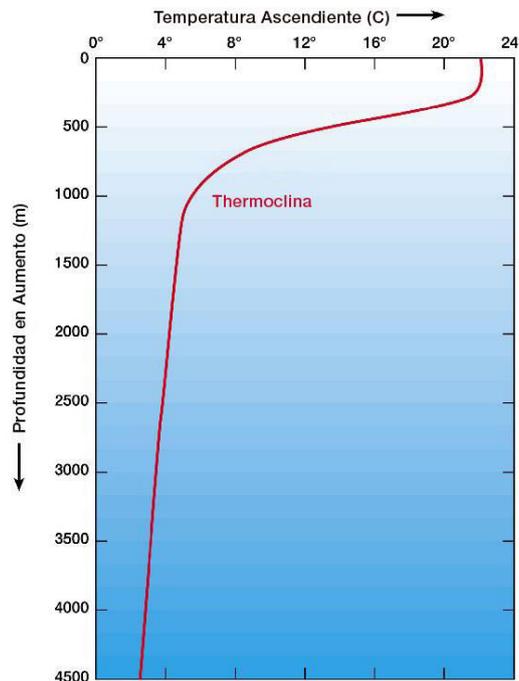


Figura 22. Estructura térmica del océano. [27]

Tipos de acero		20 °C				-80 °C				-150 °C				-196 °C			
		Límite elástico convencional al 0,2% $R_{p0,2}$ min. MPa	Límite elástico convencional al 1,0% $R_{p1,0}$ min. MPa	Resistencia a la tracción $R_m$ min. MPa	Alargamiento a la rotura $A$ min. %	Límite elástico convencional al 0,2% $R_{p0,2}$ min. MPa	Límite elástico convencional al 1,0% $R_{p1,0}$ min. MPa	Resistencia a la tracción $R_m$ min. MPa	Alargamiento a la rotura $A$ min. %	Límite elástico convencional al 0,2% $R_{p0,2}$ min. MPa	Límite elástico convencional al 1,0% $R_{p1,0}$ min. MPa	Resistencia a la tracción $R_m$ min. MPa	Alargamiento a la rotura $A$ min. %	Límite elástico convencional al 0,2% $R_{p0,2}$ min. MPa	Límite elástico convencional al 1,0% $R_{p1,0}$ min. MPa	Resistencia a la tracción $R_m$ min. MPa	Alargamiento a la rotura $A$ min. %
X5CrNi18-10	1.4301	210	250	520	45	270	350	860	35	315	415	1 100	30	300	400	1 250	30
X2CrNi18-9	1.4307	200	240	500	45	220	290	830	35	225	325	1 070	30	300	400	1 200	30
X2CrNi18-10	1.4311	270	310	550	40	350	420	850	40	450	550	1 050	35	550	650	1 250	35
X5CrNi19-9	1.4315	270	310	550	40	385	455	890	40	450	550	1 180	35	550	650	1 350	35
X2CrNi18-7	1.4318	330	370	650	35	380	410	1040	25	420	450	1 320	20	450	490	1 500	15
X2CrMnNi17-7-5	1.4371	300	370	650	40	400	450	1000	35	430	500	1 300	30	500	600	1 350	25
X12CrMnNi17-7-5	1.4372	330	370	680	45	420	500	950	35	500	580	1 150	20	-	-	-	-
X2CrNiMo17-12-2	1.4404	220	260	520	45	275	355	840	40	315	415	1 070	40	350	450	1 200	35
X2CrNiMoN17-11-2	1.4406	280	320	580	40	380	450	800	35	500	600	1 000	35	600	700	1 150	30
X2CrNiMoN21-9-1	1.4420	350	380	650	35	430	520	900	35	530	620	1 080	35	600	700	1 200	30
X2CrNiMoN17-13-3	1.4429	280	320	580	35	380	450	800	30	500	600	1 000	30	600	700	1 150	30
X6CrNiTi18-10	1.4541	200	240	500	40	260	290	855	35	350	420	1 100	35	390	470	1 200	30

NOTA Para cualquier temperatura comprendida entre 20 °C y -196 °C, las características mecánicas se pueden estimar mediante interpolación lineal.

Figura 23. Características de tracción a temperatura ambiente y a bajas temperaturas de aceros inoxidables. [28]

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Finalmente se opta por escoger un material intermedio, con una resistencia y alargamientos considerables y del tipo P . . . NL1, específico para bajas temperaturas: el acero P420NL1. Este posee un alargamiento después a la rotura del 19%, dentro del rango que establece la GL, y un límite elástico que va desde los 340 MPa hasta los 420 MPa.

## CAPÍTULO 5

# Diseño y análisis estructural del casco de presión por elementos finitos

### 5.1. Introducción

En este capítulo se desarrollarán los distintos modelos de elementos finitos con el programa Ansys Mechanical APDL, queriendo poner en práctica los conocimientos adquiridos en la especialidad Diseño de Máquinas del grado en Ingeniería Mecánica. Este método de cálculo requiere ser muy exigente a la hora de conformar la construcción y mallado del modelo.

En primer lugar, se realizará un predimensionado del casco para seguidamente darle una forma al sumergible. Los hay de diversa índole, aunque en su mayoría son esféricos y cilíndricos. Se ha decidido probar tres formas distintas: una forma puramente esférica, otra compuesta por dos esferas que solapan y una última, que conforma un diseño más convencional de submarino, esférica con tramo cilíndrico.

Tras ello, se elegirá el modelo más efectivo a grandes profundidades. Este será el que mejor resista a la presión, es decir, el que menor tensión de SVM presente bajo esas condiciones.

### 5.2. Diseño y cálculo del casco de presión por elementos finitos

#### 5.2.1. Predimensionado

El propósito del sumergible podría ser la investigación oceanográfica mediante misiones tripuladas, lo cual obliga a fijar un mínimo de espacio interior. A su vez conviene que tampoco sea demasiado grande, ya que eso encarecería su fabricación. Se han propuesto, por lo tanto, dos restricciones:

- Un diámetro interno mínimo de 1,5 metros.
- Una extensión máxima de 4 metros.

Como objetivo inicial del proyecto, se quiere que el sumergible alcance grandes profundidades y eso lleva a determinar una cota de inmersión nominal a alcanzar. Se establece:

- Una cota nominal deseada de 4.000 metros de profundidad, lo que equivale a una presión de 0,404 bar (40,4 MPa).

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Todos los modelos propuestos se van a simular por el Método de los Elementos Finitos con los siguientes parámetros para poder comparar mediante el criterio de von Mises:

Parámetros estructurales			
Descripción	Desig.	Valor	Ud.
Espesor del sumergible	e	0,1	m
Radio interior	r <sub>1</sub>	1	m
Radio exterior	r <sub>2</sub>	1,1	m
Cuaderna con perfil I			
Altura del alma	h <sub>c</sub>	0,1	m
Espesor del alma	e <sub>c</sub>	0,02	m
Cuaderna con perfil T			
Altura del alma	h	0,16	m
Espesor del alma	e <sub>c</sub>	0,06	m
Anchura del ala	a <sub>c</sub>	0,18	m
Espesor del ala	e <sub>a</sub>	0,06	m
Otros parámetros			
Presión hidrostática	P	40,4	MPa
Tamaño de la malla	s	0,09	m

Tabla 1. Parámetros estructurales.

El tamaño de malla se corresponde con el tamaño del lado del elemento. Debido a la restricción de 128.000 nodos o elementos de la versión educacional de Ansys, se ha escogido el elemento SOLID185 de la biblioteca del programa, que es un prisma lineal para evitar sobrepasar el límite de nodos.

Más tarde, tras la elección del modelo definitivo, se procederá a modificar el tipo de elemento o su tamaño con el fin de mejorar la malla y la exactitud de los resultados. Los modelos serán mallados con elementos tetraédricos, debido a la imposibilidad de realizar sweep (mallado hexaédrico) en una superficie esférica.

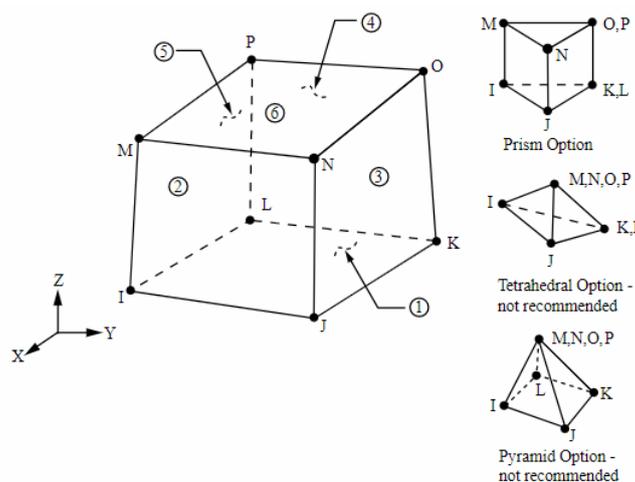


Figura 24. Elemento SOLID185: prisma lineal. [29]

Los modelos serán simétricos para que se pueda simular sólo la mitad del sumergible y se tenga una malla de mejor calidad, dada la restricción en número de nodos o elementos. Para ello, se aplicarán condiciones de contorno de simetría donde proceda.

Sin embargo, por esto mismo, habrá que prescindir del estudio de las aberturas en el casco. Como se verá más adelante, éstas deberían situarse en el centro para cumplir con la simetría y no se puede por diversos motivos (posicionamiento de cuadernas, debilitamiento del casco, etc.). Esto quedará fuera del proyecto y se aplazará para trabajos futuros cuando las limitaciones computacionales sean menores.

### 5.2.2. Diseño esférico

#### I. Justificación

La esfera es la forma geométrica que mejor reparto de tensiones a lo largo de la superficie y el espesor ofrece, por ello que la mayoría de los batiscafos y DSV la hayan empleado en sus cascos. El problema de este diseño radica en el reducido espacio, sin embargo, se va a considerar como una opción porque es el diseño óptimo y cumple con las restricciones propuestas.

#### II. Estudio para modelo placas

Para dar comienzo a este subapartado, se ha realizado un estudio comparativo entre realizar un modelo sólido o un modelo placas. El modelo sólido corresponde al modelo que representa el espesor en su geometría, mientras que el de placas representa únicamente la superficie exterior del sumergible, añadiendo el espesor en la malla con el uso de secciones.

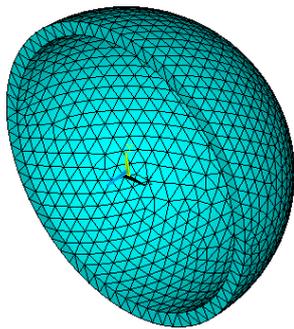


Figura 25. Modelo sólido.

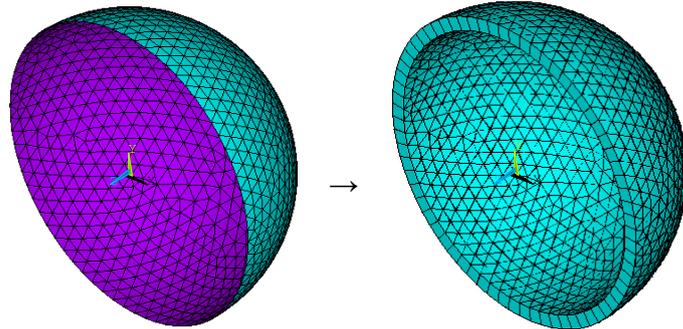


Figura 26. Modelo placas.

La ventaja de realizar un modelo placas tiene origen en la simplificación a la hora de modelar, no obstante, tiene sus límites: no es válida para cualquier espesor. Por ello, se ha evaluado hasta qué relación espesor-radio puede estudiarse el problema con un modelo placas. La última columna de la tabla 1 representa la diferencia porcentual entre la tensión de von Mises (SVM) del modelo sólido y del modelo placas.

En concreto, el modelo placas se ha utilizado una sección con desfase TOP, lo que quiere decir que las cargas se aplican en la superficie exterior (la representada en el modelo de EF) y el espesor queda hacia dentro de esa misma superficie.

A continuación, se muestra la tabla en la que se han recogido los datos de tensión de von Mises del análisis comparativo entre un modelo sólido y un modelo placas, bajo la misma relación espesor/radio ( $e/r$ ) para poder comparar la diferencia entre ambos. Se recoge en ella también la diferencia porcentual entre ambos modelos.

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

El estudio se realizó con una presión exterior de 110 MPa, ya que es la presión máxima que se puede encontrar en el océano, la cual corresponde con el punto más profundo del océano, ubicado en el abismo de Challenger en la fosa de las Marianas a 11 km de profundidad.

Espesor, e (m)	Radio, r (m)	Relación e/r	SVM (Pa)		Diferencia
			SÓLIDO	PLACAS	
0,005	1,2	0,004167	1,41E+10	1,32E+10	6,38%
0,005	1,0	0,005000	1,17E+10	1,10E+10	5,98%
0,010	1,2	0,008333	6,77E+09	6,60E+09	2,51%
0,010	1,0	0,010000	5,86E+09	5,50E+09	6,14%
0,015	1,2	0,012500	4,55E+09	4,40E+09	3,30%
0,015	1,0	0,015000	3,83E+09	3,67E+09	4,18%
0,020	1,2	0,016667	3,44E+09	3,30E+09	4,07%
0,020	1,0	0,020000	2,90E+09	2,75E+09	5,17%
0,025	1,2	0,020833	2,77E+09	2,64E+09	4,69%
0,025	1,0	0,025000	2,34E+09	2,20E+09	5,98%
0,030	1,2	0,025000	2,33E+09	2,20E+09	5,58%
0,035	1,2	0,029167	2,01E+09	1,89E+09	5,97%
0,030	1,0	0,030000	1,97E+09	1,83E+09	7,11%
0,040	1,2	0,033333	1,77E+09	1,65E+09	6,78%
0,035	1,0	0,035000	1,70E+09	1,57E+09	7,65%
0,045	1,2	0,037500	1,59E+09	1,47E+09	7,55%
0,040	1,0	0,040000	1,50E+09	1,37E+09	8,67%
0,050	1,2	0,041667	1,44E+09	1,32E+09	8,33%
0,045	1,0	0,045000	1,35E+09	1,22E+09	9,63%
0,055	1,2	0,045833	1,32E+09	1,20E+09	9,09%
0,050	1,0	0,050000	1,22E+09	1,10E+09	9,84%
0,060	1,2	0,050000	1,22E+09	1,10E+09	9,84%
0,055	1,0	0,055000	1,12E+09	9,99E+08	10,80%
0,060	1,0	0,060000	1,04E+09	9,16E+08	11,92%

Tabla 2. Estudio del modelo placas.

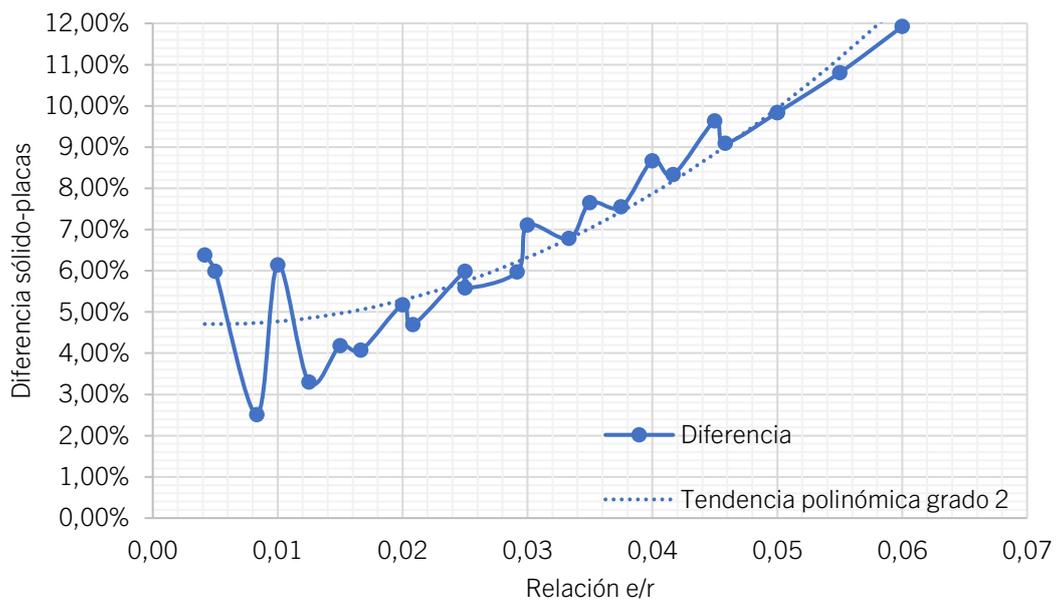


Figura 27. Diferencia en función de la relación e/r (espesor/radio).

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

En la gráfica de la figura anterior pueden verse las tendencias que sigue la diferencia porcentual entre los resultados de la tensión de von Mises entre el modelo sólido y el modelo placas. En general, sigue una función polinómica de grado 2; aunque en los últimos valores, a partir de una relación espesor/radio de 0,045, sigue una tendencia lineal.

Caben destacar unos valores aislados al inicio del estudio hasta la relación  $e/r$  de 0,015 que poseen diferencias más elevadas, quizás debidas a que no se ha variado el tamaño de la malla. Sin embargo, en pocas palabras, cuanto más espesor tenga el casco esférico, más distarán entre sí los resultados del modelo placas con respecto a los del sólido.

Con este estudio, se puede concluir que a partir de una relación  $e/r$  de 0,02 los resultados varían demasiado. Teniendo en cuenta de que hablamos de valores del orden de 1000 MPa, en su mayoría, una diferencia del 5% supone una diferencia de 50 MPa. Sabiendo que el límite de fluencia del acero ronda los 300 MPa, un error mayor podría suponer el fallo del casco.

Dado que se tendrá que recurrir a espesores mayores a 2 cm y que, además, se va a agregar al modelo elementos como cuadernas y bulárcamas, el modelo placas no sería compatible. Al añadir una cuaderna, quedan superpuestas los espesores del casco y los de la cuaderna, dada la imposibilidad de utilizar el desfase BOTTOM en la sección, ya que esto supondría que las cargas se aplicasen en la superficie interior del sumergible, lo cual no es correcto.

Por todo ello, se escoge finalmente el modelo sólido para trabajar el modelo.

### III. Modelos

#### A. MODELO PURAMENTE ESFÉRICO

El modelo de referencia de los batiscafos o DSV es el que se compone únicamente de una esfera hueca. Ésta ha sido sometida a una presión hidrostática de 40,4 MPa, obteniendo los siguientes resultados:

$$\begin{aligned} \text{SVM} &= 225 \text{ MPa} \\ X &= 1,64 \end{aligned}$$

```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV      (AVG)
DMX =.814E-03
SMN =.187E+09
SMX =.225E+09
```

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

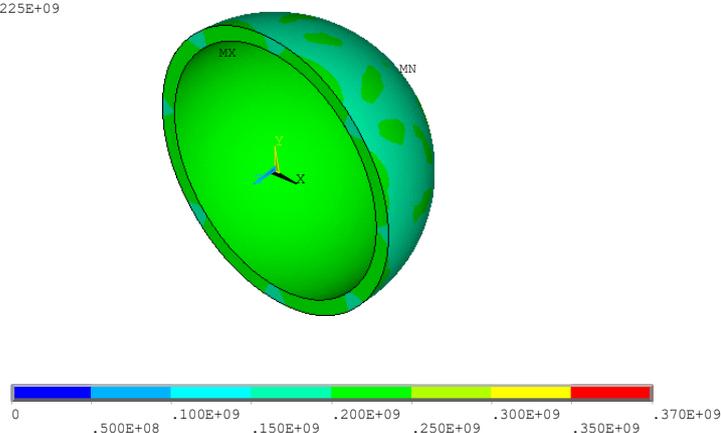


Figura 28. Simulación SVM mediante EF del modelo esférico.

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

En Ansys, la tensión máxima viene determinada por las siglas SMX y la mínima por SMN. Así mismo en el modelo, señala el punto donde se producen con las siglas MX y MN, respectivamente. Cabe mencionar que las soluciones serán de tipo nodal, ya que calcula la magnitud en cada nodo. También se podría representar la solución en elementos, pero no sería continua porque se calcularía la solución en cada uno de los elementos y se producen saltos entre ellos.

En esta imagen no se ve con diferencia la escala de colores en el propio casco del sumergible porque la escala ha sido modificada e igualada al resto de modelos para su comparación, sin embargo, como se pudo ver en la pasada figura 11, la tensión más elevada se produce en el interior del casco y la más baja en el exterior.

Siendo el límite de fluencia del material de 370 MPa, este modelo cumple los requerimientos, pues alcanza las disposiciones de resistencia con las directrices geométricas acordadas.

Estas tensiones en una esfera hueca se pueden verificar de forma analítica mediante las siguientes ecuaciones donde:  $p_{ext}$  es la presión exterior aplicada con valor 40,4 MPa;  $p_{int}$  es la presión interior aplicada considerada de valor nulo;  $r_{ext}$  es el radio exterior del sumergible con valor 1,2 m;  $r_{int}$  es el radio interior del sumergible con valor 1 m; y  $r_i$  es el radio de un determinado punto donde se quiere calcular la tensión.

$$\sigma_r = \frac{p_{ext} \cdot r_{ext}^3 \cdot (r_i^3 - r_{int}^3)}{r_i^3 \cdot (r_{int}^3 - r_{ext}^3)} + \frac{p_{int} \cdot (r_{ext}^3 - r_i^3)}{r_i^3 \cdot (r_{int}^3 - r_{ext}^3)} \quad \text{Ec. 15}$$

$$\sigma_c = \sigma_\ell = \frac{p_{ext} \cdot r_{ext}^3 \cdot (2 \cdot r_i^3 + r_{int}^3)}{2 \cdot r_i^3 \cdot (r_{int}^3 - r_{ext}^3)} - \frac{p_{int} \cdot r_{int}^3 \cdot (2 \cdot r_i^3 + r_{ext}^3)}{2 \cdot r_i^3 \cdot (r_{int}^3 - r_{ext}^3)} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde las ecuaciones 15 y 16 representan  $\sigma_r$ ,  $\sigma_c$  y  $\sigma_\ell$ , denominadas tensión radial, circunferencial (o tangencial) y longitudinal en un radio  $i$  de una esfera hueca, respectivamente.

Estas tensiones circunferencial y longitudinal son equivalentes en una esfera, al igual que sucede con las componentes 2 y 3 de las tensiones principales.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_r + \sigma_c}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_c}{2}\right)^2} \quad \text{Ec. 17}$$

$$\sigma_2 = \sigma_3 = \frac{\sigma_r + \sigma_c}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_c}{2}\right)^2} \quad \text{Ec. 18}$$

$$SVM = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad \text{Ec. 19}$$

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

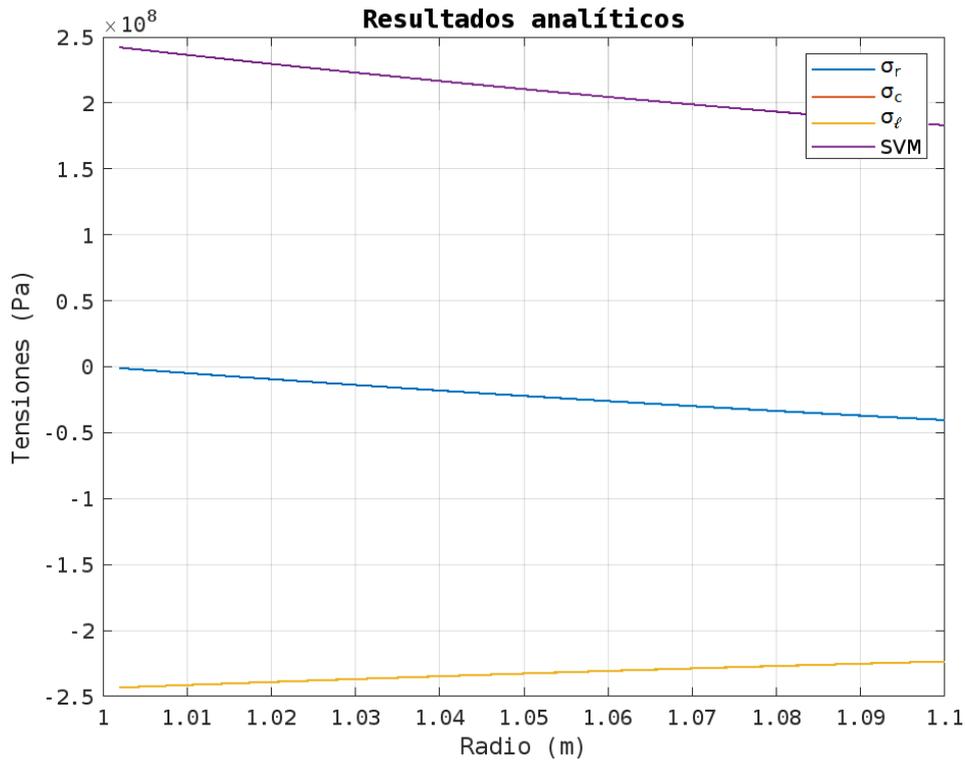


Figura 29. Tensiones resultantes a lo largo del espesor del sumergible.

En la gráfica de la figura 29, se puede observar que la tensión de von Mises (SVM), cuyo valor es de 250 MPa en el interior, queda muy cercano con la calculada por el método de los elementos finitos, cuyo valor es de 225 MPa.

También se ve con claridad la compresión en las componentes radial, circunferencial y longitudinal por el hecho de ser negativas. Además, sucede que la componente radial es nula en el interior, mientras que pasa a de -40,4 MPa en el exterior, que es donde se aplica la fuerza.

### B. MODELO ESFÉRICO REFORZADO CON CUADERNA CENTRAL

Al modelo anterior se le agrega una cuaderna como refuerzo, con el fin de reducir el espesor y aumentar a la rigidez del casco. La cuaderna, en este caso, es de perfil I y está situada en el centro del sumergible.

El modelo cumple las especificaciones, sin embargo, no compensa añadir el refuerzo cuaderna, ya que la tensión resultante es mayor que sin ella por ser un punto fuerte en la estructura e impedir que se deforme como el resto del volumen. Se opta por continuar modelando la gama de diseños que se ha propuesto en un principio.

El modelo aporta los resultados de a continuación:

$$\begin{aligned} \text{SVM} &= 237 \text{ MPa} \\ X &= 1,56 \end{aligned}$$

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
DMX =.819E-03  
SMN =.159E+09  
SMX =.237E+09

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

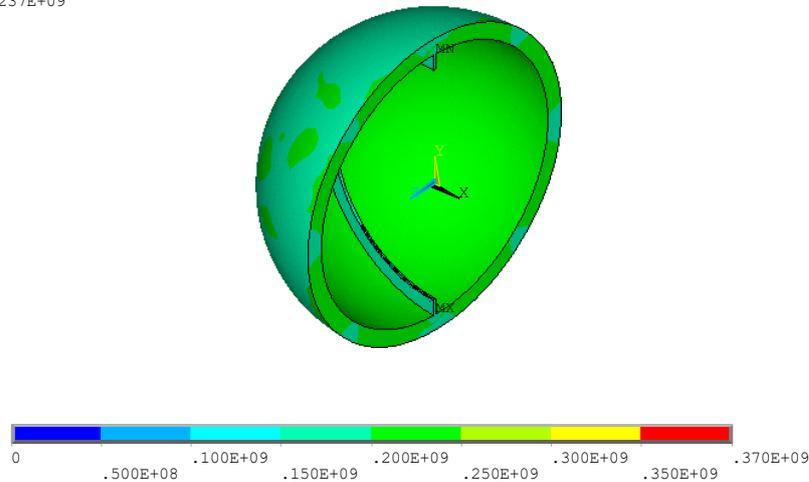


Figura 30. Simulación SVM mediante EF del modelo esférico con cuaderna central.

### 5.2.3. Diseño biesférico

Este modelo recogería la ventaja del anterior, que tenía un reparto equilibrado de las tensiones y eliminaría su mayor inconveniente, que es la falta de espacio en el interior del sumergible. De esta forma, el diseño está constituido por dos esferas unidas como muestra la figura 31.

Los resultados del modelo son:

$$\begin{aligned} \text{SVM} &= 460 \text{ MPa} \\ X &= 0,80 \end{aligned}$$

Como se puede observar en la figura 31, las tensiones más altas están concentradas en el tramo intermedio donde confluyen ambas esferas porque la geometría del diseño en el tramo central no permite neutralizarlas (en color gris, fuera de rango). Y, sin embargo, las zonas menos solicitadas son los extremos donde la esfera es continua geoméricamente. Es más, lo que ha ocurrido es que las presiones aplicadas han aplastado la zona central, aumentando las tensiones.

Esto indica que la forma más idónea para el sumergible es con extremos esféricos. Para solucionar la gran tensión que se da en el centro del modelo se podría aplicar uno o varios refuerzos tipo cuaderna o incluso un mamparo que divida en el sumergible en dos cabinas distintas, dando rigidez al modelo.

En conclusión, este modelo necesitaría un mayor espesor y un gran refuerzo que contrarreste esas tensiones porque, de lo contrario y tal como se puede ver, no resistirá la presión demandada.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Dado que sobrepasa el límite de fluencia, no sería válido este diseño para un espesor de 10 cm. Se podría aumentar el espesor, que supone más coste económico, o elegir una geometría más reforzada y compleja.

```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.001719
SMN =.170E+09
SMX =.460E+09
```

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

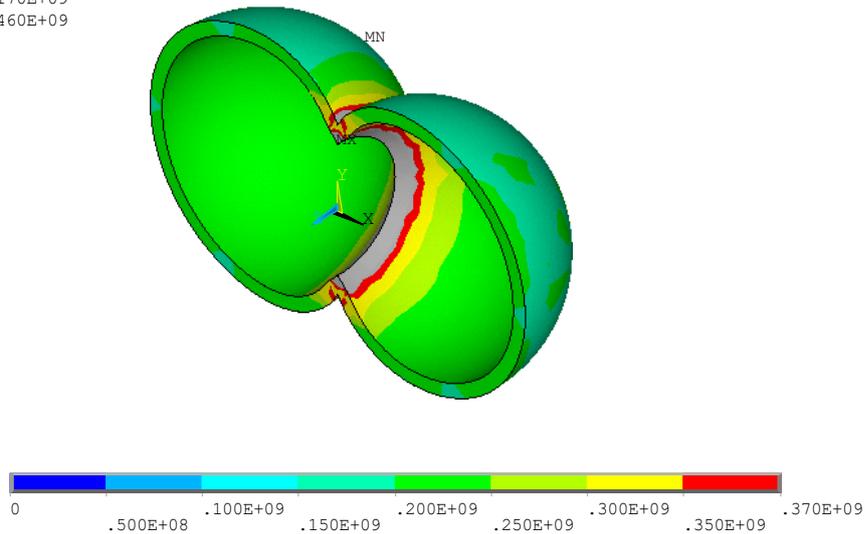


Figura 31. Simulación SVM mediante EF del modelo biesférico.

### 5.2.4. Diseño esférico con tramo cilíndrico

#### I. Justificación

Como última propuesta, se presenta un diseño que es esférico en los extremos y cilíndrico en el tramo central. Para ello, se van a simular dos modelos: uno sin refuerzos y otro reforzado con dos cuadernas y una bulárcama.

#### II. Modelos

##### A. MODELO ESFÉRICO CON TRAMO CILÍNDRICO NO REFORZADO

Este modelo está constituido por una semiesfera en sendos extremos y un tramo central cilíndrico de longitud el radio exterior, cuyo objetivo es eliminar las elevadas tensiones producidas por el diseño biesférico.

Los parámetros geométricos y resultados del modelo son:

Longitud del tramo cilíndrico	=	1,1 m
Eslora	=	3,3 m
SVM	=	384 MPa
X	=	0,96

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV      (AVG)
DMX =.001892
SMN =.170E+09
SMX =.384E+09
```

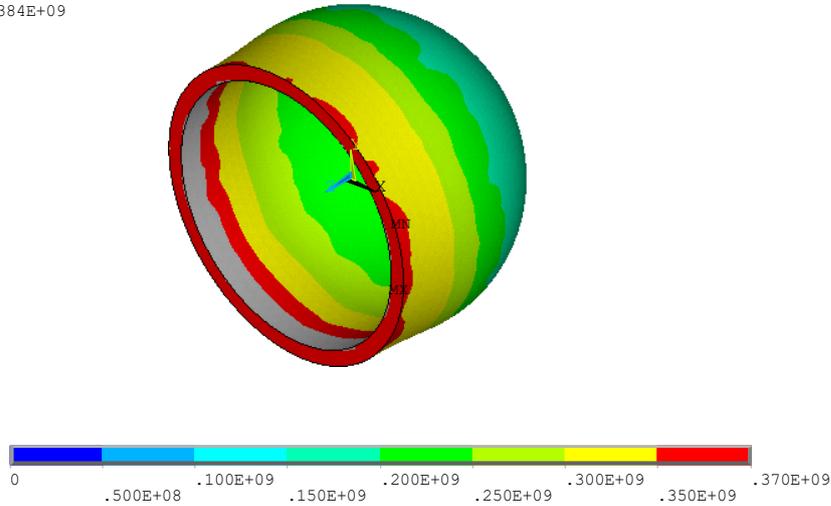
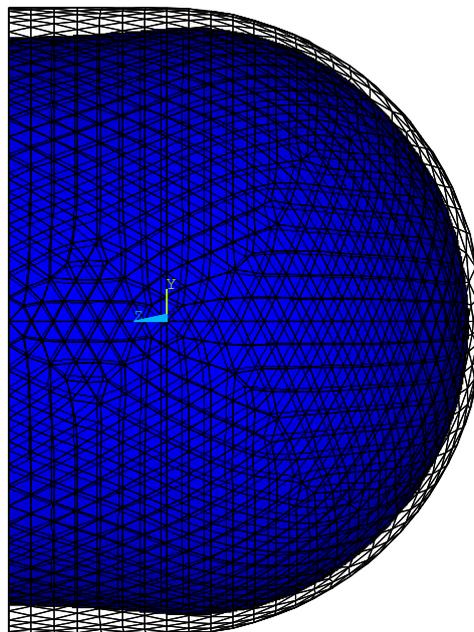


Figura 32. Simulación de SVM mediante EF del modelo cilíndrico no reforzado.

El modelo no cumple con las especificaciones y sobrepasa el límite de fluencia, produciendo deformaciones permanentes en el forro. Los resultados son mejores por el hecho de que el modelo es continuo y no existen aristas pronunciadas, así mismo como se puede observar en la figura 32, las tensiones más altas se sitúan en la zona central debido a que las semiesferas son un punto fuerte y provocan un cambio en la rigidez.

```
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
DMX =.001892
```



**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

Figura 33. Modelo deformado (en azul) y sin deformar (en alámbrico) del cilíndrico no reforzado.

Esto rompe la circularidad en las secciones anulares, dándose el modo de fallo IV (fallo general), que es común a todos los cilindros. En este fallo, el cilindro se va aplastando hacia la zona central cada vez más. Puede verse en la vista de perfil del modelo (figura 33).

## B. MODELO ESFÉRICO CON TRAMO CILÍNDRICO REFORZADO

Para bajar las tensiones del tramo cilíndrico, se le añaden en un principio una cuaderna central de perfil T y seis cuadernas de perfil I distribuidas de forma equidistante a lo largo del tramo cilíndrico.

Los parámetros geométricos y resultados del modelo son:

Longitud del tramo cilíndrico	=	1,1 m
Eslora	=	3,3 m
SVM	=	275 MPa
X	=	1,35

```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV      (AVG)
DMX =.001081
SMN =.355E+07
SMX =.275E+09
```

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

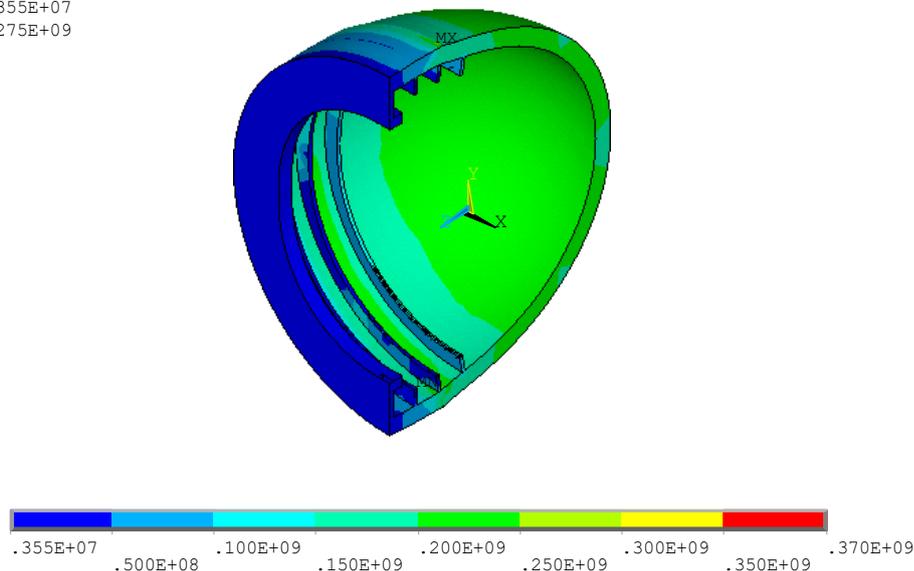


Figura 34. Simulación de SVM mediante EF del modelo cilíndrico reforzado.

En la figura 34, se verifica que ninguna tensión supera el límite de fluencia, por lo que cumple con el criterio. Además, el espacio interior es de 1,5 m y se consigue un modelo más alargado y eficiente para la resistencia al agua.

Sin embargo, cabe mencionar la rigidez del tramo cilíndrico con respecto al extremo semi-esférico. En la deformada de la figura 35 se observa cómo se contrae la semiesfera con respecto a su forma original. Al no llegar a producirse fluencia, el material recupera una vez emerge a la superficie.

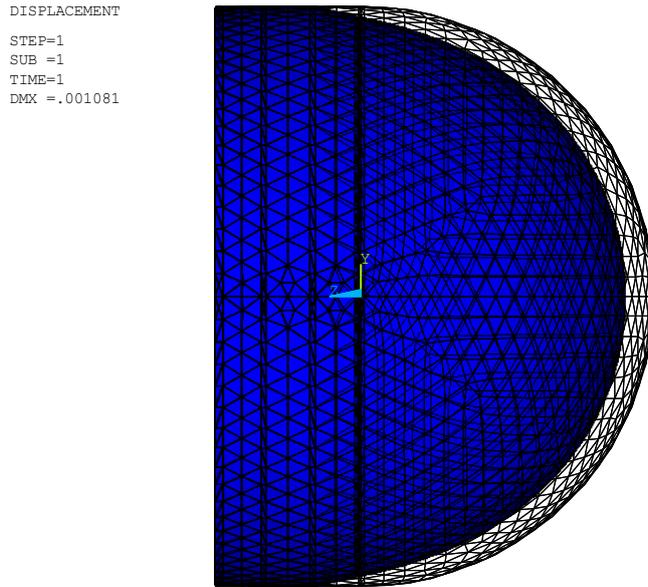


Figura 35. Modelo deformado (en azul) y sin deformar (en alámbrico) del cilíndrico reforzado.

### 5.3. Justificación de la solución adoptada

Modelo	SVM (MPa)	X
Puramente esférico	225	1,64
Esférico reforzado con cuaderna central	237	1,56
Biesférico	460	0,80
Esférico con tramo cilíndrico no reforzado	384	0,96
Esférico con tramo cilíndrico reforzado	275	1,35

Tabla 3. Comparación de los modelos propuestos.

El mejor resultado de la tensión de von Mises lo ofrece la esfera, creando un coeficiente de seguridad de 1,56. Aun así, la esfera es un lugar incómodo para ser un vehículo tripulado por el reducido espacio, además de que implicaría una mayor resistencia al agua. Cabe recordar que en el exterior del casco de presión irá acoplado el casco hidrodinámico que deberá tener forma idónea (forma de pez, alargada) y un tamaño más grande implica una coraza exterior mayor y por ende un sumergible de dimensiones que se saldrían de lo económicamente viable. Por todo ello, el modelo esférico y esférico reforzado quedan en segundo plano.

El modelo biesférico, por su parte, no cumple los requisitos. Se produce una discontinuidad en la geometría en la que disminuye la rigidez y esto conlleva un aumento local de las tensiones que superan el límite de fluencia. En esa zona comienzan a darse deformaciones plásticas que deformarían el sumergible permanentemente sin posibilidad de volver a su forma original una vez se elimine la carga. Por lo que el diseño se descarta por completo.

El modelo con extremos esféricos y tramo central cilíndrico sin reforzar también sobrepasa los límites establecidos, entrando en fluencia y produciendo deformaciones irreversibles. Por otro lado, el modelo reforzado consigue superar las exigencias y mejora el espacio interior aumentándolo. Esta última es una gran ventaja para llevar consigo material y equipos más voluminosos sin tener problemas de movilidad en el interior, ya que la finalidad es que

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

sea un sumergible tripulado. Aunque la tensión equivalente de von Mises es mayor que la del modelo esférico, para los fines que puede tener, queda compensado por el incremento de espacio (supone un incremento del 54,79% en el volumen interior).

En suma, la solución adoptada es el modelo esférico con tramo cilíndrico reforzado.

### 5.4. Diseño, dimensionado y cálculo de la propuesta definitiva

El diseño y dimensionado del modelo serán idénticos a los de la propuesta inicial para el diseño esférico con tramo cilíndrico, a excepción del tamaño de malla. Se numeran a continuación:

Parámetros estructurales			
Descripción	Desig.	Valor	Ud.
Espesor del sumergible	e	0,1	m
Radio interior	$r_1$	1	m
Radio exterior	$r_2$	1,1	m
Longitud tramo cilíndrico	a	1,1	m
Distancia entre cuadernas	L	0,183	m
Cuaderna con perfil I			
Altura del alma	$h_c$	0,1	m
Espesor del alma	$e_c$	0,02	m
Cuaderna con perfil T			
Altura del alma	h	0,16	m
Espesor del alma	$e_c$	0,06	m
Anchura del ala	$a_c$	0,18	m
Espesor del ala	$e_a$	0,06	m
Otros parámetros			
Presión hidrostática	P	40,4	MPa
Tamaño de la malla	s	0,09	m

Tabla 4. Dimensionado de la propuesta definitiva.

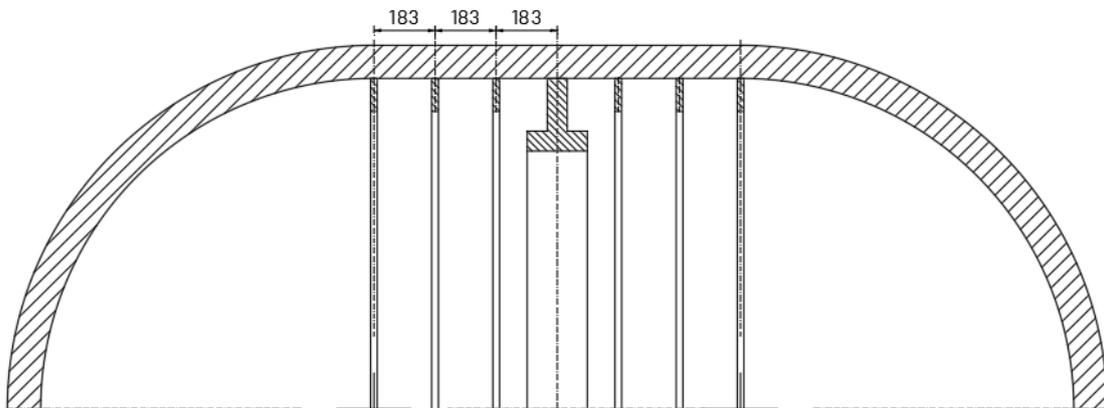


Figura 36. Disposición de las cuadernas.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

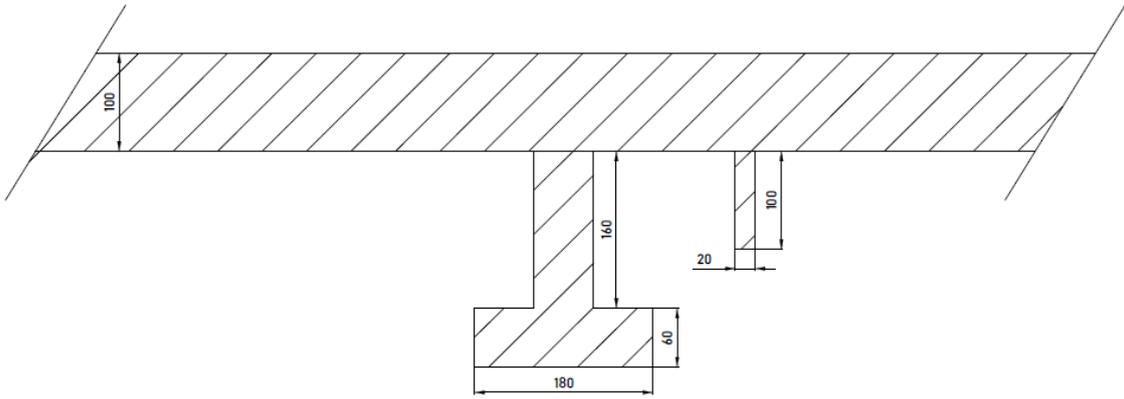


Figura 37. Dimensiones de las cuadernas.

Se va a hacer una distinción entre refuerzos: refuerzos ligeros y refuerzos pesados. En este caso, será fácil porque las cuadernas con perfil I son las más ligeras y la cuaderna con perfil T es la pesada (bulárcama). Puede apreciarse en la imagen anterior (figura 37).

Se ha disminuido el tamaño de elemento al máximo posible, quedando éste en 6,5 centímetros. Ante la imposibilidad —por la limitación de número de nodos o elementos en 128.000— de realizar una malla más fina que arroje resultados más exactos, el refinamiento es algo que habrá que asumir como imposible mediante la versión educacional de Ansys. La malla no queda todo lo mejor que se esperaba, ya que el espesor del alma es de 2 centímetros y quedan elementos distorsionados (se alargan), sin embargo, habrá que conformarse con estas condiciones.

Otro punto por tratar es la cota nominal de inmersión. Se había propuesto una cota mínima en 4.000 metros como punto de operación regular para el sumergible, quedando un coeficiente de seguridad de 1,35. Con el fin de estudiar esta cercanía al límite de fluencia y sus consecuencias, se van a evaluar los resultados en el próximo capítulo.

## CAPÍTULO 6

### Resultados

#### 6.1. Prueba a fallo de y entre cuadernas

##### 6.1.1. Fallo de cuadernas

Para estudiar el fallo de cuadernas se hará hincapié en las tensiones, la deformación y los desplazamientos, ya que será fundamental conocer qué punto está sometido a mayores esfuerzos desde todas las magnitudes.

Previo a la resolución, se numeran las cuadernas tal y como se aprecia en la figura 38. Se van a estudiar las tensiones radial, circunferencial y de von Mises en las líneas A, B y C, que corresponden al extremo exterior, centro y extremo interior, respectivamente. Véase para ello la figura 39, donde las líneas de estudio están engrosadas y numeradas.

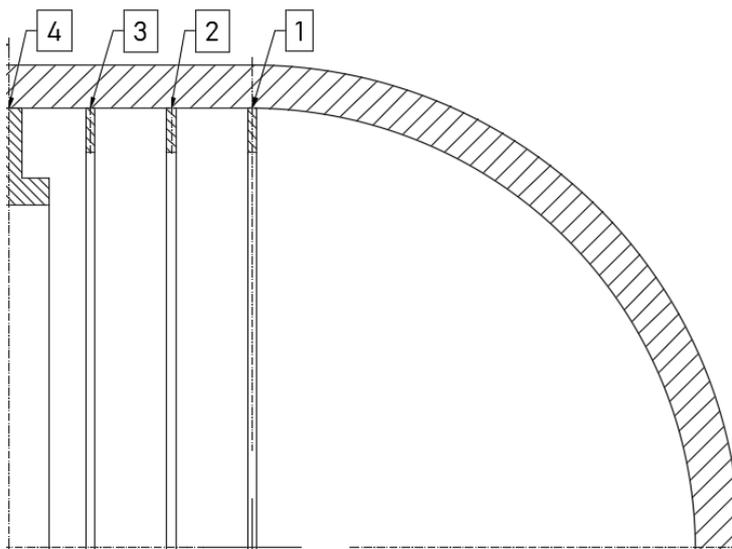


Figura 38. Numeración de cuadernas.

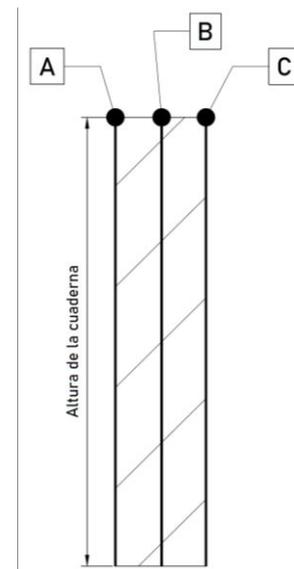


Figura 39. Líneas de estudio

En general, las condiciones de contorno de Neumann no se cumplen. Esto puede verse en el centro de las cuadernas, donde la tensión radial debería de ser nula cuando se corresponde al último nodo de la línea de estudio, es decir, cuando la distancia es la altura de la cuaderna. Sin embargo, el programa resuelve numéricamente, lo que quiere decir que, si hay números, va a calcular algo.

Es por ello que la importancia de este cálculo no va a ser el valor numérico, sino la tendencia que siguen las tensiones y su magnitud con respecto a las otras cuadernas. Las condiciones que sí se van a cumplir siempre son las de Dirichlet. Tenemos que, en algunos casos, en la distancia cero donde se une la cuaderna al forro, la tensión coincide con la presión aplicada. En otros, como ya se verá, las tensiones aumentan e incluso se vuelven esfuerzos a tracción (punto importante para la fatiga, que se tratará en el apartado 6.4).

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

A continuación, se muestran las gráficas de cada una de las líneas mencionadas y para cada una de las cuadernas. La distancia aumenta conforme el punto se aleja del forro.

### CUADERNA 1

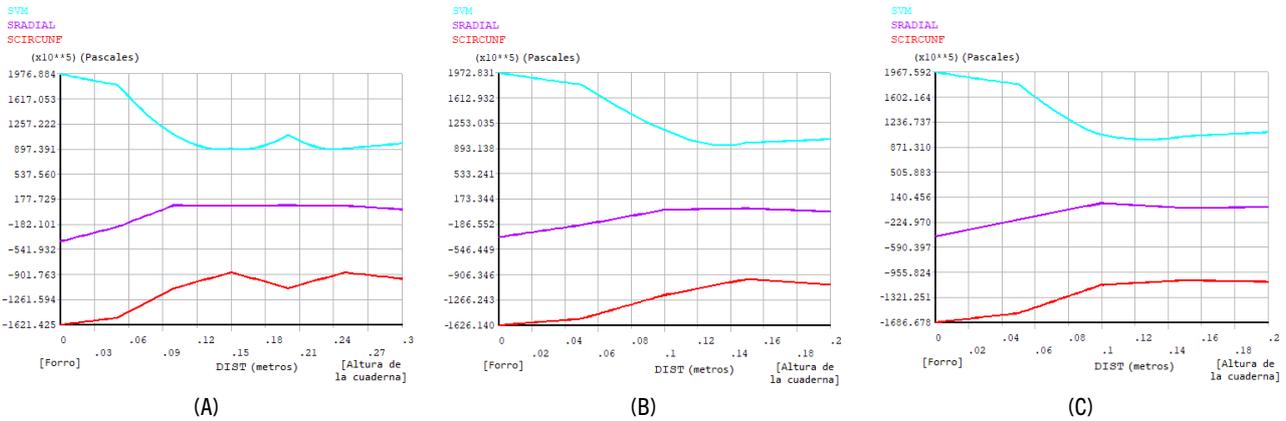


Figura 40. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos A, B y C en la cuaderna 1.

### CUADERNA 2

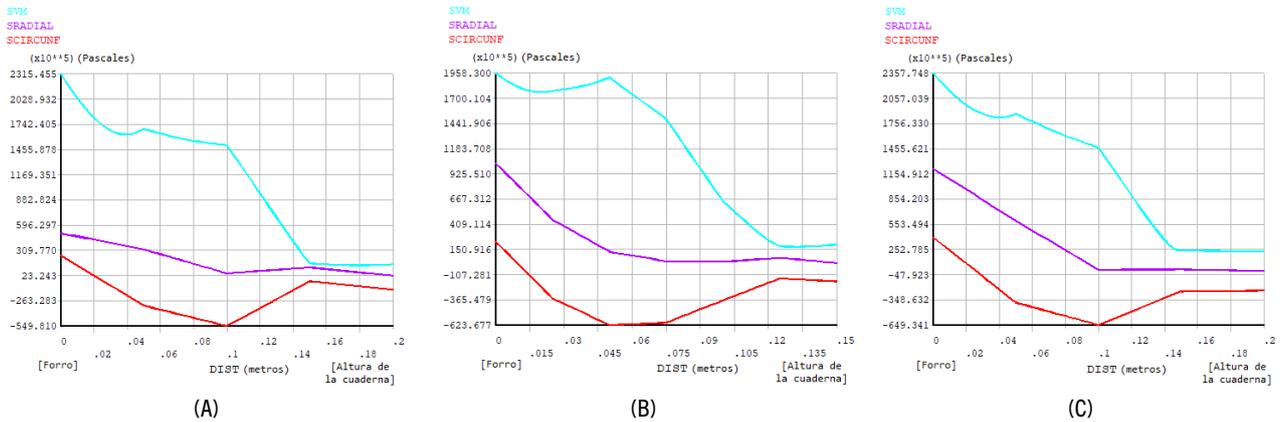


Figura 41. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos A, B y C en la cuaderna 2.

### CUADERNA 3

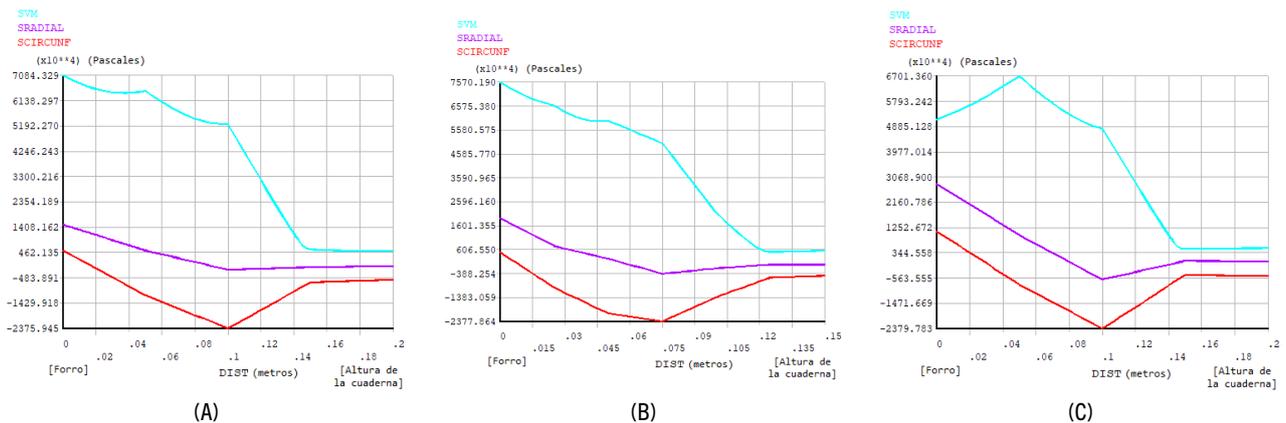


Figura 42. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos A, B y C en la cuaderna 3.

En este punto, se puede observar la comparación entre las cuadernas ligeras. La cuaderna 1 es la que más sufre por su posición en el paso de forma esférica a cilíndrica. Si la comparamos con la cuaderna 2, sobre todo, los extremos B y C (exteriores) están sometidos a mayores tensiones radiales de tracción y circunferenciales de compresión.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

La cuaderna 3, a su vez produce también tensiones de tracción. Esto sucede así porque estas cuadernas están rigidizando el forro más que la cuaderna 1, de forma que, si la cuaderna 1 se contrae, las otras se traccionan como reacción.

La cuaderna 3 tiene tensiones inferiores a las otras dos, puesto que se encuentra en una “zona de seguridad”, es decir, está al lado de la cuaderna más fuerte: la cuaderna 4. Sus tensiones circunferenciales son del orden de decenas de mega pascales.

Las cuadernas 2 y 3 tienen una fuerte variación allá por la mitad de su altura, donde pasan de la tracción a la compresión para después volver a disminuir considerablemente hasta anularse (por lo anteriormente mencionado, ése se va a considerar un valor despreciable) en la distancia altura de la cuaderna, el punto más alejado del forro.

La cuaderna 1 está influenciada por la discontinuidad, donde la semiesfera no está reforzada y es capaz de deformarse elásticamente más que el cilindro.

```
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
DMX =.001082
```

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

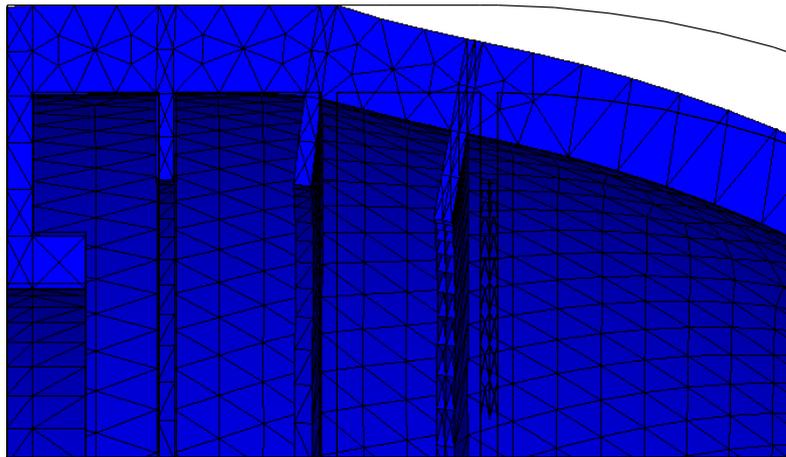


Figura 43. Detalle de la deformación a escala de las cuadernas en azul (sin colorear el borde de la no deformada).  
Factor de escala 100:1.

En cuanto a su deformación, en la figura 43, puede observarse cómo es casi inexistente, siendo de mayor importancia el desplazamiento que tienen. La cuaderna 2 y, en mayor medida, la cuaderna 1 se vuelcan de forma que podrían llegar a provocar el fallo (parecido al *tripping*) si la carga aumentase. El mayor desplazamiento producido es de 1 milímetro y éste se produce en una zona elástica: la semiesfera.

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

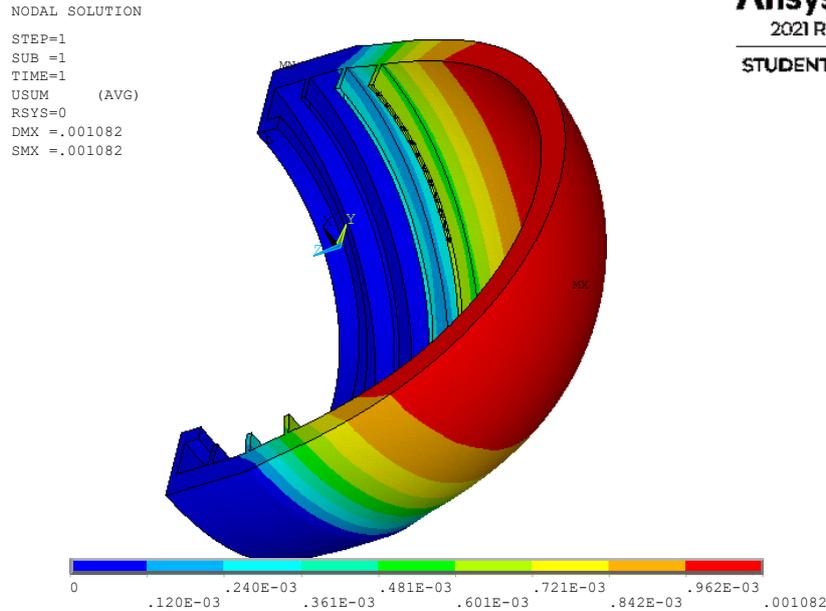


Figura 44. Suma de los desplazamientos en sistema de coordenadas cartesiano (que corresponde con el comando RSYS=0). El mayor desplazamiento viene representado con el color rojo.

Con respecto a la cuaderna central, el refuerzo pesado, las tensiones son de rango similar al de la cuaderna 3. Apenas sufren esfuerzo. Se ve una variación desde la compresión en el forro hasta anularse a partir de la mitad de la altura.

CUADERNA 4

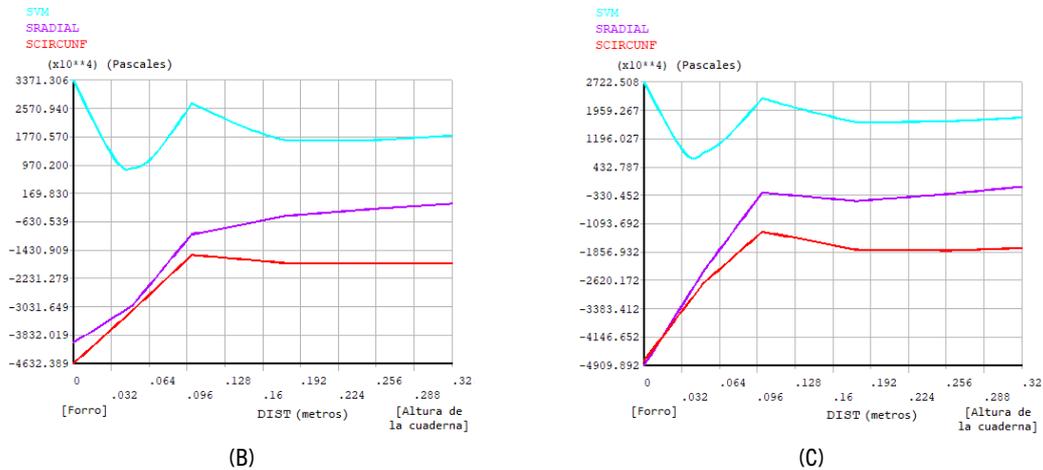


Figura 45. Gráficas para el estudio de tensiones SVM, radial y circunferencial en los extremos B y C en la cuaderna 4.

Finalmente, cabe hacer una mención a la tensión de von Mises que, a pesar de no mostrar si se da tracción o compresión, revela qué tan cerca está de producir el fallo. Las zonas más propensas se dan en el exterior del forro, a distancia cero, y se producen picos cuando se está próximo a la parte interior del forro, justo donde la cuaderna comienza.

Ya que las rutas de las gráficas están hechas en los nodos de los elementos que constituyen las cuadermas y que éstos son triangulares, en las líneas B la mayor distancia al forro no se corresponde exactamente con la altura de la cuaderna, no obstante, dado que ya próximo a ese valor las tensiones serían nulas, esto no resulta preocupante.

### 6.1.2. Fallo entre cuadernas

Para estudiar el fallo entre cuadernas se centrará la atención en las tensiones y en los desplazamientos porque, al igual que ocurre en las cuadernas se pueden encontrar puntos más cargados que otros. Esta vez se hará el estudio fijándose en el anillo cilíndrico, sin las propias cuadernas para poder ver la variación de magnitudes con más claridad.

En primer lugar, se estudiarán las tensiones radial, circunferencial y longitudinal con el fin de averiguar cuál de ellas ocasiona los puntos más solicitados. Se utilizará el sistema de coordenadas cilíndrico (que corresponde con el comando RSYS=1) para los resultados en el anillo cilíndrico.

La mayor tensión radial que se ocasiona es a tracción. Como ya se ha mencionado en el subapartado anterior, al estar muy comprimida la cuaderna 1 produce que la cuaderna 2 y un poco también la cuaderna 3 se vea sometida a tracción como una reacción. En la figura 46 se observa un cambio en el campo de tensiones en el cual una sección anular pasa a una tonalidad más cálida y produce puntos en color rojo donde se dan tensiones locales mayores, que es justamente en la cuaderna 2, no en una clara.

Es por ello por lo que, a pesar de que el fallo entre cuadernas es muy común, no es el caso de este sumergible, ya que el desplazamiento viene dominado por la discontinuidad que se ocasiona en la cuaderna 1.

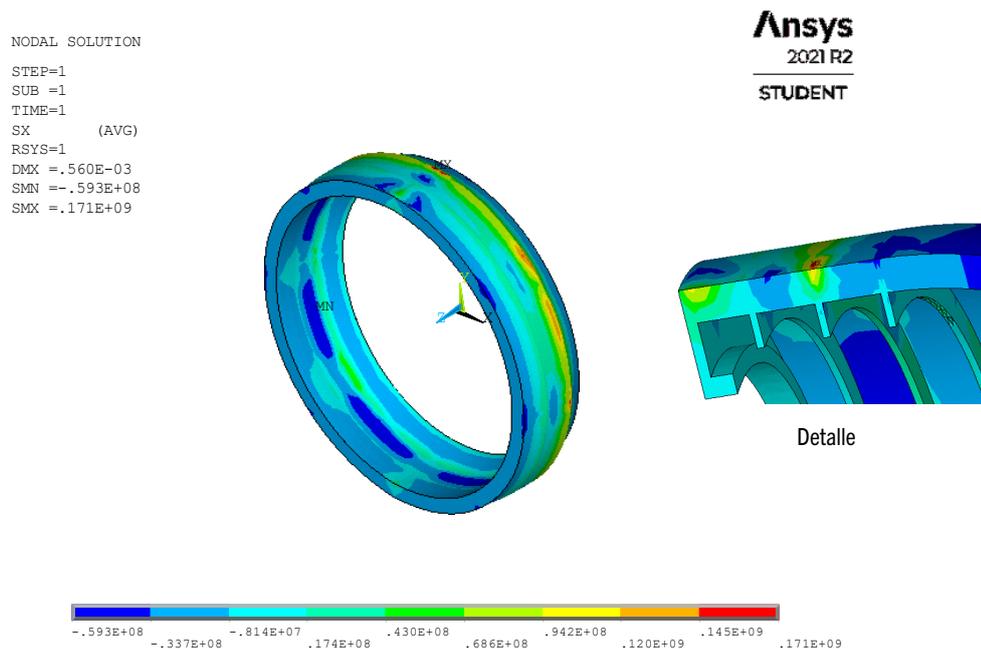


Figura 46. Tensiones radiales en el anillo cilíndrico.

Aun así, esto produce que entre las cuadernas 1 y 2 exista mayor desplazamiento que en el resto de las claras. Puede verse en la figura 47 que el campo de desplazamientos en el anillo cilíndrico va de mayor desplazamiento (negativo, hacia el interior y en color azul) en la zona que ocupa la cuaderna 1 y va disminuyendo hasta la cuaderna 3 donde pasa a ser positivo (hacia fuera y en color rojo) y luego en la cuaderna central vuelve a disminuir ligeramente, pasando a ser hacia el interior de nuevo.

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

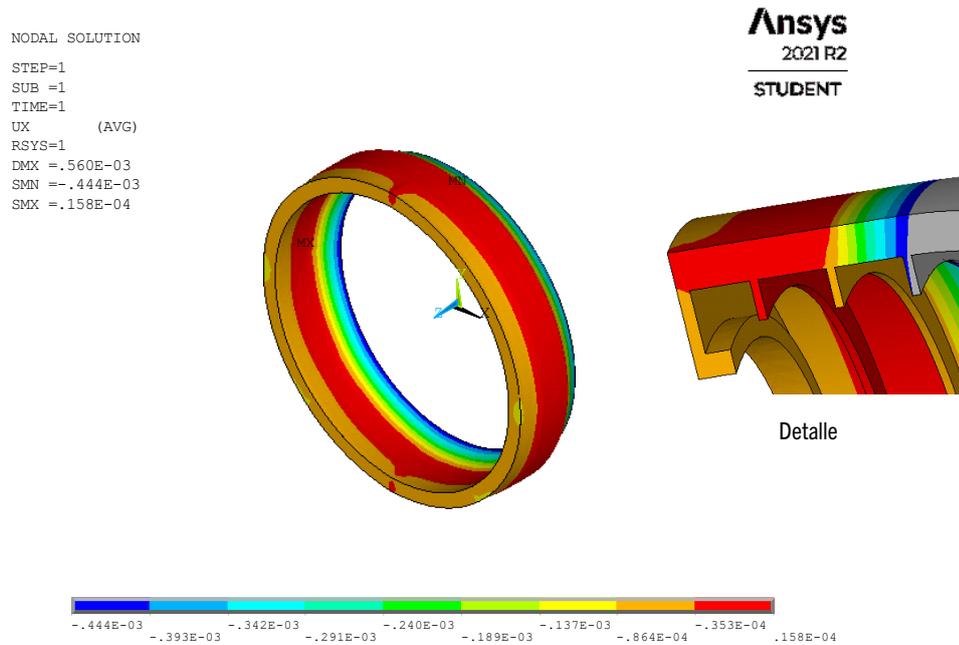


Figura 47. Desplazamientos radiales en el anillo cilíndrico.

En el anillo cilíndrico las tensiones circunferenciales más elevadas que se producen son de compresión (color azul) y éstas se dan alrededor de la cuaderna 1, como puede verse en el detalle de la figura 48. Lo cual quiere decir que sí se dan tensiones máximas en la clara que viene antes de la cuaderna 1 y la que existe entre las cuadernas 1 y 2. Sin embargo, la cuaderna 1 no actúa como punto inmóvil, ya que ésta también es desplazada por la presión aplicada, pero sí como punto fuerte, porque se crean tensiones al oponerse al desplazamiento.

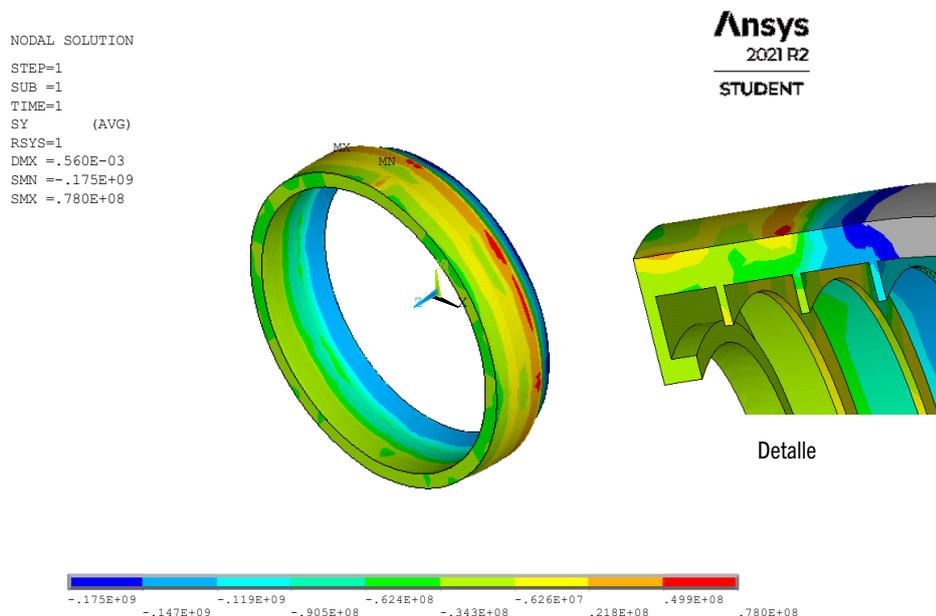


Figura 48. Tensiones circunferenciales en el anillo cilíndrico.

Los desplazamientos circunferenciales son despreciables, pues la presión ejercida es hidrostática y estos desplazamientos sólo serán significantes cuando se den desalineaciones en cuadernas o se rompa la circularidad en el casco.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
UZ (AVG)  
RSYS=1  
DMX =.560E-03  
SMN =-.789E-05  
SMX =.341E-03

**Ansys**  
2021 R2  
STUDENT

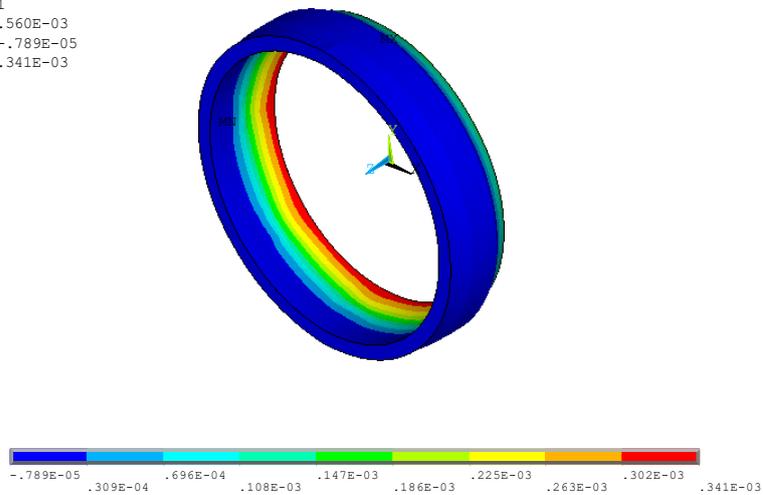


Figura 49. Desplazamientos longitudinales en el anillo cilíndrico.

Con respecto a los desplazamientos longitudinales, se dan mayores desplazamientos en la semiesfera y se dispersan por el cilindro hasta desaparecer (zona azul). Esto sucede así porque la semiesfera no está reforzada, es decir, posee menor rigidez, lo que le permite desplazarse con mayor libertad. Este desplazamiento no es comprometido porque lo importante es que la tensión esté por debajo y alejada del límite de fluencia para que pueda recuperar su forma original al regresar a la superficie y, en efecto, las tensiones de von Mises que se dan en la semiesfera no sobrepasan los 250 MPa. Teniendo en cuenta que el límite de fluencia es 370 MPa, la tensión allí se puede considerar lo suficiente alejada.

En la figura 50, se ve a detalle la deformada del sumergible a 4.000 metros, donde se aprecia el sobresaliente de las secciones sometidas a tracción en comparación con las secciones a compresión.

DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
DMX =.001082

**Ansys**  
2022 R2  
STUDENT

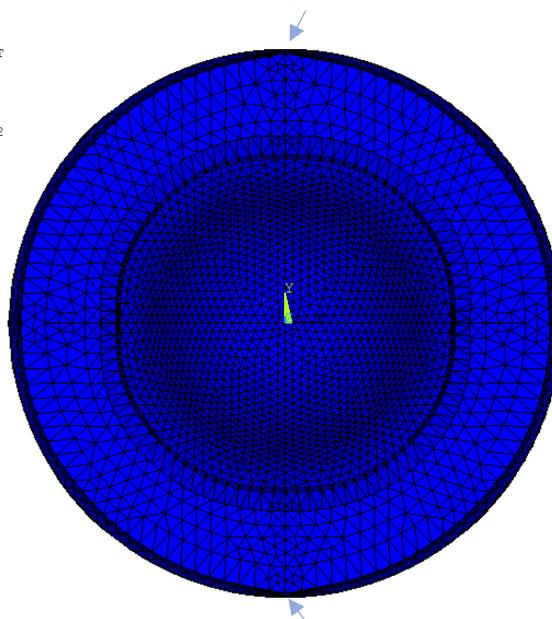


Figura 50. Deformada del casco en vista frontal a 4.000 metros. Factor de escala 500:1.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

El pandeo que se da es pandeo antisimétrico. Esto ocasiona un número de lóbulos,  $n$ , que sería igual o superior a 2. La figura es una mezcla de las figuras 17 y 20. Los lóbulos se dan en el pico ocasionado en la parte superior e inferior, los cuales están marcados con flechas. Para poder verlos con claridad se ha utilizado la escala 500:1.

```
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
DMX =.001082
```

**Ansys**  
2022 R2  
STUDENT

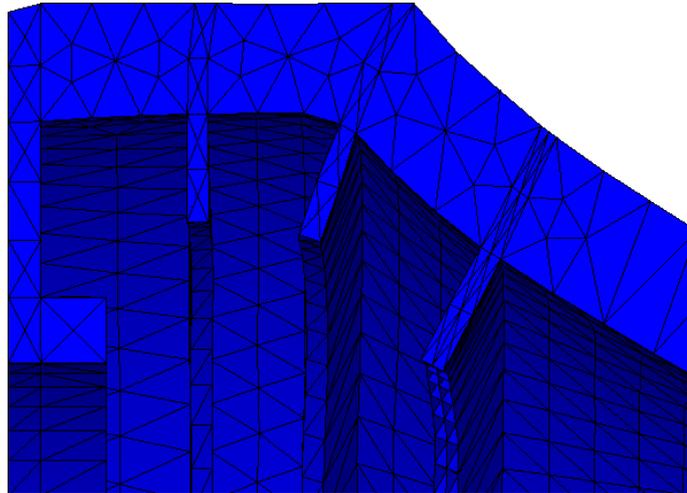


Figura 51. Detalle de la deformada en vista lateral. Factor de escala 300:1.

Aunque se tuviera en cuenta el casco completo, al ser el modelo simétrico coincidirían. Las ondas se ocasionan entre las cuadernas. Pueden distinguirse las cuadernas porque los elementos que las forman son más estrechos en la dirección longitudinal  $Z$ . La mayor deformación se da entre la cuaderna 3 y 4, ya que la cuaderna 4 es la que se comprime y la 3 la que se tracciona. En comparación se podía decir que las otras deformaciones entre cuadernas son insignificantes (a excepción de la que se da entre la 1 y la 2).

```
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
DMX =.001082
```

**Ansys**  
2022 R2  
STUDENT

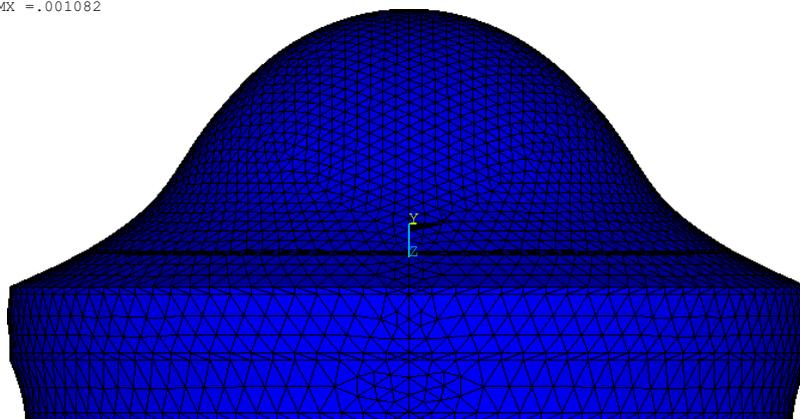


Figura 52. Deformada en vista superior a 4.000 metros. Factor de escala 500:1.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

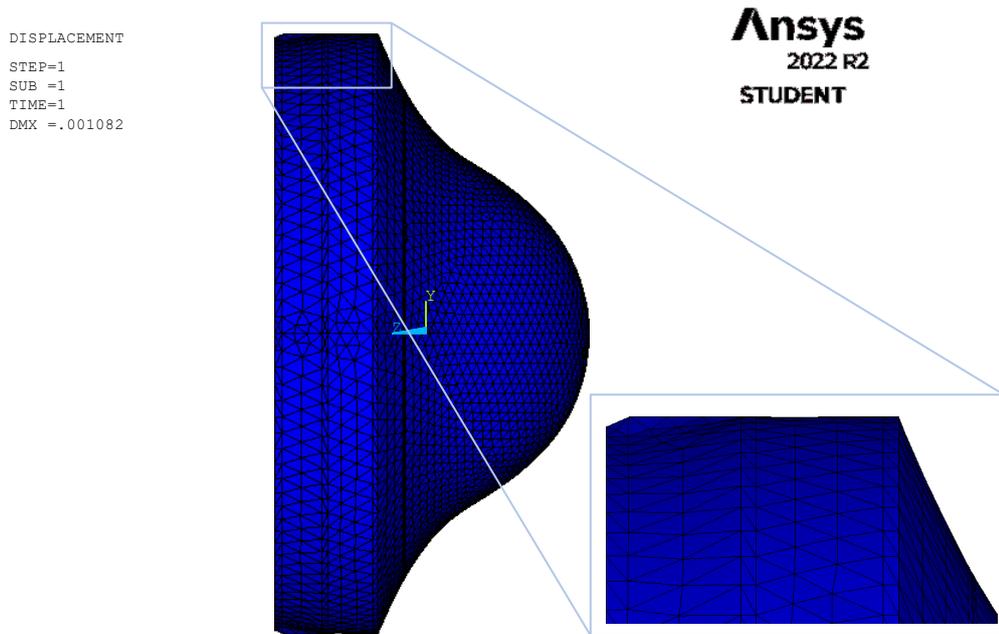


Figura 53. Deformada en vista lateral a 4.000 metros. Factor de escala 500:1.

### 6.2. Prueba a plastificación

El fallo por plastificación se ocasiona cuando la tensión equivalente de von Mises es cercana o sobrepasa el límite de fluencia del material. Las deformaciones que se producen dejan de ser elásticas y el material no recupera su forma original al dejar de aplicar la carga, lo cual supone que con cada inmersión se producen cada vez más deformaciones permanentes que podrían derivar en el fallo.

Con el fin de evitar esto y conseguir un margen de seguridad se definen los tres tipos de cota que anteriormente se mencionaron: cota nominal de inmersión, cota máxima de inmersión y cota de colapso.

Se ha simulado el modelo para tres cotas distintas: 4.000 metros, 4.500 metros y 5.000 metros. Cada una de ellas aporta un coeficiente de seguridad que deberá evaluarse con cautela.

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Cota = 4.000 metros

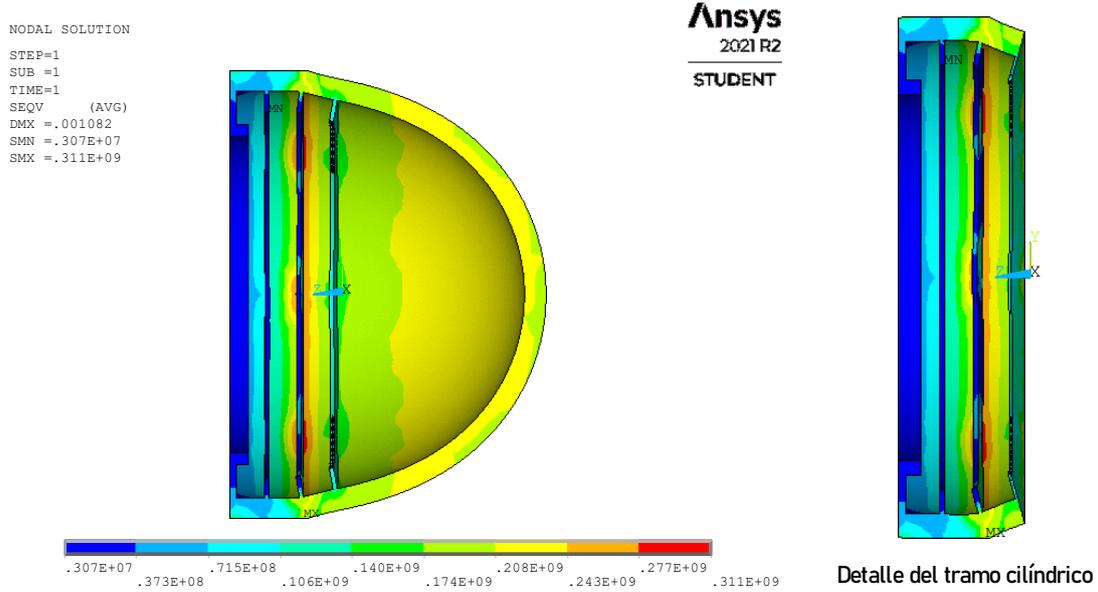


Figura 54. Tensión de von Mises con presión exterior aplicada de 40,4 MPa tras el refinamiento de la malla.

Cota = 4.500 metros

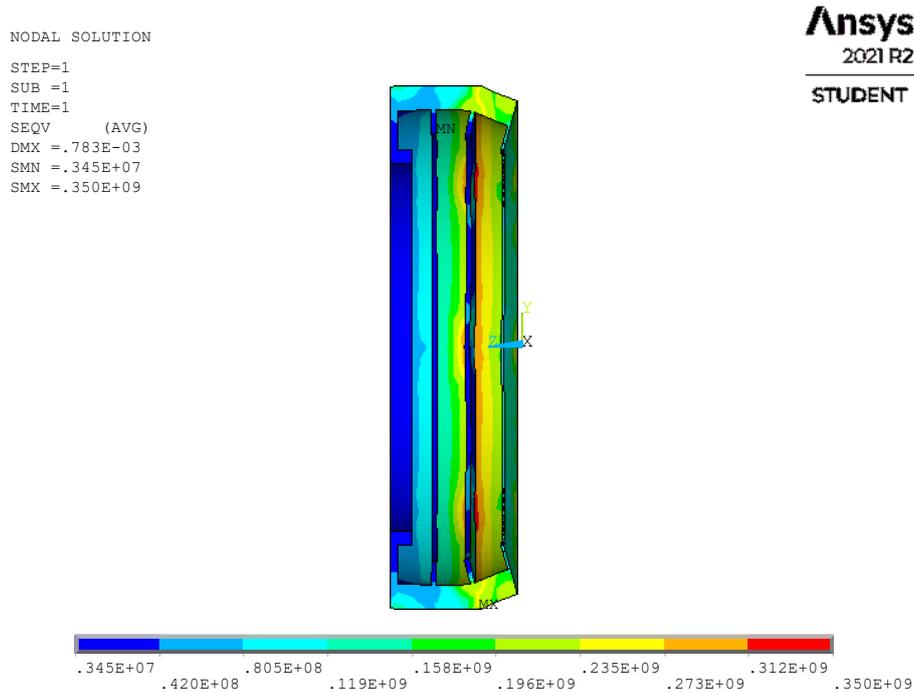


Figura 55. Tensión de von Mises con presión exterior aplicada de 45,45 MPa en el tramo cilíndrico.

Como puede verse, a 4.000 metros, no se alcanza el límite de fluencia, pero queda a sólo 60 MPa de alcanzarlo. Dado que la presión exterior no es el único factor que entra en juego en una inmersión, ésta no sería una cota nominal de inmersión.

En cambio, la cota de 4.500 metros está muy cercana de alcanzar el límite de fluencia. Ésta podría considerarse como cota máxima de inmersión, a partir de la cual las deformaciones recuperarían muy poco su forma, quedando algunas zonas deformadas permanentemente.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Las tensiones más elevadas se dan en la cuaderna 2, ya que sufre los esfuerzos de haberse doblado el forro en la cuaderna 1.

Y, por último, encontramos la cota de 5.000 metros, donde se supera el límite de fluencia en la cuaderna 2, pasando a un régimen plástico. Sin embargo, aunque es difícil saber si la cota de colapso será esta u otra mayor porque dependerá de las circunstancias, alcanzar esta cota sería peligroso.

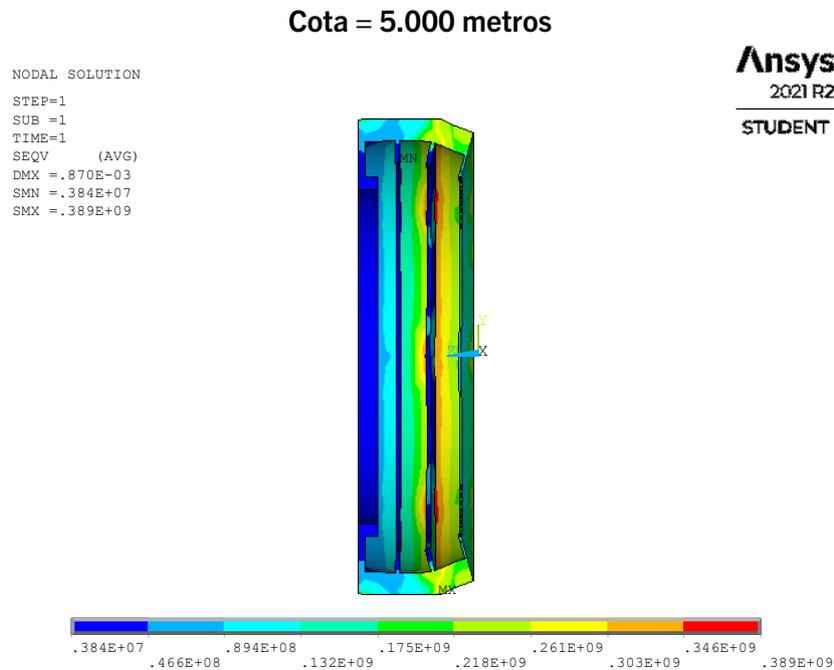


Figura 56. Tensión de von Mises con presión exterior aplicada de 50,5 MPa.

### 6.3. Prueba a fallo general

El fallo general consiste en el modo de fallo común en un cilíndrico, que se deforma aplastándose en el centro de éste por ser menos rígido que los extremos. En un sumergible, los extremos rígidos corresponderían a las secciones donde se situasen las bulárcamas o cualquier otro refuerzo fuerte, como un mamparo.

En este caso, no sucede tal que así porque los extremos del cilindro no han sido reforzados con cuadernas fuertes, sino que en su lugar estos refuerzos se han colocado en el centro del tramo cilíndrico. De esta forma, el sumergible adquiere una forma distinta cuando se deforma bajo grandes cargas. En las siguientes imágenes podemos ver una secuencia de cómo el casco se iría deformando si cada vez se aplicase más carga:

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

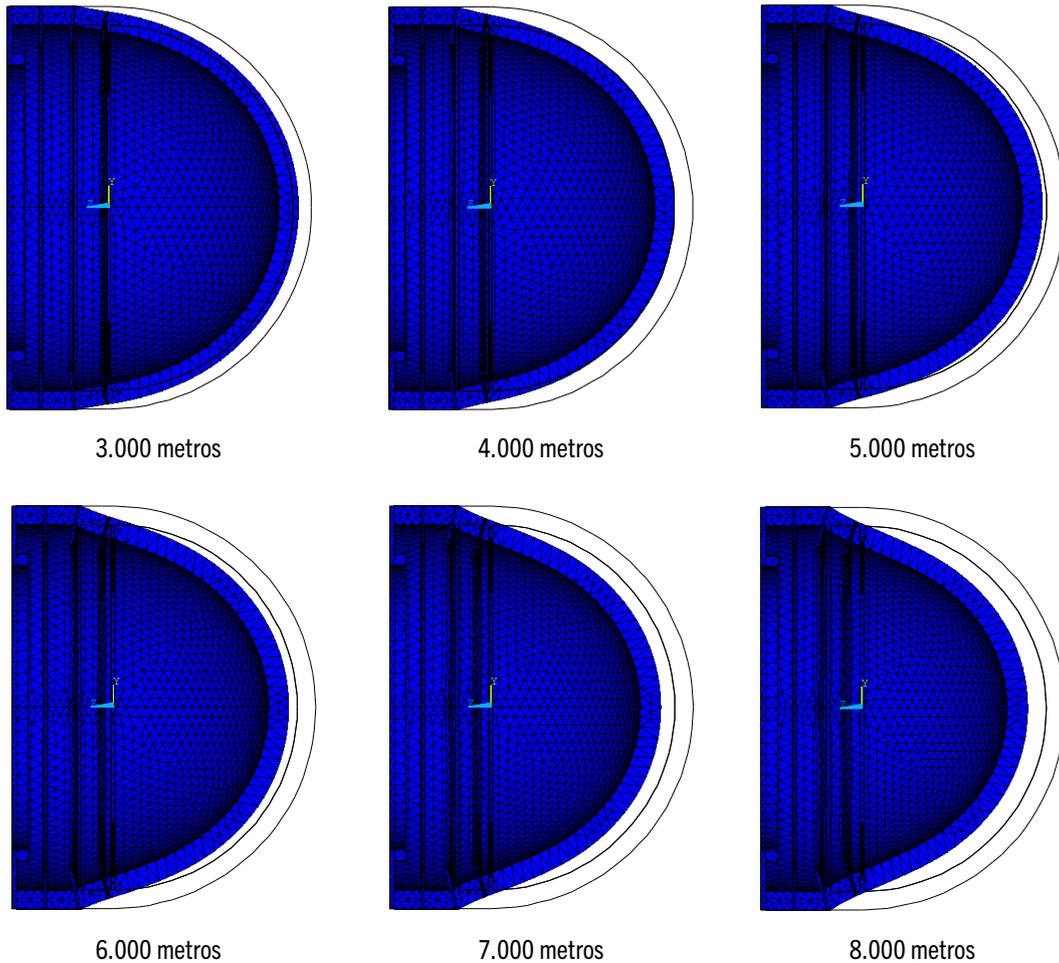


Figura 57. Secuencia de la deformada en azul y perfil de la no deformada en alámbrico a distintas profundidades.  
Factor de escala 100:1.

Se puede observar que las secciones más propensas a deformarse son la cuaderna 1 y la semiesfera. La rigidez del cilindro reforzado impide que éste dé lugar a su fallo más común, al menos en este rango de presiones. Lo que sí es perjudicial es que, al tener esa rigidez, ocasione tensiones mayores por su resistencia a deformarse, como se ha visto en apartados anteriores. Cabe destacar que la escala 100:1.

Además, como fallo general se va a considerar también la inestabilidad, es decir, a qué presión el sumergible se volverá inestable teniendo en cuenta un fallo de pandeo global. La siguiente figura muestra el resultado para el primer modo de fallo por inestabilidad.

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

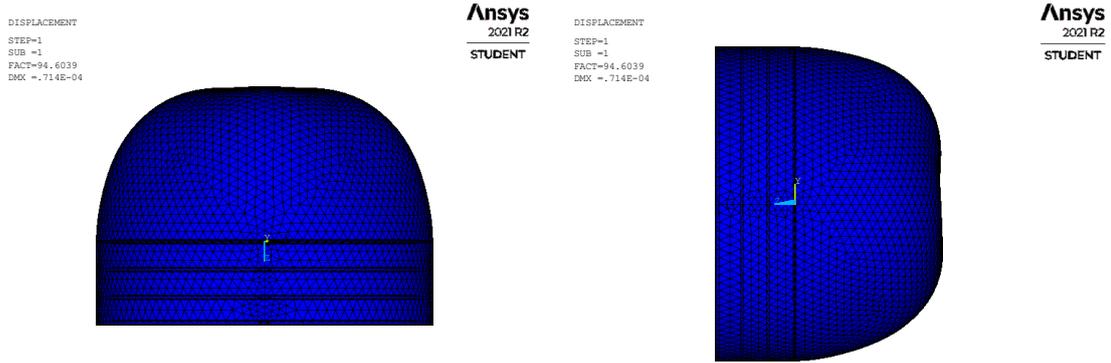


Figura 58. Deformada debida a la inestabilidad global.

Para que suceda, deberá aumentarse la presión en un factor 94, por lo que se darán antes otros modos de fallo, es decir, que esos otros modos de fallo son más críticos.

### 6.4. Prueba a fatiga (enfoque en tensiones)

La penúltima prueba a realizar para el sumergible es la prueba a fatiga. El objetivo es conocer una aproximación de cuántas inmersiones podrán realizarse con el sumergible antes de que sus deformaciones o grietas den lugar al fallo.

El criterio que se utilizará para la estimación es el criterio de Soderberg porque está probado para materiales dúctiles, como es el caso. Para ello, se estudia el efecto en las tensiones medias de tracción y de compresión, pues es distinto. Las tensiones medias de compresión favorecen la vida a fatiga, mientras que las otras no. Esto es así porque la compresión inhibe el crecimiento de grietas y aumenta la resistencia a fatiga. Aun así, las tensiones medias de compresión pueden utilizarse o no para el cálculo, siendo más conservador tomarlas como nulas.

Observando los resultados de la tensión equivalente de von Mises en la figura 54 y siendo el ciclo de amplitud constante aplicado es de  $p_{\max} = -40,4$  MPa y  $p_{\min} = 0$ , se tiene una tensión máxima de tracción de 311 MPa en el punto más crítico y tensión mínima nula cuando está en ausencia de presión.

Se toma  $\sigma_m = \sigma_a = 155,5$  MPa, en esto y por Soderberg, se tiene que la tensión alternante equivalente es  $S_N^{eq} = 268,23$  MPa.

Para saber la vida del casco a presión, primero habrá que calcular la curva tensión-vida (S-N), la cual se va a obtener de la siguiente manera:

$$S_N = A + B \cdot \log N \quad \text{Ec. 20}$$

Donde los parámetros A y B se calculan a partir del límite de fatiga del material y el valor de la tensión de fatiga cuando el número de ciclos alcanza los mil ciclos, ambos multiplicados por un factor de corrección que corresponde con la ecuación 23.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \cdot k \quad \text{Ec. 21}$$

$$S'_{10^3} = 0,9 \cdot S_{ut} \cdot k \quad \text{Ec. 22}$$

$$k = k_a \cdot k_e \quad \text{Ec. 23}$$

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Donde  $k_a$  corresponde al factor de corrección del acabado superficial (tomado como mecanizado) y  $k_e$  a la confiabilidad (tomada como 99%).

Factor de superficie: para aceros y vida infinita:  $k_a = a S_u^b$

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

Confiabilidad  $k_e$

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753

Figura 59. Tablas de los factores  $k_a$  y  $k_e$ .

Tras ello, sustituyendo en la ecuación 20 el número de ciclos estimado es de 15.256 ciclos. Se considera cercano a bajo ciclo (pues es del orden de miles), por tanto, sería conveniente un estudio con enfoque en deformaciones.

## 6.5. Fenómeno de resonancia

El propósito de este apartado es garantizar que el casco del sumergible no fallará por el fenómeno de la resonancia, el cual se produce cuando se hace vibrar un objeto a una de sus frecuencias naturales y lo hace adquirir formas anormales que lo harían colapsar.

### 6.5.1. Análisis de las causas

En el primer lugar de un análisis de frecuencia se deben analizar cuáles podrían ser las causas de llegar a este fenómeno. Se tienen las olas del mar y las corrientes marinas como principal motivo de alteración. Otro caso podría ser una explosión submarina, pero ésta no entra dentro de los sucesos predecibles.

Las olas del mar son generadas por el viento al soplar muy próximo al agua, arrastrando las moléculas y formando ondas en la superficie. Esto crea un efecto de fricción que se intensifica hasta crear olas mayores, ya que las fuerzas que tienden a compensar el movimiento y regresar al estado inicial provocan mayor deformación de la superficie, de forma que no cesa el movimiento.

Cuanto mayor es la ola, mayor cantidad de energía extrae del viento, lo que quiere decir que, cuanto mayor es la velocidad del viento, mayor oleaje. Luego éstas se propagan, creando oleajes en zonas con ausencia de viento. Para ello, se realiza un estudio de las olas, que vienen caracterizadas por los siguientes parámetros:

- Longitud de onda,  $\lambda$ : distancia entre dos olas consecutivas.
- Periodo,  $T$ : tiempo medio sucedido entre dos olas consecutivas.
- Frecuencia,  $f$ : número de olas que pasan por un punto en un tiempo determinado. Corresponde a la inversa del periodo.
- Velocidad de propagación,  $c$ : espacio recorrido por la ola en un tiempo determinado. Corresponde al cociente de la longitud de onda entre el periodo.

Sin embargo, las corrientes marinas no sólo dependen del viento, sino también de la densidad. Con la profundidad, el agua se vuelve más fría y también más densa. Las corrientes submarinas son una compensación de las corrientes que se generan en la superficie, es decir, serán de sentido contrario a éstas últimas. Además, tendrán la misma velocidad y dirección que el fondo marino, por lo que no existirá desplazamiento relativo entre ambos. Sin embargo, en la zona intertropical se dan corrientes frías. Éstas son debidas a un cambio de temperatura, cuando asciende el agua fría del fondo hacia zonas menos profundas.

Según el programa W@ves21, la frecuencia de las olas del mar va desde los 0,025 hercios (Hz) hasta los 0,58 Hz.

### 6.5.2. Análisis de frecuencia

Para realizar el análisis de frecuencia, han de eliminarse todas las cargas y simular un análisis modal del casco completo. Se van a calcular los diez primeros modos de vibración y con ellos obtendremos las diez primeras frecuencias naturales. Los seis primeros modos de vibración corresponderán con los seis grados de libertad (tres traslaciones y tres rotaciones) y, por tanto, su frecuencia natural será nula.

El séptimo modo de vibración representa la frecuencia fundamental, es decir, la frecuencia natural más baja. El octavo está muy próximo al anterior, con apenas unos hercios de diferencia. Los dos siguientes están distantes de sus dos previos, pero siguen siendo poco distanciados entre ellos. Se puede ver un resumen en la tabla siguiente:

Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
7º	323,96
8º	325,60
9º	520,74
10º	523,29

Tabla 5. Modos de vibración y sus frecuencias naturales.

Para que sucediese la resonancia, el casco del sumergible tendría que vibrar a una frecuencia mínima de 323,96 Hz y, para ello, la frecuencia de las olas debería coincidir con ese valor. En síntesis, las frecuencias naturales del casco de presión del sumergible están muy alejadas del espectro de frecuencias de las olas del mar, por lo que hay baja probabilidad de que suceda el fallo por resonancia debido a las olas de mar.

En la siguiente figura, se puede ver en una escala de ampliación 10:1 cómo vibraría el sumergible en el séptimo y octavo modo.

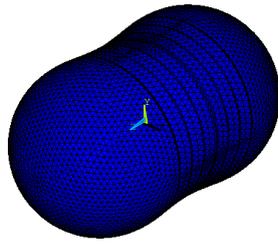
Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

1 DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =7  
FREQ=323.962  
DMX =.015796

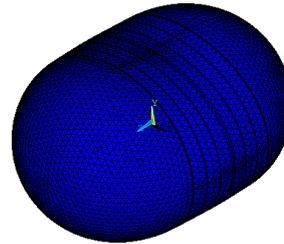
Ansys  
2022 R2  
STUDENT

1 DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =8  
FREQ=325.602  
DMX =.015902

Ansys  
2022 R2  
STUDENT



(A)



(B)

Figura 60. Deformada de los modos de vibración séptimo (A) y octavo (B). Factor de escala: 10:1.

## CAPÍTULO 7

### Conclusiones y trabajos futuros

Este Trabajo de Fin de Grado se cierra con el presente capítulo, donde se resumirá brevemente los resultados y se justificarán las características técnicas finales del casco del sumergible.

Comenzando por las conclusiones del análisis del fallo en cuadernas, se tiene que la cuaderna más preocupante es la cuaderna 2, pues ocasiona mayores tensiones a tracción y equivalentes de von Mises en su unión forro-cuaderna. La deformación en cuadernas no es significativa. El desplazamiento, sin embargo, sí lo es para la cuaderna 1 y en menor medida para la 2. En general, se produce una tensión en el exterior del forro idéntica a la aplicada, que genera una especie de valle a lo largo del espesor terminando por volver a aumentar hasta un pico en la unión forro-cuaderna.

En el estudio del fallo entre cuadernas, las cuadernas han resultado ser “beneficiosas” teniendo en cuenta que no se generan grandes tensiones en las claras como se cabría esperar. Esto puede deberse a un sobre refuerzo del tramo cilíndrico. Los mayores desplazamientos de compresión se dan en la semiesfera y entre las cuadernas 1 y 2, lo que ocasiona tensiones circunferenciales de compresión mayores. Existen desplazamientos a tracción, aunque son pequeños, en y alrededor de la cuaderna 3.

A pesar de que los mayores desplazamientos se dan en la semiesfera, por esa misma razón las tensiones no son elevadas en esa zona y no superan los 250 MPa, siendo una región elástica que no llega a producir fluencia para la cota estudiada de 4.000 metros.

Con respecto al tramo cilíndrico, es crítica la cuaderna 2, pues supone un puente entre el gran desplazamiento de la semiesfera y la cuaderna 1 y el escaso de las cuadernas 3 y 4, ocasionando un pico en su deformada que revela grandes tensiones de tracción. Se podría interpretar como el punto más fuerte del casco, ya que es el que menos se desplaza y en el que mayores tensiones se dan porque se opone a la deformación.

Por ello, estas tensiones de tracción son las que más limitan al sumergible en el caso de la fatiga. A pesar de que el número de ciclos es estimado, es considerado relativamente bajo. Más adelante se debería realizar un análisis a fatiga con enfoque en deformaciones porque la semiesfera y la cuaderna 1 se contraen bastante durante la aplicación de cargas y esto podría conllevar a una fatiga de bajo ciclo. También para un futuro se podría considerar añadir refuerzos a la semiesfera.

El análisis de frecuencia, por último, ha resultado favorable. Las frecuencias están distanciadas con mucha seguridad.

Ahora bien, con este estudio se pueden determinar las características técnicas. Dado que el factor limitante es la plastificación, en base a ella se dispondrán las cotas nominal y máxima.

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

La cota de colapso, por su parte, es difícil de averiguar. Existen numerosos motivos por los que el casco podría colapsar. Teniendo en cuenta

Teniendo en cuenta que el límite de fluencia es de 370 MPa para el acero seleccionado, los coeficientes de seguridad serán para cada cota los siguientes:

Cota (m)	SVM (MPa)	X
3.000	233	1,58
3.500	272	1,36
4.000	311	1,18
4.500	350	1,05
5.000	389	0,95

Tabla 6. Coeficientes de seguridad a distintas cotas.

Se considera hasta 3.500 metros una zona de operación nominal, mientras que los 4.500 metros ya están próximos a la fluencia. Por ello, la cota nominal será de 3.500 m y la máxima de 4.000 metros para poder tener un margen. Si por algún motivo se desvía su trayectoria y se sumerge más de lo debido, debe de tener un margen.

A continuación, se detallan las características técnicas del casco de presión:

Denominación	Valor	Unidad
Eslora exterior	3,3	m
Manga exterior	2,2	m
Puntal exterior	2,2	m
Volumen exterior	9,76	m <sup>3</sup>
Espesor	10	cm
Eslora interior	3,1	m
Manga interior	1	m
Puntal interior	1	m
Volumen interior	7,64	m <sup>3</sup>
Desplazamiento	10,05	Tn
Cota nominal	3.500	m
Cota máxima	4.000	m

Tabla 7. Características técnicas.

Para el cálculo del desplazamiento se ha tenido en cuenta la densidad del agua de mar como 1030 kg/m<sup>3</sup>.

Como trabajos futuros se plantea realizar el modelo con una puerta que a su vez contenga una ventana, ya que esto produce una discontinuidad en la geometría y su resistencia disminuiría. La puerta y ventana estarían situada bien en la zona frontal o bien en un lateral. La ventana sería de metacrilato y tendría una forma troncocónica, con su base mayor en el exterior. De esta forma, las presiones externas se aplicarán empujando la ventana hacia el interior y contribuyendo a su hermetismo.

Además, este Trabajo Final de Grado sólo ha contemplado el casco de presión. Queda por diseñarse el casco hidrodinámico, para el cual es necesario adentrarse en el campo de la mecánica de fluidos computacional y realizar un estudio más avanzado para minimizar la

## Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

resistencia al agua. Esto reduciría la energía utilizada para su desplazamiento, aumentando la autonomía del sumergible. Existen estudios en animales que podrían utilizarse de base para su diseño.

Como se ha mencionado anteriormente, el análisis a fatiga con enfoque en deformaciones también se encomienda para un futuro. Y como último detalle, todos los componentes que conlleva el funcionamiento de un sumergible (depósitos de lastre, propulsor, hélice, sónar, bombona de oxígeno, etc.), así como un proyecto para su fabricación y construcción.

## BIBLIOGRAFÍA

### Referencias

1. Grupo Edefa S.A. defensa.com. [En línea] 2 de julio de 2015. [Citado el: 29 de marzo de 2022.] defensa.com.
2. Monografías. [En línea] [Citado el: 26 de junio de 2022.] monografias.com.
3. Barluenga Badiola, Gonzalo. Universidad de Alcalá. [En línea] [Citado el: 28 de mayo de 2022.] portal.uah.es.
4. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universitat Politècnica de València (UPV). *Tema 4. Diseño a fatiga. Enfoque en tensiones*. [PoliformaT] Valencia : Diseño de Máquinas I, 2020-21.
5. Wikipedia. Resonancia. [En línea] [Citado el: 19 de junio de 2022.] es.wikipedia.org.
6. El Ictíneo ante la ciencia. *La Vanguardia*. 28 de septiembre de 1890, 1890.
7. Piccard, August. *Sobre las nubes, bajo las olas*. s.l. : Grupo Editorial Ceac, S.A., 1999.
8. Wikipedia. Trieste (bathyscaphe). [En línea] [Citado el: 22 de febrero de 2022.] en.wikipedia.org.
9. enriconeami.net. [En línea] 17 de mayo de 2020. [Citado el: 22 de febrero de 2022.] enriconeami.net.
10. Padró, Nacho. Un gran batiscafo: el Archimède. *Submarinos*. [En línea] 6 de julio de 2013. [Citado el: 25 de febrero de 2022.] subnacho.blogspot.com.
11. Wikipedia. Archimède. [En línea] [Citado el: 25 de febrero de 2022.] en.wikipedia.org.
12. Oliveira, Juan A. Va de barcos. [En línea] 2 de junio de 2018. [Citado el: 22 de febrero de 2022.] vadebarcos.net.
13. Wikipedia. DSV Alvin. [En línea] [Citado el: 22 de febrero de 2022.] en.wikipedia.org.
14. Wikipedia. Aluminaut. [En línea] [Citado el: 22 de febrero de 2022.] en.wikipedia.org.
15. Padró, Nacho. El primer submarino de Aluminio: el Aluminaut de la Reynolds. *Submarinos*. [En línea] 24 de julio de 2013. [Citado el: 22 de febrero de 2022.] subnacho.blogspot.com.
16. Wikipedia. Deepsea Challenger. [En línea] [Citado el: 11 de febrero de 2022.] es.wikipedia.org.
17. Wikipedia. Deepsea Challenger. [En línea] [Citado el: 27 de marzo de 2022.] en.wikipedia.org.

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

18. Universitat Politècnica de Catalunya (UPC). El Laboratorio de Ingeniería Marítima de la UPC testea el submarino que ha batido el récord mundial de profundidad. [En línea] 21 de junio de 2019. [Citado el: 25 de febrero de 2022.] upc.edu.
19. Fastenberg-Reuters, Daniel. Bate el récord de profundidad en submarino y encuentra algo decepcionante. *La Vanguardia*. [En línea] 14 de mayo de 2019. [Citado el: 25 de febrero de 2022.] lavanguardia.com.
20. Rodríguez, Víctor. El español que más al fondo del mar ha llegado: más de 10.700 metros en la fosa de las Marianas. *Expansión*. [En línea] 27 de mayo de 2021. [Citado el: 25 de febrero de 2022.] expansion.com.
21. Wikipedia Commons. [En línea] [Citado el: 25 de febrero de 2022.] commons.wikimedia.org.
22. Sosa, P. *Cascos y estructuras*. 2007.
23. Sumergible y casco de presión (incluidas aperturas del casco). *U-historia*. [En línea] [Citado el: 29 de marzo de 2022.] u-historia.com.
24. MacKay, John R. *Structural analysis and design of pressure hulls: the state of the art and future trends*. 2007.
25. Gómez Tapia, Ignacio. Trabajo Final de Máster. *Análisis de los modos de fallo del casco resistente de un submarino y su sensibilidad a imperfecciones de fabricación* [En línea] octubre de 2019. [Citado el: 31 de enero de 2022.]
26. AENORMás. DIN-EN 10028-3:2017. *Productos planos de acero para aplicaciones a presión. Parte 3: Aceros soldables de grano fino en condición de normalizado*.
27. Ventanas al universo. Temperatura del agua de los océanos. [En línea] Jennifer Bergman, 16 de febrero de 2011. [Citado el: 2 de julio de 2022.] www.windows2universe.org.
28. AENORMás. DIN-EN 10028-7:2016. *Productos planos de acero para aplicaciones a presión. Parte 7: Aceros inoxidables*.
29. Ansys. Ansys help. Mechanical APDL 2021 R2. [En línea] ansyshelp.ansys.com.

## Bibliografía

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universitat Politècnica de València (UPV). *Tema 1. Introducción al Método de los Elementos Finitos*. [PoliformaT] Técnicas Computacionales en Ingeniería Mecánica, 2021-22.

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universitat Politècnica de València (UPV). *Tema 4. Características de la solución. Adaptatividad*. [PoliformaT] Técnicas Computacionales en Ingeniería Mecánica, 2021-22.

Barluenga Badiola, Gonzalo. Universidad de Alcalá. [En línea] [Citado el: 28 de mayo de 2022.] portal.uah.es.

**Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos**

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universitat Politècnica de València (UPV). *Tema 1. Comportamiento mecánico de materiales. Introducción.* [PoliformaT] Diseño de Máquinas I, 2020-21.

Salas Vicente, Fidel; Segovia López, E. Francisco; Vicente Escuder, Ángel. *Problemas de Ciencia de Materiales.* Valencia: Editorial Universitat Politècnica de València. 2019.

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universitat Politècnica de València (UPV). *Tema 2. Criterios de fallo estático bajo tensiones multiaxiales.* [PoliformaT] Diseño de Máquinas I, 2020-21.

Espejo Mora, Édgar; Hernández Albañil, Héctor. *Análisis de fallas de estructuras y elementos mecánicos.* Bogotá: Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería. 2017.

Wikipedia. Modo normal. [En línea] [Citado el: 19 de junio de 2022.] [es.wikipedia.org](https://es.wikipedia.org).

Erbessd, Thierry. Resonancia y frecuencia natural | Vibración. *ERBESSD INSTRUMENTS.* [En línea] [Citado el: 19 de junio de 2022.] [erbessd-instruments.com](https://erbessd-instruments.com)

Molero, Blas. Teoría de vibraciones. *Femap y Simcenter Nastran.* [En línea] 22 de enero de 2016. [Citado el: 19 de junio de 2022.] [iberisa.wordpress.com](https://iberisa.wordpress.com)

MASMAR. Características de las olas. Longitud de onda, altura, amplitud, dirección. [En línea] 18 de noviembre de 2013. [Citado el 8 de agosto de 2022.] [masmar.net](https://masmar.net)

Universitat Politècnica de Catalunya, UPC. Capítulo VI. Descripción y análisis de parámetros espectrales. [En línea] [Citado el: 25 de julio de 2022.] [upcommons.upc.edu](https://upcommons.upc.edu)

# ANEXO 1

## Normativa

### Índice

**Documento 1)** [Germanischer Lloyd - Rules for classification and construction - I. Ship technology - Part 5. Underwater technology - Chapter 2. Sumersibles - Appendix A. Calculation and pressure hulls under external pressure.](#)

**Documento 2)** [American Bureau of Shipping - Rules for Building and Classing Marine Vessels - Part 3. Hull Construction and Equipment - Section 6. Metallic pressure boundary components.](#)

**Documento 3)** [Norma UNE-EN 10028-3. Productos planos de acero para aplicaciones a presión – Aceros soldables de grano fino en condición de normalizado.](#)

## ANEXO 2

### Cálculos preliminares del casco de presión

#### Introducción

En el presente anexo se va a desarrollar el cálculo analítico del casco de presión, como lo es su espesor o el modo crítico de fallo según las dimensiones seleccionadas. Para llevarlo a cabo se ha recurrido a las sociedades de clasificación americana (American Bureau of Shipping, ABS) y alemana (Det Norske Veritas Germanischer Lloyd, DNV GL).

Siendo los parámetros del material seleccionado, acero P355NL1, son los que se numeran a continuación:

Parámetros del material				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Módulo de Young	E	2,1E+11	Pa	
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,3	1	
Límite de fluencia	$S_y$	3,70E+08	1	
Coefficiente de seguridad	X	1,25	1	
Factor de uso	$\eta$	0,80	1	

Tabla 8. Parámetros del material.

$$\eta = \frac{1}{X}$$

Ec. 24

#### Capacidad de los refuerzos mediante la ABS

Con los datos y cálculos de la tabla 9, se valida la capacidad de los refuerzos a resistir contra el *tripping* y el pandeo local tanto en alma como ala, así como verificar que tiene un momento de inercia adecuado. En la siguiente figura se puede observar el dimensionamiento de las cuadernas. La cuaderna con perfil I se va a considerar cuaderna ligera y la cuaderna con perfil T como cuaderna pesada.

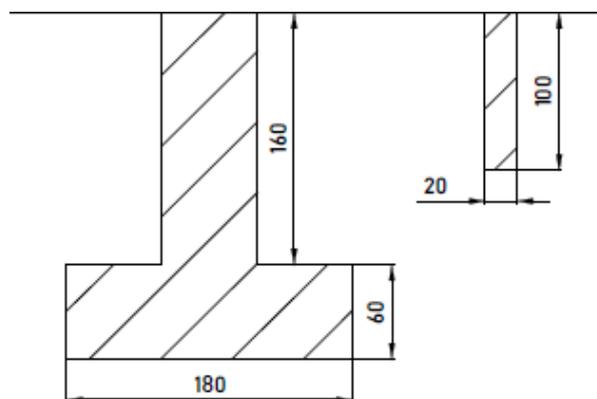


Figura 61. Dimensiones de las cuadernas seleccionadas de perfil I (ligeras) y T (pesadas).

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Verificación de los refuerzos				
Cuaderna I (refuerzo ligero)				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Espesor del alma	$e_c$	0,02	m	
Altura del alma	$h_c$	0,1	m	20,00%
Área del perfil	$A_s$	0,002	m	
Centroide Y del conjunto	$z_c$	0,050	m	
Distancia del centroide al casco	$z$	0,050	m	
Radio hasta el centroide	$R_s$	0,970	m	
Longitud efectiva	$L_e$	0,098	m	
Área efectiva	$A_e$	0,004	m <sup>2</sup>	
Momento de inercia X	$I_x$	5,067E-06	m <sup>4</sup>	
Momento de inercia Z	$I_z$	1,667E-06	m <sup>4</sup>	
Momento de inercia de la sección de casco efectiva	$I_c$	3,090E-06	m <sup>4</sup>	
Momento de inercia efectiva	$I_e$	1,791E-05	m <sup>4</sup>	
Factor de uso	$\eta$	0,5	1	X = 2
Condición 1 (tripping)	-	3,431E+09	Pa	Cumple
Condición 2 (pandeo local)	-	5,000	-	Cumple
Condición 3 (momento de inercia)	-	7,852E-06	m <sup>4</sup>	Cumple
Cuaderna T (refuerzo pesado)				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Espesor del alma	$e_c$	0,06	m	
Altura del alma	$h$	0,16	m	37,50%
Espesor del ala	$e_a$	0,06	m	
Anchura del ala	$a_c$	0,18	m	
Área del perfil	$A_s$	2,040E-02	m	
Centroide Y del alma	$z_1$	0,080	m	
Centroide Y del ala	$z_2$	0,190	m	
Centroide Y del conjunto	$z_c$	0,138	m	
Distancia del centroide al casco	$z$	0,138	m	
Radio hasta el centroide	$R_s$	0,862	m	
Longitud efectiva	$L_e$	0,303	m	
Área efectiva	$A_e$	0,012	m <sup>2</sup>	
Momento de inercia X	$I_x$	8,522E-05	m <sup>4</sup>	
Momento de inercia Z	$I_z$	3,204E-05	m <sup>4</sup>	
Momento de inercia de la sección de casco efectiva	$I_c$	9,271E-05	m <sup>4</sup>	
Momento de inercia efectiva	$I_e$	4,095E-04	m <sup>4</sup>	
Factor de uso	$\eta$	0,5	1	X = 2
Condición 1 (tripping)	-	2,339E+09	Pa	Cumple
Condición 2 (pandeo local alma)	-	2,667	-	Cumple
Condición 3 (pandeo local ala)	-	3,000	-	Cumple
Condición 4 (momento de inercia)	-	2,479E-05	m <sup>4</sup>	Cumple

Tabla 9. Verificación de los refuerzos.

En observaciones, se puede encontrar junto a los parámetros  $h_c$  y  $h$  un porcentaje que mide la relación entre el espesor y la altura. Es útil a la hora de realizar cambios en la altura o el

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

espesor para no variar su relación, ya que de esta depende que se cumplan algunas de las condiciones.

Para esta comprobación se ha hecho uso del siguiente formulario para ambos tipos de cuaderna:

**1) Tripping en los refuerzos:**

$$\sigma_T = \frac{E \cdot I_z}{A_s \cdot R \cdot z} > S_y \quad \text{Ec. 25}$$

Condición 1

$\sigma_T$  es la tensión a la cual se produce el fenómeno *tripping*.

**2) Pandeo local:**

$$\frac{\text{Espesor del alma}}{\text{Altura del alma}} \leq 0.3 \cdot \sqrt{\frac{E}{S_y}} \quad \frac{\text{Anchura del ala}}{\text{Espesor del ala}} \leq 0.9 \cdot \sqrt{\frac{E}{S_y}} \quad \text{Ec. 26 y 27}$$

Condición 2

Condición 3

**3) Momento de inercia:**

$$I_e \geq \frac{P \cdot D_2 \cdot L' \cdot R_s^2}{6 \cdot E \cdot \eta} \quad \text{Ec. 28}$$

Condición 4

Donde P representa la presión externa aplicada,  $D_2$  es el diámetro exterior del sumergible,  $L'$  es  $L_s$  para cuadernas ligeras y  $L_c$  para cuadernas pesadas.

## Cálculo preliminar del espesor del sumergible mediante la ABS

### Parámetros iniciales

Para determinar el espesor del sumergible y la cota máxima que podría soportar, así como su presión de trabajo máxima admisible, hay que establecer una serie de parámetros estructurales que vienen recogidos en la siguiente tabla.

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Parámetros estructurales				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Espesor del sumergible	e	0,04	m	
Radio interior	r <sub>1</sub>	1	m	Cumple
Radio exterior	r <sub>2</sub>	1,04	m	
Radio medio	R	1,02	m	
Longitud del tramo cilíndrico	a	1,04	m	
Eslora total	-	3,12	m	Cumple
Altura del alma (perfil I)	h <sub>c</sub>	0,1	m	
Espesor del alma (perfil I)	e <sub>c</sub>	0,02	m	
Altura del alma (perfil T)	h	0,16	m	
Espesor del alma (perfil T)	e <sub>c</sub>	0,06	m	
Anchura del ala (perfil T)	a <sub>c</sub>	0,18	m	
Espesor del ala (perfil T)	e <sub>a</sub>	0,06	m	
Longitud entre cuadernas ligeras	L	0,130	m	
Longitud entre cuadernas ligeras	L <sub>b</sub>	0,110	m	
Longitud entre centros de cuadernas ligeras	L <sub>s</sub>	0,130	m	
Longitud entre cuadernas pesadas	L <sub>c</sub>	0,52	m	

Tabla 10. Parámetros estructurales.

Donde el espacio interior cumple con la restricción propuesta de ser igual o mayor a 1,5 metros la eslora total del sumergible es igual o inferior a 4 metros.

En el apartado anterior está calculada y redactada la capacidad de los refuerzos, donde se hizo hincapié en las condiciones que deben cumplir para su operatividad. Por ello, los valores de esta tabla han sido comprobados conjuntamente a estos cálculos y cumplen todas las verificaciones necesarias.

También son necesarios unos parámetros de cálculo que vienen determinados por las siguientes ecuaciones:

$$M = \frac{L}{\sqrt{R \cdot e}} \quad \theta = [3 \cdot (1 - \nu^2)]^{\frac{1}{4}} \cdot M \quad G = \frac{2 \cdot (\sinh Q \cdot \cos Q + \cosh Q \cdot \sen Q)}{\sinh(2Q) + \sen(2Q)}$$

Ec. 29                                      Ec. 30                                      Ec. 31

$$Q = \frac{\theta}{2} \quad H = \frac{\sinh(2Q) - \sen(2Q)}{\sinh(2Q) + \sen(2Q)} \quad N = \frac{\cosh(2Q) - \cos(2Q)}{\sinh(2Q) + \sen(2Q)}$$

Ec. 32                                      Ec. 33                                      Ec. 34

Parámetros de cálculo				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Parámetro M	M	0,6436	1	
Parámetro θ	θ	0,8273	rad	
Parámetro G	G	1,3702	1	
Parámetro Q	Q	0,4136	rad	
Parámetro H	H	0,1137	1	
Parámetro N	N	0,4126	1	

Tabla 11. Parámetros de cálculo.

### Presión de trabajo máxima admisible

Para determinar la cota máxima permitida en cualquier modo de fallo, es necesario calcular previamente la presión de trabajo máxima admisible,  $p_a$ , que se obtiene basada en tres criterios distintos. El primero está basado en la resistencia entre refuerzos, el segundo en la tensión longitudinal en el bastidor y el último en la resistencia total a pandeo global entre refuerzos pesados.

#### A. Basada en la resistencia entre refuerzos

Este criterio toma como referencia la máxima presión de trabajo que soportarán los refuerzos ligeros, en nuestro caso, éstos son aquellos con perfil en I.

Presión de trabajo máxima admisible				
Basada en la resistencia entre refuerzos				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Presión de pandeo de von Mises para un cilindro	$P_m$	4,12E+10	Pa	
Presión de fluencia en el vano y el plano medios de un cilindro	$P_y$	2,08E+07	Pa	
Coefficiente F (CON/SIN cuadernas)	F	0,3028	1	CON
Radio hasta el centroide	$R_s$	0,97	m	
Área del perfil	$A_s$	0,002	m <sup>2</sup>	
Área de cuaderna ligera	A	0,0021	m <sup>2</sup>	
Factor de uso	$\eta$	0,8	1	X = 1,25
Relación	$P_m/P_y$	1979,297	1	
Resistencia entre refuerzos (presión crítica)	$P_c$	1,73E+07	Pa	
Presión de trabajo máxima admisible	$P_a$	1,39E+07	Pa	
Cota máxima admisible para cualquier modo de fallo	c	1373,09	m	

Tabla 12. Presión de trabajo máxima admisible basada en la resistencia entre refuerzos.

Para llevar a cabo el cálculo se hace uso del siguiente formulario:

$$P_m = \frac{2.42 \cdot E \cdot \left(\frac{t}{2R}\right)^{\frac{5}{2}}}{(1 - \nu^2)^{\frac{3}{4}} \cdot \left[\frac{L}{2R} - 0.45 \cdot \left(\frac{t}{2R}\right)^{\frac{1}{2}}\right]}$$

Ec. 35

$$P_y = \frac{S_y \cdot t}{R(1 - F)}$$

Ec. 36

$$F = \begin{cases} 0, & \text{SIN cuadernas} \\ \frac{A \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \cdot G}{A + e_c \cdot e + \left(2 \cdot N \cdot e \cdot \frac{L}{\theta}\right)}, & \text{CON cuadernas} \end{cases}$$

Ec. 37

$$A = \begin{cases} A_s \cdot \left(\frac{R}{R_s}\right)^2, & \text{para cuadernas externas} \\ A_s \cdot \frac{R}{R_s}, & \text{para cuadernas internas} \end{cases}$$

Ec. 38

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

$$P_c = \begin{cases} \frac{P_m}{2}, & \text{si } \frac{P_m}{P_y} \leq 1 \\ P_y \cdot \left(1 - \frac{P_y}{2 \cdot P_m}\right), & \text{si } 1 < \frac{P_m}{P_y} \leq 3 \\ \frac{5}{6} \cdot P_y, & \text{si } \frac{P_m}{P_y} > 3 \end{cases}$$

Ec. 39

$$P_a = P_c \cdot \eta$$

Ec. 40

$$c = P_a \cdot \rho \cdot g$$

Ec. 41

La densidad del agua de mar,  $\rho$ , tomada para el cálculo es de 1030 kg/m<sup>3</sup> y la aceleración de la gravedad,  $g$ , tomada es de 9,81 m/s<sup>2</sup>.

En conclusión, con un espesor de 4 cm y las cuerdas seleccionadas, el sumergible sería capaz de llegar a una cota máxima de 1.373 m y soportaría una presión máxima de 13,9 MPa. Por el momento, el diseño no cumple con la profundidad deseada de 4.000 metros, por lo que se aumentará el espesor con el fin de bajar a mayores cotas.

### B. Basada en la tensión longitudinal en el bastidor

Este criterio tiene en cuenta la máxima tensión longitudinal que soportarían los anillos que conforman el tramo cilíndrico del sumergible.

Presión de trabajo máxima admisible				
Basada en la tensión longitudinal en el bastidor				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Parámetro $\gamma$	$\gamma$	0,2210	1	
Factor de uso	$\eta$	0,67	1	X = 1,5
Presión límite correspondiente a la tensión longitudinal de los refuerzos que alcanzan la fluencia	$P_t$	2,90E+07	Pa	
Presión de trabajo máxima admisible	$P_a$	1,94E+07	Pa	
Cota máxima permitida para cualquier modo de fallo	c	1924,24	m	

Tabla 13. Presión de trabajo máxima admisible basada en la tensión longitudinal en el bastidor.

Para realizar las operaciones oportunas, se hace acopio de las siguientes ecuaciones:

$$\gamma = \frac{A \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)}{A + e_c \cdot e + \left(2 \cdot N \cdot e \cdot \frac{L}{\theta}\right)}$$

Ec. 42

$$P_\ell = \frac{2 \cdot S_y \cdot e}{R} + \left[1 + \left(\frac{12}{1 - \nu^2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \gamma \cdot H\right]$$

Ec. 43

$$P_a = P_\ell \cdot \eta$$

Ec. 44

Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible  
de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos

Con este criterio, el sumergible sería capaz de soportar 19,4 MPa y llegaría a una cota máxima de 1.924 metros. El criterio anterior es que prevalece, por el momento, por ser el más restrictivo y limitante.

**C. Basada en la resistencia total a pandeo global entre refuerzos pesados**

Este criterio se centra en la capacidad resistente del forro entre refuerzos pesados cuando se está sometido a pandeo global.

Presión de trabajo máxima admisible				
Basada en la resistencia total a pandeo global entre refuerzos pesados				
Descripción	Desig.	Valor	Ud.	Observaciones
Parámetro A1	A <sub>1</sub>	0,043	1	
Parámetro A2	A <sub>2</sub>	3,000	1	
Parámetro λ	λ	6,162	1	
Factor de uso	η	0,5	1	X = 2
Número de ondas	n	2	1	
Presión límite correspondiente al modo de pandeo global entre refuerzos pesados	p <sub>n</sub>	4,57E+12	Pa	
Presión de trabajo máxima admisible	p <sub>a</sub>	2,28E+12	Pa	
Cota máxima permitida para cualquier modo de fallo	c	225.992.595,95	m	

Tabla 14. Presión de trabajo máxima admisible basada en la resistencia total a pandeo global entre refuerzos pesados.

El número de ondas o lóbulos, n, es el número de ondas que se producen en el forro en las secciones anulares. En concreto, en la ecuación 30, n corresponde al número de ondas en las que se espera que se dé el fallo. Éste viene dado por la eslora y el diámetro del sumergible. Si su eslora es superior a tres veces el diámetro, n = 2. Por el contrario, si es igual o inferior, n = 3.

Para hacer los cálculos se han utilizado las siguientes fórmulas:

$$A_1 = \frac{\lambda^4}{\left(A_2 + \frac{\lambda^2}{2}\right) \cdot (n^2 + \lambda^2)}$$

Ec. 45

$$A_2 = n^2 - 1$$

Ec. 46

$$\lambda = \pi \cdot \frac{R}{L_c}$$

Ec. 47

$$P_n = \left(\frac{E \cdot t}{R}\right) \cdot A_1 + \frac{E \cdot I \cdot A_2}{LR^3}$$

Ec. 48

$$P_a = P_n \cdot \eta$$

Ec. 49

Según los cálculos, los refuerzos pesados son capaces de soportar una presión altísima, es decir, están sobredimensionados, por lo que su presión de trabajo máxima admisible no es limitante.

En conclusión, la presión que más restringe el modelo estudiado en este apartado corresponde a la resistencia entre refuerzos según el criterio de la ABS (American Bureau of Shipping). Este valor corresponde a 13,9 MPa. Para alcanzar la cota deseada se aumentará el espesor.

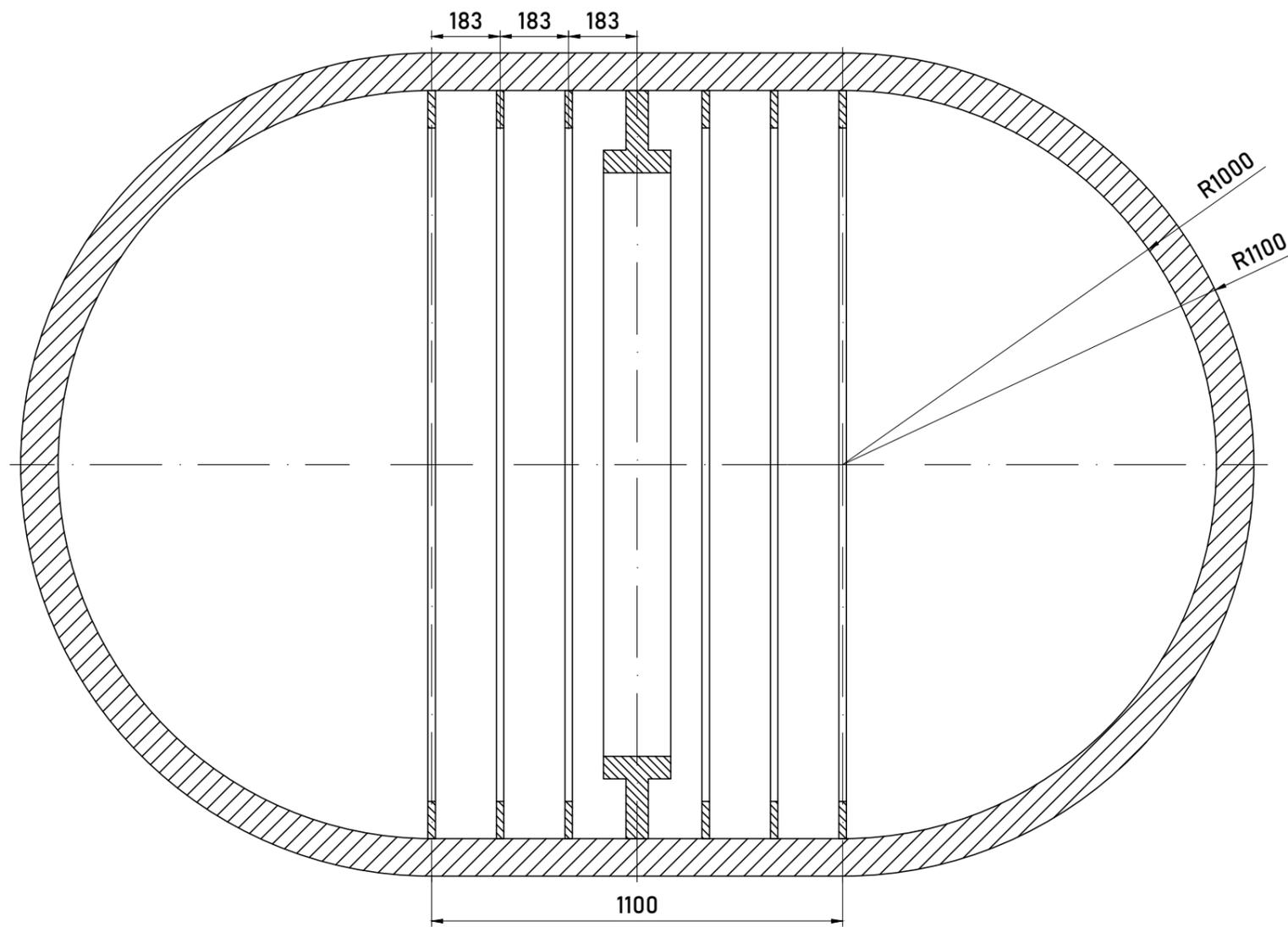
## **ANEXO 3**

### Planos

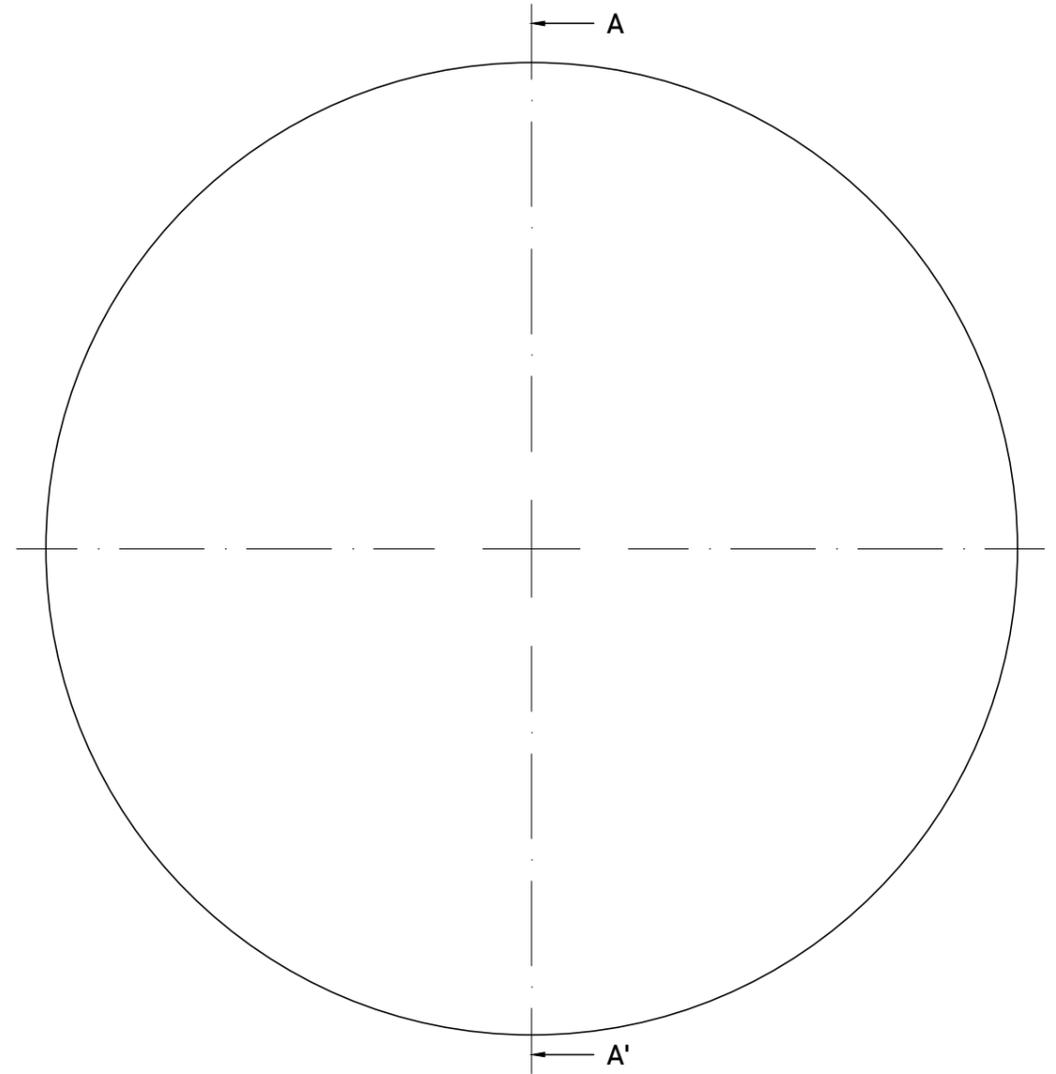
#### **Organigrama técnico**

Plano 1. Casco de presión.

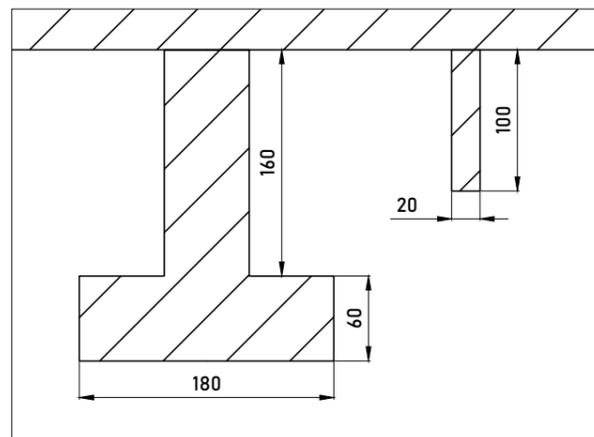
Cotas en mm

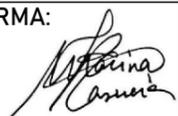


Sección A-A'



DETALLE DIMENSIONES CUADERNAS  
Escala 1:5



 UNIVERSITAT POLITÀCNICA DE VALÈNCIA	PROYECTO: Diseño y análisis estructural del casco de un sumergible de gran profundidad mediante el Método de los Elementos Finitos			NUMERACIÓN: <b>1</b>
	PLANO: Casco de presión			FIRMA: 
	SUSTITUYE A:	FECHA: JULIO 2022	ESCALA: 1:16	
	SUSTITUIDO POR:			
AUTORA: Marina Plasencia Simón				