



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Caracterización y evaluación  
estructural de sólidos  
celulares implementados en  
una caja de torsión alar**

**TESIS**

Que para obtener el título de  
**Ingeniero Aeroespacial**

**P R E S E N T A**

Santiago García Márquez

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. César Abraham Luna Estrada



**Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2026**



**PROTESTA UNIVERSITARIA DE INTEGRIDAD Y  
HONESTIDAD ACADÉMICA Y PROFESIONAL  
(Titulación con trabajo escrito)**



De conformidad con lo dispuesto en los artículos 87, fracción V, del Estatuto General, 68, primer párrafo, del Reglamento General de Estudios Universitarios y 26, fracción I, y 35 del Reglamento General de Exámenes, me comprometo en todo tiempo a honrar a la institución y a cumplir con los principios establecidos en el Código de Ética de la Universidad Nacional Autónoma de México, especialmente con los de integridad y honestidad académica.

De acuerdo con lo anterior, manifiesto que el trabajo escrito titulado CARACTERIZACION Y EVALUACION ESTRUCTURAL DE SOLIDOS CELULARES IMPLEMENTADOS EN UNA CAJA DE TORSION ALAR que presenté para obtener el título de INGENIERO AEROESPACIAL es original, de mi autoría y lo realicé con el rigor metodológico exigido por mi Entidad Académica, citando las fuentes de ideas, textos, imágenes, gráficos u otro tipo de obras empleadas para su desarrollo.

En consecuencia, acepto que la falta de cumplimiento de las disposiciones reglamentarias y normativas de la Universidad, en particular las ya referidas en el Código de Ética, llevará a la nulidad de los actos de carácter académico administrativo del proceso de titulación.

---

SANTIAGO GARCIA MARQUEZ  
Número de cuenta: 318178547



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FACULTAD DE INGENIERÍA

# CARACTERIZACIÓN Y EVALUACIÓN ESTRUCTURAL DE SÓLIDOS CELULARES IMPLEMENTADOS EN UNA CAJA DE TORSIÓN ALAR

---

Tesis para obtener el título de Ingeniero Aeroespacial

PRESENTA

**SANTIAGO GARCÍA MÁRQUEZ**

JURADO ASIGNADO

Presidente **Dr. Fernando Velázquez Villegas**

Vocal **Dr. César Abraham Luna Estrada**

Secretario **Dr. Edgar Isaac Ramírez Díaz**

Primer suplente **Dr. David Israel Posadas Navarro**

Segundo suplente **M.C. Gibran Jalil Garnica Castro**





“¿Se necesita una razón para ayudar a alguien?”  
—Yitán Tribal (*Final Fantasy IX*)



# Contenido

**Agradecimientos**   vii

**Resumen**   ix

## **1 Introducción**   1

- 1.1 Problema a investigar   1
- 1.2 Justificación del tema   2
- 1.3 Objetivos del proyecto   3
- 1.4 Alcances del proyecto   4

## **2 Marco teórico**   5

- 2.1 Antecedentes   5
- 2.2 Fundamentos de los sólidos celulares   8
- 2.3 Caracterización mecánica de los materiales celulares   23
- 2.4 Principios y configuración de la estructura alar   25
- 2.5 Evaluación estructural mediante el Método de Elementos Finitos   36

## **3 Metodología**   39

- 3.1 Método   40
- 3.2 Técnicas   40
- 3.3 Recolección de datos   43
- 3.4 Instrumentos usados para la recolección de datos   45
- 3.5 Primera etapa: caracterización del sólido celular   46
- 3.6 Segunda etapa: diseño de la caja de torsión alar   53
- 3.7 Tercera etapa: evaluación estructural   63

## **4 Resultados y discusión**   68

- 4.1 Resultados numéricos de la caracterización del sólido celular   68
- 4.2 Resultados numéricos del diseño de la caja de torsión alar   75
- 4.3 Resultados numéricos de la evaluación estructural   77

## **5 Conclusiones**   85

- 5.1 Hallazgos   86
- 5.2 Trabajo a futuro   87

## **Referencias**   89

## **Apéndices**   95

**Apéndice A** Planos de la estructura alar diseñada   105

**Apéndice B** Análisis por Elementos Finitos: forma celular   102

**Apéndice C** Análisis por Elementos Finitos: tamaño celular   105

**Apéndice D** Análisis por Elementos Finitos: caja de torsión alar   114



# Agradecimientos

Agradezco enormemente a la vida por haberme permitido formar parte de la Universidad Nacional Autónoma de México, lugar donde pude formarme personal y profesionalmente a lo largo de estos años. Además, me permitió formar parte de la primera generación de la licenciatura en Ingeniería Aeroespacial. Aún resulta difícil asimilarlo. Para culminar esta etapa, ¿qué mejor forma que hacer una tesis? Porque para superarse, es necesario un reto.

Agradezco profundamente al personal académico de la Unidad de Alta Tecnología Campus UNAM, Ciudad Universitaria: maestra Cesia Esther Fabela Pérez, maestro Gibran Jalil Garnica Castro y maestro Diego Alonso Amante Soria, quienes confiaron y me permitieron el acceso, estancia y uso del equipo de cómputo del laboratorio Y201 para la realización de mis simulaciones de la presente tesis. Estoy en deuda con ustedes.

De la misma forma agradezco de manera especial a mi ex profesor y director de tesis: doctor César Abraham Luna Estrada, quien confió en mi trabajo desde el comienzo. Me encuentro profundamente agradecido con usted por haberme guiado a lo largo de todas esas asesorías. Le prometí que no le iba a fallar y espero haberlo cumplido.

Agradezco a mi ex profesora de Redacción y Exposición de Temas de Ingeniería: licenciada Ana Yantzin Pérez Cortés, quien tomó parte de su valioso tiempo en aconsejar, revisar y asesorar metodológicamente este escrito. Muchísimas gracias por su ayuda.

También agradezco a mi familia: Sergio García Hernández, Ma. Socorro Márquez Leal y a la médico cirujana Natalia García Márquez, quienes me estuvieron apoyando a lo largo de este proyecto, así como a Toby por su compañía. Lamento haberme tardado en realizar esta tesis, pero descubrí que redactar correctamente un texto no es para nada sencillo. De hecho, admito que este trabajo no es perfecto; sin embargo, logré plasmar en él todo aquello que me propuse, por lo cual me voy satisfecho. Ahora bien, perdonen si no soy esa clase de persona a la cual le guste expresar sus sentimientos y que prefiera guardárselos, pero agradezco profundamente su presencia y constante apoyo en mi vida.

Agradezco a todas las personas que contribuyeron directa o indirectamente con este trabajo, en particular: Lino Apolonio Angeles, quien me introdujo al diseño asistido por computadora; Amador Vázquez Moreno, quien estuvo presente tanto a lo largo de la licenciatura como en la realización de algunas de mis simulaciones y Félix Alejandro Hernández Lázaro, quien me ha proporcionado su apoyo en la interfaz basada en el modelo de distribución de la fuerza de sustentación y en los análisis estructurales.

Para finalizar, quisiera agradecer a Golondrino, la verdadera razón por la cual decidí realizar esta tesis. La presencia de este perro en un lugar y momento específico de mi vida tuvo un impacto significativo en mí. Ya han transcurrido bastantes años. A pesar de ello, su fallecimiento me llevó a valorar el deseo de la vida y a reflexionar sobre el miedo a la muerte. Por tanto, el dedicarle este trabajo representa para mí una forma de honrar su memoria. Estoy seguro de que te volveré a encontrar. Mañana quizás, un día tal vez. Y así pueda contarte todo lo que he logrado. Hasta la próxima, amigo mío.

**Santiago García Márquez, abril de 2026**



# Resumen

La necesidad de diseñar estructuras aeronáuticas ligeras sin comprometer su rendimiento ni resistencia impulsa la utilización de sólidos celulares como alternativa para la reducción de masa. No obstante, la caracterización y el desempeño mecánico de estos materiales aún presentan vacíos cuando se integran en una caja de torsión alar bajo cargas flexurales.

Este trabajo evalúa el desempeño estructural de sólidos celulares bidimensionales (honeycombs) al implementarse como núcleo en el revestimiento reforzado de una caja de torsión alar, con aplicaciones en vehículos aéreos no tripulados.

La investigación se desarrolla en tres etapas. En primer lugar, se realiza la caracterización mecánica de probetas celulares representativas, considerando variaciones en la forma y tamaño de la celda, para determinar la estructura celular con el mejor comportamiento mecánico ante cargas de flexión. En segundo lugar, se diseña el modelado estructural de la caja de torsión alar, definiendo la geometría, materiales, condiciones de frontera y cargas aerodinámicas representativas a utilizar. En último lugar, se lleva a cabo la evaluación estructural mediante el Método de Elementos Finitos, comparando un modelo preliminar de la caja de torsión alar con núcleo sólido frente a un modelo con núcleo celular, a través de análisis estructurales estáticos, modales y dinámicos de respuesta transitoria.

Los resultados indican que la integración del núcleo celular en una caja de torsión alar permite reducir la masa estructural sin comprometer la capacidad de resistir las fuerzas de sustentación impuestas; sin embargo, redistribuye los esfuerzos dentro del núcleo e incrementa el desplazamiento bajo condiciones dinámicas.

*Palabras clave:* sólidos celulares, honeycombs, caja de torsión alar, vehículo aéreo no tripulado, evaluación estructural.



# 1 Introducción

La demanda de nuevos materiales y estructuras para las industrias aeronáutica y de ingeniería aeroespacial ha aumentado drásticamente [1]. Bajo este tenor, los sólidos celulares han sido adoptados por la ingeniería como alternativa a utilizar en estructuras de soporte de cargas. Si bien estos materiales ligeros multifuncionales poseen las propiedades más prometedoras y, al mismo tiempo, inusuales [2]; su implementación en una estructura tal como lo es una caja de torsión alar aún presenta ciertos vacíos con respecto a su caracterización y desempeño bajo condiciones representativas de operación.

Así, este primer capítulo se organiza en cuatro apartados generales. Primero, el planteamiento del problema expone la necesidad de analizar la integración de estos materiales celulares en estructuras alares, identificando las limitaciones existentes en la literatura y formulando la pregunta de investigación. Después, la justificación presenta los argumentos, a partir de distintos puntos de vista, los cuales sustentan la ejecución del estudio. Luego, se establecen los objetivos, los cuales definen con precisión las metas a alcanzar. En último lugar, se delimitan los alcances, especificando las consideraciones, simplificaciones y las restricciones bajo las cuales se desarrolla la tesis.

En resumen, se establecen los elementos conceptuales que orientan el desarrollo de la presente investigación. Con ello, se prepara el camino para el [Capítulo 2](#), lugar donde se presenta la revisión de la literatura, los conceptos fundamentales y las bases teóricas necesarias para sustentar el trabajo realizado.

## 1.1 Problema a investigar

El diseño de una estructura alar tiene como principal objetivo resistir cargas y poseer un contorno aerodinámico especial para la generación de sustentación. Además, permite alojar componentes tales como motores, según su configuración; el almacenamiento de combustible y diferentes componentes de la aeronave durante sus fases de vuelo [3]. Particularmente, la zona de la caja de torsión es el componente responsable de mantener la integridad total de la envergadura, concentrar la mayor parte de los esfuerzos de flexión y torsión, además de transmitir fuerzas aerodinámicas [4].

A partir de lo anterior, en la presente tesis se presenta una investigación en la cual se busca reducir la masa estructural de una caja de torsión alar sin comprometer su

rendimiento ni resistencia bajo la fuerza aerodinámica de sustentación. Sin embargo, una reducción de peso no controlada puede disminuir la rigidez estructural, la capacidad de soportar cargas y afectar la estabilidad de una estructura [5]. Los sólidos celulares han demostrado ofrecer una alta rigidez específica mediante la disminución de peso. No obstante, la literatura disponible suele centrarse en analizar su desempeño como materiales internos o como elementos de soporte reticulares, sin abordar de manera sistemática cómo la variación en la forma y el tamaño de una estructura celular influye en los esfuerzos inducidos, el desplazamiento y la reducción de masa en una estructura expuesta a cargas aerodinámicas representativas de vuelo.

Esta falta de estudios limita la capacidad de diseñar alas de aeronaves más ligeras sin sacrificar desempeño estructural y, de manera sistemática, dificulta evaluar cómo distintas configuraciones de sólidos celulares pueden implementarse como elementos de una caja de torsión alar, orientada al mejoramiento mecánico. Bajo esta premisa, surge la siguiente pregunta de investigación: *¿Qué impacto tiene la implementación de un sólido celular bidimensional en la rigidez, resistencia y en la reducción de masa estructural, dentro de una caja de torsión alar sometida a fuerzas de sustentación?*

## 1.2 Justificación del tema

El presente trabajo se justifica por varias razones. Desde el punto de vista técnico, existe un vacío en la literatura con respecto a la evaluación estructural de un núcleo celular bidimensional integrado como parte de un revestimiento reforzado dentro de una caja de torsión alar. Si bien los sólidos celulares han sido estudiados como materiales ligeros, también se emplean en diversos componentes aeronáuticos tales como fuselajes, unidad posterior, radomos, pisos e interiores [6]; asimismo, cuentan con aplicaciones dentro de la biomédica, la manufactura aditiva y NVH (*Noise, Vibration, and Harshness*). No obstante, son escasos los trabajos que analizan su comportamiento estructural cuando forman parte de un ala sometida a la fuerza aerodinámica de sustentación. Además, no se han desarrollado comparaciones sistemáticas entre distintas configuraciones celulares los cuales consideren variaciones en la forma o el tamaño de la celda, ni estudios los cuales analicen los mecanismos de deformación bidimensional aplicados directamente a una estructura alar. Por tanto, este estudio contribuye a cubrir esta ausencia.

Desde el punto de vista práctico, el análisis de un revestimiento celular permite determinar si esta alternativa ofrece mejoras reales en términos de rigidez, resistencia y reducción de masa en una aeronave; en concreto, aspectos esenciales para la evaluación de la autonomía, eficiencia y rendimiento estructural durante todas las fases de un vuelo [7]. Bajo este contexto, la caracterización de ensayos mecánicos sobre distintas configuraciones celulares bidimensionales permite identificar cuál geometría podría ofrecer la mejor configuración entre rigidez y reducción de la masa. Dicha decisión constituye una base útil para evitar decisiones de diseño desfavorables al momento de implementar estos núcleos celulares en la caja de torsión alar.

Desde el punto de vista investigativo, este trabajo aporta una metodología replicable para la caracterización y evaluación de sólidos celulares implementados en una estructura aeronáutica. Aunque los resultados se desarrollan para un vehículo aéreo no tripulado (UAV), el procedimiento puede extrapolarse a aeronaves de mayor escala, siempre y cuando se adapten las magnitudes de carga, requerimientos estructurales y la generación de fenómenos aerodinámicos más complejos. Al documentar comparaciones geométricas, criterios de selección y su impacto en una caja de torsión alar real, se genera conocimiento útil para investigaciones posteriores, con la cual se fortalece el campo de estructuras ligeras y contribuye al desarrollo de nuevos enfoques en diseño aeronáutico.

### **1.3 Objetivos del proyecto**

#### **1.3.1 Objetivo general**

Evaluar, mediante el Método de Elemento Finito, el desempeño estructural de sólidos celulares bidimensionales, previamente caracterizados bajo ensayos de flexión, al ser implementados en el núcleo del revestimiento reforzado de una caja de torsión alar, con el fin de determinar su influencia en la reducción de masa y el comportamiento mecánico frente a una configuración de núcleo sólido, con posible uso en UAVs.

#### **1.3.2 Objetivos particulares**

- Modelar configuraciones representativas de sólidos celulares bidimensionales, variando la forma y el tamaño de la celda, mediante instrumentos de diseño asistido por computadora (CAD).
- Distinguir el comportamiento mecánico de las configuraciones celulares mediante ensayos numéricos de flexión en tres puntos, conforme a la norma ASTM C393.
- Analizar el desempeño de la estructura celular y densidad relativa en la respuesta mecánica de las probetas representativas, mediante la recolección de datos como el esfuerzo de von Mises, el desplazamiento y el factor de seguridad.
- Seleccionar la estructura celular más adecuada bajo cargas flexurales en función de criterios de desempeño estructural y reducción de masa.
- Diseñar el modelo estructural de una caja de torsión alar, considerando criterios aerodinámicos, aeroelásticos y estructurales de un UAV de referencia.
- Implementar la estructura celular seleccionada como núcleo en el revestimiento de una segunda caja de torsión alar, mediante instrumentos CAD.
- Comparar el desempeño estructural de una caja de torsión alar con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, bajo condiciones de carga equivalentes, mediante el Método de Elementos Finitos.

## 1.4 Alcances del proyecto

En cuanto al alcance de la investigación, el estudio se delimita exclusivamente a la caja de torsión alar de un vehículo aéreo no tripulado (UAV). Esta elección responde a la necesidad de trabajar con una estructura de dimensiones reducidas que permita integrar y modelar detalladamente los sólidos celulares dentro del análisis computacional de una configuración aeronáutica. A partir de esta perspectiva, se selecciona la caja de torsión por ser un elemento principal del ala, encargado de resistir los esfuerzos de flexión y torsión, además de transmitir las cargas aerodinámicas hacia el fuselaje [4]. Por tanto, esta región resulta el lugar más idóneo para evaluar el efecto del núcleo celular bidimensional como parte de un revestimiento reforzado. Bajo este criterio, se excluyen componentes adicionales del ala, tales como el borde de ataque, el borde de salida y las superficies de control, ya que su incorporación incrementa considerablemente el costo computacional sin aportar información relevante al objeto central del estudio.

Posteriormente, se establecen ciertos criterios en el diseño de los modelos de la caja de torsión alar. Por un lado, el análisis se realiza bajo condiciones aerodinámicas estacionarias y sin variaciones en el ángulo de ataque, con el propósito de evitar la incorporación de parámetros aerodinámicos adicionales que desvíen el enfoque principal del estudio, el cual es analizar el desempeño estructural del núcleo celular. Por otro lado, se emplean conceptos de aerodinámica y aeroelasticidad para la determinación de cargas de sustentación utilizadas como solicitaciones en las simulaciones estructurales mediante FEM. Por tanto, fenómenos aeroelásticos subsecuentes a la interacción fluido-estructura, así como los efectos de la flexibilidad del ala en la distribución de la sustentación y divergencia quedan fuera del alcance metodológico de la presente investigación.

Adicionalmente, la evaluación estructural de los modelos se realiza mediante el Método de Elementos Finitos (FEM) a través de análisis estáticos y dinámicos. En el presente trabajo, FEM se emplea como una herramienta de comparación estructural para analizar el desempeño mecánico de la caja de torsión alar. Si bien se abordan los criterios generales de su aplicación, no se profundiza en el desarrollo matemático del método en sí mismo. Por tal motivo, se consideran las limitaciones asociadas a la discretización del cuerpo, la selección de elementos y los criterios de mallado, enfocando el estudio en la aplicación adecuada del método para recolectar datos consistentes.

Finalmente, debido a la complejidad que implica el análisis de los sólidos celulares tridimensionales, este trabajo se centra en única y exclusivamente materiales celulares bidimensionales. Además, la caracterización mecánica se centró únicamente en dos parámetros geométricos: forma y tamaño de celda, ya que estos proporcionaron una información suficiente como para evaluar un comportamiento estructural. Factores adicionales de la topología celular, como la orientación y patrón de reglas, así como los fenómenos mecánicos combinatorios de flexión y torsión se proponen como líneas de investigación futura debido a los tiempos disponibles y a los límites del presente estudio.

## 2 Marco teórico

El diseño y, hasta cierto punto, el análisis de estructuras ingenieriles es un proceso innovador y altamente iterativo. Este requiere desde la comprensión del comportamiento mecánico de los materiales que lo conforman hasta el cumplimiento de objetivos de rendimiento específicos para garantizar un funcionamiento seguro [8]. En este sentido, los sólidos celulares, el diseño estructural y los métodos numéricos de elementos finitos constituyen los elementos idóneos para el desarrollo y evaluación de estructuras ligeras orientadas a mantener un adecuado desempeño mecánico ante fuerzas aerodinámicas.

Así, este segundo capítulo se organiza en cinco apartados generales. En primer lugar, se presentan los antecedentes de la investigación, en el cual se recopilan y analizan los estudios previos relacionados con el uso de sólidos celulares y, en cierta medida, al diseño de estructuras alares. Posteriormente, se desarrollan los fundamentos de los sólidos celulares, abordando su definición y estructura de forma general; no obstante, su análisis del comportamiento mecánico se centra exclusivamente en configuraciones bidimensionales. Después, se describen los métodos de caracterización empleados para evaluar este tipo de materiales bajo distintas solicitaciones. Acto seguido, se introducen los principios de diseño y la configuración estructural de alas de aeronaves, se destaca la función de la caja de torsión alar y las consideraciones de carga en vuelo. Finalmente, se presentan los fundamentos del Método de Elementos Finitos, herramienta la cual permite la evaluación estructural de los modelos desarrollados.

En resumen, se reúnen los antecedentes, teorías y los conceptos necesarios para el correcto encuadre de la presente investigación. Con ello, se establece la base hacia el [Capítulo 3](#), lugar donde se presenta una descripción detallada de cómo se realizó el estudio, incluyendo métodos, técnicas e instrumentos de recolección de datos.

### 2.1 Antecedentes

Un primer trabajo corresponde a [9], quienes en *Architected Cellular Materials for Aerospace Components Design and Manufacturing*, desarrollaron un marco de diseño inverso para optimizar núcleos celulares arquitectónicos mediante formulaciones de optimización topológica y manufactura aditiva. La metodología consistió en formular un problema de optimización topológica basado en funcionalidades estructurales y térmicas.

Los resultados revelaron que los materiales celulares optimizados pueden mejorar el desempeño funcional sin perjudicar su masa ni rendimiento, destacando la relevancia de su diseño de optimización validado mediante estudios de caso de diseño aeroespacial.

Si bien el enfoque del trabajo se centra en el desarrollo de materiales celulares representados implícitamente en estructuras tipo sándwich, el estudio constituye un antecedente relevante al validar el potencial de los sólidos celulares en aplicaciones aeroespaciales, demostrando que la arquitectura celular, independientemente del proceso de fabricación o del tipo de celda celular, puede ser diseñada metodológicamente para validar requerimientos como el cumplimiento estructural y la conductividad térmica.

Un segundo trabajo, correspondiente a [10], se denomina *Load-Bearing Wing Structures Inspired by Natural Cellular Materials*. En este se desarrollaron marcos de optimización para el diseño de estructuras internas en un ala de aeronave sometida a cargas aerodinámicas. Su objetivo fue determinar la configuración celular más óptima que redujera la masa e incrementara la rigidez, evitando simultáneamente el pandeo global de la estructura. La metodología empleada consistió en modelar una envergadura con celdas reticulares y espumosas, formulando un problema de optimización donde las variables fueron el campo de distribución del tamaño celular y los radios de los puntales.

Los resultados mostraron que las alas con estructuras celulares optimizadas presentan mayor eficiencia estructural que los modelos con configuraciones uniformes, superando a diseños convencionales cuando la estructura requiere soportar cargas elevadas o un equilibrio entre la capacidad de soportar carga y la masa. En relación con este proyecto, el aporte principal es demostrar que la arquitectura celular interna de un ala puede maximizar la rigidez y reducir la masa frente a modelos estándar de referencia. Si bien el estudio se centra en sólidos celulares tridimensionales, se comparte la premisa fundamental: la geometría celular influye en el comportamiento mecánico. Asimismo, los objetivos planteados se asemejan con los del presente estudio, por ende, este trabajo constituye un respaldo teórico importante al implementar sólidos celulares en un ala.

El siguiente trabajo corresponde a [11], titulado *Reliability-Based Framework for Damage Prognosis of Adhesively-Bonded Joints in Composite UAV Wings*. El estudio parte de la premisa de que el uso de materiales compuestos ligeros en vehículos aéreos no tripulados (UAVs) incrementa la sensibilidad al daño inducido por fatiga e impacto, en particular, las uniones adhesivas entre el revestimiento y el larguero. Por tanto, se realizó un marco metodológico probabilístico orientado al monitoreo del daño y a la predicción de la vida útil remanente en dichas uniones. Su metodología empleó técnicas de evaluación no destructiva e inferencia estadística para evaluar el daño y actualizar su evolución en diversas regiones del ala. Después, se utilizó un modelo probabilístico de cargas aerodinámicas futuras junto con un modelo mecánico de propagación de daño en las uniones. Finalmente, emplearon criterios de falla para estimar la probabilidad de falla.

Para este trabajo, el aporte radica en el efecto del uso extensivo de materiales compuestos ligeros en estructuras alares de UAVs, considerando cargas aerodinámicas y



aspectos de integridad estructural similares a los empleados en este trabajo. Sin embargo, mientras que el estudio se orienta al monitoreo probabilístico de daño en uniones adhesivas al incremento de la sensibilidad de sus componentes al daño inducido por fatiga, la presente investigación se enfoca en la evaluación estructural de sólidos celulares bidimensionales implementados en una caja de torsión alar mediante métodos numéricos.

En [12], presenta el Diseño y análisis de una estructura especial, donde se desarrolló el diseño aerodinámico y estructural de un UAV destinado al transporte de ayuda humanitaria, integrando conceptos teóricos de ingeniería civil para obtener una estructura especial capaz de cumplir requerimientos operacionales. Su estudio se centró en el análisis estructural de la armadura. La metodología combinó aproximaciones teórico-prácticas con análisis CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) para estimar las cargas sobre la aeronave y, posteriormente, empleó análisis analíticos y simulaciones FEM para evaluar esfuerzos, cargas axiales y deformaciones en las barras de la armadura.

Los resultados indicaron que la estructura diseñada cumple los requerimientos de operación, evidenciando capacidad para resistir las cargas generadas durante el transporte de la carga útil del vehículo. Asimismo, el trabajo demuestra que un enfoque estructural basado en principios de ingeniería civil puede resultar funcional para el diseño de aeronaves ligeras. Para este trabajo, el aporte principal radica en su enfoque integral de diseño aeronáutico asistido por simulaciones, así como en su aplicación a un UAV, presentando la relevancia social de estas aeronaves y reforzando la adecuación de centrar la investigación en aeronaves no tripuladas.

Finalmente, existe la presencia de literatura la cual estudia el comportamiento mecánico de estructuras tipo sándwich sometidas a flexión. Uno de los trabajos más relevantes es el presentado por [13], donde en *Design of Sandwich Structures* investigó los modos de falla en probetas tipo sándwich conformadas por pieles laminadas de GFRP y un núcleo de Nomex. El estudio integra modelos teóricos basados en la mecánica de sólidos celulares bidimensionales y en la teoría clásica de vigas para describir los mecanismos de deformación y falla. En su metodología, desarrolló mapas de modos de falla considerando variables como la relación entre el espesor de la piel, así como la densidad relativa; además, se ensayaron experimentalmente probetas para realizar la flexión de tres puntos y examinar el efecto de la orientación de la celda.

Los resultados demostraron una buena concordancia entre predicciones teóricas y datos experimentales, destacando el papel del esfuerzo cortante en el núcleo bajo cargas flexurales, así como la rigidez de la piel en la transmisión de cargas hacia dicho núcleo. Además, se observó una relación lineal entre el mecanismo de deformación *out-of-plane* y el esfuerzo cortante en el núcleo celular, permitiendo derivar un criterio conjunto de falla por compresión y cortante, prediciendo fallas localizadas. Este trabajo resulta ser de interés al analizar los mecanismos de deformación y falla asociados a sólidos celulares bidimensionales, proporcionando bases teóricas y experimentales aplicables a diseños.

Como colofón, si bien existen líneas de investigación basadas en estructuras celulares artificiales tal como los metamateriales (v. los estudios [14], [15], [16] y [17]), estas se centran en enfoques y objetivos distintos, generalmente orientadas a aplicaciones biomédicas, de manufactura aditiva o NVH; por lo tanto, se difieren del problema de investigación aquí planteado.

## 2.2 Fundamentos de los sólidos celulares

El estudio de los sólidos celulares constituye un eje primordial para el desarrollo de materiales estructurales ligeros con diversas aplicaciones. Estos materiales se caracterizan por presentar una estructura interna porosa formada por una red de celdas interconectadas [18], lo que les permite combinar una reducción de masa con un excelente desempeño mecánico frente a materiales sólidos convencionales.

En particular, el comportamiento mecánico celular no solo depende de las propiedades intrínsecas del material del que están hechas las paredes celulares, sino también de aspectos geométricos y topológicos tales como la densidad relativa, la forma de la celda, su tamaño y su configuración interna. La interacción entre geometría y material en los sólidos celulares da lugar a otros beneficios [2], como un rendimiento excelente en la amortiguación de vibraciones, atenuación del sonido, la absorción de energía, una buena capacidad de filtración, propiedades catalíticas y aislamiento.

A partir de esta perspectiva, el presente subcapítulo contempla tres fundamentos teóricos necesarios para comprender, a grandes rasgos, el comportamiento de los sólidos celulares: en primer lugar, se introduce su definición y clasificación general; en segundo lugar, se analizan sus características estructurales más relevantes y, en último lugar, se estudia la mecánica de los sólidos celulares bidimensionales, los cuales constituyen el objeto principal de esta tesis debido a su aplicación en una configuración aeronáutica.

### 2.2.1 Definición de sólido celular

Un sólido celular se define como “un material formado por una red interconectada de paredes o láminas sólidas que constituyen los bordes y caras de celdas” [18].

Estas estructuras pueden organizarse de dos formas. Por un lado, en dos dimensiones para llenar un área plana, similar a las celdas hexagonales en los panales de las abejas (ver Fig. 2.1(a)); razón por las cuales a los materiales celulares bidimensionales también se les llamarán *honeycombs*. Por otro lado, a los materiales celulares tridimensionales se les llamarán espumas (*foams*). Ahora bien, si el sólido del cual está hecha la espuma se encuentra únicamente en los bordes de las celdas, de modo que las celdas se conecten a través de caras abiertas, la espuma se denomina de celdas abiertas (ver Fig. 2.1(b)). No obstante, si las caras también son sólidas, de manera que cada celda queda sellada respecto a sus vecinas, se dice que es de celdas cerradas (ver Fig. 2.1(c)).

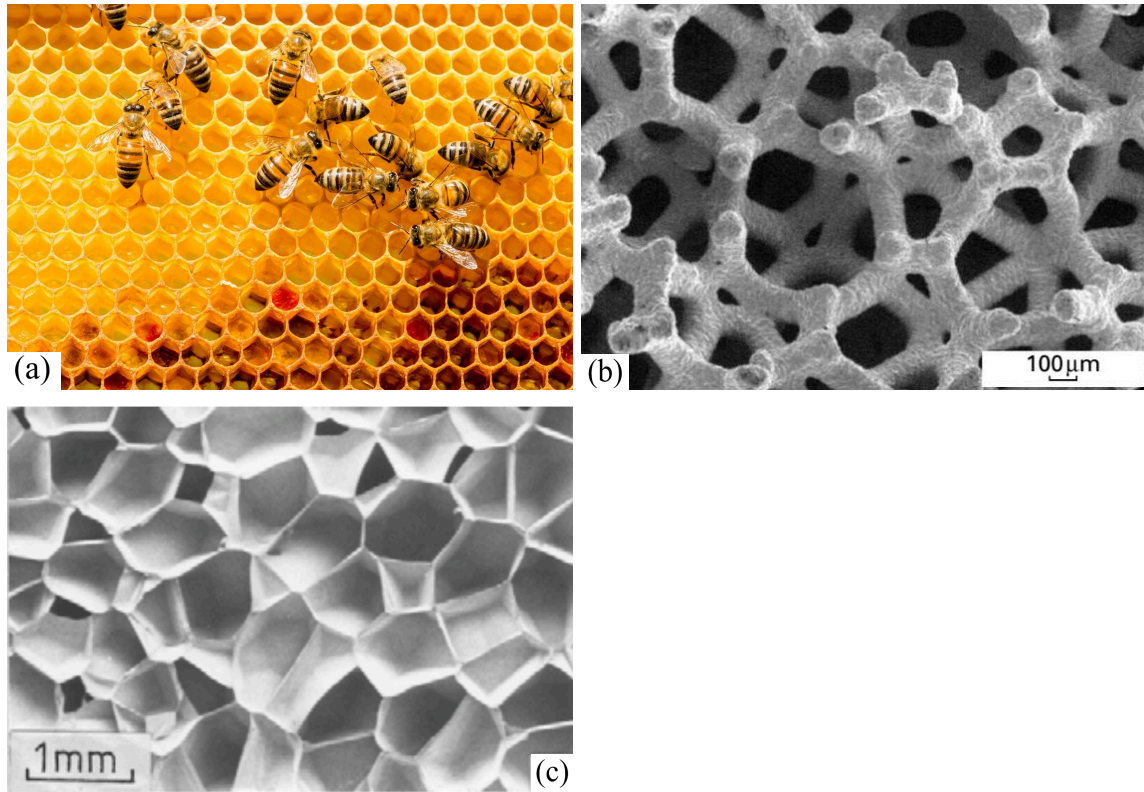


Fig. 2.1 Ejemplos de sólidos celulares: (a) un honeycomb de un panal de abejas, (b) una espuma de tantalio con celdas abiertas para el recubrimiento de un implante metálico y, (c) una espuma de polietileno con celdas cerradas. (a, Fuente desconocida; b, Obtenido de [19]; c, Obtenido de [20])

En resumidas cuentas, los sólidos celulares, entendiéndose como honeycombs y espumas, se les puede entender como volúmenes de materiales cuya estructura interna está formada por una red repetitiva de celdas, reduciendo de tal forma su masa inicial.

El parámetro que gobierna el desempeño mecánico de un sólido celular es la densidad relativa, la cual se ampara como la característica más importante, ya que controla el grosor de las paredes celulares y, con ello, su rigidez. La densidad relativa está representada por la Ec. 2.1:

$$\frac{\rho^*}{\rho_s} \quad (2.1)$$

donde la densidad del material celular,  $\rho^*$ , se encuentra dividida por la densidad del sólido del cual están hechas las paredes celulares,  $\rho_s$ . Algunos ejemplos de densidades relativas de materiales se pueden encontrar en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Densidades relativas de algunos materiales. (Con información de [18])

|                                                                            |                  |
|----------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Espumas especiales de ultra baja densidad                                  | ~0.001           |
| Espumas poliméricas<br>(utilizadas para acolchado, embalaje y aislamiento) | Entre 0.05 y 0.2 |
| Corcho                                                                     | 0.14             |
| Maderas blandas                                                            | Entre 0.15 y 0.4 |

Conforme aumenta la densidad relativa, las paredes celulares se engrosan y el espacio poroso disminuye. Cuando este parámetro supera aproximadamente 0.3, el material deja de comportarse como una estructura celular y resulta más adecuado describirlo como un sólido con poros aislados [18]. Siguiendo este criterio, en esta investigación se considerará únicamente sólidos celulares con densidades relativas menores a 0.3, ya que es en este intervalo donde se conserva el comportamiento mecánico particular de las estructuras celulares descrito por Gibson y Ashby, obra el cual constituye el principal fundamento teórico sobre el tema.

### Propiedades de los sólidos celulares

La formación de espumas amplifica el rango de propiedades las cuales podrían resultar difíciles de obtener en sólidos totalmente densos. En la Fig. 2.2 se muestra el rango de propiedades físicas, mecánicas y térmicas disponibles de las espumas, las cuales pueden medirse con los mismos métodos utilizados para sólidos totalmente densos [18].

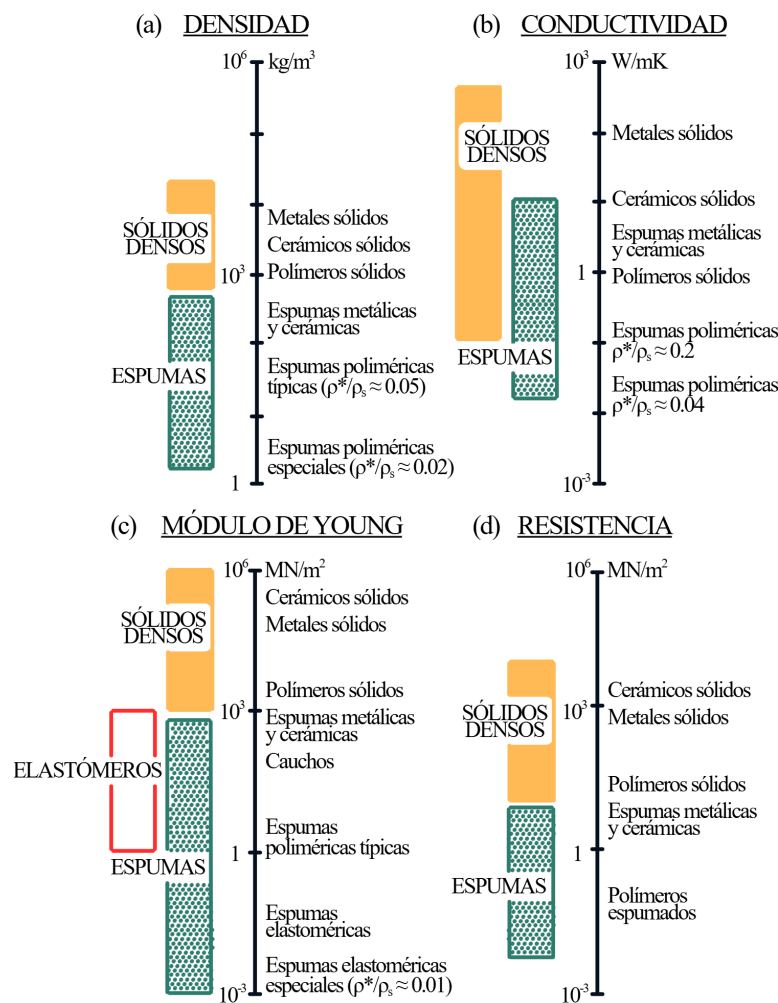


Fig. 2.2 Rango de propiedades disponibles a través de la formación de las espumas: (a) densidad, (b) conductividad térmica, (c) módulo de Young y, (d) resistencia a la compresión. (Traducido y adaptado de [18])

Las bajas densidades permiten diseñar componentes ligeros y rígidos, como paneles tipo sándwich y estructuras portátiles de gran tamaño, además de sistemas de flotación en general. Por otro lado, la baja conductividad térmica ofrece un aislamiento térmico económico y confiable. Asimismo, la baja rigidez hace que las espumas sean ideales para una amplia gama de aplicaciones de amortiguamiento, como ocurre con las espumas elastoméricas empleadas en asientos. Finalmente, las bajas resistencias y las grandes deformaciones por compresión hacen que las espumas sean atractivas para aplicaciones de absorción de energía [18].

### Aplicaciones de los sólidos celulares

El uso de materiales celulares en aplicaciones estructurales no es nuevo dentro de la ingeniería. En la naturaleza existen materiales celulares que han evolucionado para soportar cargas mecánicas complejas durante largos periodos, como la madera, el hueso trabecular, el coral, entre otros. Tal como señalan Gibson y Ashby, “muchos materiales estructurales presentes en la naturaleza son sólidos celulares [...] y, cada vez más, las espumas y los honeycombs fabricados por el hombre se utilizan en aplicaciones en las que desempeñan una función verdaderamente estructural” [18].

A partir de estos materiales naturales, la ingeniería de diseño ha ido adoptando los sólidos celulares para aplicaciones donde se requiere una resistencia mecánica con la menor masa posible. Un claro ejemplo se tiene en la integración de paneles tipo sándwich para aeronaves modernas, los cuales combinan pieles compuestas con núcleos poliméricos o metálicos, para obtener estructuras con alta rigidez específica y bajo peso. En concordancia con esta idea, [21] comenta que “con un ligero aumento de peso, se puede mejorar el rendimiento general del sistema. Lo contrario también es cierto: se pueden lograr grandes reducciones de peso sin comprometer significativamente la rigidez o resistencia del sistema”. Esta anterior idea evidencia el potencial de optimizar estructuras mediante el uso de configuraciones celulares tipo honeycomb.

Más allá de su aplicación aeronáutica, los sólidos celulares poseen un conjunto de propiedades funcionales que extienden su campo de uso, tales como una elevada absorción de energía, buena relación entre rigidez y peso, resistencia al fuego, no toxicidad, baja conductividad térmica, permeabilidad magnética y menor densidad [22]. Brevemente, la [Tabla 2.2](#) ejemplifica aplicaciones adicionales de los sólidos celulares, según las necesidades del sistema.

Tabla 2.2 Otras aplicaciones de los sólidos celulares. (Con información de [18])

|                                                                                                                                                            |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Aislamiento térmico                                                                                                                                        |
| Baja conductividad térmica; útil desde los vasos desechables para café, hasta aislamiento de cohetes, edificios modernos, sistemas de transporte y barcos. |
| Su reducida masa térmica disminuye la energía requerida para la refrigeración.                                                                             |

Continúa en la página siguiente

---

**Amortiguamiento**

Atenuación de ruido y absorción de vibraciones.

Revestimiento de techos así como paredes de salas de conferencias y auditorios.

**Embalaje**

Absorción de energía ante impactos o desaceleraciones.

Capacidad para soportar grandes deformaciones compresivas sin generar altos esfuerzos dañinos al contenido.

Fácil de moldear, bajo costo y manipulación sencilla.

**Filtración**

Filtros de aire económicos y desechables.

Filtros moleculares utilizados en tecnologías de separación de moléculas en solución.

**Fluidos**

Flotabilidad marina.

Membranas repelentes al agua.

Portadores de catalizadores, tintas, colorantes, lubricantes y enzimas.

**Medicina [19]**

Desarrollo de estructuras temporales (*scaffolds*) basados en colágeno con poros alargados para regeneración de nervios. También, usado en ingeniería de tejidos para:

- Funcionamiento de células biológicas mientras se regenera su propia matriz extracelular (MEC) y tejido natural.
- Regeneración de piel con quemaduras, hueso, cartílago, tendón, corazón, nervio periférico, hígado y vejiga.

Espumas metálicas empleadas como recubrimientos para implantes en aplicaciones ortopédicas (ver Fig. 2.1(b)).

Potencial aplicación de materiales celulares para reemplazo óseo en casos de osteonecrosis y en jaulas vertebrales para procedimientos de fusión espinal.

**Propiedades eléctricas**

Atenuación de ondas electromagnéticas.

Protecciones antiestáticas y sensores de bajo costo.

**Rugosidad superficial**

Superficies antideslizantes para bandejas, mesas o pisos.

---

## 2.2.2 Estructura de los sólidos celulares

La característica estructural más importante de un sólido celular es su densidad relativa. Si bien podría suponerse que el tamaño de celda también es un parámetro importante, en realidad la mayoría de las propiedades mecánicas y térmicas dependen en menor medida del tamaño de celda [18]. En contraste, la forma de la celda es mucho más relevante, debido a que cuando las celdas son equiaxiales, el sólido celular tiende a ser isotrópico; no obstante, si se encuentran alargadas o aplanadas, las propiedades dependen de la dirección, dando lugar a las propiedades anisotrópicas [23].

Además de la forma, existen distinciones topológicas importantes. Una de ellas es la separación entre las estructuras bidimensionales (honeycombs) y las tridimensionales (espumas). Esta distinción es sobresaliente debido a que modelar las propiedades en dos dimensiones es mucho más sencillo que hacerlo en tres, aunque gran parte del análisis bidimensional puede extenderse a geometrías tridimensionales más complejas [18].



Dentro de las estructuras tridimensionales también se logra distinguir entre celdas cerradas y celdas abiertas, tal como se comentó en la [Sección 2.2.1](#).

Distinciones topológicas como la conectividad podrían parecer irrelevantes; sin embargo, también pueden influir en las propiedades de los sólidos celulares. La conectividad se entiende como el número de elementos que convergen en un mismo punto [23]: para honeycombs se refiere al número de aristas  $Z_e$  que comparten un mismo vértice y para espumas se refiere al número de caras  $Z_f$  que comparten una misma arista.

Lo más destacado es lo comentado por [18], donde las propiedades celulares dependen directamente de la forma y la estructura de sus celdas, en la que construir un procedimiento para clasificar y describir las estructuras resulta ser lo ideal.

### Estructura celular

En cuanto a lo señalado por Gibson y Ashby, la estructura de los sólidos celulares varía desde el orden casi perfecto del panal de abeja (ver [Fig. 2.1\(a\)](#)) hasta las complejas redes tridimensionales de esponjas y espumas [18]. Debido a su regularidad geométrica, el panal constituye una base ideal para ejemplificar a los sólidos celulares bidimensionales.

Con respecto a su manufactura, los honeycombs se fabrican con metales y con papel para emplearse como núcleos en paneles tipo sándwich, así como de cerámicos para dar soportes de catalizadores e intercambiadores de calor [18]. La mayoría emplea celdas hexagonales, donde la conectividad de aristas es igual a tres. No obstante, también es posible fabricar honeycombs con celdas cuadradas o triangulares, cuya conectividad de aristas es de cuatro y seis, respectivamente; sin embargo, son menos eficientes, ya que requieren más material sólido para encerrar el mismo volumen poroso. Si bien esta afirmación era aceptada desde hace siglos, nunca se llegó a demostrar. No fue sino hasta el año 1999 cuando [24] demostró que el teselado hexagonal regular tipo panal es la mejor manera de dividir una superficie en regiones de igual área, empleando la mínima cantidad de material sólido.

Aunque el enfoque principal de esta investigación son los honeycombs, resulta pertinente mencionar que las espumas también han sido objeto de un amplio estudio estructural. Debido a la extensión del tema, la [Tabla 2.3](#) resume algunas de las características de las espumas.

Tabla 2.3 Características estructurales de los sólidos celulares tridimensionales. (Con información de [18])

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Espumas naturales                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| Ejemplos van desde materiales con celdas cerradas casi regulares, como el corcho o la madera de balsa. La esponja o el hueso trabecular presentan una red abierta de tirantes con conectividad de cara de hasta incluso seis. Asimismo, el coral o el hueso de sepia son ejemplos de estructuras anisotrópicas, manifestando celdas elongadas o alineadas en direcciones preferenciales. |

Continúa en la página siguiente

### Espumas artificiales

Las espumas hechas por el ser humano pueden fabricarse a partir de polímeros, metales, cerámicos y vidrio. Durante su formación, la tensión superficial atrae el volumen del sólido hacia los bordes, dejando una película delgada enmarcada por aristas más gruesas, lo que permite caracterizarlas y comprender sus propiedades.

### Alimentos

Muchos alimentos también son espumas. Por ejemplo, el pan presenta celdas cerradas generadas por la fermentación de levadura o por  $\text{CO}_2$  liberado proveniente del bicarbonato de sodio; el merengue es una espuma de clara de huevo con azúcar; el chocolate y otros dulces duros y quebradizos suelen expandirse para hacerlos más atractivos al comer o más económicos de producir. Los cereales y botanas dependen de la expansión por vapor para generar su textura característica.

### Otros tipos de espumas

El papel, fieltro y el algodón pueden ensamblarse para generar sólidos de baja densidad; tales como las losetas térmicas (ver Fig. 2.3(a)) encargadas de proteger al Transbordador Espacial estadounidense durante su reentrada atmosférica (ver Fig. 2.3(b)). Asimismo, las espumas de jabón y las balsas de burbujas pueden sinterizarse para formar estructuras rígidas y de baja densidad.

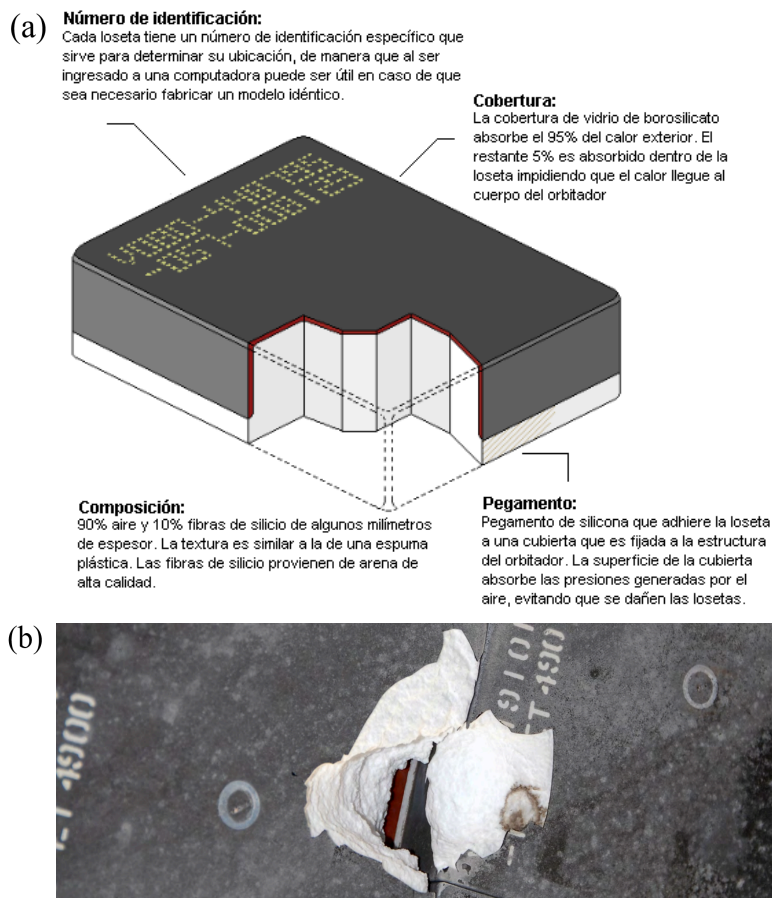


Fig. 2.3 Ejemplos de otros tipos de espumas: (a) estructura de una loseta de protección térmica y, (b) una placa térmica dañada en la misión STS-118 del transbordador espacial Endeavour, cuando un trozo de espuma del tanque externo se desprendió durante su lanzamiento. (a, Obtenido de [25]; b, Obtenido de [26])



## Geometría y topología celular

Como se ha mostrado a lo largo de esta sección, es necesario entender cómo ciertos aspectos geométricos son fundamentales para comprender cómo se distribuye el material sólido entre las caras y los bordes de las celdas, además de poder explicar las propiedades mecánicas de cualquier sólido celular. Por lo tanto, el primer paso consiste en cuantificar, en la medida de lo posible, sus características estructurales.

Se sabe que las celdas bidimensionales empaquetadas con el objetivo de llenar un plano pueden presentar distintos tamaños y formas (ver Fig. 2.4); no obstante, los honeycombs fabricados por el ser humano tienden a emplear formas regulares debido a la isotropía que proporcionan. Asimismo, cuando la forma de la celda se mantiene fija, las celdas pueden apilarse de más de una manera, tal y como se muestra en la Fig. 2.5, dando lugar a estructuras con diferentes conectividades de aristas y distintas cualidades topológicas [18].

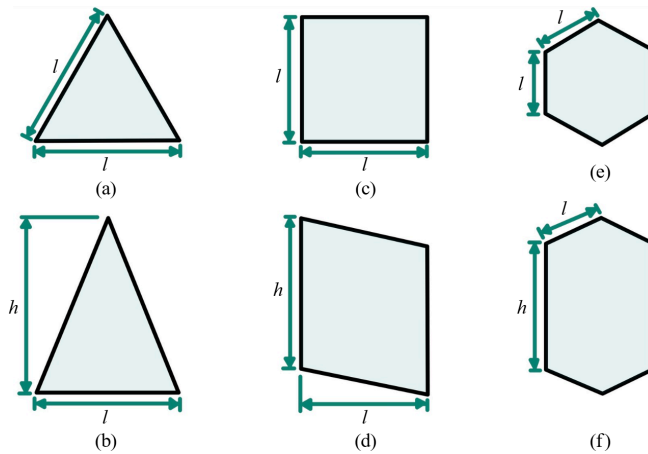


Fig. 2.4 Distintos tamaños y formas de celdas bidimensionales: (a) triángulo equilátero, (b) triángulo isósceles, (c) cuadrado, (d) paralelogramo, (e) hexágono regular y, (f) hexágono irregular. (Adaptado de [18])

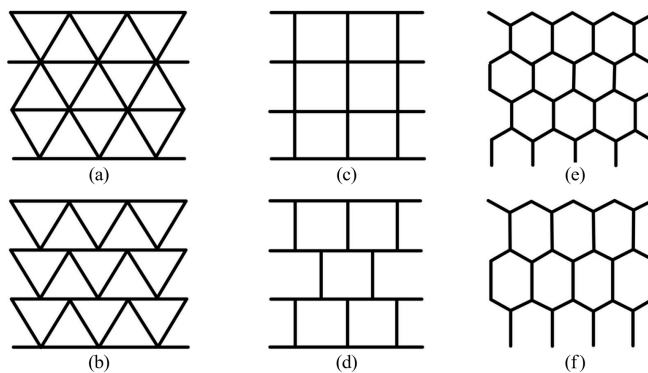


Fig. 2.5 Diversos empaquetamientos de celdas bidimensionales para llenar un plano. (a, b) Empaquetamientos de triángulos equiláteros con  $Z_e = 6$  y  $Z_e = 4$ , respectivamente; cuando  $Z_e = 4$ ,  $n = 4$ . (c, d) Empaquetamientos de cuadrados con  $Z_e = 4$  y  $Z_e = 3$ , respectivamente; cuando  $Z_e = 3$ ,  $n = 6$ . (e) Empaquetamientos de hexágonos regulares. (f) Empaquetamientos de hexágonos irregulares. (Adaptado de [18])

De manera análoga, en tres dimensiones existe una mayor variedad de formas de celda las cuales pueden empaquetarse para llenar el espacio, tal y como se muestra en la Fig. 2.6. Los prismas triangulares, rómbicos y hexagonales, el dodecaedro rómbico y el tetracaidecaedro son ejemplos de formas las cuales perfectamente pueden llenar el espacio, los cuales han sido propuestas en algún punto de la historia como idealizaciones de las celdas en espumas, útiles para analizar el comportamiento mecánico de las estructuras celulares incluyendo la rigidez elástica efectiva y la forma en que las celdas depende de la densidad relativa [27]. No obstante, las formas restantes no pueden empaquetarse adecuadamente por sí mismas, a menos que se distorsionen [18].

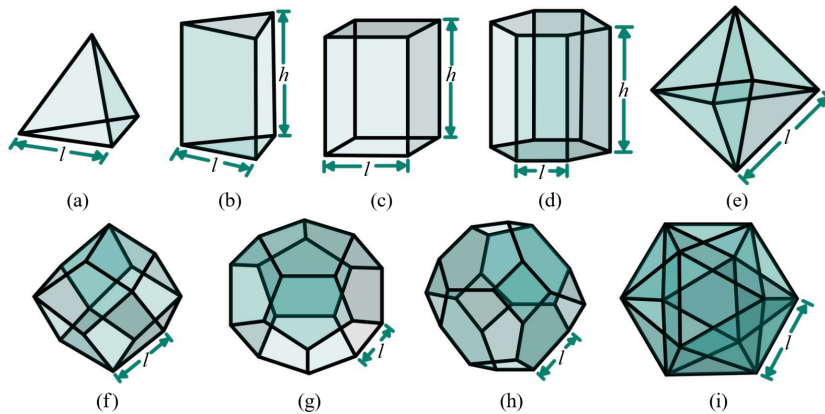


Fig. 2.6 Distintos tamaños y formas de celdas tridimensionales: (a) tetraedro, (b) prisma triangular, (c) prisma rectangular, (d) prisma hexagonal, (e) octaedro, (f) dodecaedro rómbico, (g) dodecaedro pentagonal, (h) tetracaidecaedro e, (i) icosaedro. (Adaptado de [18])

Por lo anterior, las celdas bidimensionales naturales, así como la mayoría de las espumas, difícilmente forman empaquetamientos regulares de unidades idénticas. En general, [18] incluyen celdas de distintos tamaños y formas, con diferente número de caras y aristas: una espuma de jabón entre láminas de vidrio, las celdas de la retina del ojo o incluso un panal de abeja, presenta cierto grado de aleatoriedad. Aunando a todo eso, las espumas más aleatorias pueden obedecer ciertas reglas topológicas similares a las que gobiernan a los honeycombs, permitiendo hacer afirmaciones útiles sobre ellas.

Con respecto a la topología, se puede definir como el estudio de las propiedades de figuras, formas y cuerpos que no dependen de la distancia ni del tamaño [28]. Aunque suele interpretarse como una rama abstracta y compleja de entender, la topología sólo se ocupa de describir cómo es el entorno de cada punto. No obstante, posee diversas aplicaciones en campos de la matemática, tales como la geometría, la ciencia de redes o el análisis matemático [29]. A pesar de su relevancia dentro de la descripción del comportamiento mecánico de los sólidos celulares, la topología no se aborda de manera detallada, debido a que la caracterización estructural se centra en parámetros como la forma y el tamaño de la celda, los cuales resultan suficientes para los alcances del presente estudio. Por ende, su análisis se reconoce como una línea de trabajo a futuro.

### 2.2.3 Mecánica de sólidos celulares bidimensionales (honeycombs)

A partir de lo presentado en las Secciones 2.2.1 y 2.2.2, se puede afirmar que las propiedades mecánicas de los sólidos celulares dependen de tres factores subyacentes, tal como se ilustra en la Fig. 2.7.

El primer factor es que los sólidos celulares pueden presentarse en una amplia variedad de formas y tamaños, influyendo en su configuración estructural. Después, el segundo factor es que ciertos aspectos geométricos de la estructura celular son esenciales para explicar su comportamiento mecánico: la densidad relativa, la anisotropía y parámetros topológicos asociados a la forma celular, tales como la conectividad de borde y cara. Para finalizar, aun cuando no se haya abordado de forma exhaustiva, el tercer factor es que las propiedades intrínsecas del material del que están hechas las paredes celulares también influyen en el comportamiento mecánico celular.

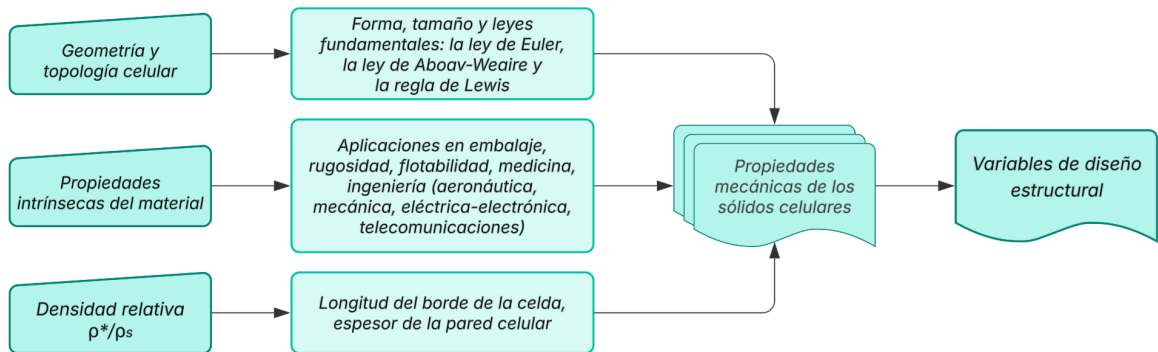


Fig. 2.7 Las propiedades mecánicas de los sólidos celulares dependen del material de las paredes celulares, la topología celular y de la densidad relativa,  $\rho^*/\rho_s$ .

Siguiendo la misma línea de desarrollo acerca del comportamiento mecánico para honeycombs desarrollada por Gibson y Ashby [18], se comprende que el desempeño estructural de estas configuraciones depende tanto de la dirección de la carga así como del mecanismo presente en las paredes celulares.

Bajo compresión en el plano, en referencia al plano  $X_1$ - $X_2$  de la Fig. 2.8, una primera respuesta del honeycomb será la flexión de las paredes celulares, dando lugar a una deformación elástica lineal. Más allá de una deformación crítica, el colapso celular puede ocurrir ya sea por pandeo elástico, deformación plástica, termofluencia o fractura frágil, el cual depende de las propiedades intrínsecas del material de las paredes. El colapso celular termina hasta que las paredes celulares opuestas entran en contacto, momento donde la estructura se densifica y su resistencia aumenta considerablemente.

Bajo tensión en el plano, las paredes celulares experimentan inicialmente flexión, al igual que en compresión; sin embargo, el pandeo elástico no es posible. En este caso, si el material de las paredes presenta comportamiento dúctil, el honeycomb puede mostrar una plasticidad considerable, mientras que en materiales frágiles se fracturará.

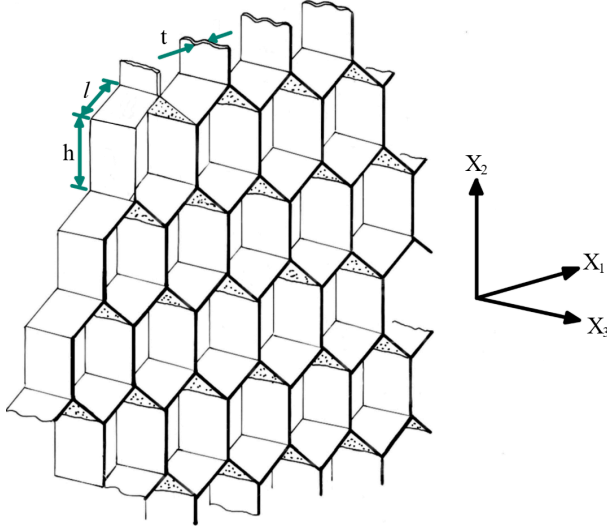


Fig. 2.8 Un honeycomb con celdas hexagonales. El plano  $X_1$ – $X_2$  define el comportamiento en el plano, mientras que la dirección  $X_3$  define el comportamiento fuera del plano. (Adaptado de [30])

Ahora bien, cuando la carga se aplica fuera del plano, de modo que el esfuerzo actúa en la dirección  $X_3$  de la Fig. 2.8, las paredes celulares experimentan estiramiento o compresión directa y la estructura se vuelve mucho más rígida [31].

### Comportamiento en el plano

Con el fin de determinar el módulo de Young paralelo a la dirección  $X_1$  del honeycomb en el régimen elástico lineal, es necesario establecer una relación entre la carga aplicada sobre las paredes celulares y la deformación inducida. En la Fig. 2.9(a) se anexa un honeycomb con celdas hexagonales sin deformarse el cual se logra apreciar que, en la dirección  $X_1$ , la longitud de la unidad celular está dada por  $2l\cos\theta$ ; mientras que, en la dirección  $X_2$ , la longitud de la unidad celular corresponde a  $h+l\sin\theta$ .

A partir de la aplicación de una carga  $P$  en la dirección  $X_1$  (ver Fig. 2.9(b)), se puede derivar el módulo de Young  $E_1^*$ , el cual se obtiene a partir del esfuerzo inducido  $\sigma_1$  dividido por la deformación  $\varepsilon_1$  en dicha dirección. Así, el esfuerzo en la dirección  $X_1$  viene dado por:

$$\sigma_1 = \frac{P}{(h+l\sin\theta)b} \quad (2.2)$$

mientras que, la deformación, se expresa como:

$$\varepsilon_1 = \frac{\delta\sin\theta}{l\cos\theta} \quad (2.3)$$

Continuando, para relacionar la carga aplicada  $P$  con la deflexión  $\delta$ , se analiza el comportamiento de una pared celular inclinada mediante los diagramas de fuerza cortante y momento flector, mostrados en la Fig. 2.9(c). Para el caso de un honeycomb con celdas hexagonales, una pared celular inclinada puede entenderse como dos vigas en voladizo, ambas con longitud  $l/2$ , sometida a flexión. Bajo esta analogía, la deflexión resulta ser:

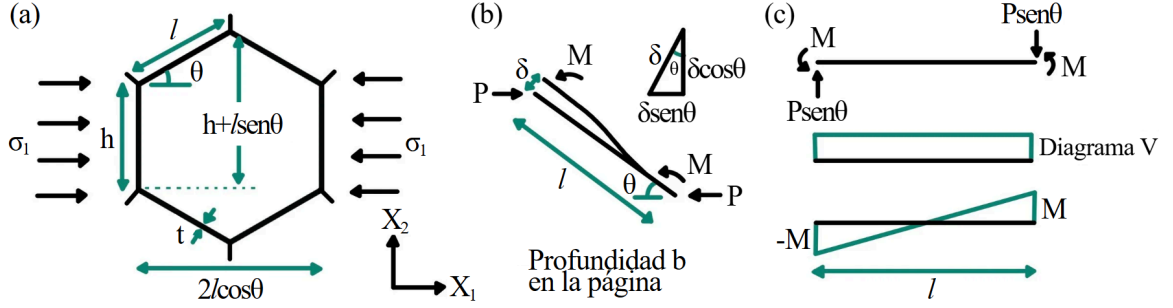


Fig. 2.9 Comportamiento en el plano para una celda celular hexagonal en la dirección  $X_1$ : (a) celda sin deformarse, (b) flexión ocasionada por cargas de una pared celular inclinada y, (c) diagrama de fuerza cortante y momento flector de una pared celular inclinada.

$$\delta = \frac{(2)P \sin \theta \left(\frac{l}{2}\right)^3}{3E_s I} = \frac{P \sin \theta l^3}{12E_s I} \quad (2.4)$$

Sustituyendo las Ecs. 2.2, 2.3 y 2.4 en la definición del módulo de Young paralelo a la dirección  $X_1$ ,  $E_1^* = \sigma_1 / \varepsilon_1$ , se obtiene:

$$E_1^* = \frac{P}{(h + l \sin \theta)b} \frac{l \cos \theta}{P \sin^2 \theta l^3} 12E_s \frac{bt^3}{12} \quad (2.5a)$$

donde, convenientemente, se puede reescribir de la siguiente forma:

$$E_1^* = E_s \left(\frac{t}{l}\right)^3 \frac{\cos \theta}{\left(\frac{h}{l} + \sin \theta\right) \sin^2 \theta} \quad (2.5b)$$

→ Propiedad del sólido  
→ Geometría celular  
→ Densidad relativa

Además, el coeficiente de Poisson asociado a una carga aplicada en la dirección  $X_1$  se define como  $\nu_{12}^* = -\varepsilon_2 / \varepsilon_1$ , donde:

$$\varepsilon_1 = -\frac{\delta \sin \theta}{l \cos \theta} \text{ (acortado)} \quad \varepsilon_2 = \frac{\delta \cos \theta}{h + l \sin \theta} \text{ (alargado)}$$

mediante el cual:

$$\nu_{12}^* = \frac{\delta \cos \theta}{h + l \sin \theta} \frac{l \cos \theta}{\delta \sin \theta} \quad (2.6a)$$

y, simplificando, se puede se puede llegar a:

$$\nu_{12}^* = \frac{\cos^2 \theta}{\left(\frac{h}{l} + \sin \theta\right) \sin \theta} \quad (2.6b)$$

→ Geometría celular

De forma análoga, las expresiones correspondientes al módulo de Young paralelo a la dirección  $X_2$ ,  $E_2^*$ , el coeficiente de Poisson para una carga en dirección  $X_2$ ,  $\nu_{21}^*$ , y el módulo de corte,  $G_{12}^*$ , pueden obtenerse siguiendo un procedimiento similar. La Tabla 2.4 resume las constantes independientes restantes en el plano  $X_1$ - $X_2$  referente a la Fig. 2.8, para un honeycomb con celdas hexagonales.

Una vez superado el régimen lineal elástico, los honeycombs sometidos a compresión en el plano presentan una zona de meseta, régimen caracterizado por la ausencia de incremento en el esfuerzo, pero sí en la deformación.

Tabla 2.4 Constantes independientes restantes en el plano para un honeycomb hexagonal. (Con información de [18])

|                                               |                                                                                    |       |
|-----------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Módulo de Young paralelo a la dirección $X_2$ | $E_2^* = E_s \left( \frac{t}{l} \right)^3 \frac{(h/l + \sin\theta)}{\cos^3\theta}$ | (2.7) |
|-----------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------|

|                                                           |                                                                                                          |       |
|-----------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Coefficiente de Poisson para una carga en dirección $X_2$ | $\nu_{21}^* = - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = \frac{(h/l + \sin\theta)\sin\theta}{\cos^2\theta}$ | (2.8) |
|-----------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|

|                           |                                                                                                        |       |
|---------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Módulo de rigidez a corte | $G_{12}^* = E_s \left( \frac{t}{l} \right)^3 \frac{(h/l + \sin\theta)}{(h/l)^2 (1 + 2h/l) \cos\theta}$ | (2.9) |
|---------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|

Según lo mencionado por [23], es a partir de este régimen donde se presentan los posibles mecanismos de deformación por colapso (ver Fig. 2.10): pandeo elástico, modo de fallo común en materiales elastómeros; deformación plástica, modo de fallo común en materiales elástico-plásticos tales como metales y fractura frágil, modo de fallo común en materiales quebradizos como los cerámicos. Para este último caso, la región de meseta presenta un comportamiento ruidoso, donde picos y valles corresponden al colapso de cada una de las paredes celulares individuales [32].

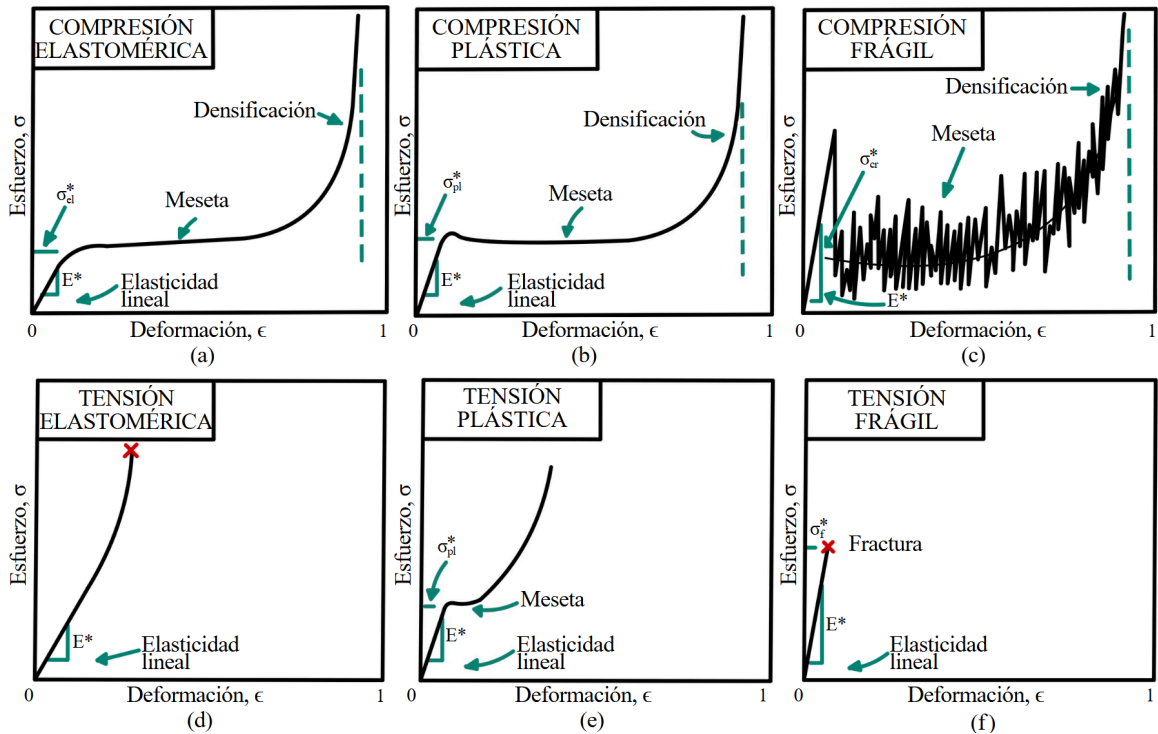


Fig. 2.10 Diagramas esfuerzo-deformación en compresión y en tensión para honeycombs: (a) y (d) un elastómero (caucho); (b) y (e) uno elástico-plástico (un metal); (c) y (f) un elástico-frágil (un cerámico). (Traducido y adaptado de [18])

El primer colapso celular en honeycombs hechos de elastómeros ocurre por pandeo elástico en las paredes celulares de longitud  $h$ . Este comportamiento se presenta cuando las cargas se aplican única y exclusivamente en la dirección  $X_2$  [23], dado que no

existe el modo de falla por pandeo en la dirección  $X_1$  (la flexión de las paredes celulares inclinadas conduce a la densificación). Bajo este colapso, primero se presenta un comportamiento elástico lineal; sin embargo, al incrementar la carga, el esfuerzo va a ser lo suficientemente grande como para que las paredes celulares de longitud  $h$  se pandeen.

El segundo colapso celular corresponde a los metales y ciertos polímeros. Gibson y Ashby mencionan que los honeycombs hechos por estos materiales se deforman plásticamente cuando los momentos de flexión en las paredes celulares alcanzan el momento completamente plástico [18]. Este comportamiento, en consecuencia, otorga una curva de esfuerzo-deformación con una meseta tanto en compresión como en tensión (ver Fig. 2.10), correspondiente al esfuerzo de colapso plástico.

El tercer y último modo de colapso celular corresponde a la falla frágil. En un honeycomb frágil cargado hasta un nivel cercano a su esfuerzo de fractura, la falla de una sola pared celular provoca un incremento del esfuerzo en las paredes vecinas, dando pie a nuevas fallas adyacentes. En consecuencia, el conjunto de paredes fracturadas se comporta como una grieta [18], donde la concentración de esfuerzos en su cercanía provoca la falla de más paredes, propagando la fractura.

### Comportamiento fuera del plano

Aunque hoy en día los honeycombs hechos por el hombre son utilizados como núcleos en paneles tipo sándwich [31], la literatura suele centrarse en analizar su comportamiento en el plano, sabiendo que las rigideces y resistencias son más pequeñas debido a que los esfuerzos en dicho plano provocan la curvatura de las paredes celulares. Dicho de otra manera por Gibson y Ashby, “este tipo de análisis es preferido porque permite estudiar fácilmente los mecanismos de deformación y falla, además de que los resultados ayudan a comprender estructuras más complejas, como lo son las espumas” [18]. Sin embargo, al aplicar carga en las superficies perpendiculares al eje de los prismas del honeycomb, es decir, en la dirección  $X_3$  o dirección fuera del plano mostrada en la Fig. 2.8, las rigideces y resistencias son mucho mayores porque las paredes celulares se expanden o se comprimen, en lugar de flexionarse.

Los materiales ortótropos, como los honeycombs, tienen nueve constantes elásticas [23]: cuatro en el plano y cinco fuera de éste. La primera constante corresponde al módulo de Young,  $E_3^*$ , en el régimen elástico lineal, el cual resulta ser el módulo del material sólido,  $E_s$ , escalado en función de la fracción de área del sólido en el plano perpendicular a  $X_3$ :

$$E_3^* = E_s \left( \frac{\rho^*}{\rho_s} \right) = E_s \left( \frac{t}{l} \right) \frac{\frac{h}{l} + 2}{2 \left( \frac{h}{l} + \sin \theta \right) \cos \theta} \quad \begin{array}{l} \text{Geometría celular} \\ \text{Densidad relativa} \end{array} \quad (2.10)$$

Continuando, los coeficientes de Poisson  $\nu_{31}^*$  y  $\nu_{32}^*$ , simplemente son iguales a los del material sólido:



$$v_{31}^* = v_{32}^* = v_s \quad (2.11)$$

mientras que, los coeficientes de Poisson  $v_{13}^*$  y  $v_{23}^*$ , se pueden obtener a partir de sus relaciones recíprocas:

$$v_{13}^* = v_{31}^* \frac{E_1^*}{E_3^*} = v_s \frac{C_1 E_s \left(\frac{t}{l}\right)^3}{C_2 E_s \left(\frac{t}{l}\right)} \simeq 0 \quad (2.12a)$$

y, de forma similar:

$$v_{23}^* \simeq 0 \quad (2.12b)$$

Finalmente, los módulos de rigidez a corte son mucho más complejos de obtener [18]. Ante todo, [33] describe que las paredes celulares experimentan deformaciones no lineales debido a las restricciones impuestas por las paredes celulares vecinas al momento de someter cargas de corte. De esta forma, se puede estimar como:

$$G_{13}^* = G_s \left(\frac{t}{l}\right) \frac{\cos\theta}{\frac{h}{l} + \sin\theta} \quad \begin{array}{l} \text{Propiedad del sólido} \\ \text{Geometría celular} \end{array} \quad (2.13)$$

Por el contrario, para el caso del módulo  $G_{23}^*$ , su expresión puede estimarse bajo métodos numéricos y de la formulación de cotas inferiores y superiores<sup>†</sup>. De esta forma:

$$G_{23}^* = G_s \left(\frac{t}{l}\right) \frac{1}{2} \frac{\frac{h}{l} + 2\sin^2\theta}{\left(\frac{h}{l} + \sin\theta\right)\cos\theta} \quad (\text{cota inferior}) \quad (2.14a)$$

y

$$G_{23}^* = G_s \left(\frac{t}{l}\right) \frac{\frac{h}{l} + \sin\theta}{\left(1 + 2\frac{h}{l}\right)\cos\theta} \quad (\text{cota superior}) \quad (2.14b)$$

Brevemente, vale la pena resaltar que una estructura de pared delgada es mucho más rígida bajo carga axial que bajo flexión. Por ello, el módulo de Young  $E_3^*$  en la dirección  $X_3$  resulta ser mucho mayor que los correspondientes en las direcciones  $E_1^*$  y  $E_2^*$  (cf. Ecs. 2.5b, 2.7 y 2.10). Un caso similar ocurre cuando los honeycombs se someten a un esfuerzo cortante fuera del plano, donde  $G_{13}^*$  o  $G_{23}^* \gg G_{12}^*$  (cf. Ecs. 2.9, 2.13 y 2.14).

Similar a lo presentado con el comportamiento en el plano, se identifican tres mecanismos de deformación por colapso celular fuera del plano [18]: pandeo elástico, deformación plástica y falla frágil. El mecanismo dominante también depende de las propiedades mecánicas del material constituyente.

Al comprimir en la dirección  $X_3$ , se presenta el colapso celular correspondiente al pandeo elástico, común en honeycombs elastoméricos. En materiales elástico-plásticos, si el esfuerzo neto aplicado en el plano normal a la dirección  $X_3$  excede el límite elástico del material, las paredes celulares comenzarán a ceder axialmente. Bajo tensión, la resistencia axial puede describirse sin complicaciones, pero bajo compresión este límite rara vez es alcanzado debido a que el pandeo plástico y la formación de bisagras plásticas ocurren primero [23]. Finalmente se tiene a la falla frágil. En el caso de paredes celulares libres de grietas, éstas experimentan una tensión uniaxial. Por el contrario, si una pared celular se encuentra agrietada, ésta puede propagarse en una dirección normal a  $X_3$ .

<sup>†</sup> Aunque a primera vista las Ecs. 2.14a y 2.14b no coinciden para un honeycomb general, ambas convergen cuando se considera un honeycomb con celdas hexagonales regulares y uniformes ( $h = l$ ,  $\theta = 30^\circ$ ).



## 2.3 Caracterización mecánica de los materiales celulares

En muchas de las tecnologías emergentes actuales, el énfasis principal recae en las propiedades mecánicas de los materiales empleados [34]. Por ende, muchas de las aplicaciones de soporte de carga resultan indispensables adoptar procedimientos de caracterización y ensayos mecánicos, mediante los cuales poder estudiar las propiedades estructurales, morfológicas y funcionales de los materiales necesarias para determinar su composición, resistencia, durabilidad y comportamiento, ante diversas sollicitaciones y posibles aplicaciones industriales [35].

Tal como se comentó en la [Sección 2.2.1](#), el amplio rango de propiedades físicas, mecánicas y térmicas disponibles en las espumas pueden, en principio, caracterizarse mediante los mismos métodos empleados para sólidos completamente densos. De esta forma, muchos de los ensayos desarrollados para materiales convencionales también pueden emplearse para los materiales celulares; aunque claro, debido a su configuración, un material celular se debe examinar con detenimiento ya sea por microscopía óptica, microscopía electrónica de barrido o tomografía de rayos X [36]. En la [Tabla 2.5](#) se presentan métodos confiables para la caracterización de materiales celulares.

Tabla 2.5 Métodos para la caracterización celular.

|                               |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
|-------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Ensayo de tensión uniaxial    | Mide la resistencia, el módulo de Young y la ductilidad de un material celular bajo la aplicación de una carga estática o aplicada de manera lenta [34]. Las probetas utilizadas suelen tener geometría cilíndrica de sección reducida ( <i>waisted cylinder</i> ) o tipo hueso de perro ( <i>dogbone</i> ). De acuerdo con la norma ASTM E8-96a, sus dimensiones deben ser al menos siete veces mayores que el tamaño de celda para minimizar efectos de tamaño. En espumas de aluminio, la deformación a la falla en tensión suele encontrarse entre 0.2 al 2% [36].                                                              |
| Ensayo de compresión uniaxial | Determina la resistencia a compresión, el módulo de Young y el coeficiente de Poisson de los materiales celulares [37]. De acuerdo con las normas ASTM D4543, D2938 y D3148, la relación entre la altura y el diámetro de la probeta debe encontrarse entre 1.5 y 2.5, así como dimensiones mínimas equivalentes a siete veces el tamaño de celda para evitar efectos de tamaño. Debido a variaciones en la microestructura y en las propiedades de las paredes celulares de algunas espumas, es común obtener dispersiones en los valores de las propiedades mecánicas obtenidas [36].                                             |
| Ensayo de corte               | Analiza la resistencia y el módulo de rigidez a corte de los materiales bajo el esfuerzo máximo alcanzado [38]. Las dimensiones mínimas de la probeta deben ser al menos siete veces el tamaño de celda y debe mecanizarse conforme a la geometría especificada en la norma ASTM E8-96a. Bajo esta norma, el módulo de rigidez a corte puede obtenerse a partir de la medición del momento aplicado y el desplazamiento angular de la probeta [36]. Como alternativa, la norma ASTM C-273 propone dos configuraciones: una donde la probeta se adhiere a dos placas rígidas y otra donde emplea una configuración de doble empalme. |

Continúa en la página siguiente

### Ensayo de flexión

Evalúa la respuesta de un material ante cargas aplicadas perpendicularmente a su eje longitudinal [39]. Mediante configuraciones de carga a tres o cuatro puntos, es posible determinar la resistencia a la flexión, el módulo de elasticidad en flexión y el módulo de corte [34]. El ensayo consiste en aplicar una carga sobre una probeta apoyada en dos soportes, generando esfuerzos de compresión y tensión (ver Fig. 2.11).

De acuerdo con la norma ASTM C393 [40], el dispositivo de carga estándar corresponde a una configuración de tres puntos con una distancia entre los ejes centrales de las barras de apoyo  $S$  de 150 [mm]; mientras que la probeta debe presentar una sección transversal rectangular, con un ancho  $w$  de 75 [mm] y una longitud  $l$  de 200 [mm]. La resistencia a la flexión, o módulo de ruptura  $\sigma_{\text{flexión}}$ , para la configuración de tres puntos se describe como:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{3SF}{2wh^2} \quad (2.15)$$

mientras que el módulo de elasticidad en la flexión,  $E_{\text{flexión}}$ , se calcula como:

$$E_{\text{flexión}} = \frac{S^3 F}{4wh^3 \delta} \quad (2.16)$$

donde  $\delta$  es la deflexión de la probeta cuando se aplica verticalmente una fuerza  $F$  a través de la(s) barra(s) de carga, manteniendo fijas las barras de apoyo en la máquina.

### Ensayo de torsión

Dictamina el comportamiento de un material sometido a un giro alrededor de su eje longitudinal así como estimar el módulo de elasticidad en corte, la resistencia al esfuerzo cortante, el módulo de ruptura en corte y la ductilidad [41]. De acuerdo con las normas ASTM F543 y A938, así como ISO 7800, 594 y 7206, el ensayo consiste en sujetar un extremo de la probeta mientras en el otro se aplica un momento de fuerza de incremento constante [38]. Dicho momento genera esfuerzos cortantes en la sección transversal, provocando deformación progresiva hasta la rotura del material.

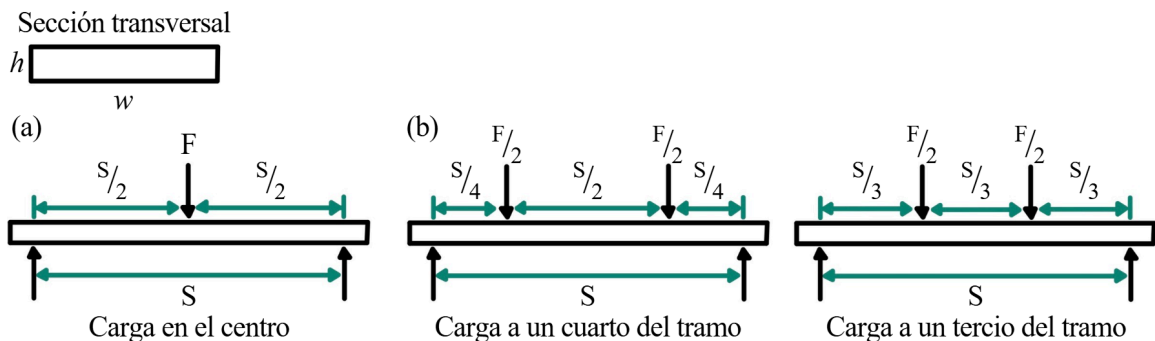


Fig. 2.11 Configuraciones de la prueba de flexión: (a) carga a tres puntos (configuración estándar) y (b) carga a cuatro puntos (configuración no estándar).

La presente investigación empleará el ensayo de flexión para caracterizar el comportamiento de probetas celulares modeladas mediante CAD y determinar así la estructura más adecuada para implementarse en una caja de torsión alar. Esta elección se fundamenta en que las alas de las aeronaves suelen someterse a fuerzas que inducen deformaciones flexurales durante su operación. En consecuencia, evaluar configuraciones representativas bajo este tipo de ensayo permite seleccionar la estructura celular con mejor desempeño en una condición representativa de su aplicación final.

## 2.4 Principios y configuración de la estructura alar

Una aeronave es un dispositivo que se utiliza, o está destinado a utilizarse, para el vuelo en el aire [42]. Desde las antiguas estructuras reticuladas de madera hasta las sofisticadas máquinas voladoras actuales, los avances en los materiales y en los procesos de fabricación ingenieril han permitido un progreso en el diseño estructural de las aeronaves capaces de soportar todas las adversidades durante las condiciones de vuelo.

Desde un punto de vista estructural, una aeronave está constituida por un conjunto de componentes cuyo objetivo es transmitir y resistir las cargas aplicadas, proporcionar la forma aerodinámica requerida y proteger a los pasajeros, la carga útil y los sistemas frente a las condiciones ambientales encontradas durante su operación [4].

En términos generales, los componentes principales de una aeronave de ala fija se compone por elementos principales (ver Fig. 2.12): el fuselaje, los estabilizadores, las superficies de control de vuelo, el tren de aterrizaje y el ala.

No obstante, debido al tamaño y a la propia complejidad de las aeronaves de gran escala, los vehículos aéreos no tripulados (UAV) representan una categoría particular de aeronaves, empleadas como plataformas de estudio al operar sin piloto humano a bordo [43]. Su versatilidad permite evaluar configuraciones estructurales bajo condiciones controladas y realizar operaciones aéreas en las que una aviación tripulada presenta dificultades, propiciando ahorros económicos destacables y beneficios para el medio ambiente, al mismo tiempo que se reducen riesgos para la vida humana.

Bajo este enfoque, la presente investigación se centra exclusivamente en el elemento alar, con énfasis particular en la configuración estructural de la caja de torsión alar, la cual garantiza la integridad de la geometría necesaria para el control a diferentes velocidades, la cantidad de sustentación generada así como en el equilibrio y la estabilidad de la aeronave [42]; razón por la cual se diseña en una amplia variedad de formas y tamaños, adaptadas a los requerimientos específicos de cada misión.

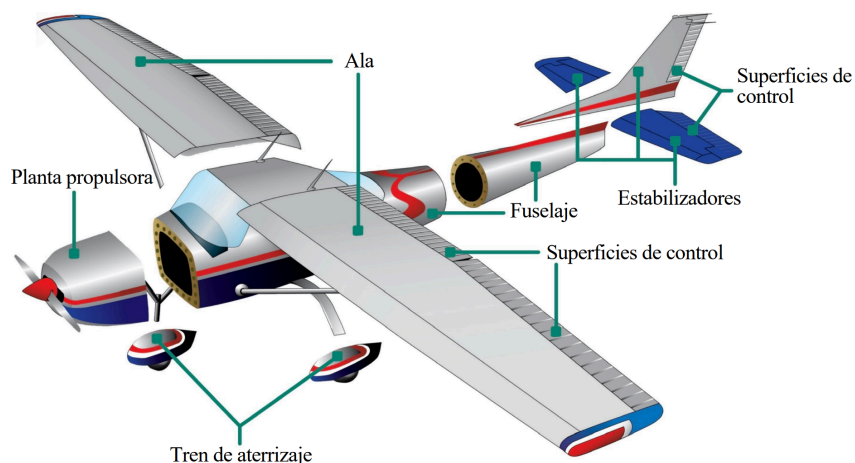


Fig. 2.12 Componentes principales de una aeronave. (Traducido y adaptado de [42])

### 2.4.1 Diseño y configuración estructural del ala de una aeronave

Una estructura tiene como función mantener unidos a los elementos, soportar una diversidad de cargas y proporcionar integridad tanto al sistema como al usuario. Ahora bien, el diseño estructural se fundamenta en la aplicación de la estática, la ingeniería de materiales y de la mecánica de sólidos, con el objetivo de desarrollar estructuras con la resistencia, rigidez y vida útil necesarias para cumplir con su misión sin fallar [4].

El ala consiste en un cuerpo con perfil aerodinámico que, al desplazarse a través del aire, genera una fuerza nombrada sustentación [42]. Su diseño y configuración dependen de factores como el tamaño, el peso, la misión o uso previsto de la aeronave, la velocidad deseada en vuelo y en aterrizaje, así como la tasa de ascenso requerida. Además, su proceso de diseño se vincula con criterios de desempeño económico [44], donde el emplear la menor cantidad de masa estructural resulta ser la opción idónea debido a la fuerte dependencia del consumo de combustible y los costos operativos de cada vuelo.

Con respecto a la configuración geométrica del ala, tanto el borde de ataque como el borde de salida pueden ser rectos o curvos, o bien uno recto y el otro curvo. Asimismo, uno o ambos bordes pueden presentar relación de ahusamiento o relación de conicidad (*taper ratio*) de modo que la geometría alar sea más estrecha en la punta que en la raíz, donde esta se une al fuselaje (ver Fig. 2.13(a)). Este tipo de configuración tiene como propósito influir en el coeficiente de arrastre inducido, el factor de eficiencia de Oswald, el tamaño de los vórtices de punta y la distribución de la sustentación a lo largo de la envergadura, tal como se reporta en [45].

Complementariamente, el ala puede unirse al fuselaje en la parte superior, a media altura o en la parte inferior, extendiéndose de forma perpendicular al plano horizontal del fuselaje o presentar una ligera inclinación hacia arriba o hacia abajo (ver Fig. 2.13(b)). Este aspecto de diseño se denomina ángulo diedro y tiene una influencia directa relacionada con la estabilidad lateral de la aeronave al momento de realizar un alabeo [46], ya sea de manera inducida por una ráfaga de viento o de manera intencional.

De acuerdo con la descripción presentada en [42], la estructura interna de la mayoría de las alas está compuesta por algunos elementos clave (ver Fig. 2.14). Para comenzar, los largueros y rigidizadores se disponen en la dirección de la envergadura; los largueros constituyen los principales elementos resistentes del ala puesto que soportan tanto cargas distribuidas como concentradas, tales como las transmitidas por el fuselaje, el tren de aterrizaje y los motores. Después, las costillas y cuadernas se disponen en la dirección de la cuerda, desde el borde de ataque al borde de salida; las costillas transfieren las cargas hacia los largueros, contribuyen a la definición geométrica del perfil y, en ciertos casos, al compartimiento de los depósitos de combustible. Por último, el revestimiento alar se encuentra unido a la estructura interna y soporta una fracción de las cargas generadas durante el vuelo, transmitiendo los esfuerzos hacia las costillas y largueros. En conjunto, estos elementos conforman una estructura tipo viga en voladizo sometida a cargas flexurales y torsionales [44], denominada caja de torsión alar.

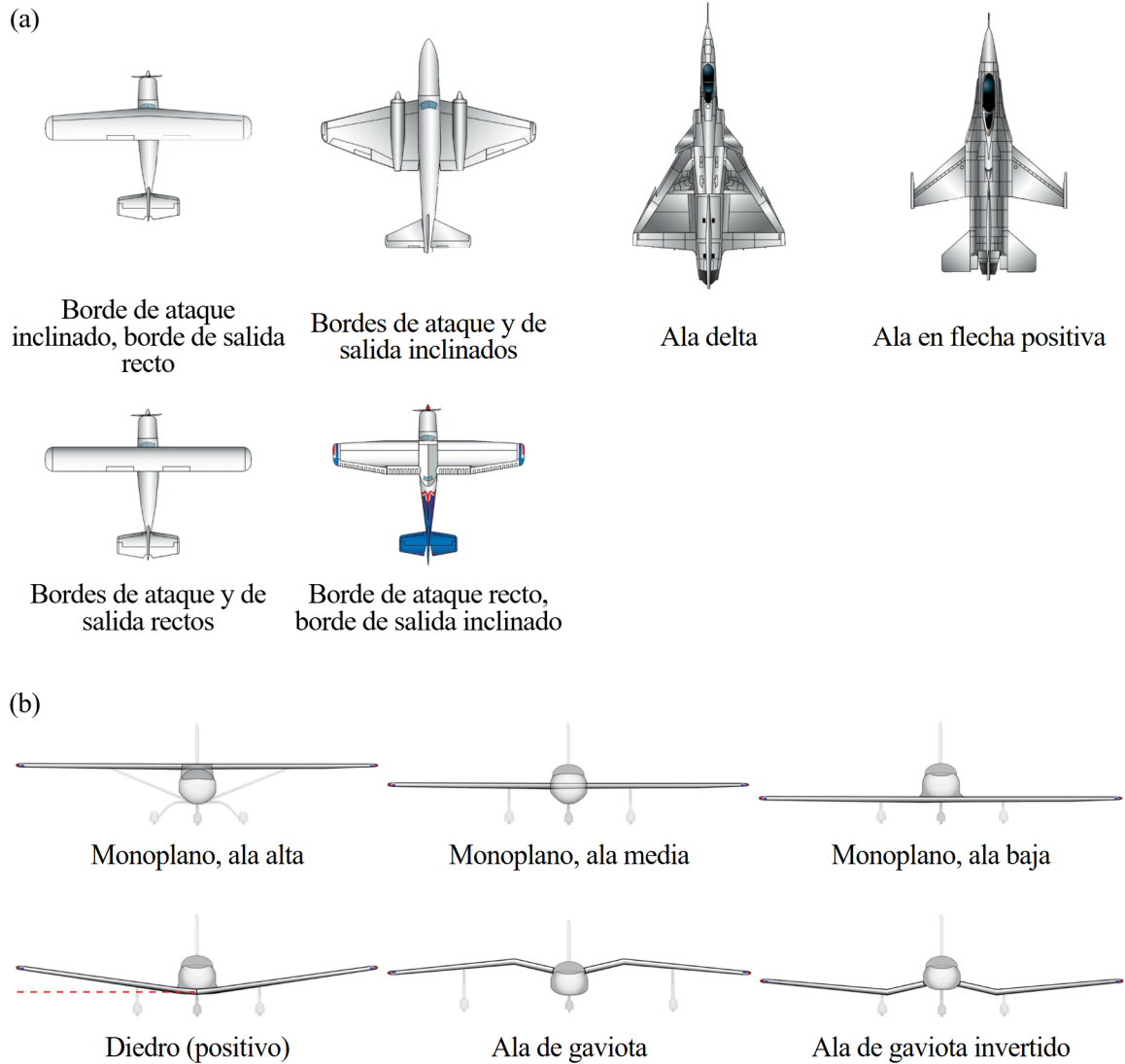


Fig. 2.13 Distintos diseños que puede tener el ala de una aeronave: (a) diversas configuraciones geométricas del ala producen un rendimiento diferente y (b) posiciones de montaje del ala y ángulos de diedro. (Traducido y adaptado de [42])

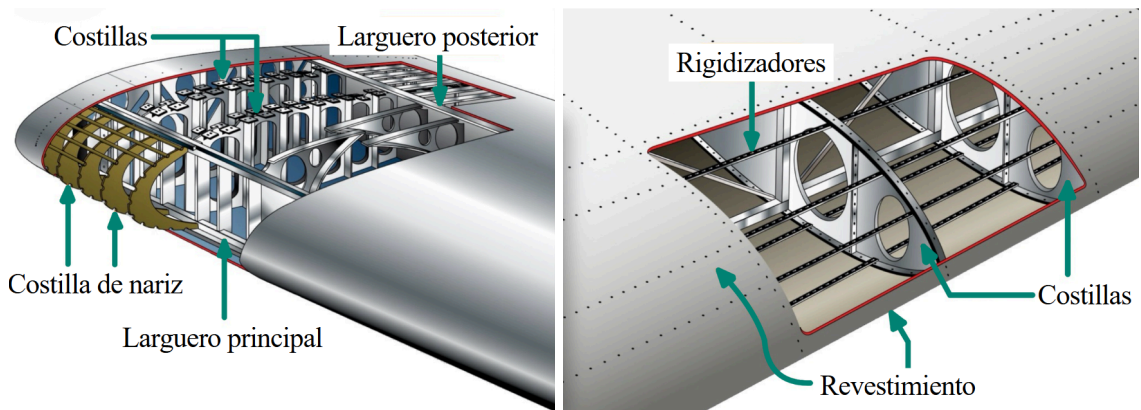


Fig. 2.14 Nomenclatura de los principales elementos estructurales del ala. (Traducido y adaptado de [42])

### 2.4.2 Estructura interna de la caja de torsión alar

Como se mencionó anteriormente, desde un punto de vista estructural, un ala consta de dos partes fundamentales: la estructura interna, formada por los largueros, costillas y rigidizadores; y la estructura externa, correspondiente al revestimiento alar. En conjunto, la región del ala conformada por los largueros, costillas y el revestimiento conforma la caja de torsión, tal como se ilustra en la Fig. 2.15. En la presente sección, se analiza la estructura interna de la caja de torsión alar, con el objetivo de identificar sus componentes principales y describir su función estructural durante el vuelo.

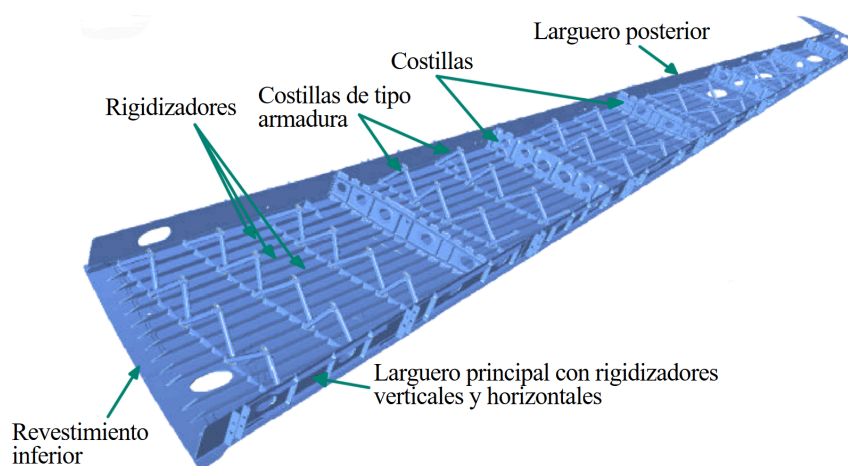


Fig. 2.15 Diseño general de la caja de torsión externa del ala. (Traducido y adaptado de [44])

#### Largueros

Los largueros constituyen el componente estructural más importante del ala y, por consiguiente, de la caja de torsión. Estos elementos se extienden paralelos al eje lateral de la aeronave, desde el fuselaje hacia la punta del ala. Por lo general, un ala cuenta con dos largueros: uno suele ubicarse cerca del borde de ataque y el otro aproximadamente a dos tercios de la distancia hacia el borde de salida [42]. Cuando los distintos elementos estructurales del ala están sometidos a carga, la mayor parte de los esfuerzos resultantes se transmite a los largueros [47]: principalmente, son los responsables de soportar los esfuerzos de flexión inducidos por las cargas aerodinámicas, así como las cargas concentradas debidas al tren de aterrizaje y de los motores.

Los largueros pueden fabricarse a partir de madera (comúnmente de una especie de abeto), metal o materiales compuestos, dependiendo de los criterios de diseño. Además, pueden clasificarse generalmente en distintos tipos según la configuración de su sección transversal, tal y como se muestra en la Fig. 2.16(a). Para el caso de un larguero con sección tipo viga I, la parte vertical la cual conforma la mayor parte de su altura se denomina alma, mientras que las secciones superior e inferior reciben el nombre de patines, los cuales proporcionan la base para la fijación del revestimiento alar.



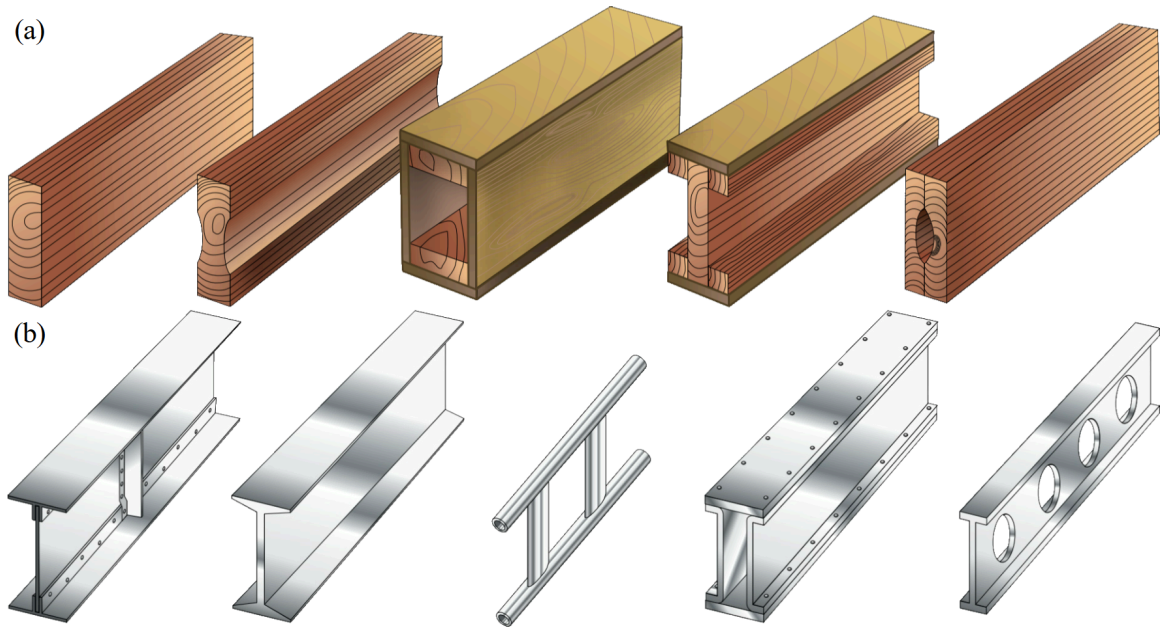


Fig. 2.16 Largueros. (a) Secciones transversales de largueros. De izquierda a derecha: macizos, de sección tipo caja, parcialmente huecos, en forma de viga tipo I y aligerado mediante la remoción de material. (b) Ejemplos de configuraciones de largueros metálicos. (Adaptado de [42])

En la actualidad, la mayoría de las aeronaves cuentan con largueros de ala fabricados a partir de aluminio extruido macizo o de extrusiones de aluminio remachadas entre sí para conformar el larguero (ver Fig. 2.16(b)), aunque las configuraciones reales de largueros de ala pueden adoptar una mayor variedad de diseños [42]. En general, la mayoría de los largueros suelen presentar una sección transversal en forma de I, con su dimensión mayor orientada verticalmente dentro del ala. Esto no es simple casualidad, ya que para incrementar la resistencia de un perfil sometido a flexión, resulta conveniente alejar la mayor cantidad de área posible con respecto a su eje neutro [48]; de esta manera, el área se concentra en los patines, lugar donde se generan los mayores esfuerzos normales, incrementando de forma relevante el segundo momento de inercia y, en consecuencia, la resistencia del larguero frente a los esfuerzos de flexión.

### Costillas

Las costillas son los elementos estructurales transversales que, en conjunto con los largueros y rigidizadores, conforman el armazón interno de la caja de torsión alar. El acostillado se dispone a intervalos apropiados a lo largo de toda la envergadura, extendiéndose desde el borde de ataque hasta el borde de salida del ala [42]. De acuerdo con [47], su función estructural consiste en proporcionar al ala su forma aerodinámica, recolectar y distribuir las cargas aerodinámicas hacia los largueros, actuar como barreras en la instalación interna de combustible y servir como puntos de apoyo para otros componentes tales como el tren de aterrizaje.

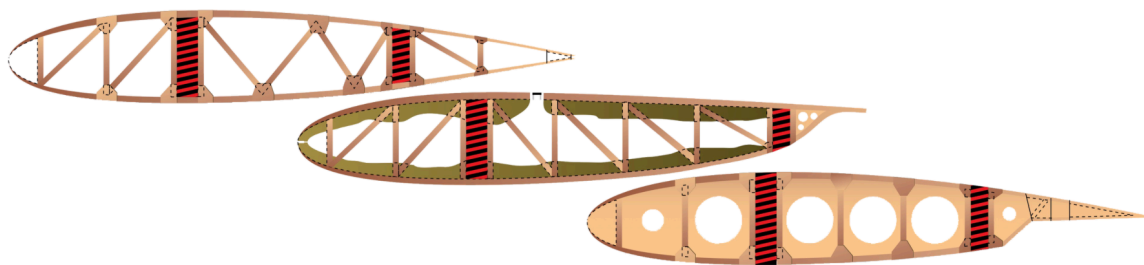


Fig. 2.17 Construcciones típicas de las costillas alares. (Adaptado de [42])

Las aeronaves con largueros de madera pueden emplear costillas de madera o metal, mientras que la mayoría de las aeronaves con largueros metálicos incorporan costillas metálicas [42]. Entre los tres tipos más comunes de costillas se encuentran las costillas con alma de contrachapado, las costillas con alma de contrachapado aligerado y las costillas de tipo armadura (ver Fig. 2.17). De estos tres tipos, la costilla tipo armadura es la más eficiente, ya que combina alta resistencia con bajo peso, aunque también es la más compleja de fabricar. El tipo de costilla a emplear está determinado por el propósito al que debe servir.

Considerando los requisitos de mantenimiento y, con base en lo señalado por [49], el alma de las costillas debe contar con agujeros en determinados lugares por los que pueda entrar la mano de un operario donde, además de reducir el peso, facilitar el paso de cableado hidráulico y eléctrico. Asimismo, costillas situadas en posiciones particulares o destinadas a funciones específicas, reciben nombres especiales que reflejan su propósito.

### Revestimiento alar

El último elemento por analizar corresponde al revestimiento del ala. De acuerdo con [50], la misión estructural del revestimiento alar consiste en transmitir las presiones aerodinámicas hacia los elementos rigidizadores longitudinales y transversales sobre los que se apoya; absorber los esfuerzos cortantes derivados de las fuerzas cortantes y de los momentos torsionales y colaborar con elementos como los rigidizadores para resistir los esfuerzos normales inducidos por los momentos flectores y las fuerzas axiales. Además, el revestimiento debe soportar los esfuerzos producidos por la presión y proporcionar la forma externa necesaria para que el ala se comporte según la aerodinámica prevista.

Comúnmente, el revestimiento se diseña con el objetivo de soportar parte de las cargas de vuelo y de tierra en conjunto con los largueros y las costillas, dando lugar a una configuración denominada revestimiento reforzado (*stressed-skin design*). Con base en [42], el revestimiento alar puede fabricarse a partir de una amplia variedad de materiales tales como tela, madera o aluminio; y encuentra aplicaciones no solo en alas, sino también en paneles de piso, mamparos y superficies de control. Bajo este contexto y, con el propósito de obtener estructuras ligeras y altamente resistentes, resulta conveniente el empleo de paneles alares con estructura tipo honeycomb como revestimiento.



Un revestimiento tipo honeycomb se obtiene a partir de un núcleo celular, el cual se lamina o se intercala entre recubrimientos (*facings*), tal como se ilustra en la Fig. 2.18. El espesor de los revestimientos en este tipo de configuraciones varía ampliamente en función de los esfuerzos los cuales deben resistir [51]: iniciando desde 0.4 [mm] en aeronaves pequeñas hasta cerca de 20 [mm] en alas de grandes bombarderos y aeronaves de transporte. Sin embargo, cuando la reducción de peso es de primordial importancia, el espesor del revestimiento puede ir adelgazándose de modo que vaya proporcionando la resistencia adecuada a las cargas locales en cada región del ala.

Finalmente, los revestimientos tipo honeycomb pueden fabricarse a partir de una amplia variedad de materiales. Por ejemplo, es común el uso de núcleos celulares de aluminio con láminas exteriores también de aluminio, configuración que presenta una elevada rigidez y una buena capacidad para conservar la forma aerodinámica [51]. Asimismo, son frecuentes las configuraciones cuyo núcleo está compuesto por fibras de aramida y las láminas exteriores están recubiertas con resinas fenólicas. En general, existe una amplia gama de combinaciones de materiales, incluyendo aquellas que emplean fibra de vidrio, plásticos, Nomex, Kevlar y fibra de carbono [42]. No obstante, cada una de estas configuraciones presenta características particulares las cuales dependen de los materiales, la estructura celular y las técnicas de manufactura empleados.

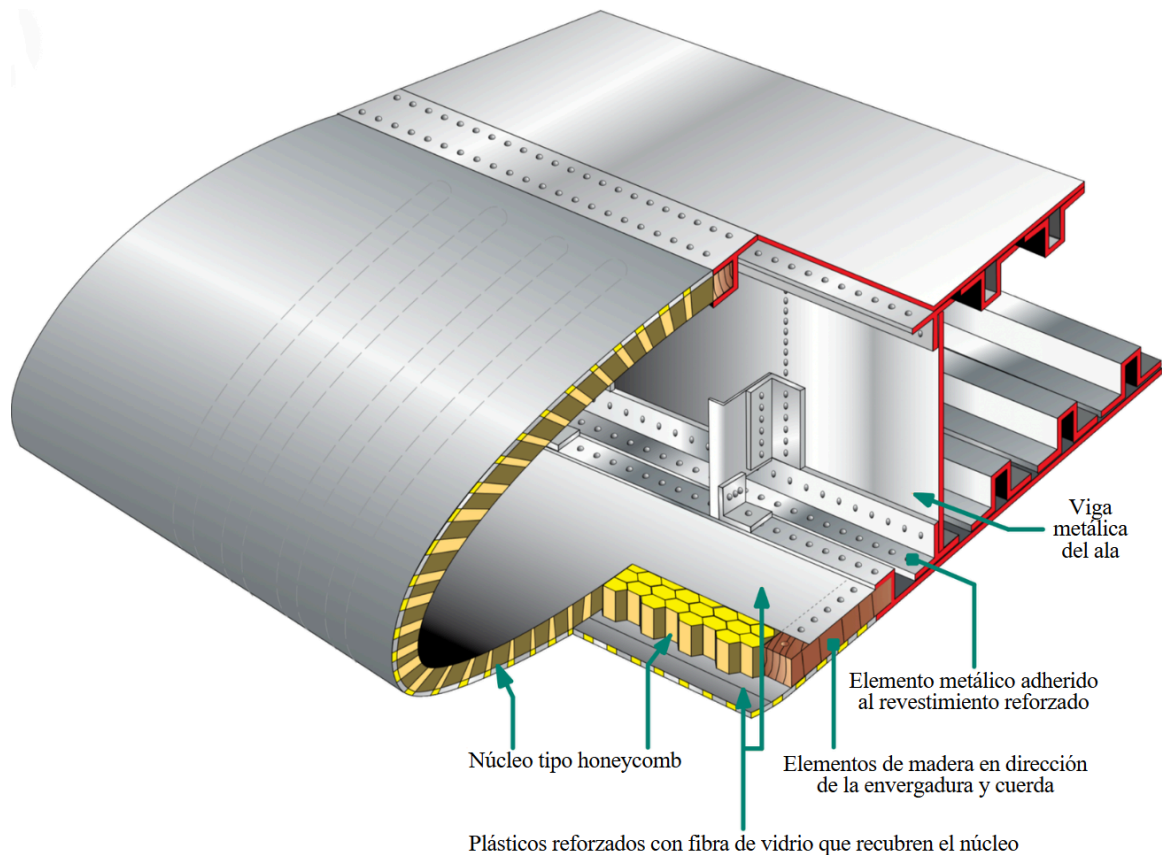


Fig. 2.18 Borde de ataque del ala conformado por un revestimiento reforzado tipo honeycomb adherido a la estructura de largueros de aluminio. (Traducido y adaptado de [42])

### 2.4.3 Sustentación en alas finitas y consideraciones de carga en vuelo

Un cuerpo en movimiento e inmerso en un fluido experimenta esfuerzos cortantes y de presión sobre su superficie, los cuales tienden a desacelerar su movimiento. El efecto conjunto de dichas fuerzas es bastante complejo; sin embargo, para fines de diseño, las fuerzas resultantes de arrastre y sustentación son las más importantes a estudiar. La fuerza ejercida por el fluido la cual se opone al movimiento del cuerpo en la dirección de desplazamiento se denomina arrastre; mientras que, cuando un cuerpo con una geometría específica, denominada perfil alar, se desplaza a través del aire, el flujo de aire que lo rodea provoca una fuerza neta hacia arriba llamada sustentación [52]. Esta es la razón fundamental por la cual las aeronaves pueden volar.

En la presente sección se abordan los conceptos fundamentales de la generación de la fuerza de sustentación, con referencia al comportamiento aerodinámico de los perfiles aerodinámicos así como los efectos asociados al ala finita. De igual forma, se analizan las distintas condiciones de carga que pueden presentarse durante el vuelo como resultado de maniobras del piloto o de perturbaciones externas, con el propósito de establecer su relación con las sollicitaciones estructurales que actúan sobre una aeronave.

#### Efectos aerodinámicos de ala finita en la sustentación

La sustentación se define como una fuerza que actúa sobre un cuerpo en una dirección que es perpendicular a la dirección del flujo de fluido [53], tal y como se muestra en la Fig. 2.19. A medida que el aire fluye sobre el perfil aerodinámico, se genera una mayor velocidad sobre la superficie superior acompañada de una disminución de presión; mientras que en la superficie inferior se presenta un incremento de presión. El resultado neto no es más que la fuerza dirigida hacia arriba denominada sustentación,  $F_L$ :

$$F_L = C_L(\rho v^2/2)S \quad (2.17)$$

donde la velocidad  $v$  representa la velocidad de la corriente libre del fluido con respecto al perfil y la superficie  $S$  corresponde al área del ala. Para ala recta, la superficie  $S$  se define como el producto de la envergadura  $b$  por la longitud de la sección del perfil, llamada cuerda  $c$  (ver Fig. 2.20(a)). Asimismo, el coeficiente de sustentación  $C_L$  depende tanto de la forma del perfil como del ángulo formado entre la línea de cuerda y la dirección de la velocidad del fluido (ver Fig. 2.20(b)), conocido como ángulo de ataque  $\alpha$ .

De acuerdo con [52], otros factores que influyen en la sustentación son el número de Reynolds, la rugosidad de la superficie, la turbulencia de la corriente de aire, la relación de la velocidad de la corriente de fluido sobre la velocidad del sonido y la relación de aspecto, factor relevante en alas finitas, ya que el flujo en las regiones cercanas a las puntas difiere del comportamiento observado en el centro de la envergadura. Dicho fenómeno, denominado *downwash*, provoca cambios locales en  $\alpha$  y en el arrastre inducido, además de una distribución no uniforme de la sustentación [53].

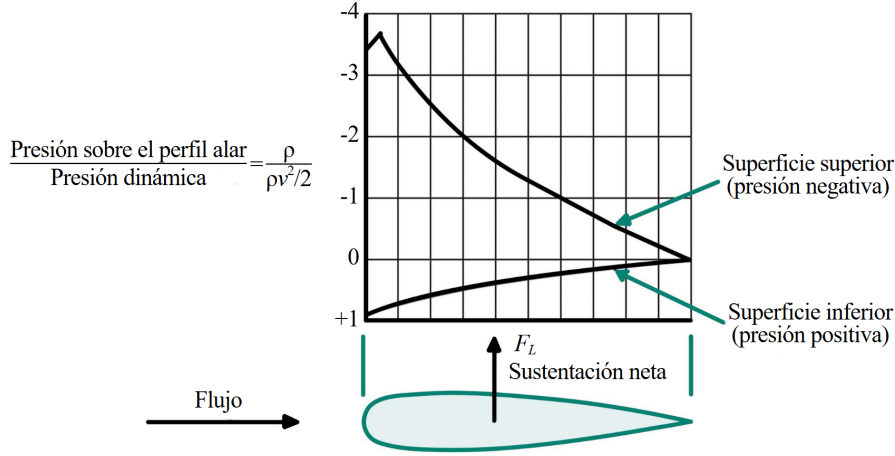


Fig. 2.19 Un perfil aerodinámico produce sustentación cuando se ubica en una corriente de aire en movimiento o al desplazarse en aire en calma. (Adaptado de [52])

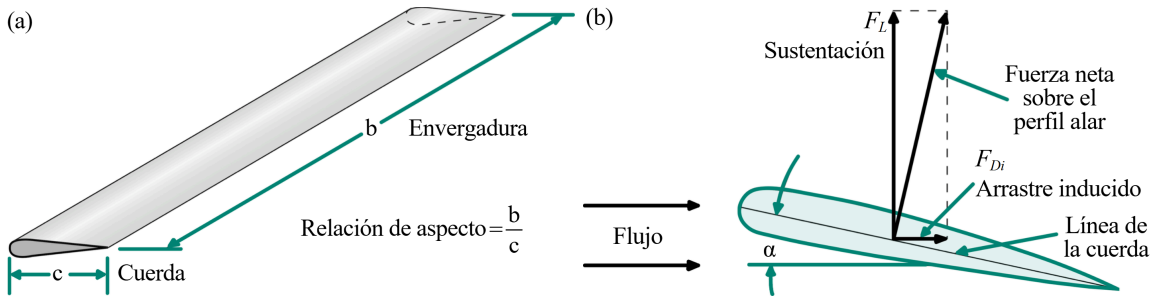


Fig. 2.20 Sustentación y arrastre en perfiles aerodinámicos: (a) longitudes de envergadura y cuerda para un perfil y (b) la generación del arrastre inducido debido al cambio en el ángulo de ataque. (Adaptado de [52])

Bajo los conceptos expuestos y recurriendo a la teoría de sustentación de Prandtl (*Lifting-line theory*), es posible describir la sustentación en función de la coordenada asociada a la envergadura de un ala recta (ver Fig. 2.21(a)). Dicha teoría constituye una aproximación clásica utilizada para la estimación preliminar de la distribución de cargas de sustentación a lo largo de la envergadura [53], la cual se fundamenta a partir de la definición de la circulación del flujo a lo largo del ala mediante la aplicación del teorema de Kutta-Joukowski (ver Fig. 2.21(b)) y del teorema de Biot-Savart. Así, tenemos que:

$$\alpha(X_2) = \frac{\Gamma(X_2)}{\pi v c(X_2)} + \alpha_{L=0} + \frac{1}{4\pi v} \int_{-b/2}^{b/2} \frac{\partial \Gamma / \partial X_2}{Y_0 - X_2} dX_2 \quad (2.18)$$

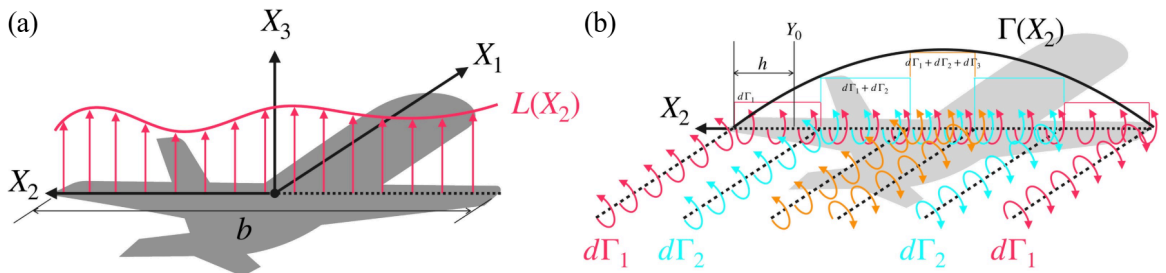


Fig. 2.21 (a) Teoría de sustentación de Prandtl y (b) circulación del flujo a lo largo del ala. (Obtenido de [53])

Después, si se asume una distribución elíptica como la función armónica simple para la dinámica de sistemas mecánicos, se pueden representar descripciones más complejas de la sustentación en series de Fourier, donde:

$$\Gamma(\varphi) = \Gamma_0 \text{sen}(\varphi) = -2bW(\varphi_0) \text{sen}(\varphi) = 2bv\alpha_i \text{sen}(\varphi) \quad (2.19)$$

además, entendiendo que los ángulos inducidos de alguna forma se pueden reflejar en los coeficientes  $A_j$  de la serie de Fourier:

$$\Gamma(\varphi) = 2bv \sum_{j=1}^n A_j \text{sen}(j\varphi) \quad (2.20)$$

y, si  $\alpha_i \simeq \sum_{j=1}^n jA_j \left[ \frac{\text{sen}(j\varphi_0)}{\text{sen}(\varphi_0)} \right]$ , entonces sustituyendo en Ec. 2.18 se puede llegar a obtener:

$$\alpha(\varphi_0) = \frac{2b}{\pi c(\varphi_0)} \sum_{j=1}^n A_j \text{sen}(j\varphi) + \alpha_{L=0} + \sum_{j=1}^n jA_j \left[ \frac{\text{sen}(j\varphi_0)}{\text{sen}(\varphi_0)} \right] \quad (2.21)$$

La solución del modelo generalizado de sustentación se basa, por lo general, en describir los coeficientes  $A_j$ , pero si  $C_{L\alpha} = 2\pi$  para ala delgada, entonces:

$$\sum_{j=1}^n A_j \left[ 1 + j \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0)}{4b \text{sen}(\varphi_0)} \right] \text{sen}(j\varphi_0) = \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0) [\alpha(\varphi_0) - \alpha_{L=0}]}{4b} \quad (2.22)$$

Cabe destacar que, según [54] para ala recta, se propone que los coeficientes  $A_j$  sean una combinación lineal del ángulo de ataque y, de esta forma, poder analizar la carga de sustentación a lo largo de la envergadura.

En un caso estándar, con parámetros geométricos y físicos del ala, los parámetros tales como la envergadura, la cuerda, el ángulo de ataque y la velocidad, son más que suficientes para calcular el coeficiente  $A_j$ , tal y como se muestra a continuación:

$$A_j = a_j (\alpha - \alpha_{L=0}) \quad (2.23)$$

donde, al retomar la Ec. 2.22, se puede llegar a:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n a_j (\alpha - \alpha_{L=0}) \left[ 1 + j \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0)}{4b \text{sen}(\varphi_0)} \right] \text{sen}(j\varphi_0) &= \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0) [\alpha(\varphi_0) - \alpha_{L=0}]}{4b} \\ \sum_{j=1}^n a_j \left[ 1 + j \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0)}{4b \text{sen}(\varphi_0)} \right] \text{sen}(j\varphi_0) &= \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0)}{4b} \\ \sum_{j=1}^n a_j \frac{4b}{C_{L\alpha} c(\varphi_0)} \left[ 1 + j \frac{C_{L\alpha} c(\varphi_0)}{4b \text{sen}(\varphi_0)} \right] \text{sen}(j\varphi_0) &= 1 \\ \sum_{j=1}^n a_j \left[ \frac{4b}{C_{L\alpha} c(\varphi_0)} + \frac{j}{\text{sen}(\varphi_0)} \right] \text{sen}(j\varphi_0) &= 1 \end{aligned} \quad (2.24)$$

### Aeronavegabilidad: consideraciones de carga en vuelo

En condición de crucero o de vuelo recto y nivelado, la fuerza de sustentación debe encontrarse en equilibrio con el peso de la aeronave para mantener un régimen de vuelo

uniforme [55]. No obstante, al existir alguna perturbación en el vuelo o maniobra por parte del piloto, dicha condición de equilibrio se modifica y se establece un factor de proporcionalidad entre el peso de la aeronave y la sustentación. De esta manera:

$$F_L = nW \quad (2.25)$$

donde al factor  $n$  se denomina factor de carga.

En el caso de un factor de carga de maniobra, también conocido como carga equivalente a 1G ( $g$ -load), se obtiene una medida de las fuerzas gravitatorias experimentadas por una aeronave durante maniobras. Este factor se expresa como la relación entre la fuerza de sustentación y el peso de la aeronave. Partiendo de la condición  $C_L(\rho v^2/2)S = W$ , se obtiene la expresión para la velocidad, donde:

$$v_{\text{PÉRDIDA 1G}}^2 = \frac{2W}{\rho S C_{L,\max}} \quad (2.26)$$

Por otro lado, se define un factor de carga límite  $n_1$  cuando la aeronave puede soportar condiciones normales de vuelo bajo carga máxima<sup>†</sup>. En este caso, la relación de equilibrio se expresa como  $C_L(\rho v^2/2)S = n_1 W$ , de donde se obtienen:

$$v_A^2 = \frac{2n_1 W}{\rho S C_{L,\max}} \quad (\alpha \text{ máx}) \quad (2.27a)$$

$$v_C^2 = \frac{2n_1 W}{\rho S |C_{L,\min}|} \quad (q \text{ máx}) \quad (2.27b)$$

Finalmente, si bien la velocidad de maniobra  $v_A$  se define como la velocidad segura en la que la aeronave puede maniobrar en una condición de sustentación máxima sin comprometer su integridad estructural, también constituye la base para construcción del diagrama V-n de la Fig. 2.22. Una condición de maniobra no es el único escenario en el que se produce una perturbación al nivel del vuelo [55], por esta razón, el diagrama V-n también sirve para definir las directrices de operación ante condiciones de ráfaga.

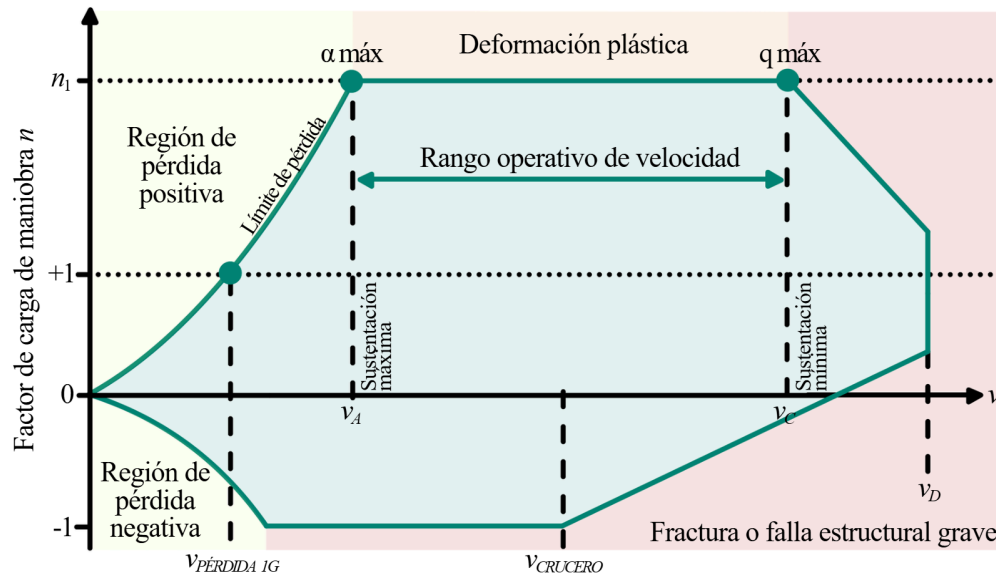


Fig. 2.22 Diagrama V-n para una aeronave promedio. (Con información de [55] y [56])

<sup>†</sup> El factor de carga límite  $n_1$  varía según el tipo de aeronave [56]. Por ejemplo, para aeronaves promedio depende del peso máximo [55], bajo la siguiente expresión:

$$n_1 = 2.1 + 24,000 / (W [\text{lbf}] + 10,000) \quad (2.28)$$

## 2.5 Evaluación estructural mediante el Método de Elementos Finitos

Los métodos de análisis estructural, junto con extensos manuales y nomogramas, han sido utilizados durante muchos años en el diseño estructural de aeronaves; sin embargo, en la actualidad, el análisis estructural de mayor relevancia se realiza mediante la aplicación de métodos numéricos implementados en computadoras digitales (simulación).

Bajo la descripción realizada por [56], el Método de Elementos Finitos (FEM) es una técnica matemática basada, en primer lugar, en dividir una estructura en numerosos elementos finitos. Posteriormente, se formulan las ecuaciones que describen su comportamiento mediante aproximaciones de las condiciones de frontera y de las formas de deformación de cada elemento. A continuación, las ecuaciones de los elementos se vinculan entre sí mediante álgebra matricial, permitiendo determinar la respuesta global de la estructura ante una condición de carga externa determinada. El gran tamaño de las matrices empleadas en los análisis FEM hace indispensable el uso de computadoras para su solución, ya que permiten simular el mundo físico sin incurrir en gastos, el tiempo o los riesgos de construir prototipos físicos.

Por otro lado, el Análisis de Elementos Finitos (FEA) corresponde al proceso de predecir el comportamiento de un objeto a partir de los cálculos obtenidos por FEM [57]. Estos modelos son de gran utilidad para contrastar estructuras bajo diversas solicitaciones en una variedad de industrias, especialmente aquellas con entornos complejos tales como la Ingeniería Civil, Aeroespacial (ver Fig. 2.23), Automotriz, Biomecánica, entre otros.

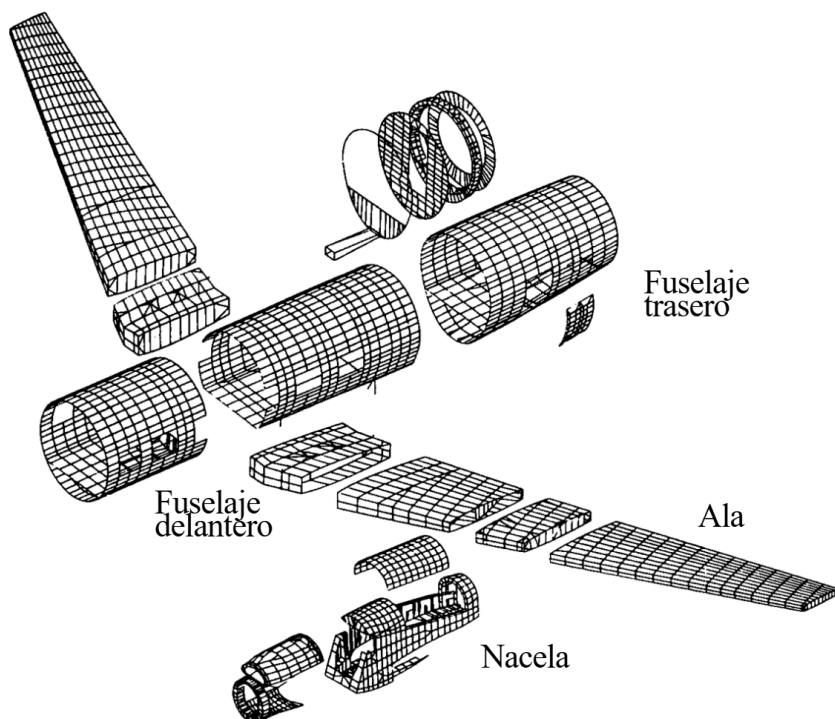


Fig. 2.23 Ejemplo de un modelo FEM, el cual los principales miembros estructurales de una aeronave con motor de aviación propfan se modelan utilizando elementos finitos de placa rectangular. (Adaptado de [56])



### 2.5.1 Generalidades

FEM opera discretizando el cuerpo, estructura o dominio continuo para posteriormente ensamblar ecuaciones físicas, las cuales permitan resolver problemas tales como esfuerzo mecánico, vibración, fatiga, movimiento, transferencia de calor, dinámica de fluidos, electrostática, entre otros. Al ensamblar estos elementos para representar el sistema físico, es posible predecir el comportamiento global de la estructura mediante un modelo matemático equivalente construido a partir de uno o varios elementos finitos.

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos, denominados nodos. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer simultáneamente a varios elementos [58]. Bajo estas relaciones de conectividad, se asigna a cada nodo un conjunto de variables incógnitas, denominadas grados de libertad, las cuales pueden escribirse en forma de un sistema de ecuaciones lineales. Cabe aclarar que la selección del tipo de elemento, la cantidad de nodos y elementos así como el tamaño de estos, es una cuestión de criterio ingenieril. Desafortunadamente, una inadecuada elección puede influir en los resultados del análisis<sup>†</sup>. Como regla general, [56] señala que el tamaño de los elementos debe reducirse en aquellas zonas donde se espera que los esfuerzos varíen de manera importante, como en la vecindad de una esquina o en una discontinuidad geométrica.

FEA comprende tres etapas para formular problemas mediante FEM [59]: 1) el preproceso, donde se define la física y las condiciones del mundo real que se utilizarán en el modelo; 2) el proceso, donde se aplican los métodos analíticos o numéricos necesarios para resolver la formulación débil de la ecuación obtenida en la etapa de preproceso y 3) el postproceso, donde se identifican los resultados para analizar e interpretar.

### 2.5.2 Análisis estructural estático y dinámico

Dependiendo de los problemas específicos de ingeniería que se quieran abordar, existen diversos tipos de análisis que pueden realizarse mediante FEA [57]. Software de simulación multipropósito tales como Ansys®, Abaqus FEA®, la familia de productos de Autodesk Simulation®, Altair HyperWorks® o COMSOL Multiphysics® proporcionan una amplia gama de herramientas para poder resolver los escenarios ingenieriles.

Dentro del análisis estructural pueden distinguirse dos tipos de procedimientos. En primer lugar, el sistema de análisis estructural estático determina los esfuerzos, deformaciones y fuerzas en estructuras o componentes causados por cargas que no inducen efectos considerables de inercia ni de amortiguamiento [60]. Este tipo de análisis se caracteriza porque los desplazamientos del sistema son constantes, implicando la ausencia de velocidades y aceleraciones. Se denomina estático debido a que como comenta [61], la variación de la energía mecánica con respecto al tiempo es nula, donde la energía potencial, única forma de energía presente, permanece constante mientras el sistema se encuentra en equilibrio.

<sup>†</sup> Debido a la discretización de la geometría, las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento físico a estudiar no se resuelven de manera exacta, sino aproximada por este método numérico.

En segundo lugar, el sistema de análisis estructural dinámico, el cual se describe en la Fig. 2.24, se caracteriza porque los desplazamientos del sistema son función del tiempo, lo que conlleva a la presencia de velocidades y aceleraciones. En contraste con el análisis estático, al ser descrita por la energía potencial y cinética, la energía mecánica total presenta variaciones en el tiempo.

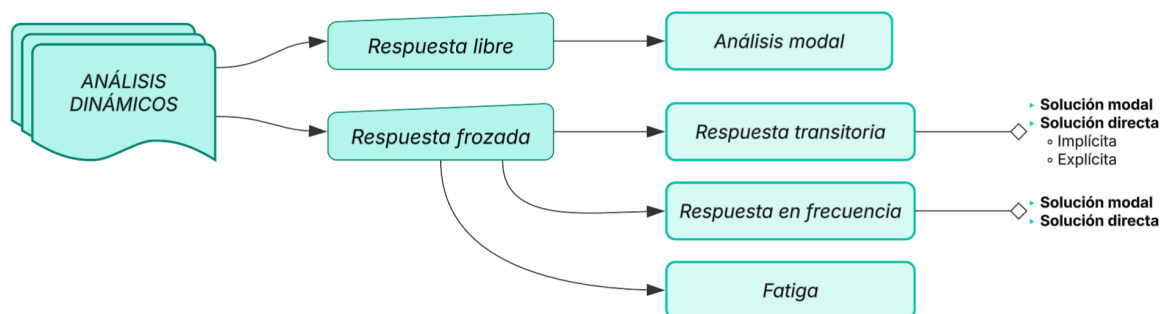


Fig. 2.24 Clasificación de los análisis dinámicos en función del tipo de respuesta estructural. (Adaptado de [61])

Dentro de los análisis dinámicos, el análisis modal corresponde a la respuesta libre, al permitir determinar las características vibratorias fundamentales de una estructura o componente mecánico, tales como sus frecuencias naturales y los modos de vibración asociados. Este análisis puede utilizarse como punto de partida para otros estudios [60], por ejemplo: para detectar cuerpos no restringidos en análisis con contacto o para estimar el tamaño de paso de tiempo requerido en un análisis de respuesta transitoria. Asimismo, puede emplearse en simulaciones dinámicas posteriores mediante métodos de superposición modal, tales como en el análisis de respuesta en frecuencia, vibración aleatoria o análisis espectral.

Correspondiente a la respuesta forzada, el análisis de respuesta transitoria determina la respuesta dinámica de una estructura bajo la acción de cargas generales dependientes del tiempo [62], al permitir calcular los esfuerzos, desplazamientos, deformaciones y fuerzas variables en el tiempo generadas en la estructura como respuesta a cargas transitorias [60]. Mientras que, en el análisis de respuesta en frecuencia, asumido mediante el comportamiento armónico de la respuesta, toma como parámetros de entrada la excitación y su espectro para ir calculando cada uno de los componentes del vector de desplazamientos nodales para cada frecuencia de excitación [63].

Finalmente, la fatiga es la disminución de la resistencia o falla de un material debido a un esfuerzo repetitivo el cual, con frecuencia, está por debajo de la resistencia a la fluencia del material [34]. Es un fenómeno habitual en componentes de soporte de carga tales como automóviles y aviones, álabes de turbinas, amortiguadores, cigüeñales y demás maquinaria los cuales están sujetos de manera constante a esfuerzos repetitivos en forma de tensión, compresión, flexión, vibración, expansión térmica y contracción u otros esfuerzos. Ahora bien, la posibilidad de una falla por fatiga es la razón principal del por qué los componentes de aviones tienen una vida finita.



### 3 Metodología

La presente investigación se desarrolla a partir de un enfoque deductivo de carácter cuantitativo, orientado a evaluar la viabilidad estructural de implementar sólidos celulares en una caja de torsión alar. A partir de los fundamentos teóricos previamente establecidos sobre el comportamiento y caracterización de materiales celulares, así como los principios del diseño aeronáutico, se define un procedimiento general basado en la comprensión, aplicación y análisis estructural. De esta forma, el uso del Método de Elementos Finitos (FEM) permite identificar la respuesta mecánica del modelo propuesto bajo condiciones representativas de operación, con el propósito de comparar su desempeño estructural en términos de rigidez, resistencia y reducción de masa.

Así, este tercer capítulo se organiza en dos apartados generales. Por un lado, se describe el marco metodológico del estudio (ver Fig. 3.1), lugar donde se definen el método, técnicas e instrumentos de recolección de datos empleados.

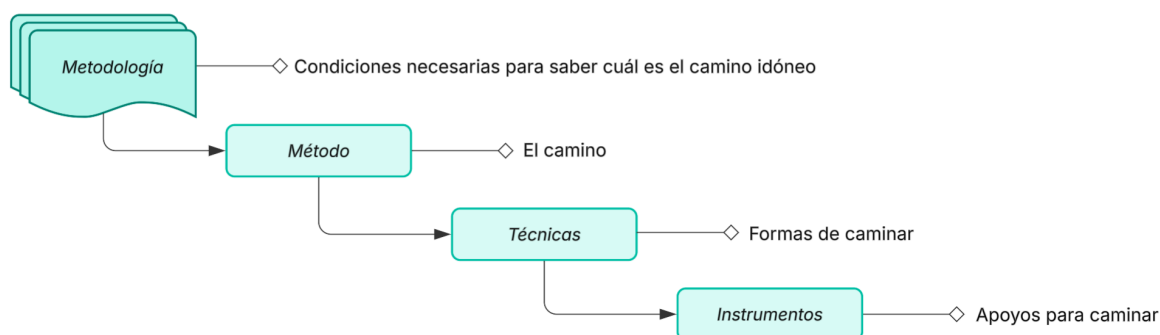


Fig. 3.1 Protocolo y diseño del marco metodológico de la investigación. (Adaptado de [64])

Por otro lado, se presentan las etapas en las cuales se dividió el estudio, orientadas a cumplir los objetivos particulares. La investigación se desarrolla en tres etapas. En primer lugar, se realiza la caracterización mecánica de probetas celulares representativas, mediante ensayos de flexión en tres puntos. Inicialmente, se analiza la influencia de la forma celular, considerando estructuras triangulares, cuadrangulares y hexagonales. Posteriormente, se estudia el efecto del tamaño celular, variando la densidad relativa en un rango delimitado. En segundo lugar, se detalla el diseño empleado de la caja de torsión alar para un vehículo aéreo no tripulado (UAV), contemplando la aeronave y la misión de referencia, la selección del perfil aerodinámico, delimitación de geometrías y materiales,

la integración del revestimiento reforzado, la generación de los modelos mediante el Diseño Asistido por Computadora (CAD) y la elaboración de su diagrama V-n. En último lugar, se lleva a cabo la evaluación estructural del modelo propuesto, con y sin núcleo celular, mediante análisis estructurales estáticos y dinámicos.

En resumen, se presenta una descripción detallada de cómo se llevó a cabo la presente investigación. Con ello, se establece la base hacia el [Capítulo 4](#), lugar donde se presentan y se discuten los hallazgos recolectados en el estudio.

### 3.1 Método

El estudio adopta un método deductivo con enfoque cuantitativo, de tipo de investigación aplicada y con un nivel experimental numérico. Se parte de los fundamentos teóricos consolidados sobre el comportamiento mecánico de los sólidos celulares bidimensionales (honeycombs), particularmente en relación con su rigidez y resistencia cuando las cargas se aplican fuera de su plano, así como los principios estructurales asociados al diseño estructural de alas y las cajas de torsión. A partir de estas bases, se plantea la hipótesis de que la integración de un revestimiento con núcleo celular bidimensional en la caja de torsión puede mejorar el desempeño estructural de un ala, permitiendo una reducción de peso sin comprometer la capacidad de resistir la fuerza aerodinámica de sustentación.

De manera complementaria, el desarrollo metodológico incorpora enfoques particulares según la etapa del estudio. En la primera etapa se adopta un método analítico, orientado a evaluar, de forma individual, la influencia de la forma y el tamaño celular en su comportamiento estructural bajo ensayos a flexión. En la segunda etapa se emplea un enfoque sintético, integrando los resultados obtenidos en la caracterización estructural con los principios de la ingeniería de diseño para modelar la caja de torsión alar de un UAV. Finalmente, en la tercera etapa se retoma un método analítico, mediante simulaciones estructurales estáticas y dinámicas basadas en FEM, permitiendo cuantificar el impacto del núcleo celular en términos de rigidez, esfuerzos inducidos y reducción de masa; con el fin de contrastar la hipótesis planteada, de forma adecuada y pertinente.

### 3.2 Técnicas

Acto seguido, la investigación emplea técnicas documentales y experimentales de manera complementaria (ver [Fig. 3.2](#)). Por una parte, la investigación documental tiene como propósito la inspección y la comprensión del estado del arte relacionado con los sólidos celulares bidimensionales (honeycombs), el diseño estructural alar y la aplicación de FEM, lo anterior proporciona el marco teórico necesario para la planeación y la propia ejecución de la investigación. Por otra parte, la investigación experimental se desarrolla mediante una experimentación computacional de tipo numérico, en la cual se analizan los modelos de una caja de torsión alar integrando un revestimiento con núcleo celular.

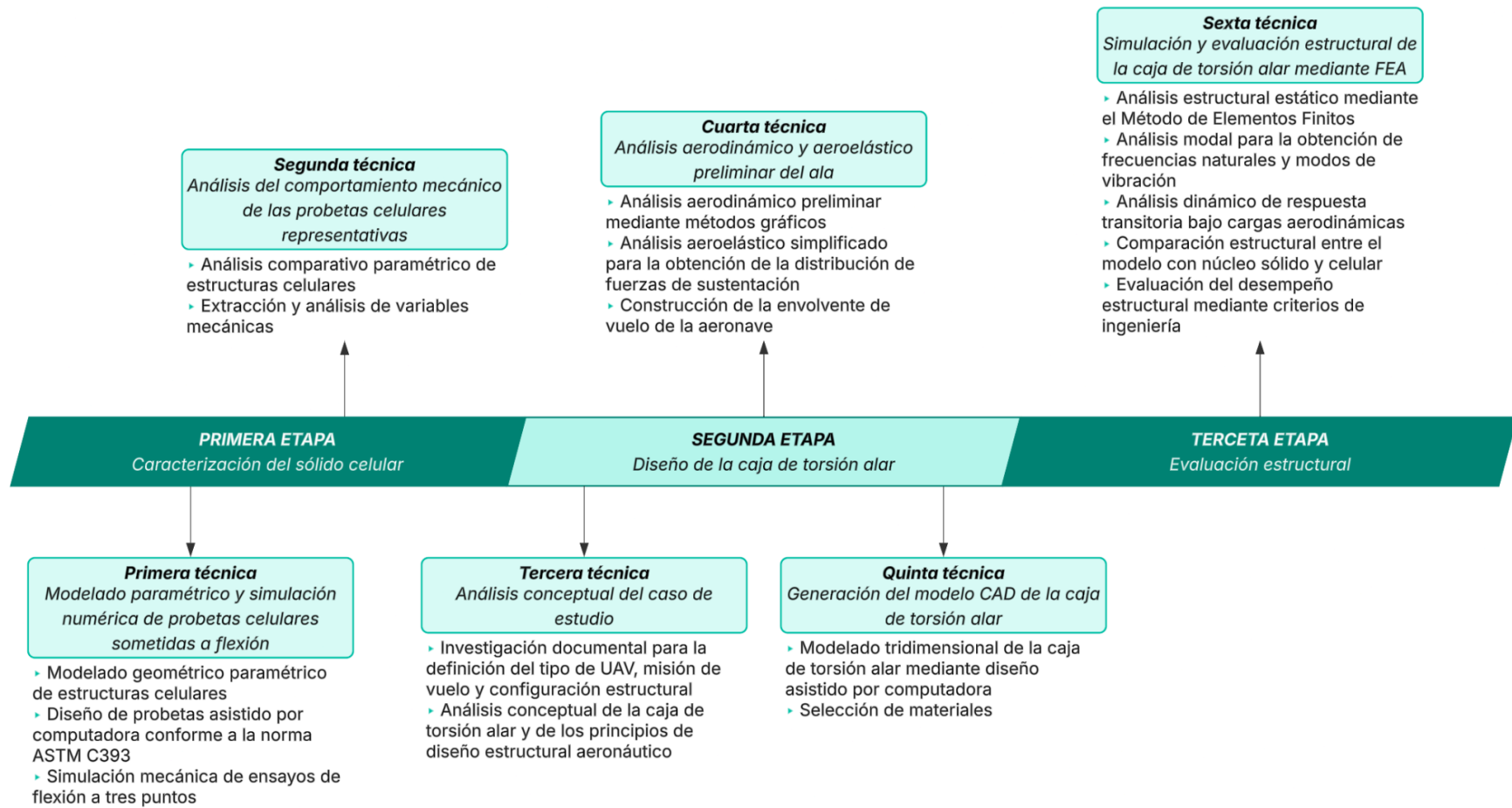


Fig. 3.2 Técnicas empleadas en la presente investigación.

La primera técnica, perteneciente a la investigación experimental, consiste en el *modelado paramétrico y simulación numérica de probetas celulares sometidas a flexión*. Para ello, las probetas fueron modeladas mediante CAD conforme lo estipulado en la norma ASTM C393 y considerando estructuras representativas de los sólidos celulares bidimensionales. En particular, se evalúan geometrías triangulares, cuadrangulares y hexagonales, tanto regulares como irregulares, así como orientaciones en las formas no simétricas. Asimismo, se estudia la influencia del tamaño celular mediante la variación de la densidad relativa dentro de un rango previamente definido.

Basándose en la previa caracterización, la segunda técnica corresponde al *análisis del comportamiento mecánico de las probetas celulares representativas*. A partir de los resultados de simulación, se recolectaron parámetros tales como los esfuerzos inducidos, el desplazamiento máximo y el factor de seguridad; permitiendo comparar la influencia de la forma y el tamaño celular en la respuesta estructural de cada configuración. Con base en criterios de diseño orientados a priorizar un comportamiento elástico, niveles adecuados de factor de seguridad y una rigidez estructural, se seleccionó la configuración celular más adecuada para su posterior integración en la caja de torsión.

La tercera técnica, perteneciente a la investigación documental, consiste en el *análisis conceptual del caso de estudio*, destinado a delimitar el objeto mediante la definición del tipo de UAV, la misión de vuelo y la configuración estructural alar de referencia. Para ello, se realizó una revisión documental en diseño aeronáutico y configuraciones alares (ver [Sección 2.4.1](#)), a partir de la cual se establecieron los lineamientos y requerimientos generales de operación así como criterios de diseño, los cuales fungen como base para el modelado estructural de la caja de torsión alar.

La cuarta técnica corresponde al *análisis aerodinámico y aeroelástico preliminar del ala*, orientado a seleccionar el perfil aerodinámico y a determinar la carga de sustentación bajo condiciones de operación. Primero, se selecciona el perfil aerodinámico más adecuado dependiendo de las características del UAV de referencia. Después, se recolecta la fuerza de sustentación a lo largo de la envergadura, con la finalidad de emplearse como condiciones de carga en los análisis estructurales posteriores. Al final, se elabora el diagrama V-n para establecer los límites operacionales del diseño propuesto.

A partir del análisis conceptual realizado, la quinta técnica corresponde a la *generación del modelo CAD de la caja de torsión alar*. Este modelo integró los elementos estructurales principales de una caja de torsión (ver [Sección 2.4.2](#)) conforme a los lineamientos definidos en el análisis conceptual y aerodinámico.

Finalmente, la última técnica consiste en la *simulación y evaluación estructural de la caja de torsión alar mediante el Análisis de Elementos Finitos (FEA)*. Para ello, se comparan dos configuraciones estructurales: un modelo preliminar con núcleo sólido y una variante con revestimiento reforzado mediante núcleo celular. Ambos modelos se someten a tres tipos de análisis numéricos: estructural estático, modal y dinámico de respuesta transitoria. En todos los casos, la raíz de la semi ala se modela como un

empotramiento, mientras que las cargas aerodinámicas recolectadas durante la cuarta técnica se distribuyen a lo largo de la semi envergadura. Los datos recolectados incluyen esfuerzos equivalentes, desplazamientos y factores de seguridad. Asimismo, dentro del análisis modal se determinaron los modos de vibración y las frecuencias naturales, utilizados para definir el tamaño de paso de tiempo en el análisis de respuesta transitoria.

Los resultados permiten cuantificar y comparar el desempeño estructural de ambas configuraciones en términos de rigidez, distribución de esfuerzos y reducción de masa, permitiendo comprobar las supuestas ventajas de la integración celular.

### 3.3 Recolección de datos

Dentro de la presente tesis se recolectaron datos sobre las siguientes cuatro variables: el esfuerzo equivalente y el desplazamiento, los cuales se induce a un cuerpo tras aplicar una carga; el factor de seguridad, el cual funge como un indicador permisible y, con respecto al análisis modal, las frecuencias naturales y modos de vibración del cuerpo.

#### 3.3.1 Esfuerzo

El esfuerzo equivalente de von Mises, obtenido a partir de los análisis FEM, se emplea como primera variable de recolección de datos. De acuerdo con [65], el esfuerzo de von Mises permite evaluar el inicio de cedencia en materiales dúctiles, estableciendo que un material permanece en el régimen elástico mientras el valor máximo del esfuerzo equivalente no supere su límite de cedencia. La superación de dicho límite se considera inaceptable desde el punto de vista de la integridad estructural.

El análisis comparativo de los valores máximos de esfuerzo entre los distintos modelos estructurales permite identificar el efecto de la integración de un núcleo celular bidimensional en el comportamiento mecánico de la caja de torsión alar, en comparación con una configuración de núcleo sólido, facilitando la evaluación en su desempeño.

#### 3.3.2 Desplazamiento

Cuando hay presencia de cambios de temperatura o se aplica una fuerza a un cuerpo deformable, este tiende a cambiar en forma y tamaño. Dicho cambio se denomina deformación [66], el cual puede ser muy visible o casi imperceptible, pero sigue siendo de total importancia.

El desplazamiento, por el contrario, se refiere al cambio neto en la posición de un cuerpo en una dirección específica y su medición corresponde a un proceso que involucra restar el cuerpo no deformado y el deformado,  $u = x - X$  [67]. En consecuencia, el desplazamiento indica el cambio de forma, denominado deformación, junto con un cambio de posición, el cual puede ser traslación o rotación.

En la presente investigación, el desplazamiento se emplea como segunda variable de recolección de datos utiliza como un indicador comparativo de la rigidez, permitiendo identificar aquellas configuraciones estructurales las cuales presenten resistencia al ser deformados, resultando deseable desde el punto de vista estructural y aeroelástico, siempre y cuando los esfuerzos se mantengan dentro del régimen elástico del material.

### 3.3.3 Factor de seguridad

Al diseñar correctamente un elemento estructural o mecánico es necesario limitar el esfuerzo del material hasta un nivel que sea seguro. Por lo tanto, para garantizar esta seguridad se requiere elegir un esfuerzo permisible el cual restringe la carga aplicada a un valor que sea menor a la máxima carga que el elemento puede soportar [66]. Un método para especificar la fuerza permisible en un elemento consiste en usar un número llamado factor de seguridad. El factor de seguridad (F.S.) es una razón de la fuerza de falla  $F_{falla}$  sobre la fuerza permisible  $F_{perm}$ . De esta forma:

$$F. S. = \frac{F_{falla}}{F_{perm}} \quad (3.1)$$

Ahora, si la fuerza aplicada al elemento se relaciona linealmente con el esfuerzo desarrollado en dicho miembro, entonces el factor de seguridad puede expresarse como una razón del esfuerzo de falla  $\sigma_{falla}$  sobre el esfuerzo permisible  $\sigma_{perm}$ ; es decir:

$$F. S. = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{perm}} \quad (3.2)$$

En cualquiera de las Ecs. 3.1 y 3.2, el factor de seguridad debe ser mayor que la unidad a fin de evitar la posibilidad de falla, aunque los valores específicos dependen de los tipos de materiales a utilizar y el propósito de la estructura o máquina [66].

El factor de seguridad es una métrica de decisión ingenieril para verificar que los modelos propuestos se mantengan dentro del régimen elástico del material y para identificar aquellas configuraciones las cuales presentan un mayor margen estructural bajo condiciones de carga equivalentes. Su uso permite integrar el efecto combinado de las propiedades del material y la respuesta mecánica de la estructura, facilitando la comparación directa entre las configuraciones estructurales analizadas.

### 3.3.4 Frecuencias naturales y modos de vibración

En el análisis modal se busca determinar las variables asociadas a cada grado de libertad del sistema<sup>†</sup>, mediante la identificación de frecuencias características y de las direcciones principales en las que el desplazamiento tiende a resultar máximo, denominados modos de vibración [61]. Desde el punto de vista matemático, este análisis se centra en el cálculo de los eigenvalores, eigenvectores y de la matriz modal del sistema; para después determinar los desplazamientos asociados a cada grado de libertad a través de la

<sup>†</sup> En el contexto de los sistemas mecánicos [68], un grado de libertad se refiere a todo aquel movimiento admisible por el sistema, el cual puede ser de carácter traslacional o rotacional.

aplicación de la matriz modal con el fin de desacoplar cada modo uno de otro y resolver así las ecuaciones de vibración de forma independiente. Tal como se señala en [68], el análisis modal constituye la base para todos los análisis dinámicos posteriores, al proporcionar la información de referencia de la cual se parte.

El análisis modal se emplea como análisis de apoyo para la evaluación dinámica de la caja de torsión alar, identificando los primeros modos de vibración y sus frecuencias naturales asociadas. Se pone especial énfasis en la identificación del primer modo de vibración el cual, para estructuras alares, suele corresponder a un modo dominante de flexión donde la punta del ala se flexiona hacia arriba y hacia abajo con respecto a la raíz empotrada [69]. La verificación de dicho comportamiento resulta pertinente con el enfoque del trabajo, centrado en la respuesta estructural a solicitaciones de flexión. En resumen, la primera frecuencia natural se utiliza como parámetro para definir el tamaño de paso de tiempo en el análisis de respuesta transitoria, garantizando una discretización temporal adecuada para capturar la dinámica estructural del sistema.

### 3.4 Instrumentos usados para la recolección de datos

Los instrumentos de investigación corresponden a las herramientas diseñadas para la obtención y procesamiento de los datos derivados de las técnicas previamente definidas, permiten la obtención de información relevante para el desarrollo del presente trabajo.

El principal instrumento utilizado fue el software Ansys Mechanical®, el cual es un solucionador basado en FEM. Este instrumento permitió ejecutar los ensayos mecánicos asociados a la caracterización de las probetas celulares, así como los análisis estructurales para la evaluación estructural de la caja de torsión alar.

Continuando, se hizo uso del software SolidWorks® como herramienta CAD para la generación de las múltiples probetas celulares y los modelos de las cajas de torsión alar, tanto en su configuración con núcleo celular como sólida. A pesar de no generar variables de respuesta estructural, este instrumento permitió definir la correcta geometría y dimensiones de los modelos que, más tarde, serían importados a los entornos de simulación computacional.

Al final, el software Wolfram Mathematica® se implementó como el último instrumento de apoyo para la obtención de cargas de sustentación en los análisis estructurales. Mediante el uso de una interfaz, previamente desarrollada y sustentada en la teoría de sustentación de Prandtl (ver [Sección 2.4.3](#)), permitió obtener la distribución de la fuerza de sustentación a lo largo de la envergadura, a partir de parámetros geométricos y condiciones de operación previamente delimitados. Los datos recolectados se emplearon como solicitaciones aplicadas en los análisis estructurales de los modelos de la caja de torsión alar, con motivo de garantizar un correcto escenario de operación bajo el cumplimiento de sus respectivos requerimientos de aeronavegabilidad.



### 3.5 Primera etapa: caracterización del sólido celular

En esta primera etapa se llevó a cabo la caracterización mecánica del sólido celular bidimensional bajo ensayos de flexión. Dicha caracterización se realizó de manera computacional a través de simulaciones FEM a partir del modelado CAD de las probetas, puesto que una experimentación física implicaría un incremento en costos, tiempo y requerimientos logísticos, aspectos fuera de los alcances del estudio.

Para su desarrollo, la etapa se estructura en cuatro partes. Primero, se delimitan las dimensiones geométricas y las condiciones de carga de las probetas empleadas en los ensayos. Después, se analiza el efecto de la variación de la forma celular sobre el desempeño estructural de la probeta. Luego, se analiza la influencia del tamaño de celda, manteniendo fija la forma celular, con el objetivo de identificar la estructura más adecuada bajo cargas flexurales. Al final, se describe el preproceso FEA utilizado.

#### 3.5.1 Preparación de la probeta de ensayo

Con el fin de llevar a cabo la caracterización mecánica del sólido celular bidimensional bajo solicitaciones de flexión, primero fue necesario definir las dimensiones geométricas, el material y la configuración del ensayo para las probetas representativas, garantizando una consistencia y estandarización del procedimiento junto con la comparabilidad entre las simulaciones realizadas mediante FEM.

Como referencia metodológica, se hizo uso de la norma ASTM C393, la cual describe el método de prueba estándar para la obtención de propiedades mecánicas a flexión en estructuras tipo sándwich [40]. Si bien el objetivo principal de esta norma es la obtención de parámetros como la rigidez a flexión, la resistencia al corte del núcleo y las propiedades mecánicas de los recubrimientos; su aplicación resulta idónea al proporcionar un marco regularizado para el análisis de una respuesta estructural bajo flexión. Asimismo, tal como remarca [18], los métodos de caracterización empleados en sólidos densos pueden aplicarse de igual forma al estudio de sólidos celulares.

De acuerdo con la norma ASTM, el ensayo puede realizarse bajo dos disciplinas: una configuración estándar y otra configuración no estándar. En este estudio se optó, en la medida de lo posible, por la configuración estándar debido a que establece dimensiones geométricas y condiciones de carga previamente establecidas, facilitando la comparación de resultados y reducción de ambigüedades en el procedimiento así como en la interpretación del comportamiento estructural. No obstante, se realizaron ciertas adaptaciones puntuales alineadas a los objetivos particulares y limitaciones del trabajo.

De entrada, la configuración estándar establece las dimensiones de la muestra bajo una sección transversal rectangular, con un ancho  $w$  de 75 [mm] y una longitud  $l$  de 200 [mm]. Sin embargo, la norma no impone un valor específico para la profundidad  $t_d$ , ya que esta depende del espesor de la estructura tipo sándwich [40]:



$$\frac{t_f}{t_c} \leq \sim 0.1 \quad (3.3)$$

donde  $t_f$  corresponde al espesor de cada recubrimiento y  $t_c$  al espesor del núcleo, tal como se muestra en la Fig. 3.3. Dado que en esta etapa no se pretende evaluar un revestimiento estructural definitivo, se seleccionó una profundidad total  $t_d$  de 20 [mm], permitiendo mantener una geometría representativa para el análisis. La aplicación estricta de la Ec. 3.3 se abordará posteriormente durante el diseño del revestimiento reforzado.

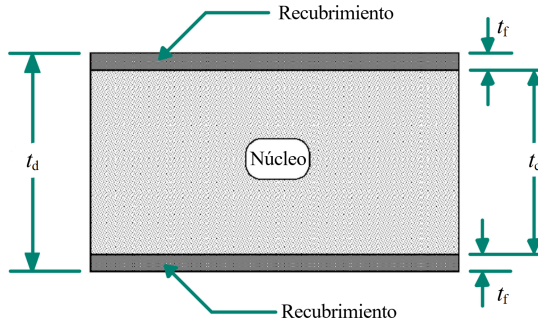


Fig. 3.3 Dimensiones del espesor en paneles tipo sándwich según la norma ASTM C393. (Adaptado de [40])

En cuanto al material de la probeta, la norma ASTM no establece aspectos sobresalientes, salvo algunas restricciones [40]:

- Los recubrimientos deben ser del mismo material, espesor y apilado.
- Evitar el uso de materiales anisotrópicos en la configuración estándar.

En consecuencia, se seleccionó la aleación de aluminio 7075 con tratamiento en solución a 480 [°C] a 1.0 [h] [70], material que también será empleado en el diseño de la caja de torsión alar debido a su elevada resistencia a la fatiga y corrosión [71], junto con un desempeño confiable dentro del régimen elástico bajo condiciones críticas de operación.

Con respecto al dispositivo de carga, se adoptó un ensayo de flexión en tres puntos, conforme a lo establecido por la norma ASTM para configuración estándar. La distancia entre los ejes de las barras de apoyo  $S$  se fijó en 150 [mm], junto con una separación de 25 [mm] entre los apoyos y el borde  $h$  de la probeta, tal como se muestra en la Fig. 3.4. Asimismo, la carga se aplicó mediante un elemento cilíndrico de acero de 25 [mm] de diámetro, el cual entra en contacto con la cara superior de la probeta.

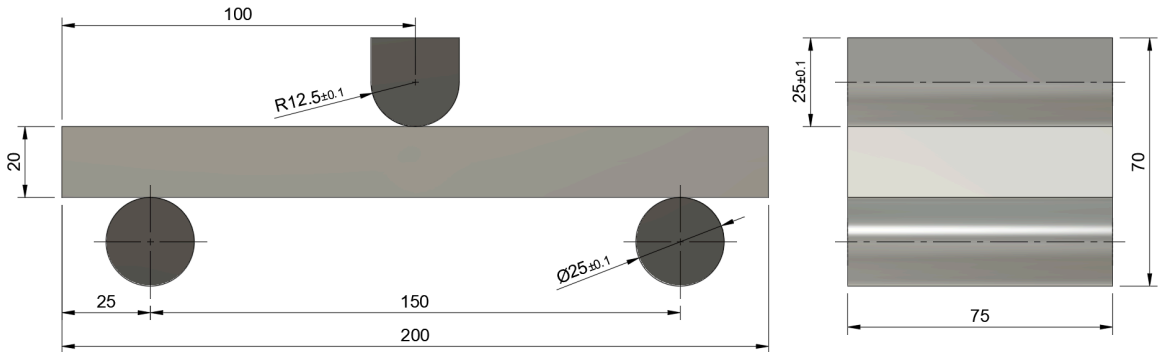


Fig. 3.4 Vista frontal y lateral de la probeta junto al dispositivo de carga. Anotación en [mm].

Ahora bien, dado que la norma ASTM no establece un valor único para la fuerza aplicada y, en cambio, especifica que la carga debe aplicarse con velocidad constante hasta producir falla en la probeta, se optó por fijar una fuerza de 1,800 [N] para todos los ensayos numéricos. Dicho valor se obtuvo mediante un análisis iterativo preliminar, incrementando progresivamente la magnitud de la carga hasta alcanzar un estado de esfuerzos sin inducir falla inmediata en una probeta celular inicial.

Para corroborar la magnitud seleccionada, se realizó una estimación analítica del esfuerzo máximo mediante la Ec. 2.15. Al sustituir las dimensiones de la probeta y la fuerza aplicada, se obtiene que:

$$\sigma_{flexión} = \frac{3(0.15 [m])(1,800 [N])}{2(0.075 [m])(0.02 [m])^2} = 133.5 [MPa]$$

Este valor presenta el mismo orden de magnitud que los esfuerzos equivalentes obtenidos posteriormente mediante FEM, ~90 a 260 [MPa], indicando que la carga seleccionada conduce a un estado de esfuerzos consistente con la teoría de ensayo a flexión. Además, el esfuerzo máximo estimado permanece por debajo del límite inferior de resistencia a fatiga reportado para el material aleación de aluminio 7075, respaldando que la magnitud de carga resulta razonable para efectuar la comparación entre configuraciones celulares.

### 3.5.2 Delimitación de la forma celular

Una vez definidas las dimensiones geométricas de la probeta y establecidas las condiciones de carga del ensayo de flexión, se procedió a la parametrización de la estructura celular. Cabe aclarar que el análisis se centró exclusivamente en la variación geométrica de la celda, manteniendo constantes tanto las dimensiones de la probeta así como las condiciones de carga.

Como primer conjunto de geometrías, se seleccionaron tres formas regulares comúnmente empleadas en el estudio de sólidos celulares [18]: el triángulo equilátero, el cuadrado y el hexágono regular. No obstante, considerando el hecho de que las estructuras celulares reales pueden presentar diversas irregularidades con respecto a las geometrías perfectamente regulares (ver Tabla 2.3), se incorporó un segundo conjunto de geometrías denominadas distorsionadas, entendidas como aquellas en las que las longitudes de las aristas o los ángulos internos difieren de los valores ideales. De esta manera, se incluyen las formas triángulo isósceles, paralelogramo y hexágono irregular, permitiendo analizar el efecto anisotrópico introducida por la distorsión de la celda.

Asimismo, ciertos estudios reportados en la literatura (cf. [13] y [18]) señalan que, además de la forma de la celda, su orientación dentro de la estructura celular puede influir considerablemente en su respuesta mecánica. En consecuencia, para cada una de las geometrías distorsionadas se consideraron dos orientaciones distintas dentro de la probeta (ver Fig. 3.5): una orientación longitudinal, alineada con el eje principal de la probeta, y una orientación transversal, perpendicular a dicho eje. Esta consideración dio como resultado un total de nueve configuraciones celulares analizadas para la forma celular.

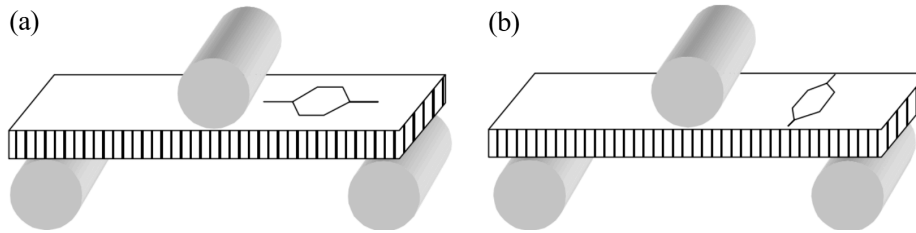


Fig. 3.5 Detalles de orientación: (a) dirección longitudinal y (b) dirección transversal. (Obtenido de [13])

Una vez definidas las configuraciones geométricas a estudiar, se procedió a la generación de los modelos tridimensionales de las probetas mediante software CAD. De entrada, se generó un modelo base de la probeta con geometría rectangular, la cual se incorporaron posteriormente los dispositivos de apoyos y el aplicador de carga del ensayo de flexión en tres puntos, conforme las dimensiones establecidas por la norma ASTM, tal como se muestra en la Fig. 2.11(a) y 3.4. A partir del modelo base, se generaron copias de archivos para cada una de las nueve probetas. El teselado celular se generó mediante operaciones de corte por extrusión sobre el volumen de la probeta, definiendo así la geometría interna de acuerdo con las dimensiones especificadas en la Tabla 3.1, donde  $l$  representa la longitud característica de la arista de la celda y  $h$  corresponde a la dimensión asociada a la distorsión geométrica para formas no regulares<sup>†</sup>.

Tabla 3.1 Dimensiones de las celdas celulares consideradas en el estudio de la forma celular.

| Forma de la celda                                | $l$ [mm] | $h$ [mm] |
|--------------------------------------------------|----------|----------|
| Triángulo equilátero                             | 12       | -        |
| Triángulo isósceles (transversal y longitudinal) | 10       | 15       |
| Cuadrado                                         | 8        | -        |
| Paralelogramo (transversal y longitudinal)       | 8        | 10       |
| Hexágono regular                                 | 4.65     | -        |
| Hexágono irregular (transversal y longitudinal)  | 4        | 7        |

En particular, las dimensiones de las celdas no se mantuvieron constantes entre geometrías. Dichos ajustes se realizaron con el fin de generar un teselado celular el cual llenara eficientemente el volumen de la probeta, permitiendo alcanzar valores similares de densidad relativa entre configuraciones. En particular, se buscó que las nueve probetas presentaran una densidad relativa aproximada de 0.3, garantizando así que las diferencias observadas en la respuesta mecánica se atribuyeran a la forma y orientación de la celda, y no a variaciones importantes en la cantidad de material.

Finalmente, los valores de masa y volumen total de la probeta, densidad del material celular así como densidad del sólido base correspondientes a cada configuración se resumen en la Tabla 3.2. En ella se observa que las variaciones en la densidad relativa entre las distintas probetas son mínimas, permitiendo establecer una base consistente para la comparación del desempeño estructural de las distintas formas celulares bajo flexión.

<sup>†</sup> Ver Fig. 2.4(b), (d) y (f) para mayor entendimiento del conjunto de las geometrías bidimensionales distorsionadas.

Tabla 3.2 Memoria de cálculo para la obtención de la densidad relativa referente al estudio de la forma celular; contemplando un espesor celular de 1.5 [mm].

| Forma celular        | Masa de la probeta [g] | Volumen total de la probeta [mm <sup>3</sup> ] | Densidad del material celular, $\rho^*$ [g/mm <sup>3</sup> ] | Densidad de la pared sólida, $\rho_s$ [g/mm <sup>3</sup> ] | $\frac{\rho^*}{\rho_s}$ |
|----------------------|------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|-------------------------|
| Triángulo equilátero | 250.47                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000835                                                     | 0.00281                                                    | 0.297                   |
| Triángulo isósceles  |                        |                                                |                                                              |                                                            |                         |
| Transversal          | 247.38                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000825                                                     | 0.00281                                                    | 0.293                   |
| Longitudinal         | 250.71                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000836                                                     | 0.00281                                                    | 0.297                   |
| Cuadrado             | 248.18                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000827                                                     | 0.00281                                                    | 0.294                   |
| Paralelogramo        |                        |                                                |                                                              |                                                            |                         |
| Transversal          | 247.61                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000825                                                     | 0.00281                                                    | 0.294                   |
| Longitudinal         | 250.13                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000834                                                     | 0.00281                                                    | 0.297                   |
| Hexágono regular     | 245.41                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000818                                                     | 0.00281                                                    | 0.291                   |
| Hexágono irregular   |                        |                                                |                                                              |                                                            |                         |
| Transversal          | 250.80                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000836                                                     | 0.00281                                                    | 0.297                   |
| Longitudinal         | 246.55                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000822                                                     | 0.00281                                                    | 0.292                   |

### 3.5.3 Delimitación del tamaño celular

Una vez concluida la preparación del análisis de la forma celular, se procedió al estudio del tamaño de la celda como siguiente parámetro de caracterización del sólido celular. Para este fin, se mantuvieron constantes tanto la forma como la topología del sólido celular, enfocando el estudio exclusivamente en la variación del tamaño de la celda.

La modificación del tamaño celular se llevó a cabo mediante la variación de la densidad relativa, empleada como parámetro de control a través del ajuste de la longitud característica  $l$  de la arista de la celda regular a considerar, permitiendo en primer lugar cuantificar la fracción de material sólido presente en la estructura, así como el constituir un criterio apto para regular la masa del material sin alterar su configuración geométrica.

Para este análisis se retomó el primer conjunto de las formas celulares regulares: triángulo equilátero, cuadrado y hexágono regular. En cada caso, se generaron distintos tamaños celulares con el objetivo de alcanzar valores específicos de densidad relativa iguales a 0.15, 0.2, 0.25 y 0.3, además de algunos valores intermedios necesarios para su determinación. El propósito fue evaluar la influencia del tamaño celular sobre los resultados mecánicos obtenidos bajo flexión, en términos de esfuerzo equivalente, desplazamiento así como F.S., conforme se reduce la masa de la probeta representativa.

El rango de densidades relativas considerado se restringió al intervalo  $0.15 \leq \rho^*/\rho_s \leq 0.3$ , por dos razones principales. Por una parte, valores inferiores a 0.15 implican

una eliminación excesiva de material, colocando a la estructura en una condición de extrema desventaja. Por otra parte, al superar una densidad relativa de 0.3, la estructura comienza a comportarse como un sólido poroso (ver [Sección 2.2.1](#)), alejándose del marco teórico y del objeto de estudio de la tesis.

Uno de los principales retos de esta etapa consistió en determinar la longitud  $l$  de la arista de la celda necesaria para alcanzar una densidad relativa específica. Dada la ausencia de una expresión analítica la cual relacione la dimensión  $l$  con la densidad relativa de la probeta, se adoptó un procedimiento iterativo basado en prueba y error.

Tabla 3.3 Memoria de cálculo para la obtención de la densidad relativa referente al estudio del tamaño celular; contemplando un espesor celular de 1.5 [mm].

| Forma celular        | $l$ [mm]      | Masa de la probeta [g] | Volumen total de la probeta [mm <sup>3</sup> ] | Densidad del material celular, $\rho^*$ [g/mm <sup>3</sup> ] | Densidad de la pared sólida, $\rho_s$ [g/mm <sup>3</sup> ] | $\frac{\rho^*}{\rho_s}$ |
|----------------------|---------------|------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|-------------------------|
| Triángulo equilátero | <b>27.229</b> | <b>126.26</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000421</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.150</b>            |
|                      | 25            | 150.64                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000502                                                     | 0.00281                                                    | 0.179                   |
|                      | 23            | 156.75                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000523                                                     | 0.00281                                                    | 0.186                   |
|                      | 21            | 164.03                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000547                                                     | 0.00281                                                    | 0.195                   |
|                      | <b>19.86</b>  | <b>168.76</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000563</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.200</b>            |
|                      | 17            | 182.91                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000610                                                     | 0.00281                                                    | 0.217                   |
|                      | <b>15.506</b> | <b>210.23</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000701</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.249</b>            |
|                      | 14            | 231.69                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000772                                                     | 0.00281                                                    | 0.275                   |
|                      | 13            | 240.24                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000801                                                     | 0.00281                                                    | 0.285                   |
|                      | <b>12</b>     | <b>250.47</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000835</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.297</b>            |
| Cuadrado             | <b>16.8</b>   | <b>126.38</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000421</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.150</b>            |
|                      | 15            | 137.24                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000457                                                     | 0.00281                                                    | 0.163                   |
|                      | 14            | 142.28                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000474                                                     | 0.00281                                                    | 0.169                   |
|                      | <b>13.4</b>   | <b>168.99</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000563</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.200</b>            |
|                      | 12            | 179.05                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000597                                                     | 0.00281                                                    | 0.212                   |
|                      | 11            | 190.18                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000634                                                     | 0.00281                                                    | 0.226                   |
|                      | 10            | 201.31                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000671                                                     | 0.00281                                                    | 0.239                   |
|                      | <b>9.289</b>  | <b>210.81</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000703</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.250</b>            |
|                      | 8             | 248.18                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000827                                                     | 0.00281                                                    | 0.294                   |
|                      | <b>7.762</b>  | <b>251.72</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000839</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.299</b>            |
| Hexágono regular     | 10            | 119.97                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000400                                                     | 0.00281                                                    | 0.142                   |
|                      | <b>9.63</b>   | <b>126.26</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000421</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.150</b>            |
|                      | 9             | 143.73                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000479                                                     | 0.00281                                                    | 0.170                   |
|                      | 8             | 161.73                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000539                                                     | 0.00281                                                    | 0.192                   |
|                      | <b>7.33</b>   | <b>168.65</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000562</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.200</b>            |
|                      | 7             | 170.25                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000568                                                     | 0.00281                                                    | 0.202                   |
|                      | 6             | 206.13                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000687                                                     | 0.00281                                                    | 0.245                   |
|                      | <b>5.88</b>   | <b>210.81</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000703</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.250</b>            |
|                      | 5             | 223.54                 | $3 \times 10^5$                                | 0.000745                                                     | 0.00281                                                    | 0.265                   |
|                      | <b>4.65</b>   | <b>245.41</b>          | <b><math>3 \times 10^5</math></b>              | <b>0.000818</b>                                              | <b>0.00281</b>                                             | <b>0.291</b>            |

Se utilizaron las configuraciones geométricas previamente ratificadas en el análisis de forma celular, correspondientes a una densidad relativa cercana a 0.3. A partir de dichas geometrías, se incrementó progresivamente la longitud de la arista con el fin de aumentar el área de la celda celular y así reducir la densidad relativa de la probeta. Para acotar valores intermedios, se empleó la interpolación lineal como herramienta auxiliar, permitiendo estimar la longitud del lado asociada a cada densidad relativa deseada.

Como resultado de este procedimiento, se determinaron las longitudes de lado necesarias para obtener densidades relativas de 0.15, 0.2, 0.25 y 0.3 en cada una de las tres formas celulares previamente delimitadas. Los cálculos correspondientes fueron recopilados en una memoria, cuyos valores recopilados se muestran en la [Tabla 3.3](#).

### 3.5.4 Preproceso de la caracterización celular

Las geometrías CAD de las probetas, previamente definidas y modeladas, junto con sus respectivos dispositivos de carga y soporte, fueron importadas en formato .step para sus correspondientes análisis mediante FEM. El preproceso fue idéntico para todas las probetas; por tal motivo, su preparación se describe una única vez en esta sección.

En primer lugar, se definieron sistemas de componentes Engineering Data para el establecimiento de las propiedades de los materiales a utilizar, considerando la densidad  $\rho_s$ , el módulo de Young  $E_s$  y la relación de Poisson  $\nu_s$ , correspondientes a la aleación de aluminio 7075 así como del acero estructural, tal como se muestra en la [Tabla 3.4](#). Acto seguido, se añadió un sistema de análisis Transient Structural para cada modelo. En la sección Geometry fueron importados los archivos .step con todas las geometrías CAD realizadas previamente. Después, en el módulo Geometry, dentro de la sección Model, se asignaron los correspondientes materiales a cada componente del modelo. Los módulos Coordinate Systems y Connections se mantuvieron sin modificaciones.

Para continuar, en el módulo Mesh se realizó el mallado de las geometrías empleando elementos tridimensionales, priorizando el uso de elementos tipo Brick y recurriendo a elementos tipo Wedge únicamente cuando la complejidad geométrica de la probeta celular lo requirió. Los dispositivos de carga y soporte fueron discretizados exclusivamente mediante elementos tridimensionales de tipo Brick. Dentro de Details of “Mesh”, se estableció el orden del elemento como cuadrático, aplicando controles locales de mallado tales como Sizing, con el objetivo de alcanzar una adecuada calidad de malla.

Tabla 3.4 Propiedades de los materiales a considerar en los análisis estructurales. (Con información de [72])

| Propiedades físicas y mecánicas         | Aleación de aluminio 7075 | Acero estructural | Acrilonitrilo butadieno estireno, ABS |
|-----------------------------------------|---------------------------|-------------------|---------------------------------------|
| Densidad, $\rho_s$ [kg/m <sup>3</sup> ] | 2,810                     | 7,850             | 1,060                                 |
| Módulo de Young, $E_s$ [GPa]            | 71.7                      | 200               | 2.24                                  |
| Relación de Poisson, $\nu_s$            | 0.33                      | 0.33              | 0.38                                  |

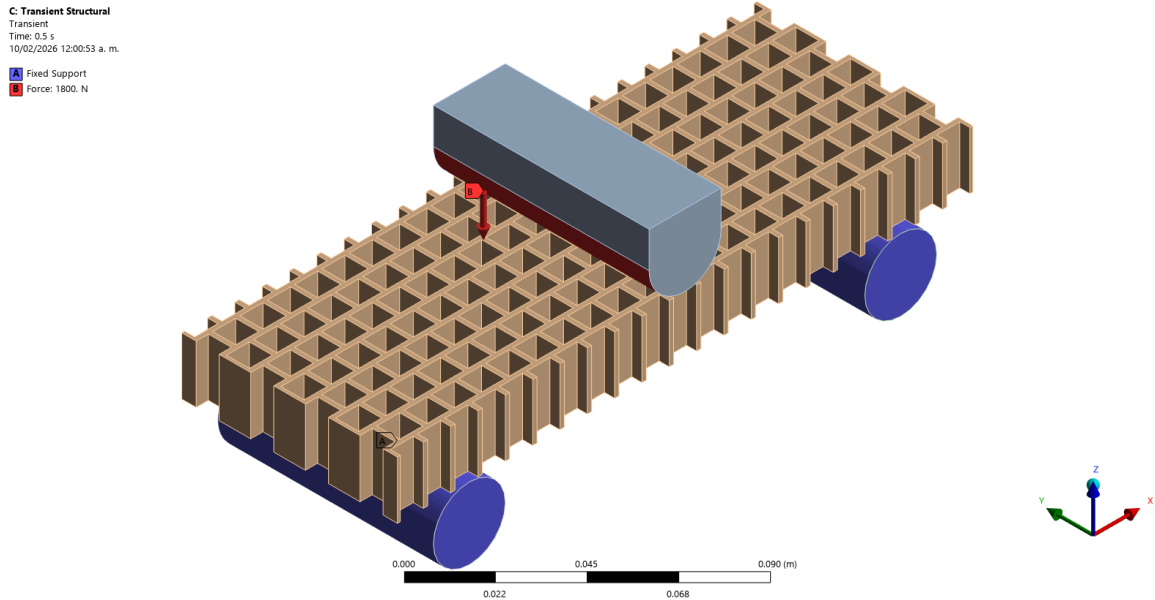


Fig. 3.6 Condiciones de frontera y solicitaciones de carga para la caracterización celular.

Se procuró mantener valores de Element Quality superiores a 0.6, priorizando una fidelidad geométrica sin incurrir en un número excesivo de elementos.

En cuanto al apartado Details of “Analysis Settings”, se estableció un tiempo total de simulación de 1 [s], dividido en un único número de paso, con la opción integración de tiempo activada y adoptando un paso de tiempo de 0.05 [s] para capturar la evolución dinámica de la respuesta estructural. Componentes tales como los soportes fueron definidos como soportes fijos; mientras que la fuerza se aplicó sobre la superficie de contacto entre el dispositivo de carga y la probeta, en dirección normal al plano  $X_1$ - $X_2$ , es decir, en la componente Z de la Fig. 3.6. Dicha fuerza aplicada se definió bajo una función senoidal dependiente del tiempo:

$$F_z(t) = -1,800 \sin(\pi t) [N] \quad (3.4)$$

Finalmente, una vez definidas todas las condiciones de frontera y parámetros numéricos, se ejecutaron las simulaciones.

### 3.6 Segunda etapa: diseño de la caja de torsión alar

En esta segunda etapa se abordó el diseño estructural de la caja de torsión alar, concebida como objeto de referencia para la integración del sólido celular previamente caracterizado en la etapa anterior. De esta manera, el objetivo consiste en generar un modelo estructural consistente y funcional el cual permita, a su tiempo, comparar la configuración preliminar de núcleo sólido frente a una configuración modificada con núcleo celular bidimensional, evaluando así el impacto de la incorporación celular sobre la distribución de esfuerzos y desplazamientos inducidas por las cargas aerodinámicas.

Para su desarrollo, la etapa se estructura en cinco partes. Primero, se define el UAV de referencia junto con las condiciones de misión. Segundo, se selecciona el perfil aerodinámico. Tercero, se establece la geometría base del ala, a partir de la cual se obtiene la fuerza aerodinámica de sustentación para su posterior análisis estructural. Cuarto, se describe el diseño estructural de la caja de torsión alar preliminar, incluyendo dimensiones de componentes y materiales empleados. A partir de dicho modelo preliminar, se genera una variante con revestimiento reforzado mediante núcleo celular. Al final, se construye la envolvente de vuelo para identificar condiciones críticas de operación.

### 3.6.1 UAV de referencia y condiciones de misión

Un vehículo aéreo no tripulado (UAV) es una aeronave sin piloto humano a bordo, operada ya sea de forma remota o autónoma mediante sensores a bordo, sistemas de navegación y computadoras [73]. Además, se diseñan y se fabrican bajo un propósito en específico denominado misión, tal como se muestra en la [Tabla 3.5](#).

Tabla 3.5 Ejemplos de vehículos aéreos no tripulados. (Con información de [74])

| Fabricante             | Bombardier Inc.                            | BTA Automatic Piloting Int.                | BAI Aerosystems Inc.            | CAC Systems                                | Finmeccanica                          |
|------------------------|--------------------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------------|
| Nombre                 | CL 327 Guardian                            | Sheddon Mk3                                | Exodrone                        | Fox TX                                     | Mirach 20                             |
| Misión                 | Vigilancia, reconocimiento y adq. de objs. | Vigilancia, reconocimiento y adq. de objs. | Multipropósito                  | Guerra electrónica                         | Vigilancia y adquisición de objetivos |
| Envergadura [m]        | 4.05                                       | 4.11                                       | 2.47                            | 3.66                                       | 4.15                                  |
| MTOW <sup>†</sup> [kg] | 349.27                                     | 40.82                                      | 4.13                            | 113.40                                     | 169.64                                |
| Velocidad [m/s]        | 43.81                                      | 20.12 a 35.76                              | 44.70                           | 26.82 a 53.64                              | 61.69                                 |
| Altitud máx. [m]       | 5,486.40                                   | 4,572                                      | -                               | 3,048                                      | 3,505.20                              |
| Fabricante             | Flight Refueling Ltd.                      | Israel Aircraft Industries                 | Meggitt Defence Systems Ltd.    | Oerlikon Contraves AG                      | A.S. Yakoviev Design Bureau           |
| Nombre                 | Falconet                                   | Searcher                                   | Spectre                         | Ranger                                     | Yak-061 Shimel                        |
| Misión                 | Blanco o señuelo                           | Vigilancia, reconocimiento y adq. de objs. | Vigilancia y guerra electrónica | Vigilancia, reconocimiento y adq. de objs. | Reconocimiento                        |
| Envergadura [m]        | 3.05                                       | 7.22                                       | 3.26                            | 5.71                                       | 3.23                                  |
| MTOW <sup>†</sup> [kg] | 204.12                                     | 371.04                                     | -                               | 275                                        | 130                                   |
| Velocidad [m/s]        | 246.96                                     | 55                                         | 34.42 a 67.06                   | 26.82 a 61.11                              | 38.89                                 |
| Altitud máx. [m]       | -                                          | 4,572                                      | 7,010.40                        | 4,500                                      | 3,000                                 |

<sup>†</sup> El peso máximo al despegue, también conocido por sus siglas en inglés MTOW (*Maximum Take-Off Weight*), es el peso máximo de una aeronave con el cual se tiene permiso para tratar de despegar [74].



De acuerdo con [74], los UAVs constituyen estructuras idóneas para la evaluación de conceptos estructurales innovadores, operados bajo regímenes de vuelo previamente establecidos junto con requerimientos estructurales, comparables y modelables a los de aeronaves tripuladas de mayor tamaño. Por ende, el presente trabajo adopta como referencia un UAV monoplano de ala media sin relación de conicidad, permitiendo representar de manera fiel y asequible el comportamiento estructural bajo cargas aerodinámicas obtenidas a partir de una formulación analítica previa.

Dentro del conjunto de aeronaves reportadas en la literatura, se seleccionó el UAV Ranger como aeronave de referencia para el estudio. Esta elección se fundamenta en su diseño alar convencional, geometría moderada y régimen de operación documentado (cf. [75] y [76]), permitiendo adoptar características geométricas y parámetros de operación bajo condiciones constatadas y no arbitrarias para el análisis estructural planteado.

En coherencia con el objetivo principal de esta tesis, se adopta una misión de tipo Investigación Aeronáutica. Ahora bien, a partir de los parámetros documentados del UAV de referencia, se establece un régimen de vuelo recto y nivelado, el cual permite determinar la carga aerodinámica de sustentación y definir, a su turno, condiciones de operación necesarias para el análisis de la implementación celular.

Las características geométricas y operativas del UAV Ranger consideradas para el estudio se resumen en la [Tabla 3.6](#). Dichos parámetros se utilizan exclusivamente como marco de referencia para la delimitación geométrica y estructural del modelo propuesto, sin pretender una reproducción exacta del diseño original.

Tabla 3.6 Especificaciones geométricas y operativas del UAV Ranger, empleadas como marco de referencia para la estructura alar del UAV a diseñar. (Con información de [52], [74], [75] y [76])

|                                                                 |  |                            |
|-----------------------------------------------------------------|--|----------------------------|
| Especificaciones geométricas                                    |  |                            |
| Ángulo de ataque, $\alpha$                                      |  | 4 [°]                      |
| Envergadura, $b$                                                |  | 5.71 [m]                   |
| Cuerda, $c$ (valor estimado en la punta del ala del UAV Ranger) |  | 0.785 [m]                  |
| Parámetros de operación bajo condiciones ISA a nivel del mar    |  |                            |
| Densidad del aire, $\rho$                                       |  | 1.225 [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Velocidad de vuelo, $v$                                         |  | 61.11 [m/s]                |

### 3.6.2 Selección del perfil aerodinámico

Debido a razones de confidencialidad, no se dispone de información exacta acerca del perfil aerodinámico utilizado en el UAV Ranger. Por consiguiente, para iniciar el diseño de la caja de torsión, es necesaria la selección de un perfil aerodinámico documentado y utilizado en aeronaves no tripuladas con características de operación afines. Cabe señalar que la presente etapa no tiene como objetivo realizar un estudio aerodinámico exhaustivo del perfil seleccionado; por el contrario, busca establecer una geometría de referencia adecuada para el posterior diseño y evaluación estructural de la caja de torsión alar.

Bajo este tenor, se eligió el perfil aerodinámico SD7037 (ver Fig. 3.7), el cual cuenta con un espesor máximo del 9.2% situado al 28.23% de la cuerda y una curvatura del 2.8% al 41.73% de la misma [77]. La elección de dicho perfil aerodinámico responde no sólo a la amplia documentación técnica reportada en la literatura, sino también a que proporciona un espesor suficiente y una geometría acorde con la integración de los componentes estructurales considerados en el diseño alar.

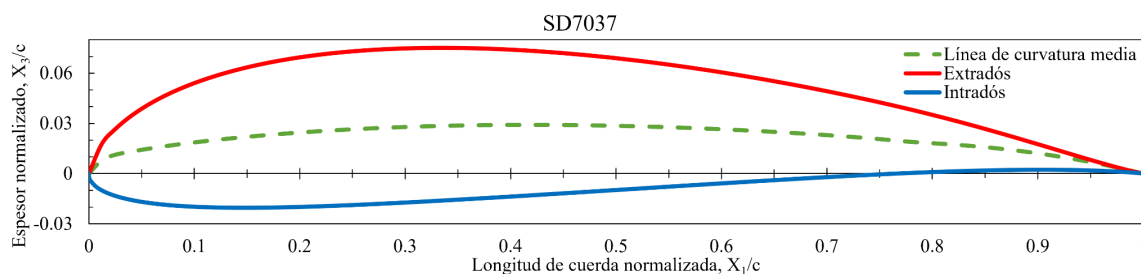


Fig. 3.7 Perfil aerodinámico considerado para la estructura del UAV a diseñar. (Con información de [77])

La aplicación del perfil aerodinámico SD7037 se encuentra respaldada por su frecuente empleo en investigaciones relacionadas con UAVs. Entre los trabajos más relevantes, [78] documentaron experimentalmente su comportamiento aerodinámico mediante ensayos en túneles de viento, demostrando su amplio rango operativo de sustentación y bajo arrastre. Ahora bien, este perfil ha sido utilizado en investigaciones relacionadas con UAVs solares [79] para analizar la influencia de la rugosidad superficial sobre sus características aerodinámicas, mejorar el desempeño durante el despegue mediante la inclusión de flaps en el borde de salida (*cfr.* [80] y [81]) así como diseñar y evaluar UAVs de ala fija con capacidades de operación autónoma [82]. Para concluir, [83] reportaron que el SD7037 presenta un mejor desempeño que un perfil simétrico NACA bajo las mismas condiciones de número de Reynolds.

Por tanto, la evidencia reportada en la literatura, su aplicación previa en diversas investigaciones relacionadas con vehículos aéreos no tripulados y su compatibilidad con los requerimientos geométricos del diseño respaldan la adopción del perfil SD7037 como geometría de referencia para el desarrollo de la caja de torsión alar propuesta.

### 3.6.3 Obtención de la fuerza de sustentación

Con el objetivo de determinar la distribución de la fuerza de sustentación a lo largo de la envergadura, se emplea una interfaz previamente desarrollada en el instrumento Wolfram Mathematica®, basada en el modelo de ala finita  $F_L(X_2)$  y sustentada en la solución analítica para ala recta descrita en la Sección 2.4.3.

La interfaz permite cargar un archivo .csv con la curva del coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque de un perfil aerodinámico cualquiera. Como entradas, permite definir las características geométricas del ala: envergadura  $b$ , cuerda  $c$  y

ángulo de ataque  $\alpha$ ; junto con parámetros de operación tales como la velocidad de vuelo  $v$ , la densidad del aire  $\rho$  y el número de estaciones a lo largo de la envergadura. Bajo este último parámetro, [53] describe la teoría de ala finita  $F_L(X_2)$  en tres secciones: primero, se discretiza el ala en estaciones; después, se evalúa la sustentación local en cada sección; al final, se integran dichas contribuciones con el fin de obtener la distribución global de la fuerza de sustentación. Es de esta forma que la interfaz proporciona, como salida, tanto el valor de la fuerza de sustentación total (ver Fig. 3.8(a)) como también la distribución de la fuerza  $F_L$  en función de la coordenada transversal  $X_2$  (ver Fig. 3.8(b)).

A fin y efecto de asegurar una adecuada resolución para la obtención de la fuerza de sustentación, se emplea el archivo .csv correspondiente al perfil SD7037, los valores de entrada considerados provienen de las características establecidas en la Tabla 3.6 y se definió un total de 300 estaciones a utilizar a lo largo de la envergadura.

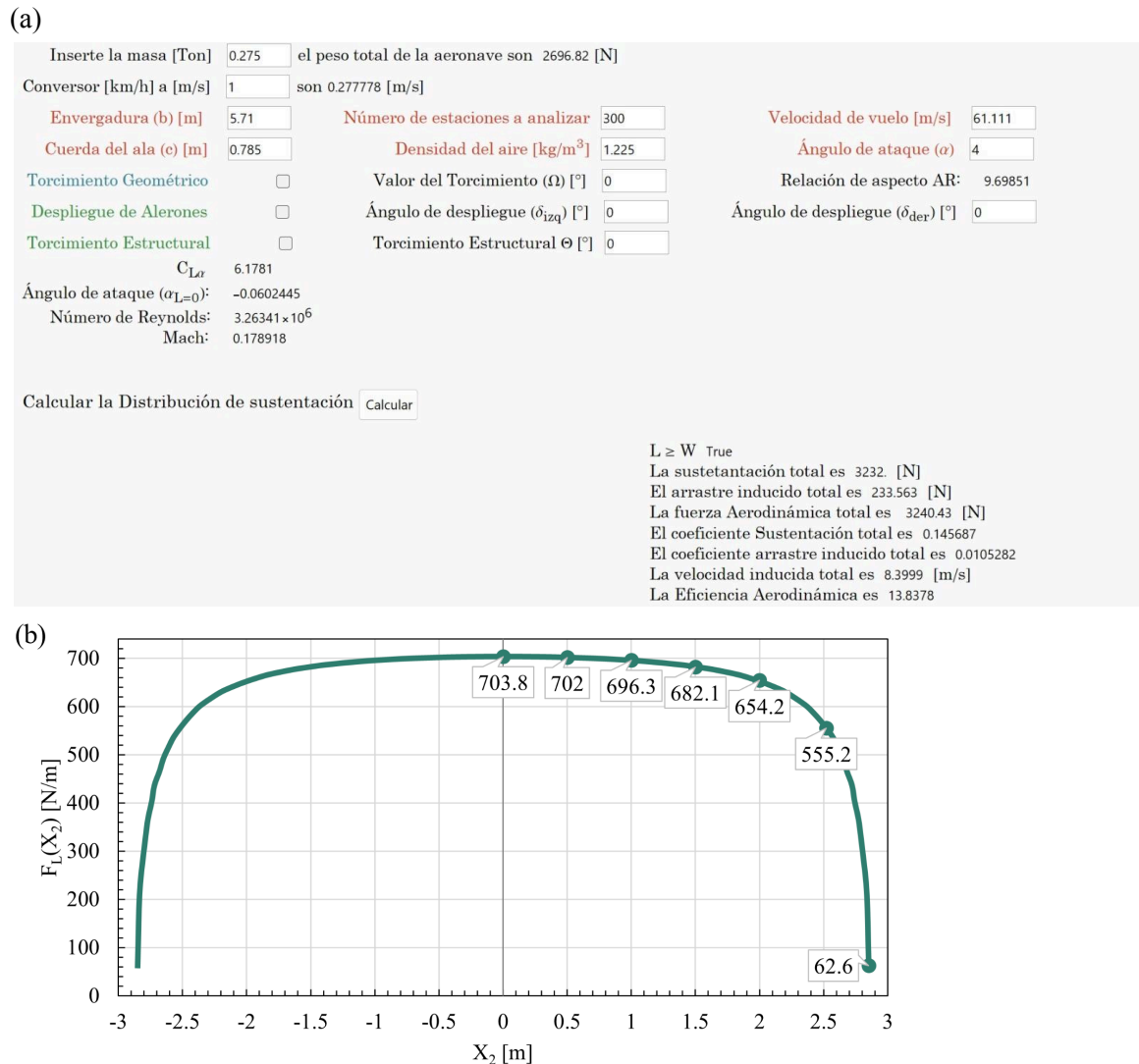


Fig. 3.8 Obtención de la fuerza de sustentación del diseño alar. (a) Interfaz para el cálculo de la distribución de la fuerza de sustentación. (b) Gráfica  $F_L$  contra  $X_2$  recolectada bajo la interfaz.

En base a la información técnica reportada para el UAV Ranger (ver [Tabla 3.5](#)), el peso máximo al despegue (MTOW) es de 275 [kg], equivalente a una fuerza peso de 2,696.8 [N] bajo condiciones ISA a nivel del mar [74]. El cálculo efectuado mediante la interfaz arroja una fuerza de sustentación total de 3,232.0 [N]. Así, para las características geométricas y parámetros de operación considerados, el diseño conceptual otorga una sustentación suficiente como para mantener en vuelo la aeronave de referencia.

### 3.6.4 Configuración estructural de la caja de torsión alar

Una estructura alar constituye el componente para resistir cargas y poseer un cuerpo aerodinámico especial para la generación de sustentación. Bajo esta perspectiva, un diseño también debe satisfacer ciertos requerimientos aerodinámicos y estructurales, con un peso mínimo. Por un lado, el ala debe generar una sustentación suficiente para mantener en vuelo el UAV Ranger de referencia, correspondiente a 275 [kg] de MTOW (requisito previamente satisfecho). Por otro lado, la caja de torsión debe incorporar mínimo un par de largueros así como cuerda constante a lo largo de la envergadura. Para terminar, la masa de la semi caja de torsión alar no debe exceder los 35 [kg].

Con base en la configuración típica de una caja de torsión alar [84], se propone un modelo compuesto por una viga principal, una viga posterior, el uso de dieciséis costillas distribuidas a lo largo de la semi envergadura y un revestimiento reforzado. Según [85], el número de costillas constituye una decisión propia del diseño preliminar del ala y depende de la distribución de cargas, el dimensionamiento de los componentes internos y la relación entre masa y desempeño estructural. Por ende, la elección de dieciséis costillas corresponde a una decisión basada en desarrollar un modelo de referencia. Dado que la tesis no consiste en optimizar el acostillado, la cantidad y espesor se mantiene constante.

El modelado fue desarrollado mediante el instrumento CAD SolidWorks® y, si bien no se detalla el procedimiento realizado, todos los planos del conjunto estructural se incluyen en el [Apéndice A](#) como material complementario.

#### Delimitación de los largueros

Con el fin de garantizar una adecuada distribución de cargas a lo largo de la envergadura, el diseño incorpora un par de largueros, tal como se muestra en las [Fig. A.3](#) y [A.4](#).

El larguero principal (ver [Fig. A.3](#)) se configura con sección tipo viga en I y se localiza en el 25% de la cuerda medida desde el borde de ataque [84], relativo al centro aerodinámico del perfil. Su arreglo permite reducir efectos torsionales y, al situarse en una región de elevada sollicitación a flexión inducida por la fuerza de sustentación, se optimiza la resistencia frente a los momentos flectores generados a lo largo del ala.

Detrás, el larguero posterior (ver [Fig. A.4](#)) se configura con sección tipo viga en C invertida y se localiza al 60% de la cuerda medida desde el borde de ataque, tal como lo

recomienda [86]. A diferencia del larguero principal, este elemento se diseña como un componente auxiliar orientado al cierre de la caja de torsión alar. Además, su configuración tipo C invertida permite mantener el acostillado en la posición correcta, la transmisión de esfuerzos cortantes y al incremento de la rigidez torsional del ala [55].

### Establecimiento del acostillado

Se hace uso de dieciséis costillas distribuidas a lo largo de la semi envergadura del ala, cada una con un espesor transversal constante  $w$  de 0.015 [m] (ver Fig. A.5).

Debido a que la región cercana a la raíz del ala concentra los mayores esfuerzos asociados al empotramiento, se adoptó un espaciamiento progresivo entre costillas; es decir, las costillas se localizan más próximas entre sí cerca de la raíz y progresivamente más separadas hacia la punta del ala, con el propósito de adecuar la rigidez estructural a la distribución de esfuerzos a lo largo de la envergadura. Dicho espaciamiento fue definido mediante progresión geométrica [87], de manera que cada segmento resulte mayor que el anterior según una razón de crecimiento constante  $r$ . Sea  $a_1$  el primer espaciamiento,  $N_s$  el número de segmentos y  $L$  la longitud total disponible para el acostillado. La suma de los  $N_s$  términos de la progresión geométrica  $S$  está dada por:

$$S = \frac{a_1(r^{N_s}-1)}{r-1} = L \quad (\text{donde } r \neq 1) \quad (3.5)$$

de esta forma, al delimitar un valor ya sea  $a_1$  o  $r$ , se puede calcular el otro. Para el caso particular analizado, se adoptó un espaciamiento inicial  $a_1$  de 0.05 [m], un número de segmentos  $N_s=15$  y una longitud total disponible  $L$  de 2.615 [m], obtenida mediante:

$$L = \frac{b}{2} - N_c w \quad (3.6)$$

donde  $N_c$  corresponde al número total de costillas a emplear. Finalmente, al sustituir los valores en la Ec. 3.5, se obtiene una razón de crecimiento aproximada de 1.1615. Esto implica que cada espaciamiento sucesivo será 16.15% más grande que el anterior.

### Consideraciones para el revestimiento alar

Se estableció la incorporación de un revestimiento reforzado tipo sándwich, la cual se forma al emparedar un núcleo central, típicamente hecho de algún polímero o sólido celular, entre dos placas delgadas denominadas recubrimientos (ver Fig. 3.3), por lo general de metal, plástico o compuesto [71]. Se adopta un espesor total  $t_d$  del panel de 5.67 [mm], valor considerado realista y proporcional conforme a los criterios generales de diseño estructural aeronáutico para aeronaves [51].

Posteriormente se determinó la distribución entre sus componentes constitutivos. Para tal fin, siguiendo las recomendaciones establecidas de la norma ASTM [40] y, en concordancia con la Sección 3.5.1, la relación entre el espesor de cada recubrimiento  $t_f$  y

el espesor del núcleo  $t_c$  debe satisfacer la restricción de la Ec. 3.3. Al mismo tiempo, considerando la relación geométrica total del panel, donde:

$$t_d = 2t_f + t_c \quad (3.7)$$

se plantea un sistema de ecuaciones adoptando el caso mínimo permitido por la norma:

$$\begin{cases} \frac{t_f}{t_c} = 0.1 \\ 2t_f + t_c = 5.67 [mm] \end{cases} \quad (3.8)$$

La resolución del sistema permite obtener los espesores a contemplar: el espesor del núcleo  $t_c$  será de 4.73 [mm] mientras que el del recubrimiento  $t_f$  será de 0.47 [mm].

Dicha distribución busca favorecer una participación del núcleo durante la respuesta a flexión, evitando espesores de recubrimiento excesivos con respecto al núcleo y manteniendo la proporción geométrica recomendada por la norma. Simultáneamente, el revestimiento se integra bajo un enfoque estructural de tipo revestimiento reforzado (ver Fig. 2.18), donde el recubrimiento exterior forma parte activa del soporte de cargas.

### Selección de materiales

Se establece que la estructura de la caja de torsión alar, conformado por los largueros, costillas y recubrimientos del revestimiento, será fabricada bajo aleación de aluminio 7075 con tratamiento en solución a 480 [°C] a 1.0 [h] [70].

No obstante, el núcleo del revestimiento requiere de una notable consideración, ya que su función principal consiste en separar los recubrimientos y resistir esfuerzos cortantes, priorizando: baja densidad, adecuada rigidez y compatibilidad FEM. Con base en la literatura (cf. [40] y [42]), se identifican tres configuraciones viables para el núcleo del panel sándwich: metálico (aluminio), fibras de aramida (Nomex o Kevlar) y polímeros en función de los requerimientos (ABS, PMMA y PP).

El núcleo metálico presenta amplia aplicación aeroespacial [88]; sin embargo, su densidad resulta mayor en comparación con otras alternativas. En contraste, los núcleos de aramida ofrecen soluciones ligeras, durables, resistentes al fuego y a la corrosión [89]; aunado a eso, su comportamiento anisotrópico exige una coherente definición de propiedades tensoriales y una adecuada formulación analítica, bajo la mecánica del medio continuo, para su correcta simulación por FEM. Por consiguiente, en la Tabla 3.7 se evaluaron alternativas poliméricas bajo criterios como el peso, la rigidez, su facilidad de manufactura y la viabilidad de comportamiento estructural.

A partir de un análisis comparativo, el plástico ABS se selecciona como material para el núcleo del revestimiento, debido a su adecuado balance entre densidad, rigidez, comportamiento isotrópico, resistencia a esfuerzos y facilidad de integración bajo FEA. Si bien su módulo de Young es inferior al del aluminio (ver Tabla 3.4), la función dentro del panel sándwich no exige soportar cargas axiales predominantes, sino contribuir a la rigidez a flexión mediante la separación efectiva de los recubrimientos.

Tabla 3.7 Tabla comparativa de polímeros sólidos candidatos para el núcleo estructural del revestimiento alar.

| Material                                                         | Densidad,<br>$\rho_s$ [kg/m <sup>3</sup> ] | Módulo<br>de Young,<br>$E_s$ [GPa] | Esfuerzo de<br>cedencia,<br>$\sigma_{ys}$ [MPa] | Comportamiento estructural                                                                                                                                                                       | Comentarios                                                                                                                                |
|------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Acrilonitrilo<br>butadieno estireno,<br>ABS<br>[72], [90] y [91] | 1,060                                      | 2.24                               | 45                                              | Resistente al impacto, tenacidad, resistencia al calor y adecuado ante vibraciones. Reciclable. Menor punto de fusión, módulo de Young y resistencia a la fatiga que un metal.                   | Óptimo balance entre peso y rigidez para aplicaciones de revestimiento.                                                                    |
| Polimetilmetacrilato,<br>PMMA<br>[18], [92] y [93]               | 1,180                                      | 3.3                                | 81                                              | Frágil, de baja tenacidad y limitada capacidad de deformación plástica. Buena resistencia mecánica, pero susceptible al agrietamiento por impacto o esfuerzos concentrados.                      | Adecuado para componentes no estructurales o paneles secundarios con baja exigencia estructural.                                           |
| Polipropileno, PP<br>[18], [94] y [95]                           | 910                                        | 1.2-1.7                            | 30-35                                           | Alta resistencia en relación con el peso; resistente a la corrosión, hongos, putrefacción, química y a la humedad; amortiguador de sonido y vibración. Sensible al impacto a bajas temperaturas. | Baja densidad y rigidez limitada. Presenta baja energía superficial, dificultando su adhesión con otros materiales sin tratamiento previo. |



### 3.6.5 Generación de la envolvente de vuelo

Con el propósito de definir los límites operacionales y las consideraciones estructurales de carga del diseño propuesto, se construye el diagrama V-n mediante un análisis matemático basado en las ecuaciones desarrolladas en la [Sección 2.4.3](#).

Para su elaboración, se establecen los parámetros clave de la [Tabla 3.8](#). En primer lugar, el peso de la aeronave  $W$  adoptado como 2,696.8 [N], valor correspondiente al peso máximo al despegue (MTOW). En segundo lugar, el área alar  $S$ , obtenida como el producto de la envergadura  $b$  y la cuerda  $c$ . Adicionalmente, se consideran la densidad del aire  $\rho$  bajo condiciones ISA a nivel del mar [\[74\]](#), los valores  $C_{L,max}$  y mínimo del perfil aerodinámico SD7037 extraídos de [\[78\]](#) así como el factor de carga máximo  $n_1$ , calculado mediante la [Ec. 2.28](#) para una aeronave promedio.

Tabla 3.8 Delimitación de valores para la generación del diagrama V-n. (Con información de [\[74\]](#) y [\[78\]](#))

| $W$                          | $S$ [m <sup>2</sup> ] | $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] | $C_{L,max}$ | $C_{L,min}$ | $n_1$ |
|------------------------------|-----------------------|-----------------------------|-------------|-------------|-------|
| 2,696.83 [N]<br>606.30 [lbf] | 4.482                 | 1.225                       | 1.277       | -0.453      | 4.363 |

A partir de dichos parámetros se determinan las velocidades características del diagrama V-n. La velocidad de pérdida a 1G, obtenida mediante la [Ec. 2.26](#), resulta ser:

$$v_{PÉRDIDA\ 1G} = \sqrt{\frac{2(2,696.83\ [N])}{(1.225\ [kg/m^3])(4.482\ [m^2])(1.277)}}$$

$$v_{PÉRDIDA\ 1G} = 27.73\ [m/s]$$

La velocidad de maniobra  $v_A$ , calculada mediante la [Ec. 2.27a](#), es:

$$v_A = \sqrt{\frac{2(4.363)(2,696.83\ [N])}{(1.225\ [kg/m^3])(4.482\ [m^2])(1.277)}}$$

$$v_A = 57.93\ [m/s]$$

Por su parte, la velocidad límite de operación  $v_C$ , asociada al factor de carga máximo y al coeficiente de sustentación mínimo de la [Ec. 2.27b](#), resulta:

$$v_C = \sqrt{\frac{2(4.363)(2,696.83\ [N])}{(1.225\ [kg/m^3])(4.482\ [m^2])(-0.453)}}$$

$$v_C = 97.26\ [m/s]$$

Aunando a todo eso, la velocidad máxima de diseño  $v_D$  se adopta como:

$$v_D = 1.25\ v_C \tag{3.9}$$

proporcionando un margen de seguridad estructural. Sustituyendo valores:

$$v_D = 1.25(97.26\ [m/s]) = 121.58\ [m/s]$$

Finalmente, la velocidad necesaria para entrar a la región de pérdida negativa es:



$$v_{PÉRDIDA NEG} = \sqrt{\frac{2W}{\rho S |C_{L,min}|}} \quad (3.10)$$

de esta forma, sustituyendo valores:

$$v_{PÉRDIDA NEG} = \sqrt{\frac{2(2,696.83 [N])}{(1.225 [kg/m^3])(4.482 [m^2])(-0.453)}} = 46.57 [m/s]$$

En resumen, el rango operativo de velocidad del presente diseño alar resulta ser de  $57.93 [m/s] < v < 97.26 [m/s]$ . A fin de identificar regiones seguras de operación y límites estructurales asociados al factor de carga  $n_1$ , el diagrama V-n se presenta en la Fig. 3.9.

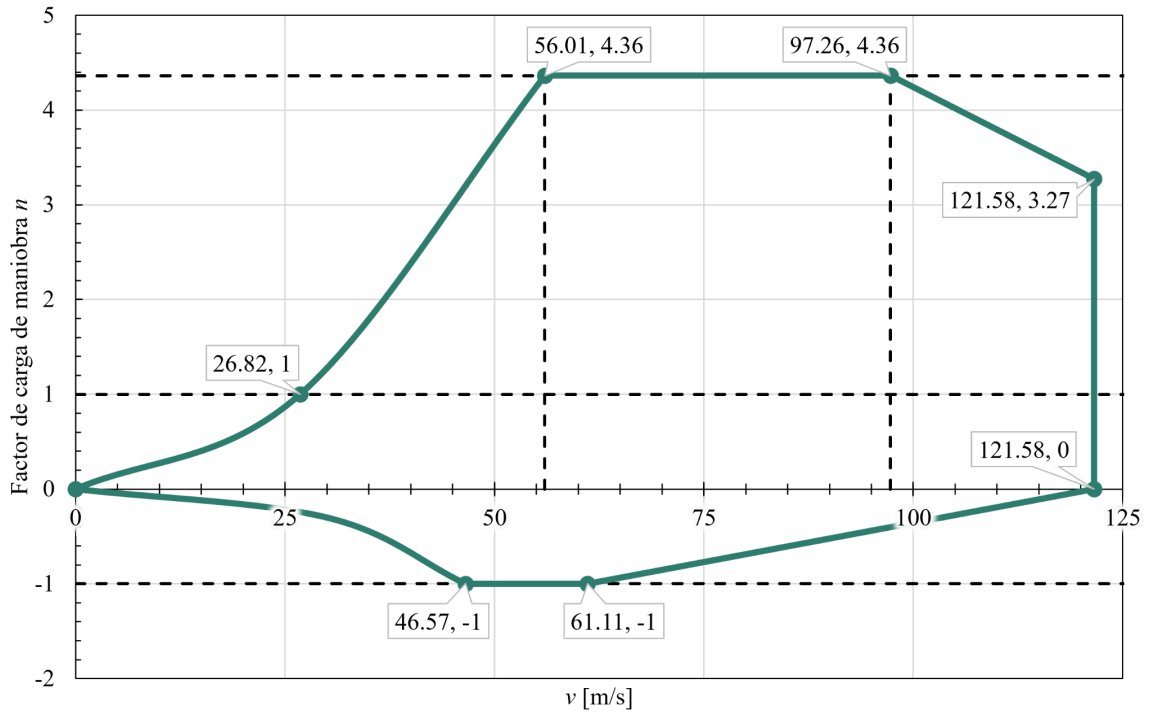


Fig. 3.9 Diagrama V-n en condición clásica referente al modelo alar diseñado.

### 3.7 Tercera etapa: evaluación estructural

En esta etapa se llevó a cabo la evaluación estructural de la caja de torsión, con el fin de determinar si la implementación del núcleo celular mejora el desempeño estructural con respecto a la configuración con núcleo sólido, así como verificar que el diseño propuesto cumpla con los requerimientos y las condiciones de carga en vuelo establecidos.

A continuación se plantea el preproceso y la ejecución de tres análisis numéricos por elementos finitos para evaluar el modelo previamente diseñado. Primero, se realiza un análisis estructural estático, considerando cargas independientes del tiempo. Después, se desarrolla un análisis modal, orientado a la recolección del primer modo de vibración y su frecuencia natural asociada. Al final, se ejecuta un análisis estructural dinámico, en la cual las cargas son función del tiempo.

Tanto el modelo preliminar con núcleo sólido como la variante con núcleo celular fueron sometidos a las mismas técnicas de discretización del dominio en elementos finitos, condiciones de frontera, propiedades materiales y cargas, con el propósito de ejecutar una comparación consistente del desempeño estructural alar.

### 3.7.1 Análisis estático

En primer término, se generó un nuevo sistema de componente Engineering Data para el establecimiento de las propiedades de los materiales a emplear, considerando la densidad  $\rho_s$ , el módulo de Young  $E_s$  y la relación de Poisson  $\nu_s$ , correspondientes a la aleación de aluminio 7075 así como al plástico ABS (ver [Tabla 3.4](#)). Después, se añadieron dos sistemas de análisis Static Structural dentro del Workbench, uno para el modelo con núcleo de revestimiento celular y otro para el modelo modificado con núcleo completamente sólido. Por último, se importaron las geometrías CAD en formato .step de las configuraciones previamente diseñadas de la caja de torsión alar (ver [Apéndice A](#)).

Para definir las regiones de aplicación de cargas, las geometrías fueron editadas en DesignModeler para segmentar los recubrimientos exteriores de los revestimientos en seis zonas, bajo las herramientas Split Edges y Face Split (ver [Fig. 3.10](#)). Esta partición permitió introducir las fuerzas  $F_L$  recolectadas en la interfaz de Mathematica® (ver [Sección 3.6.3](#)), considerando siete puntos clave a lo largo de la coordenada transversal  $X_2$  de la [Fig. 3.8\(b\)](#): la fuerza obtenida en la raíz de la semi envergadura, 0 [m]; después, a una distancia de 0.5 [m], 1 [m], 1.5 [m], 2 [m], 2.5 [m] y, por último, la fuerza obtenida en la punta de la envergadura, 2.785 [m].

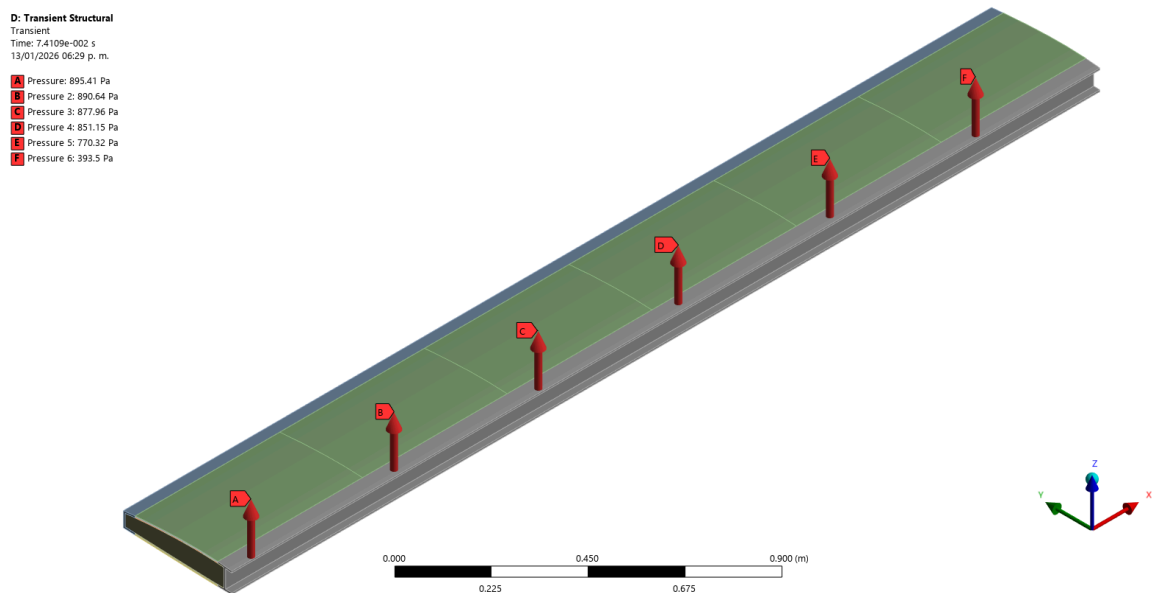


Fig. 3.10 Corte segmentado sobre el recubrimiento exterior del revestimiento alar, así como las cargas impuestas para los análisis estructurales estáticos y dinámicos.

Dentro del módulo Mesh, se mallaron ambas configuraciones. Por una parte, los componentes asociados al revestimiento reforzado del modelo con núcleo sólido y los recubrimientos del revestimiento reforzado para el modelo con núcleo celular se mallaron con elementos 2D de tipo Quad. Por otra parte, los componentes restantes en ambos modelos fueron mallados exclusivamente bajo elementos 3D de tipo Brick.

Se estableció el orden del elemento cuadrático, aplicando controles locales como Sizing y adoptando un tamaño global de elemento de  $8.5 \times 10^{-3}$  [m] para el modelo con núcleo completamente sólido y  $8 \times 10^{-3}$  [m] para el modelo con núcleo celular. Estos valores fueron determinados bajo iteraciones hasta alcanzar una adecuada calidad de malla conforme a la métrica Element Quality, priorizando obtener elementos superiores a 0.6, tal como se observa en la Fig. 3.11.

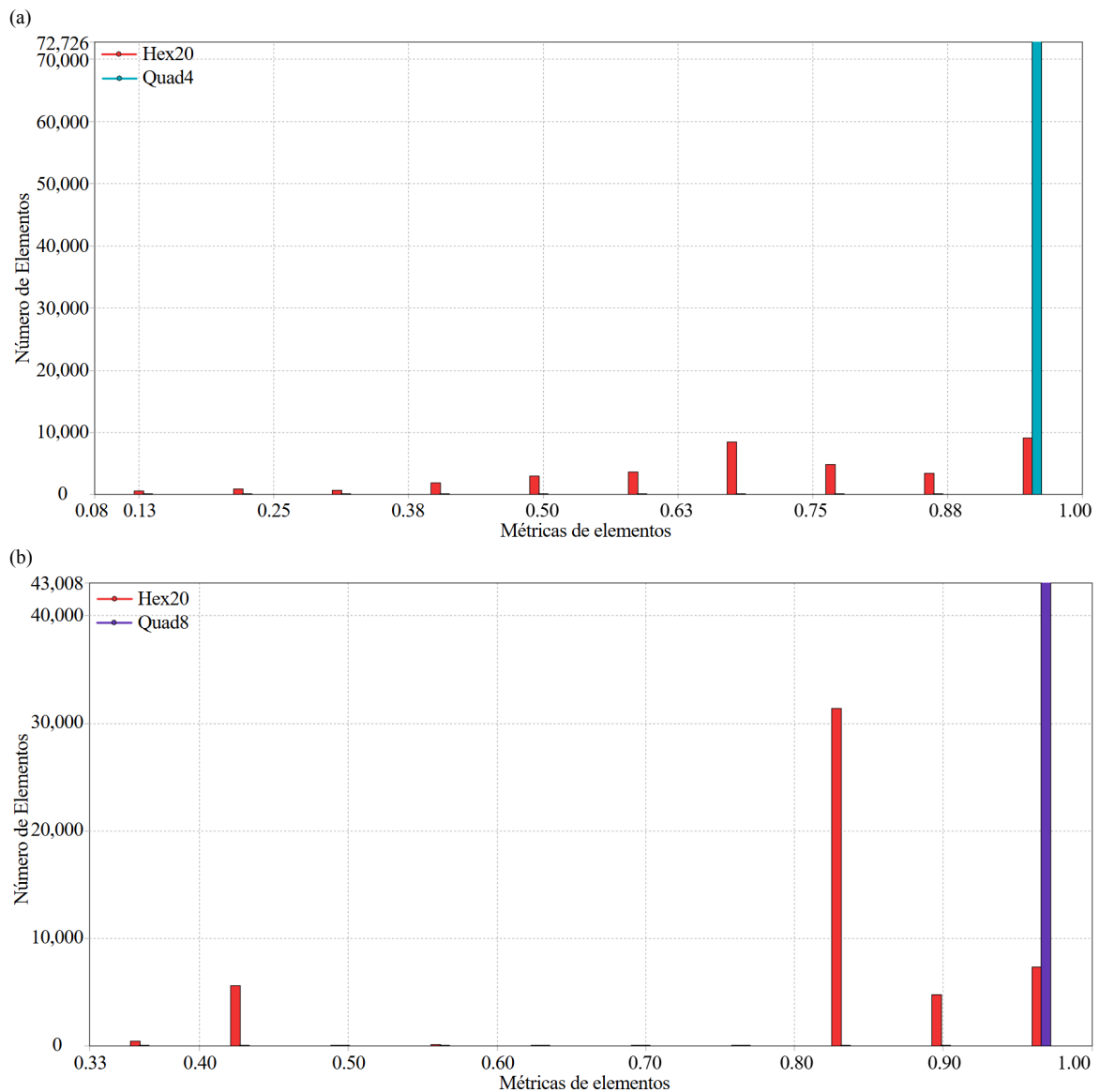


Fig. 3.11 Histograma de la métrica Element Quality para el mallado de las cajas de torsión alar: (a) con núcleo sólido y (b) con núcleo celular bidimensional.

Tabla 3.9 Memoria de cálculo para la obtención de las magnitudes de presión empleadas como solicitaciones en los análisis estructurales.

| $i$ | $F_L(X_2)_j$<br>[N/m] | $F_L(X_2)_{j+1}$<br>[N/m] | $X_i$ [m] | $X_{i+1}$ [m] | $\Delta X_i$ [m] | $F_i$ [N] | $A_i$ [m <sup>2</sup> ] | $P_i$ [Pa] |
|-----|-----------------------|---------------------------|-----------|---------------|------------------|-----------|-------------------------|------------|
| 1   | 703.8                 | 702.0                     | 0         | 0.5           | 0.5              | 351.45    | 0.3925                  | 895.41     |
| 2   | 702.0                 | 696.3                     | 0.5       | 1             | 0.5              | 349.57    | 0.3925                  | 890.63     |
| 3   | 696.3                 | 682.1                     | 1         | 1.5           | 0.5              | 344.60    | 0.3925                  | 877.96     |
| 4   | 682.1                 | 654.2                     | 1.5       | 2             | 0.5              | 334.07    | 0.3925                  | 851.14     |
| 5   | 654.2                 | 555.2                     | 2         | 2.5           | 0.5              | 302.35    | 0.3925                  | 770.31     |
| 6   | 555.2                 | 62.6                      | 2.5       | 2.85          | 0.35             | 108.11    | 0.2747                  | 393.50     |

Con el fin de definir las condiciones de frontera del análisis estructural estático, se establecieron empotramientos en las superficies correspondientes a los perfiles de los largueros principal y posterior, ubicados en la raíz de la envergadura. Las siete fuerzas de sustentación clave recolectadas de la Fig. 3.8(b) se implementaron como cargas de tipo presión, distribuidas sobre las seis zonas previamente segmentadas y bajo las magnitudes descritas en la Tabla 3.9. La magnitud de la fuerza  $F_i$  se obtuvo mediante:

$$F_i = \frac{\Delta X_i}{2} [F_L(X_2)_j + F_L(X_2)_{j+1}] \quad (3.11)$$

donde  $i$  corresponde al número de partición desde la raíz hasta la punta de la envergadura y  $j$  corresponde al número de la fuerza recolectada por la gráfica  $F_L$  contra  $X_2$ . Las presiones se configuraron para actuar en dirección normal al plano  $X_1$ - $X_2$ , es decir, en la componente Z de la Fig. 3.10, con el objetivo de que el revestimiento reforzado y, en consecuencia, los sólidos celulares, trabajen predominantemente bajo un comportamiento fuera del plano (ver Sección 2.2.3). Las presiones fueron definidas bajo componentes y por efecto de superficie, asegurando una distribución uniforme de la carga sobre el área seleccionada. Al tratarse de un análisis estático, no se consideró dependencia temporal en la definición de las cargas.

Finalmente, una vez llevadas a cabo todas las tareas de preparación, se ejecutaron las simulaciones en ambos modelos.

### 3.7.2 Análisis dinámico de respuesta libre

Una vez sea evaluado el comportamiento estático de ambas configuraciones, se continúa con la evaluación de las cajas de torsión alar mediante un análisis modal. El objetivo de esta sección fue determinar las frecuencias naturales y los modos de vibración asociados al diseño alar, a fin de identificar las posibles excitaciones en su respuesta de resonancia.

A fin y efecto de garantizar consistencia, se comenzó añadiendo dos sistemas de análisis Modal dentro del Workbench, aplicando la condición de Pre-Stress realizada en el análisis estructural estático, esto para ambos modelos. Ahora, dentro del apartado Details of “Analysis Settings”, se estableció la recolección de los primeros seis modos, valor suficiente como para capturar los modos dominantes del sistema estructural. No obstante, el análisis se centra principalmente en el primer modo el cual, asociado por su relevancia estructural, presenta un comportamiento predominantemente flexural [69].

De esta forma, al tratarse de un análisis dinámico libre sin amortiguamiento, no se definieron nuevas solicitaciones. Como variables de salida, se solicitaron las frecuencias naturales y las deformaciones totales asociadas a cada modo.

### 3.7.3 Análisis dinámico de respuesta forzada

El objetivo de esta sección fue, primeramente, evaluar el comportamiento temporal dinámico de ambos modelos, para después verificar si la integración del núcleo celular mejora el desempeño de la estructura cuando son evaluados bajo solicitaciones aerodinámicas y a una frecuencia cercana a su resonancia flexural.

En primer lugar, se generaron los dos últimos sistemas de análisis Transient Structural dentro del Workbench, uno para cada modelo. Por un lado, y con motivo de conservar la información modal previamente realizada, dentro del apartado Details of “Modal (None)” se vinculó el entorno modal correspondiente a cada configuración.

Por otro lado y, al tratarse de un análisis dependiente del tiempo, dentro del apartado Details of “Analysis Settings” se definió un intervalo total de simulación igual al período asociado al primer modo de vibración, el cual se obtiene mediante:

$$t_{end} [s] = \frac{1}{f [Hz]} \quad (3.12)$$

de esta manera, el sistema es provocado mediante una carga aerodinámica cuya frecuencia coincide con la primera frecuencia natural, representando una condición dinámica concebiblemente crítica al aproximarse a la resonancia estructural. De forma simultánea, se activó la integración temporal y se adoptó un único paso de tiempo:

$$t_{step} [s] = \frac{t_{end}}{50} \quad (3.13)$$

garantizando así una idónea resolución temporal de simulación pero sin incurrir en un costo computacional excesivo. Ahora bien, para ambos modelos, las configuraciones restantes del apartado se mantuvieron bajo los valores predeterminados del software.

Con relación a las solicitaciones, se emplearon nuevamente las siete fuerzas de sustentación, implementadas en forma de presiones y distribuidas sobre las seis zonas segmentadas, cuyas magnitudes se recopilan en la [Tabla 3.9](#). A diferencia del análisis estático, la magnitud de la presión se definió como función del tiempo, actuando nuevamente en dirección normal al plano  $X_1$ - $X_2$ . La presión aplicada se definió como:

$$P_z(t) = P_i \sin(\pi f t) [Pa] \quad (3.14)$$

## 4 Resultados y discusión

Para emitir juicios sobre el impacto de los sólidos celulares en el desempeño estructural de una caja de torsión alar, el presente capítulo presenta e interpreta los datos recolectados a lo largo de las distintas etapas de la investigación. De esta manera, los resultados se organizan de manera progresiva, partiendo desde la caracterización mecánica de las probetas celulares, pasando por su aplicación en el diseño estructural del modelo alar y culminando con el análisis mediante análisis numéricos.

A partir de este capítulo se adopta un enfoque estructural orientado al diseño contra la falla, incorporando criterios asociados tanto a cargas estáticas como dinámicas. En particular, cuando se hace referencia a la resistencia a la fatiga  $S_f$  de la aleación de aluminio 7075, esta se refiere principalmente a condiciones de vida infinita, por lo general  $5(10^8)$  ciclos [96]. No obstante, para fines comparativos, también se consideran valores correspondientes a  $10^7$  ciclos, representativos de la fatiga de alto ciclaje (HCF).

En resumen, se presenta una descripción y análisis exhaustivo de los datos recolectados a lo largo del estudio. Con ello, se establece el camino hacia el [Capítulo 5](#), lugar donde se resumen los hallazgos más sobresalientes, respuestas a los objetivos de investigación y recomendaciones para trabajos futuros.

### 4.1 Resultados numéricos de la caracterización del sólido celular

En este subcapítulo se analiza el comportamiento estructural de los sólidos celulares sometidos a flexión, a partir de las simulaciones dinámicas de respuesta transitoria realizadas sobre probetas representativas bajo ensayos de flexión en tres puntos.

Se adoptan los siguientes criterios de evaluación para la interpretación de los resultados. Por un lado, un factor de seguridad (F.S.) menor que la unidad indica posibilidad de falla, condición de diseño inaceptable para el estudio. Por otro lado, al evaluar el comportamiento bajo sollicitaciones dinámicas, tanto en la presente etapa de la caracterización celular como en la evaluación estructural, se adoptan como referencia dos valores de resistencia a la fatiga reportadas para la aleación de aluminio 7075:

- A partir de los 150 [MPa] [71], correspondiente a vida infinita, y
- Un límite permisible de hasta 226 [MPa] [70], correspondiente a fatiga de alto ciclaje (HCF).

Cabe señalar que los mecanismos de falla en estructuras tipo honeycomb dependen de la geometría y estructura celular, la densidad relativa, las condiciones de carga, el proceso de manufactura y demás factores. Sin embargo, este trabajo adopta el comportamiento a fatiga reportado para la aleación de aluminio 7075 como un primer acercamiento conservador, siendo este el material constituyente de las paredes celulares.

#### 4.1.1 Forma celular

La Fig. 4.1 resume una comparación entre el desplazamiento máximo, el esfuerzo equivalente de von Mises y su F.S. obtenidos mediante las simulaciones FEM para diferentes configuraciones de forma celular, con densidad relativa aproximada a 0.3, evaluadas bajo ensayos de flexión en tres puntos. Dicha comparación revela la autoridad de la forma sobre la respuesta estructural en probetas celulares. Las capturas completas de las simulaciones se incluyen en el [Apéndice B](#) como material complementario.

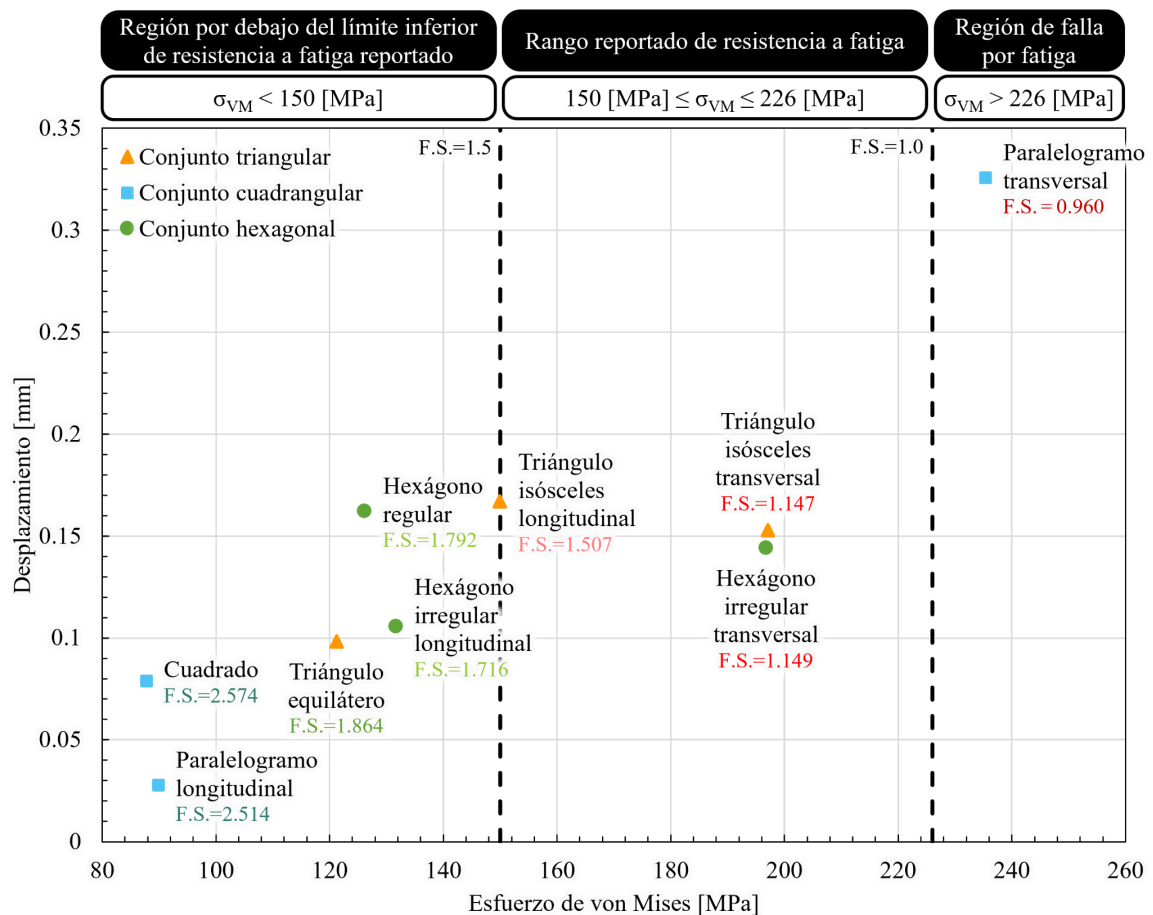


Fig. 4.1 Comparación del desplazamiento contra el esfuerzo equivalente de von Mises, obtenidos en los ensayos de flexión a tres puntos para las distintas configuraciones de forma celular evaluadas con densidad relativa aproximada a 0.3. Se emplea un formato condicional de escalas de dos colores: rojo para la forma celular con el F.S. más bajo y verde para la forma celular con el F.S. más alto.

Dentro del conjunto de las formas regulares, todas se localizaron por debajo del rango reportado de resistencia a la fatiga, es decir, registraron esfuerzos inducidos menores a 150 [MPa]. Teniendo en cuenta que todas las probetas fueron sometidas a la misma carga, las geometrías regulares como el cuadrado, el triángulo equilátero y el hexágono regular mostraron un comportamiento superior en comparación con sus respectivas contrapartes distorsionadas.

Las figuras distorsionadas (ver Fig. 2.5) se rigen por dos comportamientos. Inicialmente, las configuraciones con orientación longitudinal registraron resultados semejantes a los de las formas regulares, ya que dichos esfuerzos máximos registrados también se mantuvieron por debajo del límite de 150 [MPa]. En concreto, el triángulo isósceles longitudinal resultó ser la configuración más cercana al límite inferior de resistencia a la fatiga reportado, bajo un máximo de 149.95 [MPa]. Posteriormente, las configuraciones con orientación transversal registraron los comportamientos menos favorables. Entre ellas, el paralelogramo transversal presentó la respuesta más crítica, registrando tanto el mayor esfuerzo como también el mayor desplazamiento de entre todas las formas estudiadas, lo suficiente como para entrar en falla. Simultáneamente, el hexágono irregular transversal y el triángulo isósceles transversal registraron esfuerzos suficientes como para situarse dentro del rango reportado de resistencia a la fatiga, es decir, entre los 150 y 226 [MPa].

Bajo cargas flexurales, celdas orientadas transversalmente tienden a concentrar mayores esfuerzos que aquellas orientadas longitudinalmente. Este comportamiento resulta consistente con lo reportado por otros autores, quienes afirman que las “muestras con celdas que corren en dirección longitudinal fallan con una carga significativamente mayor que aquellas con celdas en dirección transversal, en todos los casos” [13]. Si bien el estudio referido se centra en probetas tipo sándwich con núcleos celulares bidimensionales, la tendencia observada respalda la influencia de la orientación celular sobre la distribución de esfuerzos. La Fig. 4.2 ilustra dicho comportamiento para la probeta triangular isósceles: mientras que la orientación transversal concentra sus mayores esfuerzos dentro de una región alrededor del punto central de aplicación de la carga, la orientación longitudinal presenta una distribución más uniforme de los esfuerzos entre varias de sus celdas, disminuyendo así la concentración de esfuerzos.

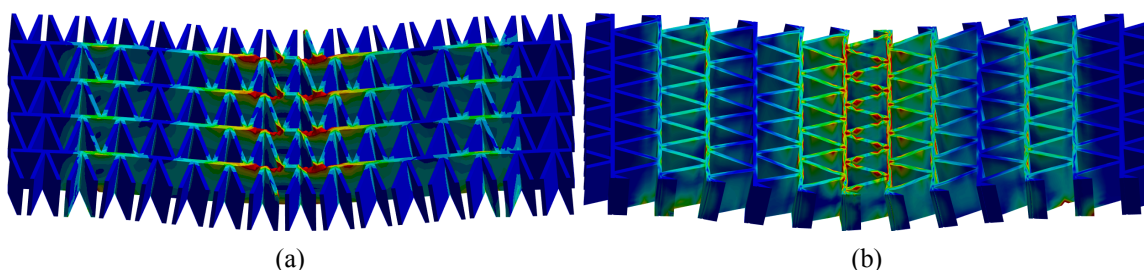


Fig. 4.2 Esfuerzo equivalente de von Mises registrado durante el ensayo numérico de flexión en tres puntos para una estructura con celda triangular isósceles: (a) orientación transversal y (b) orientación longitudinal.



En términos de magnitud del esfuerzo inducido, el cuadrado presentó el mejor desempeño frente a todas las configuraciones evaluadas, registrando un esfuerzo máximo de 87.81 [MPa]. Seguidamente se encuentra el paralelogramo longitudinal, registrando un valor de 89.91 [MPa]. A continuación, el triángulo equilátero, el hexágono regular y el hexágono irregular longitudinal hacen acto de presencia bajo un rango aproximado de entre 120 a 130 [MPa]. Tal como se mencionó anteriormente, el triángulo isósceles longitudinal registró un esfuerzo cercano al límite de entrada a fatiga, con un valor de 149.95 [MPa]. Finalmente, el hexágono irregular transversal y el triángulo isósceles transversal registraron esfuerzos del orden de 197 [MPa], mientras que el paralelogramo transversal superó el rango permisible y alcanzó valores correspondientes a la falla por fatiga, condición inaceptable para su aplicación en el diseño de la caja de torsión alar.

En cuanto al desplazamiento, se identifican comportamientos singulares. El paralelogramo longitudinal presentó el menor desplazamiento de entre todas las geometrías, en específico 0.03 [mm]. Le siguen el cuadrado, el triángulo equilátero y el hexágono irregular longitudinal, cuyos valores permanecieron cercanos a 0.10 [mm]. A continuación, configuraciones transversales tales como el hexágono irregular y el triángulo isósceles presentaron desplazamientos inferiores al del hexágono regular, evidenciando que el desplazamiento no sigue la misma tendencia que el esfuerzo equivalente. Aunado a eso, la gran mayoría de las probetas presentaron desplazamientos inferiores a los 0.2 [mm], reflejando una rigidez aceptable para las condiciones de carga establecidas; sin embargo, se puede evidenciar que el paralelogramo transversal se apartó de esta tendencia al registrar un desplazamiento de hasta 0.33 [mm], evidenciando la forma con peor rigidez de entre todas las probetas evaluadas.

Con base en estos comportamientos, es posible identificar una tendencia adicional: primero, el paralelogramo longitudinal presenta el mejor desempeño dentro del conjunto cuadrangular. Después, el triángulo equilátero resulta ser la configuración con mayor rigidez, para el caso del conjunto triangular, en concordancia con lo reportado en la literatura para estructuras celulares regulares [18]. Por último, una configuración longitudinal como es el hexágono irregular muestra un mejor desempeño frente a las demás configuraciones de su grupo hexagonal.

Adicionalmente, el análisis conjunto de los valores de esfuerzo y desplazamiento, presentados en el gráfico de la Fig. 4.1, revela una relación aproximadamente lineal entre ambas variables. Sin embargo, ciertas geometrías fungen como excepciones. Formas tales como el cuadrado y el hexágono regular registran desplazamientos ligeramente mayores en relación con su nivel de esfuerzo. Por el contrario, formas tales como el hexágono irregular transversal y el triángulo isósceles transversal presentan esfuerzos relativamente altos acompañados de menores desplazamientos. Si bien estas variaciones no constituyen una verdad absoluta, permiten sugerir mayor sensibilidad de geometrías irregulares ante la concentración de esfuerzos, mientras que geometrías regulares presentan respuestas más sensibles ante cambios en desplazamientos.

Todos estos hallazgos permiten diferenciar dos grupos con base en su desempeño. Primero, el cuadrado y el paralelogramo longitudinal representan la mejor relación entre rigidez y resistencia frente a las demás formas. Segundo, configuraciones transversales demuestran el comportamiento menos favorable frente a cargas flexurales, al registrar los mayores niveles de esfuerzo inducido y desplazamiento. Por consiguiente, estas últimas estructuras se descartan como posibles candidatos para el diseño del núcleo celular en el revestimiento alar y no serán consideradas en la siguiente etapa del estudio.

#### 4.1.2 Tamaño celular

Dentro del estudio del tamaño celular se consideraron únicamente tres configuraciones geométricas: el triángulo equilátero, el cuadrado y el hexágono regular.

La Fig. 4.3 resume los resultados correspondientes al esfuerzo de von Mises y el desplazamiento obtenidos en los ensayos de flexión de tres puntos para las distintas densidades relativas evaluadas. Las capturas completas de las simulaciones se incluyen en el Apéndice C como material complementario.

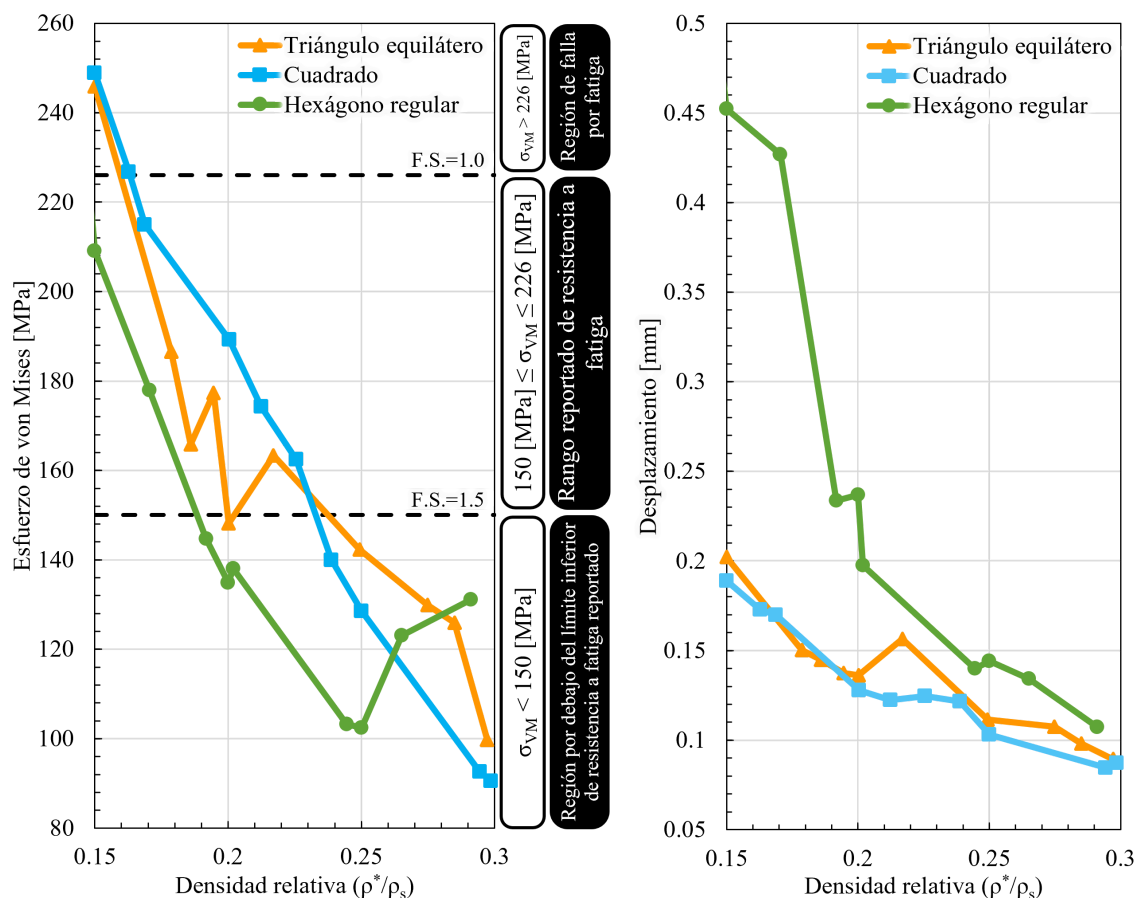


Fig. 4.3 Comparación del esfuerzo de von Mises y el desplazamiento contra la densidad relativa, obtenidos en los ensayos de flexión a tres puntos para las distintas configuraciones de tamaño celular evaluadas.

Para el triángulo equilátero se observa un nivel intermedio en su respuesta a densidades relativas altas, en comparación con las demás configuraciones. Conforme la densidad relativa disminuye hasta 0.24 el esfuerzo registrado comienza a incrementar hasta alcanzar el límite inferior de resistencia a la fatiga reportada. A partir de este punto, el comportamiento del triángulo equilátero presenta variaciones en los datos, caracterizados por pequeños movimientos irregulares entre el rango de 0.22 a 0.18 de densidades relativas. Finalmente, al alcanzar la mínima densidad relativa posible, el esfuerzo registrado aumenta considerablemente hasta entrar en la región de falla por fatiga, registrando así un valor de 245.88 [MPa]. Si bien el triángulo equilátero presenta desplazamientos intermedios, su resistencia estructural frente a variaciones en la densidad relativa resultan ser inestables en comparación con las demás configuraciones.

La forma cuadrada presenta una tendencia más regular. Para este caso, la geometría empieza registrando los menores esfuerzos inducidos para las máximas densidades relativas. Más tarde, alrededor de una densidad relativa cercana a 0.23, los valores de esfuerzo comienzan a entrar en el rango de resistencia a la fatiga reportada. Conforme la densidad relativa continúa disminuyendo, el esfuerzo aumenta gradualmente hasta alcanzar valores correspondientes a la falla por fatiga cuando la densidad relativa se aproxima a 0.16. A diferencia de las otras formas analizadas, el cuadrado presenta una relación prácticamente lineal entre el esfuerzo inducido y la densidad relativa, tal como se ilustra en la Fig. 4.4. Este comportamiento resulta relevante desde el punto de vista del diseño estructural, donde una evolución aproximadamente lineal facilita la predicción del comportamiento mecánico ante variaciones en el modelo. Si bien no se cuenta con una explicación definitiva para esta tendencia excepcional, factores como la topología de conectividad y la distribución de carga podrían verse involucrados.

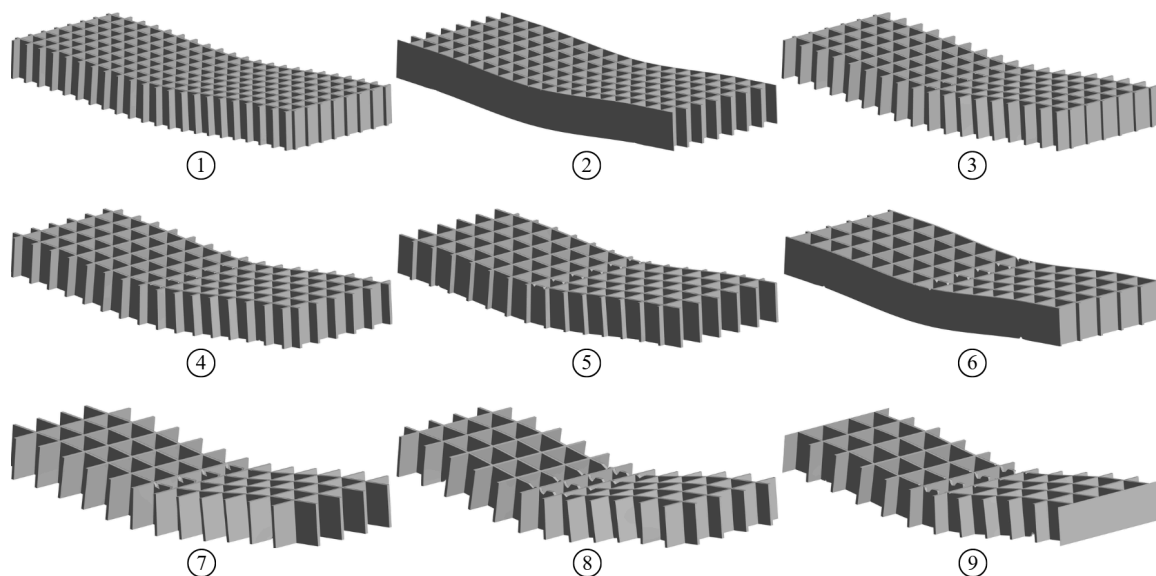


Fig. 4.4 Secuencia de deformación registrada para las probetas con geometría cuadrada, bajo el ensayo de flexión en tres puntos. Se identifica una evolución gradual de la respuesta conforme se disminuye la densidad relativa.

El comportamiento del hexágono regular resulta ser peculiar. Primero registra el mayor esfuerzo entre las geometrías analizadas, 131.11 [MPa]. Después disminuye conforme se reduce la densidad relativa, alcanzando un mínimo local de 102.45 [MPa] para una densidad relativa de 0.25. Su magnitud incrementa hasta entrar en el rango reportado de resistencia a la fatiga cuando su densidad relativa se aproxima a 0.19. Finalmente alcanza un máximo de 209.08 [MPa] para la mínima densidad relativa. En vista del elevado esfuerzo inicial capturado, llega un punto donde logra disminuirlo y, si bien vuelve a incrementar, nunca alcanza las magnitudes de las demás formas. Este desempeño podría relacionarse con la desventaja estructural de las celdas hexagonales. Valga como ejemplo lo mencionado por [18], el cual remarca que aquellos honeycombs hexagonales, con conectividad de borde igual a tres, pueden encapsular un mayor volumen de poro con la menor cantidad de material sólido. Por lo tanto, configuraciones con conectividades mayores, como los honeycombs cuadrados o triangulares, requieren de una mayor cantidad de material celular para encerrar el mismo volumen de poro.

Se identifican ciertas tendencias con respecto al desplazamiento. Para comenzar, el triángulo equilátero y el cuadrado registran los menores desplazamientos para la mínima densidad relativa, obteniendo magnitudes de hasta 0.20 [mm] y 0.19 [mm], respectivamente. Para continuar, la forma cuadrada vuelve a destacar tras presentar una variación prácticamente lineal entre los valores de desplazamiento a lo largo de todo el intervalo de densidad relativa, sin mostrar incrementos abruptos ni cambios irregulares relevantes. Para terminar, el hexágono regular presenta el desempeño más desfavorable en términos de rigidez: para la máxima densidad relativa permitida, registra la mayor magnitud de desplazamiento y, conforme su densidad relativa disminuye, el valor aumenta hasta alcanzar los 0.45 [mm], representando un incremento porcentual de hasta 130.76% con respecto a los valores promedios registrados en las demás configuraciones analizadas, evidenciando así una menor rigidez frente a cargas flexurales fuera del plano.

Ahora bien, al analizar de manera conjunta el gráfico de la Fig. 4.3, se identifican tendencias notables entre configuraciones. En particular, el hexágono regular presenta menores esfuerzos inducidos pero a costa de registrar los mayores desplazamientos. Después, el triángulo equilátero demuestra un desempeño estructural intermedio, caracterizado por desplazamientos moderados pero con cambios irregulares en los valores de esfuerzo a bajas densidades relativas. Finalmente, el cuadrado se destaca por presentar un comportamiento más consistente y predecible, sugiriendo la mayor estabilidad estructural frente a variaciones en su tamaño celular.

Además, la densidad relativa es inversamente proporcional a las magnitudes de datos recolectadas. Al disminuir la densidad relativa, implicando así un menor contenido de material sólido en la celda, se registra un incremento progresivo tanto en el esfuerzo como en el desplazamiento. Este comportamiento resulta consistente con la mecánica de sólidos celulares bidimensionales, donde el desempeño estructural depende fuertemente de la relación entre la densidad del sólido celular y la del material base.

En definitiva, se concluye que la forma cuadrada representa la estructura celular más favorable para su implementación dentro del núcleo de revestimiento de la caja de torsión alar. Dicha decisión resulta interesante teniendo en cuenta que gran parte de la literatura acerca de sólidos celulares prioriza configuraciones hexagonales debido a su comportamiento bajo carga en el plano. Sin embargo, dentro de la presente tesis, donde las probetas celulares han sido sometidas bajo cargas flexurales fuera del plano, el teselado cuadrado demuestra ofrecer el comportamiento más idóneo.

Se adopta una celda cuadrada con densidad relativa de 0.2, correspondiente a una longitud de arista  $l$  de 13.4 [mm] y un espesor de pared  $t$  de 1.5 [mm], tal como se muestra en la Fig. 4.5. Pese a encontrarse dentro del rango reportado de resistencia a la fatiga, esta elección se justifica porque presentó un comportamiento mecánico estable y predecible, junto con niveles moderados de peso, esfuerzo inducido y desplazamiento.



Fig. 4.5 Especificaciones geométricas y topológicas del sólido celular bidimensional seleccionado para su integración en el núcleo del revestimiento reforzado de la caja de torsión alar.

## 4.2 Resultados numéricos del diseño de la caja de torsión alar

Las Fig. 4.6 y 4.7 resumen las especificaciones técnicas recolectadas para las cajas de torsión diseñadas: un modelo alar preliminar y un modelo modificado, con la diferencia de que este último incorpora un núcleo celular bidimensional en su revestimiento.

El modelo preliminar (ver Fig. 4.6) registra una masa total de 34.92 [kg], valor por debajo de la restricción propuesta de no superar los 35 [kg]. Se confirma que el diseño preliminar satisface la restricción de masa planteada al presentar una variación de 0.24% con respecto al límite establecido. No obstante, al evaluar su desempeño registra un F.S. de 0.62 considerando el valor máximo de esfuerzo de von Mises registrado en las condiciones críticas de carga<sup>†</sup>. Dicho resultado indica un incumplimiento de los criterios para la evaluación estructural debido a un F.S. inferior a la unidad; por lo tanto, el modelo preliminar de la caja de torsión apunta a la existencia de falla.

<sup>†</sup> La condición crítica se calcula con respecto al esfuerzo permisible del material. Para la aleación de aluminio 7075 se considera 226 [MPa], alusivo a fatiga HCF [72] y para el plástico ABS se considera 37.3 [MPa], correspondiente a resistencia a la fatiga por flexión mediante moldeado por inyección [97].

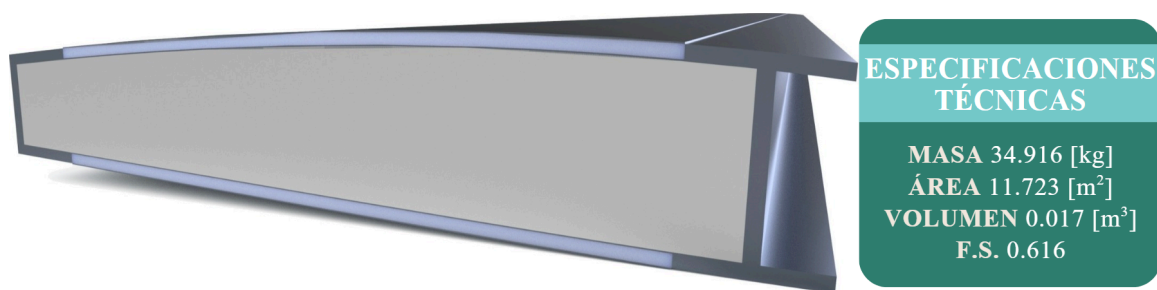


Fig. 4.6 Representación visual del modelo preliminar de la caja de torsión alar, la cual cuenta con un núcleo sólido en su revestimiento. A su derecha, las especificaciones técnicas del diseño preliminar.

A partir de los datos recolectados en la etapa de caracterización del sólido celular, se determinó la estructura celular más idónea para su integración en la caja de torsión equivalente: un sólido celular bidimensional con teselado cuadrado, con una longitud de arista celular  $l$  de 13.4 [mm] y un espesor de pared celular  $t$  de 1.5 [mm] (ver Fig. 4.5). Basándose en estos parámetros geométricos, se diseñó una segunda configuración de la caja de torsión alar, en la cual el núcleo sólido del revestimiento fue sustituido por la estructura celular previamente mencionada, tal como se muestra en la Fig. 4.7.

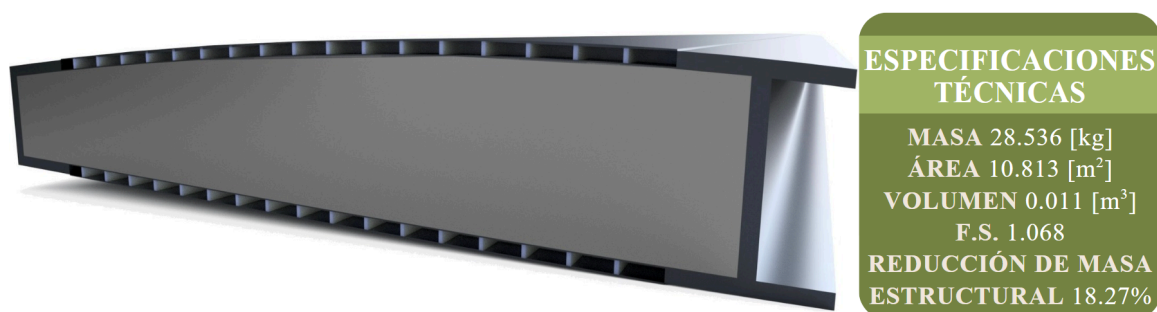


Fig. 4.7 Representación visual del modelo modificado de la caja de torsión alar, la cual se diferencia por la incorporación de un núcleo celular bidimensional en su revestimiento. A su derecha, las especificaciones técnicas del diseño.

La incorporación de dicho núcleo celular produjo cambios mejorables dentro de las especificaciones técnicas del modelo alar. Por un lado, la masa total de la semi estructura se redujo a 28.54 [kg], representando una reducción del 18.27% con respecto al diseño preliminar. Por otro lado, el análisis FEM de esta segunda configuración arrojó un F.S. de 1.07 considerando el valor máximo de esfuerzo de von Mises registrado en las condiciones críticas, evidenciando una mejora trascendental dentro del desempeño estructural de la estructura alar, puesto que su F.S. supera a la unidad.

Todos estos datos sugieren una mejora estructural asociada a la integración del sólido celular, manifestada tanto en la reducción de masa estructural como también en el desempeño mecánico global de la estructura alar. No obstante, un análisis exhaustivo de su respuesta ante cargas de sustentación se presenta a continuación.



### 4.3 Resultados numéricos de la evaluación estructural

Con el fin de evaluar el desempeño y la viabilidad de la caja de torsión alar bajo la incorporación de un núcleo celular bidimensional, se presentan y se discuten los resultados obtenidos correspondientes a las simulaciones FEM de tipo estático, modal y dinámico de respuesta transitoria, analizados en ese orden y considerando la comparación entre el modelo preliminar alar y su configuración equivalente con núcleo celular.

Es preciso aclarar que los factores de seguridad (F.S.) obtenidos en los siguientes análisis no deben compararse entre sí. En particular, el análisis estructural estático adopta el esfuerzo de cedencia  $\sigma_{ys}$  de la aleación de aluminio 7075 como esfuerzo permisible, mientras que el análisis dinámico emplea un esfuerzo referente a su resistencia a la fatiga.

Resultados adicionales, correspondientes a las simulaciones FEM de los modelos de la caja de torsión alar, se presentan en el [Apéndice D](#) como material complementario.

#### 4.3.1 Análisis estructural estático

Los resultados del análisis estructural estático se presentan en la [Fig. 4.8](#). Acto seguido, la [Tabla 4.1](#) resume los valores máximos recolectados a partir de las simulaciones FEM.

**Tabla 4.1** Resumen de los datos obtenidos del análisis estructural estático para las dos configuraciones de la caja de torsión alar. Cada dato numérico representa el valor máximo registrado en la simulación FEM.

| Modelo de la caja de torsión alar | Esfuerzo de von Mises, estructura completa [MPa] | Esfuerzo de von Mises, en el núcleo del revestimiento [MPa] | Desplazamiento [mm] |
|-----------------------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|---------------------|
| Núcleo sólido                     | 366.35                                           | 1.38                                                        | 14.662              |
| Núcleo celular bidimensional      | 156.19                                           | 27.50                                                       | 14.076              |

La estructura preliminar completa (ver [Fig. 4.8\(a\)](#)) registra un esfuerzo máximo de 366.35 [MPa]. Al compararlo con el esfuerzo de cedencia del material A7075, igual a 386 [MPa] [71], se obtiene un F.S. de 1.05; por lo tanto, se mantiene dentro del régimen elástico. En cambio, el núcleo sólido (ver [Fig. 4.8\(c\)](#)) alcanza un esfuerzo de 1.38 [MPa]. En relación con la resistencia a la fluencia por flexión del plástico ABS, cuyo valor promedio es 70.6 [MPa] [72], se registra un F.S. elevado; por consiguiente, no participa en la transmisión de cargas. Dicho comportamiento concuerda con la teoría de paneles tipo sándwich [98], donde los recubrimientos suelen soportar los mayores esfuerzos inducidos por flexión mientras que el núcleo, por lo general, participa en la transmisión de esfuerzos cortantes así como en el incremento del momento de inercia del panel.

El modelo preliminar registra un desplazamiento (ver [Fig. 4.8\(e\)](#)) de 14.66 [mm], valor el cual funge como referencia para comparación con el modelo celular.

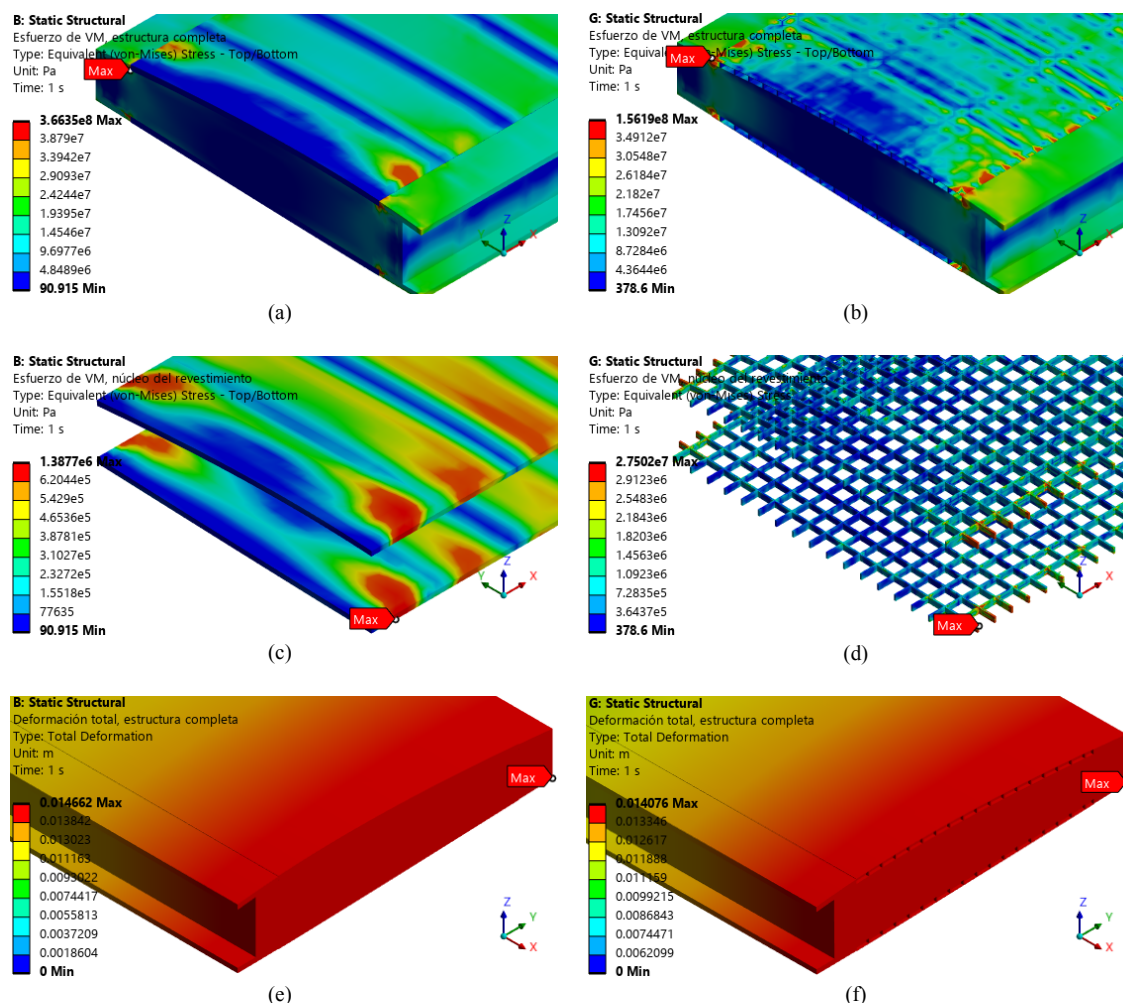


Fig. 4.8 Resultados del análisis estructural estático para las dos configuraciones de la caja de torsión alar. Las capturas corresponden al estado crítico de carga. (a, b) Esfuerzo de von Mises de la estructura completa, para la configuración con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, respectivamente. (c, d) Esfuerzo de von Mises en el núcleo del revestimiento reforzado, para la configuración con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, respectivamente. (e, f) Desplazamiento de la estructura completa, para la configuración con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, respectivamente.

El modelo con núcleo celular bidimensional, por su parte, presenta un desempeño estructural peculiar. La estructura completa (ver Fig. 4.8(b)) ha registrado un esfuerzo de  $156.19$  [MPa]; correspondiente a un F.S. de  $2.47$  con respecto al esfuerzo de cedencia de la aleación. Dicho esfuerzo, además de confirmar estancia dentro del régimen elástico, también representa una reducción del  $57.36\%$  en comparación con el modelo con núcleo sólido, demostrando una mejora para la resistencia estructural.

Con respecto al núcleo celular (ver Fig. 4.8(d)), este registra un esfuerzo máximo de  $27.5$  [MPa]. No obstante, al compararlo con la resistencia a la fluencia por flexión del plástico ABS se obtiene un F.S. de  $2.56$ , confirmando su operación dentro del régimen elástico. Su incremento del  $1,892.75\%$  con respecto al modelo preliminar indica una clara



participación del sólido celular en la transmisión y redistribución de los esfuerzos, aumentando la resistencia global de la estructura. Para el desplazamiento (ver Fig. 4.8(f)), se registra un máximo de 14.08 [mm], obteniendo una reducción del 3.99% con respecto al modelo preliminar. Todos estos resultados demuestran que el sólido celular no solo incrementa la rigidez, sino también mejora la resistencia mecánica de una caja de torsión.

Para concluir, las figuras correspondientes al esfuerzo equivalente de von Mises (ver Fig. 4.8(a, b, c y d)) señalan la existencia de concentradores de esfuerzos en la raíz del ala, particularmente cerca de los largueros y en zonas de conexión estructural. Dichas regiones son puntos típicos de alta transferencia de carga; por ende, el comportamiento observado ratifica correctamente la lógica estructural simulada del modelo. Además, los desplazamientos (ver Fig. 4.8(e, f)) indican un valor máximo en el intradós, justo en el borde del larguero posterior, esto es, en la zona más alejada de la raíz empotrada. Por lo tanto, se validan las condiciones de frontera impuestas: la raíz presenta restricciones de desplazamiento, en cambio, regiones libres experimentan las mayores deformaciones.

#### 4.3.2 Análisis modal

Los resultados del análisis modal se presentan en la Tabla 4.2. Asimismo, la Tabla 4.3 resume los principales resultados numéricos promedios recolectados a partir de las simulaciones FEM.

Tabla 4.2 Resumen de modos de vibración, frecuencias naturales y periodos, correspondiente a la caja de torsión alar.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Periodo [s] |
|------|-----------------|-------------|
| 1    | 6.74678         | 0.14822     |
| 2    | 34.3673         | 0.29097E-01 |
| 3    | 39.1203         | 0.25562E-01 |
| 4    | 57.2225         | 0.17476E-01 |
| 5    | 101.602         | 0.98423E-02 |
| 6    | 153.437         | 0.65173E-02 |

El modo de vibración asociado a la mayor participación en la masa efectiva bajo un comportamiento predominantemente flexural fuera del plano de la caja de torsión alar corresponde a la frecuencia natural de 6.75 [Hz], equivalente a un periodo de 0.14 [s]. El modo de vibración resultante, presentado en la Fig. D.7, coincide con el primer modo de vibración del sistema, aprobando lo reportado en [69]. Este hallazgo es consistente con el comportamiento esperado en estructuras tipo viga en voladizo, donde el primer modo de vibración se manifiesta como una deflexión transversal máxima en el extremo libre.

Tabla 4.3 Resumen de masas modales, energías cinéticas y masas efectivas traslacionales, correspondiente a la caja de torsión alar. Cada dato recolectado representa el valor máximo registrado en las simulaciones FEM del análisis modal.

| Modo | Masa modal [kg] | E. Cin. modal [J] | Masa efectiva [kg] |      |            |       |            |       |
|------|-----------------|-------------------|--------------------|------|------------|-------|------------|-------|
|      |                 |                   | Dir- $X_1$         | Rel% | Dir- $X_2$ | Rel%  | Dir- $X_3$ | Rel%  |
| 1    | 7.514           | 6752.             | 0.58E-5            | 0.00 | 0.71E-3    | 0.00  | 18.99      | 54.72 |
| 2    | 7.733           | 0.18E+6           | 0.36E-3            | 0.00 | 19.03      | 54.85 | 0.14E-2    | 0.00  |
| 3    | 2.196           | 0.66E+5           | 0.57E-5            | 0.00 | 0.11E-2    | 0.00  | 6.836      | 19.70 |
| 4    | 0.1516          | 9800.             | 0.17E-5            | 0.00 | 0.31E-2    | 0.01  | 0.10E-1    | 0.03  |
| 5    | 0.4951          | 0.10E+6           | 0.32E-4            | 0.00 | 0.12E-4    | 0.00  | 2.579      | 7.43  |
| 6    | 0.86E-1         | 0.40E+5           | 0.25E-4            | 0.00 | 0.3153     | 0.91  | 0.11E-1    | 0.03  |
| Suma |                 |                   | 0.43E-3            | 0.00 | 19.35      | 55.77 | 28.42      | 81.92 |

El porcentaje registrado de la relación entre la masa efectiva y la masa total en la dirección  $X_3$  alcanzó el 81.92%. Por lo tanto, al haber superado más del 80% en participación, resulta suficiente la cantidad de modos considerados para describir el comportamiento dinámico para los fines del presente estudio, destacando al primer modo de vibración como el principal contribuyente ante solicitaciones flexurales. Si bien este comportamiento está determinado más por la forma del modo y al propio factor de participación durante la vibración libre, estos resultados complementan a la ingeniería de diseño, facilitando la evaluación estructural a través de la identificación de frecuencias y modos de vibración relevantes para la integridad de la estructura.

Asimismo, la identificación del periodo asociado al modo flexural dominante en la dirección  $X_3$  permite definir un criterio adecuado para la selección del paso de tiempo en el análisis dinámico de respuesta transitoria. De esta manera, el análisis modal no sólo caracteriza la respuesta vibratoria del sistema, sino también proporciona un fundamento técnico para un adecuado preproceso dentro del análisis dinámico de respuesta forzada.

#### 4.3.3 Análisis dinámico de respuesta transitoria

Para comenzar, los resultados del análisis dinámico de respuesta transitoria, lugar donde los desplazamientos del sistema ahora son función del tiempo, se presentan en la Fig. 4.9. Para continuar, la Fig. 4.10 resume la evolución temporal del esfuerzo de von Mises y del desplazamiento total para las dos configuraciones de la caja de torsión alar. Para finalizar, la Fig. 4.11 resume los resultados numéricos correspondientes al esfuerzo de von Mises contra el tiempo, en las regiones de los núcleos del revestimiento reforzado.

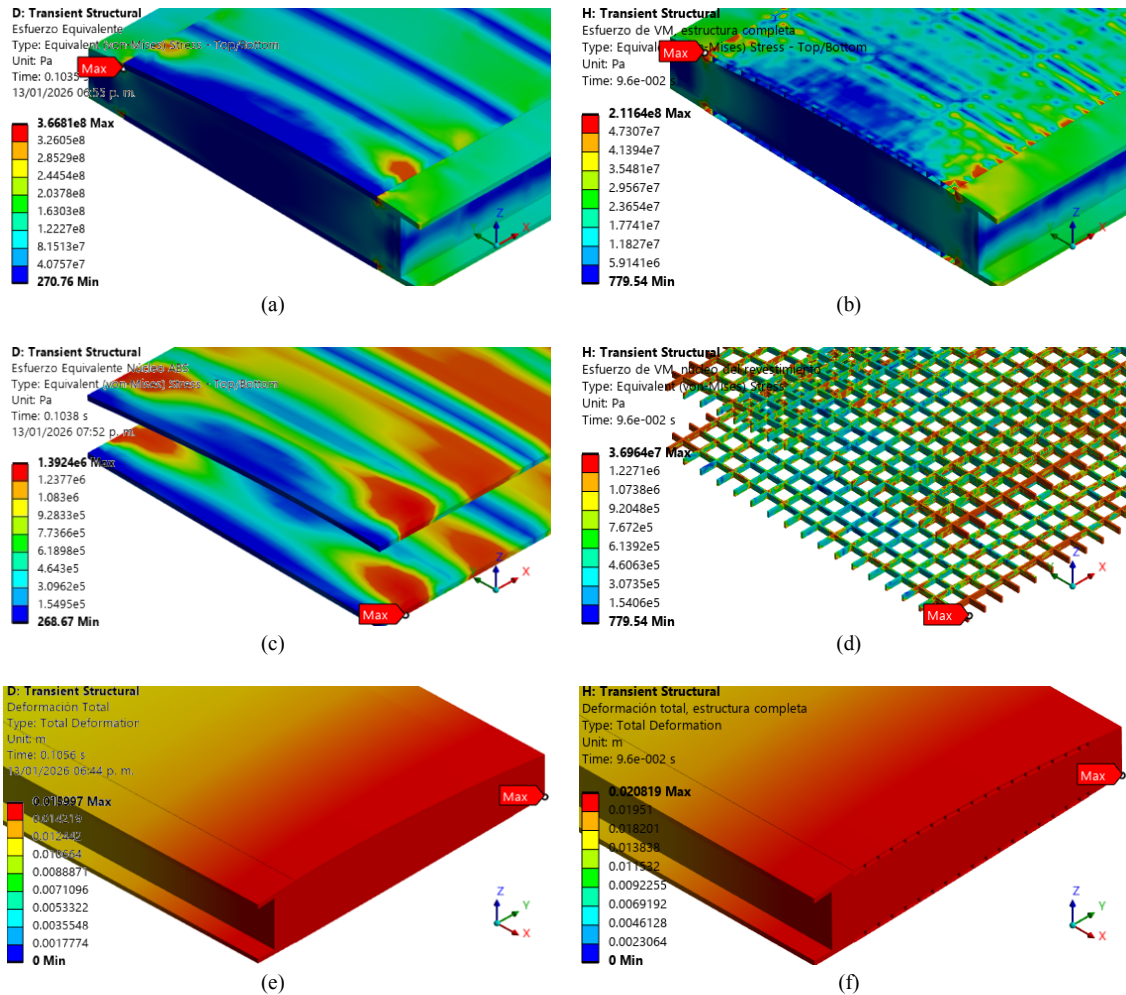


Fig. 4.9 Resultados del análisis dinámico de respuesta transitoria para las dos configuraciones de la caja de torsión alar. Las capturas corresponden al estado crítico de carga. (a, b) Esfuerzo de von Mises de la estructura completa, para la configuración con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, respectivamente. (c, d) Esfuerzo de von Mises en el núcleo del revestimiento reforzado, para la configuración con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, respectivamente. (e, f) Desplazamiento de la estructura completa, para la configuración con núcleo sólido y con núcleo celular bidimensional, respectivamente.

El modelo preliminar, bajo análisis dinámico, presenta un comportamiento similar al obtenido durante el análisis estructural estático. La estructura completa (ver Fig. 4.9(a)) alcanza un esfuerzo máximo de 366.81 [MPa] a los 0.103 [s], representando un aumento del 0.12%. Después, en el núcleo sólido (ver Fig. 4.9(c)), se registra un esfuerzo de 1.39 [MPa] a los 0.104 [s], con un incremento del 0.90%. Al final, el desplazamiento (ver Fig. 4.9(e)) alcanza los 15.99 [mm] a los 0.096 [s], indicando un aumento del 9.10%.

Estos resultados indican que la incorporación de los efectos dinámicos produce variaciones semejantes en el modelo preliminar alar, manteniendo el mismo estado de esfuerzos registrado bajo el análisis estructural estático. No obstante, el esfuerzo máximo continúa siendo superior al esfuerzo permisible adoptado para el análisis dinámico, lo suficiente como para entrar en condición de falla, tal como se presenta en la Fig. 4.10.

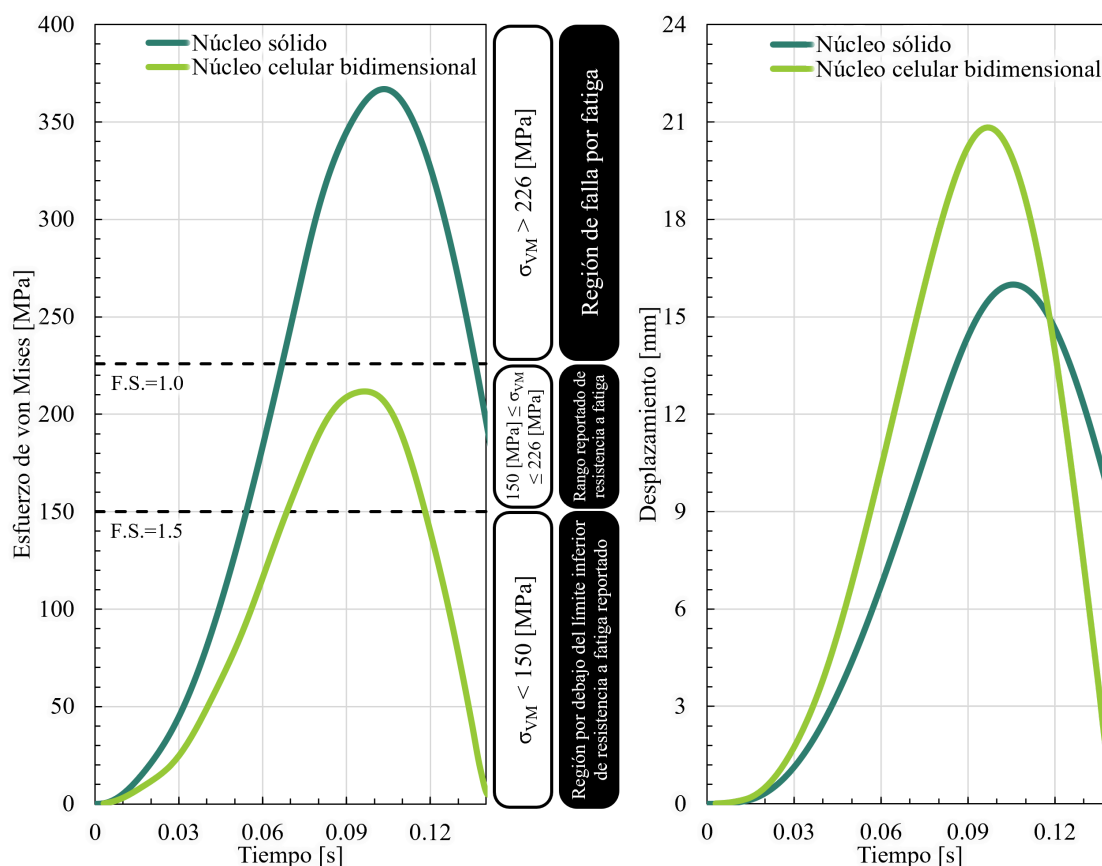


Fig. 4.10 Comparación del esfuerzo de von Mises y el desplazamiento contra el tiempo para las estructuras completas de la caja de torsión alar. Cada punto representa el valor máximo registrado en el análisis dinámico de respuesta transitoria.

El modelo con núcleo celular, por otro lado, presenta diferencias importantes con respecto al modelo preliminar dinámico. La estructura completa (ver Fig. 4.9(b)) alcanza un esfuerzo máximo de 211.64 [MPa] a los 0.096 [s], representando una reducción del 42.30%. Sin embargo, en la región celular del revestimiento (ver Fig. 4.9(d)) el esfuerzo de von Mises asciende a 36.96 [MPa] bajo el mismo instante de tiempo, implicando un incremento de hasta 2,554.7%. De manera adicional, el desplazamiento (ver Fig. 4.9(f)) registra un valor de 20.82 [mm], equivalente a un aumento del 30.14%.

A partir de este desempeño registrado, el modelo con núcleo celular evidencia una reducción del esfuerzo de von Mises en la estructura completa. De este modo, el valor máximo registrado no excede el esfuerzo permisible adoptado para el análisis dinámico, al obtener un F.S. de 1.07 con respecto al esfuerzo permisible de 226 [MPa]. Si bien este comportamiento contrasta con lo registrado en el modelo preliminar dinámico, en los párrafos siguientes será analizado con mayor detenimiento.

El siguiente punto trata sobre la amplificación del esfuerzo equivalente de von Mises dentro de los núcleos del revestimiento, tal como se presenta en la Fig. 4.11.

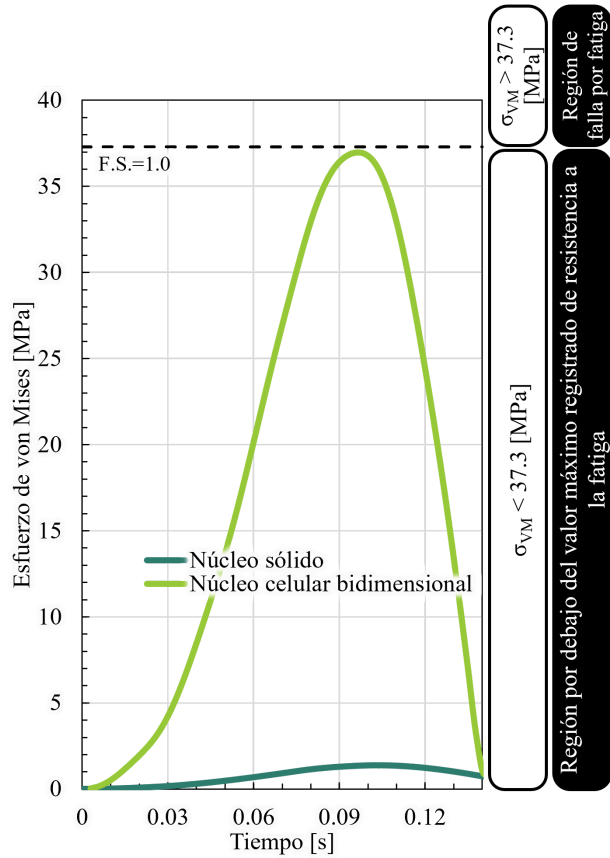


Fig. 4.11 Comparación del esfuerzo de von Mises contra el tiempo para los núcleos del revestimiento alar. Cada punto representa el valor máximo registrado en el análisis dinámico de respuesta transitoria.

Al implementar la estructura celular más idónea de la caracterización del sólido celular (ver Fig. 4.5) en el revestimiento reforzado de una segunda caja de torsión alar, la concentración de esfuerzos deja de localizarse únicamente en los elementos tradicionales, tal como los largueros y el acostillado, para esta vez involucrar al núcleo celular del panel sándwich. De esta manera, el revestimiento modificado adquiere un papel estructural más relevante al mejorar su capacidad para redistribuir las cargas impuestas. Como resultado, el esfuerzo dentro del núcleo celular se amplifica con respecto al del modelo preliminar.

Debido al incremento de esfuerzos en el núcleo, resulta apropiado verificar que no se supere la resistencia del material. Para ello, se obtiene un F.S. de 1.01 al considerar un esfuerzo permisible de resistencia a la fatiga por flexión de 37.3 [MPa] para plástico ABS mediante moldeo por inyección [97]. Si bien el F.S. permanece por encima de la unidad, cumpliendo técnicamente con el criterio mínimo de diseño, también indica una condición cercana al límite permisible y, por tanto, un margen de seguridad reducido.

Es importante señalar que, dentro del diseño de componentes de aviones o vehículos espaciales, el F.S. puede considerarse cercano a la unidad para reducir el peso del vehículo [66]. Por consiguiente, los F.S. obtenidos no deben considerarse como una limitación de la propuesta, sino como una oportunidad de mejora para trabajos futuros.

Bajo este tenor, la caja de torsión con núcleo celular constituye el único modelo que cumple con los criterios de seguridad del análisis dinámico de respuesta transitoria. Aunque los F.S. obtenidos, 1.07 para la estructura completa y 1.01 para el núcleo celular, se encuentran por debajo del 1.5 comercial para cualquier componente de aeronave [99], se demuestra una transición desde una condición de falla estructural, 0.62 en el modelo preliminar, hacia un estado sin falla. Por tanto, se ratifica la viabilidad del concepto bajo un enfoque de diseño conceptual orientado a la reducción de masa estructural. Conviene señalar que los resultados deben interpretarse dentro del alcance del estudio, cuyo objetivo no radica en el diseño de una estructura aeronáutica certificable sino en la evaluación del impacto estructural asociado a una implementación de material celular.

En cuanto al desplazamiento, el modelo con núcleo celular registra datos mayores en comparación con el modelo preliminar con núcleo sólido. Una explicación consistente radica en la menor rigidez del material del núcleo. Los gráficos del esfuerzo contra el tiempo (*cfr.* Fig. 4.10 y 4.11) evidencian una mayor participación del núcleo celular en la absorción de cargas y, dado que dicho núcleo está constituido por plástico ABS, material con menor rigidez y resistencia en comparación con la aleación de aluminio 7075 empleada en el resto de la estructura, resulta razonable inferir que la transferencia de carga hacia este componente conduce a mayores desplazamientos.

Adicionalmente, la comparación entre resultados estáticos y dinámicos muestra una amplificación más considerable en el modelo con núcleo celular. Mientras que el modelo preliminar presenta incrementos menores al 1% en los esfuerzos inducidos y del 9.10% en el desplazamiento, el modelo con núcleo celular registra aumentos cercanos al 35% y 47.90%, respectivamente. Este comportamiento se asocia a la respuesta dinámica del sistema, ya que las frecuencias de excitación se encuentran próximas a la frecuencia natural de la caja de torsión. Con respecto al escenario de respuesta forzada, se produce una amplificación de la respuesta estructural la cual contribuye al incremento no solo del esfuerzo inducido, sino también del desplazamiento registrado.

Por último, se contempla una ligera reducción en el tiempo necesario para alcanzar los valores máximos de esfuerzo y desplazamiento para la configuración con núcleo celular, representando una disminución del 6.80% con respecto al modelo preliminar con núcleo sólido. Este hallazgo resulta de especial interés para la ingeniería de diseño, considerando que un modelo con implementación celular acelera el tiempo de entrada a falla estructural. Por consiguiente, se recomienda realizar una mayor evaluación ante la excitación dinámica, especialmente en la interpretación, identificación de áreas críticas y la toma de decisiones basada en los resultados numéricos recolectados.

## 5 Conclusiones

El tema que se abordó fue evaluar, mediante FEM, la implementación de sólidos celulares como núcleo del revestimiento reforzado en una caja de torsión de una aeronave no tripulada, con el propósito de influir su impacto en el desempeño mecánico del sistema, particularmente en términos de rigidez, resistencia y reducción de masa, sometida a fuerzas de sustentación. Por lo tanto, el estudio se delimitó al análisis estructural del componente alar, considerando materiales celulares bidimensionales y su comparación frente a un modelo alar con núcleo sólido.

La implementación del sólido celular conduce a una reducción de masa de hasta el 18.27% con respecto al modelo alar preliminar. Además, en términos estructurales, se vincula una disminución de hasta el 42.30% en los esfuerzos máximos inducidos junto con un incremento en el factor de seguridad, pasando de 0.62 a 1.07, calculado con respecto al esfuerzo permisible del material A7075. Por ende, los resultados evidencian una transición de una condición de falla estructural hacia un estado de funcionamiento aceptable, confirmando la eficacia de la implementación celular para reducir la masa sin comprometer el desempeño estructural de la caja de torsión alar.

Con respecto al comportamiento observado, se asocia a la capacidad del núcleo celular de redistribuir los esfuerzos inducidos dentro de la estructura alar, esto es, promoviendo una participación más activa del revestimiento al registrar mayores valores de esfuerzos de von Mises en el núcleo y reduciendo, de este modo, la concentración de los esfuerzos en elementos estructurales habituales tales como largueros y acostillado. No obstante, esta nueva distribución de esfuerzos viene acompañado con un incremento en el desplazamiento bajo análisis dinámicos, evidenciando una disminución en la rigidez de la caja de torsión a pesar de haber mejorado su resistencia estructural. Por lo cual, se recomienda profundizar en el análisis del comportamiento de la deformación frente a condiciones dinámicas con el fin de indagar, a su turno, la respuesta estructural de un modelo el cual incorpore sólidos celulares ante solicitaciones realistas de carga.

Así, las afirmaciones recién enunciadas permiten validar la hipótesis del estudio, al demostrar cómo la integración de un revestimiento con núcleo celular bidimensional mejora el desempeño mecánico de una caja de torsión alar, permitiendo una reducción en la masa estructural sin comprometer la capacidad de resistir las cargas impuestas, a costa de incrementar el desplazamiento del modelo bajo condiciones dinámicas de análisis.



Se puede decir que los alcances de este trabajo se centraron en el análisis estructural de la caja de torsión alar de un UAV, al considerarse este componente como el principal responsable de resistir los esfuerzos de flexión y torsión, así como transmitir cargas aerodinámicas hacia el fuselaje. Dicha delimitación permitió evaluar la influencia de los sólidos celulares sin incurrir en costos computacionales elevados asociados al modelado completo de un ala. Además, al recolectar los suficientes criterios como para desarrollar y emitir un juicio, la investigación se enfocó únicamente en cargas flexurales.

Ahora, las limitaciones del trabajo radican, por un lado, en las simplificaciones adoptadas en el modelado estructural como la ausencia de un ángulo de ataque y la no consideración de fenómenos aeroelásticos de divergencia, los cuales requieren un análisis fluido-estructura fuera del alcance metodológico de este trabajo. Por otro lado, el estudio se restringió al análisis de sólidos celulares bidimensionales (honeycombs). Aunque el análisis de las espumas resulta ser complejo y extenso, se recomienda primero entender la mecánica de los honeycombs para después introducirse a las espumas.

El análisis de los modelos se sustentó en criterios que respaldan la confiabilidad de las simulaciones computacionales, tales como el empleo de una malla con calidad aceptable, la estabilidad numérica de la solución, la consistencia de los resultados con la teoría de estructuras tipo sándwich y la obtención de resultados con órdenes de magnitud esperados. Las diferencias observadas entre los distintos análisis de la caja de torsión alar se atribuyen directamente a la implementación del núcleo celular, al mantener constantes las condiciones de frontera, cargas y propiedades materiales en ambas configuraciones.

Se identificó a una estructura con celda cuadrada con el comportamiento más estable y consistente bajo cargas flexurales fuera del plano; por tanto, se posiciona como una óptima elección frente a demás configuraciones comúnmente empleadas en la literatura. Asimismo, se presentó una metodología reproducible la cual abarca desde la caracterización celular, pasa por un proceso de diseño alar y concluye en la evaluación estructural, contribuyendo a reducir el vacío existente en el estudio aplicado de sólidos celulares en estructuras aeroespaciales. Finalmente, esta conclusión abre la puerta a nuevos aportes asociados a la caracterización sistemática de los sólidos celulares bidimensionales considerando tanto la influencia de la estructura de la celda así como su integración dentro de un modelo aeronáutico real y manufacturable. La implementación aún requiere de análisis más profundos y bajo distintos enfoques, orientadas a comprender, aprovechar y poner en práctica los beneficios de estos materiales.

## **5.1 Hallazgos**

A continuación, se enlistan los hallazgos más sobresalientes con base en las tres etapas desarrolladas durante la investigación.

#### Primer etapa: caracterización del sólido celular

- En cuanto al estudio de la forma celular, las geometrías regulares presentan un desempeño estructural superior frente a sus contrapartes distorsionadas.
- Las formas distorsionadas muestran comportamientos mecánicos desfavorables e inconsistentes. En contraste, las formas regulares registran los datos más estables.
- Se identifica una tendencia en el desempeño estructural bajo cargas flexurales, a saber: geometrías irregulares presentan mayor sensibilidad ante la concentración de esfuerzos, mientras que geometrías regulares presentan mayor sensibilidad ante desplazamientos.
- En cuanto al estudio del tamaño celular:
  - El hexágono regular presenta los menores esfuerzos inducidos, pero a costa de registrar mayores desplazamientos.
  - El triángulo equilátero ofrece un desempeño medio: bajos desplazamientos pero cambios irregulares de esfuerzo a bajas densidades relativas.
  - El cuadrado destaca por un comportamiento más consistente y predecible, sugiriendo mayor estabilidad frente a variaciones en la densidad relativa.
- La respuesta bajo flexión sugiere una relación directa entre la densidad relativa y el comportamiento mecánico registrado durante los ensayos.

#### Segunda etapa: diseño de la caja de torsión alar

- La incorporación de un sólido celular reduce la masa estructural e incrementa el F.S. bajo condiciones críticas, en comparación con un modelo con núcleo sólido.

#### Tercera etapa: evaluación estructural

- El uso de sólidos celulares reduce el esfuerzo de von Mises en la estructura completa, pero incrementa los esfuerzos en el núcleo del revestimiento alar; el comportamiento registrado se asocia a la capacidad del núcleo celular en redistribuir los esfuerzos inducidos.
- En análisis estáticos, el sólido celular incrementa la rigidez y mejora la resistencia mecánica; en análisis dinámicos, solamente mejora la resistencia de la estructura.
- El análisis dinámico amplifica las magnitudes de los datos recolectados de ambas cajas de torsión alar, asociado a una representación más realista del comportamiento estructural frente al análisis estático.
- La implementación de sólidos celulares reduce el tiempo necesario para alcanzar los valores máximos de esfuerzo de von Mises y desplazamiento.

## 5.2 Trabajo a futuro

El desarrollo de esta tesis permitió identificar algunas oportunidades de continuación. Dichas bifurcaciones quedan abiertas ya sea por limitaciones de tiempo, alcances metodológicos propuestos o bien por requerir un nivel de profundidad adicional. En

consecuencia, los resultados y hallazgos obtenidos constituyen un punto de partida para quien desee retomar y ampliar el estudio propuesto.

- Analizar, con mayor detenimiento, el efecto de la implementación del núcleo celular en el desplazamiento bajo sollicitaciones dinámicas. Si bien el incremento observado puede explicarse a partir de la menor rigidez del material del núcleo y de la amplificación asociada a la cercanía entre las frecuencias de excitación y la frecuencia natural de la caja de torsión alar, resulta pertinente contrastar estos mecanismos mediante estudios adicionales.
- Estimar el comportamiento a fatiga del modelo alar bajo cargas dinámicas, considerando escenarios tanto de vida finita de bajo ciclaje (LCF) como de alto ciclaje (HCF). Se recomienda profundizar en la relación entre la respuesta dinámica observada y la acumulación de daño por carga cíclica, con la finalidad de evaluar posibles mecanismos de acumulación de daño en el material celular.
- Incorporar la topología como parte del estudio mecánico, enriqueciendo así la caracterización de los sólidos celulares bidimensionales. Aspectos como la conectividad, leyes fundamentales y fenómenos de distorsión o engrosamiento de celdas aportarían una visión más completa al estudio. Si bien estos conceptos ofrecen un complemento adicional para materiales bidimensionales, su verdadera relevancia se presenta en las espumas.
- Elaborar una nueva versión de la caja de torsión alar, la cual implemente cambios a partir de las limitaciones identificadas. Por ejemplo, incrementar el F.S. tanto en la estructura completa como en el núcleo del revestimiento, mitigando así las restricciones del núcleo celular utilizado. Se recomienda modificar la geometría de los largueros y variar los espesores del revestimiento y acostillado. Asimismo, realizar ajustes geométricos en el material celular, en particular: incrementar el espesor de la pared celular o modificar la densidad relativa.
- Calcular la viabilidad económica del modelo propuesto. Según los resultados encontrados, es razonable inferir ciertas limitaciones en términos de manufactura, especialmente si se considera la necesidad de emplear procesos como el moldeo por inyección para garantizar mejores propiedades mecánicas en el núcleo celular; aunado a esto, la presencia de espesores reducidos en ciertos componentes exige tolerancias estrictas. Por tanto, un análisis económico y financiero permitiría cuestionar la rentabilidad de la propuesta para aplicaciones reales.
- Analizar el desempeño estructural de sólidos celulares implementados en una caja de torsión alar ante cargas torsionales, así como en escenarios combinados de flexión y torsión, condiciones de operación propias de estructuras alares. Para ello, se recomienda no solo la delimitación de nuevas sollicitaciones, sino también la adopción de metodologías y normas asociadas a cargas torsionales, ampliando los estudios acerca de sólidos celulares bajo condiciones realistas de operación.

# Referencias

- [1] R. K. Agarwal, Grand challenges in aerospace engineering, *Front. Aerosp. Eng.*, 2024. **3**: p. 1383934.
- [2] I. Duarte, N. Peixinho, A. Andrade-Campos et al., Special Issue on Cellular Materials, *Science and Technology of Materials*, 2018. **30**(1): pp. 1-3.
- [3] R. P. Arcos-Castillo, A. S. Villarreal-Prado, F. P. Fonseca-Paredes et al., Análisis y diseño de una estructura alar de materiales compuestos para una aeronave, *Pol. Con.*, 2022. **7**(10): pp. 1991-2010.
- [4] M. Soler-Arnedo, *Fundamentals of Aerospace Engineering: An Introductory Course to Aeronautical Engineering*, 2.<sup>a</sup> ed., España: CreateSpace, 2017.
- [5] D. Martínez. (2024). Influencia de la carga muerta en estructuras. [Internet]. Disponible en <https://estructurales.es/reduccion-de-carga-muerta/impacto-de-la-carga-muerta-en-estructuras/>
- [6] (2021). Application Of Aluminium Honeycomb Panel On Airplane. [Online]. Available at [www.acebond.net/info/application-of-aluminum-honeycomb-panel-on-air-57918127.html](http://www.acebond.net/info/application-of-aluminum-honeycomb-panel-on-air-57918127.html)
- [7] Mundo Aeronáutico. (2018, jun. 10). Principios de Peso y Balance (Parte 1) - Pesos. [Internet]. Disponible en <https://youtu.be/UmfQHt-FAPI>
- [8] P. Moore y G. Booth, 1 - Designing engineered structures, in *The Welding Engineer's Guide to Fracture and Fatigue*, Cambridge: Woodhead Publishing, 2015, pp. 3-10.
- [9] S. Rastegarzadeh, J. Huang and J. Wang, Architected Cellular Materials for Aerospace Components Design and Manufacturing, in *ASME 2023 Aerospace Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, San Diego, CA: ASME, 2023, p. V001T01A007.
- [10] S. Ebad and X. Ning, Load-Bearing Wing Structures Inspired by Natural Cellular Materials, *Journal of Applied Mechanics*, 2025. **92**(4): p. 041008.
- [11] M. Gobbato, J. Conte, J. Kosmatka et al., Reliability-Based Framework for Damage Prognosis of Adhesively-Bonded Joints in Composite UAV Wings, in *51st AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, USA, 2010, p. 2870.
- [12] E. García-Flores, *Diseño y análisis de una estructura especial*, tesis BA, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2022.
- [13] A. Petras, *Design of Sandwich Structures*, Ph. D. thesis, Cambridge University Engineering Department, Robinson College, Cambridge, 1998.

- 
- [14] X. Yu, J. Zhou, H. Liang et al., Mechanical metamaterials associated with stiffness, rigidity and compressibility: A brief review, *Progress in Materials Science*, 2018. **94**: pp. 114-173.
- [15] J. Palancares-Díaz, *Mechanical properties of tubular bioinspired metamaterials*, MA thesis, School of Engineering and Sciences, Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, México, 2022.
- [16] Q. Li, O. Ainsworth, G. Allegri et al., Assessing the mechanical and static aeroelastic performance of cellular Kirigami wingbox designs, *Aerospace Science and Technology*, 2023. **143**: p. 108716.
- [17] S. M. Fernández-López, *Diseño conceptual de un metamaterial de tipo membrana en arreglos multicapa para supresión de ruido en un sistema de inducción de aire (AIS)*, tesis BA, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2025.
- [18] L. J. Gibson and M. F. Ashby, *Cellular Solids: Structure and Properties*, 2nd ed., Cambridge: Cambridge University Press, 1997.
- [19] L. J. Gibson, M. F. Ashby and B. A. Harley, *Cellular Materials in Nature and Medicine*, Cambridge: Cambridge University Press, 2010.
- [20] MIT OpenCourseWare. (2015). Lecture 3: Structure of Cellular Solids Transcribed – 3.054 / 3.36 Spring 2015. [Online]. Available at [https://ocw.mit.edu/courses/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/resources/mit3\\_054s15\\_l3\\_struct\\_trans/](https://ocw.mit.edu/courses/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/resources/mit3_054s15_l3_struct_trans/)
- [21] İ. Aydinçak, *Investigation of Design and Analyses Principles of Honeycomb Structures*, MA thesis, Aerospace Engineering Department, Middle East Technical University, Turkey, 2007.
- [22] S. Prabhu, V. K. Bupesh-Raja and R. Nikhil, Applications of Cellular Materials – An Overview, *Applied Mechanics and Materials*, 2015. **766**: pp. 511-517.
- [23] S. Ramchandani-Chugani, *Biomimética y sólidos celulares*, tesis MA, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya, España, 2020.
- [24] T. C. Hales, The Honeycomb Conjecture, *Discr. Comput. Geom.*, 2001. **25**: pp. 1-22.
- [25] Lmb. (2004). Loseta de protección térmica del transbordador espacial. [Internet]. Disponible en <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Thermaltile.lmb.png>
- [26] NASA Aeronautics Research Mission Directorate, *Structures and Materials: Space Shuttle Tiles Grades 9-12*, USA: Museum in a Box, 2023.
- [27] G. Alqassim, *Mechanical Properties of Hierarchical Honeycomb Structures*, MA thesis, Department of Mechanical and Industrial Engineering, Northeastern University, USA, 2011.
- [28] Derivando. (2021, sept. 2). ¿CUÁNTOS AGUJEROS TIENE UN PANTALÓN? La topología, ¿te da la respuesta definitiva!! [Internet]. Disponible en <https://youtu.be/bGhrBHSVvig>
- [29] Topos Atípicos. (2024, oct. 14). Vale, pero ¿qué es la topología? [Internet]. Disponible en [https://youtu.be/Qaa5nN\\_xzoE](https://youtu.be/Qaa5nN_xzoE)
- [30] MIT OpenCourseWare. (2015). Lecture 4: Honeycombs: In-plane Behaviour Transcribed – 3.054 / 3.36 Spring 2015. [Online]. Available at

- [https://ocw.mit.edu/courses/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/resources/mit3\\_054s15\\_14\\_honey\\_trans/](https://ocw.mit.edu/courses/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/resources/mit3_054s15_14_honey_trans/)
- [31] J. Zhang and M. F. Ashby, The Out-of-plane Properties of Honeycombs. *Int. J. Mech. Sci.*, 1992. **34**(6): pp. 475-489.
- [32] MIT OpenCourseWare. (2016, Oct. 14). 4. Honeycombs: In-plane Behavior. [Online]. Available at <https://youtu.be/q-uLJN8upWE>
- [33] MIT OpenCourseWare. (2015). Lecture 5 Honeycombs: Out-of-plane Behaviour Transcribed – 3.054 / 3.36 Spring 2015. [Online]. Available at [https://ocw.mit.edu/courses/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/resources/mit3\\_054s15\\_15\\_outpl\\_trans/](https://ocw.mit.edu/courses/3-054-cellular-solids-structure-properties-and-applications-spring-2015/resources/mit3_054s15_15_outpl_trans/)
- [34] D. R. Askeland, P. P. Fulay and W. J. Wright, *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*, 6.<sup>a</sup> ed., México: Cengage Learning, 2012.
- [35] Infinitia Industrial Consulting. (2025). Caracterización de materiales. [Internet]. Disponible en [www.infinitiaresearch.com/laboratorio-ingenieria-industrial/caracterizacion-materiales/](http://www.infinitiaresearch.com/laboratorio-ingenieria-industrial/caracterizacion-materiales/)
- [36] M. F. Ashby, A. G. Evans, N. A. Fleck et al., *Metal Foams: A Design Guide*, USA: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [37] Y. Mijail, *Ensayo de Compresión Uniaxial*, Facultad de Ingeniería Civil y Arquitectura, Universidad Nacional del Altiplano, Perú, 2024.
- [38] *Equipos para la educación en ingeniería*, GUNT Hamburg, Alemania, 2025.
- [39] D. Millán, *Mecánica de los Sólidos - Unidad 6A: Flexión y corte en vigas*, CONICET y Facultad de Ciencias Aplicadas a la Industria, UNCuyo, Argentina, 2021.
- [40] *Designation: C393/C393M-06 Standard Test Method for Core Shear Properties of Sandwich Constructions by Beam Flexure*, ASTM International, USA, 2009.
- [41] Instron. (2021, Jun. 7). What Is Torsion Testing? [Online]. Available at [www.instron.com/en/resources/test-types/torsion-test/](http://www.instron.com/en/resources/test-types/torsion-test/)
- [42] *Aviation Maintenance Technician Handbook - Airframe (FAA-H-8083-31B)*, U.S. Department of Transportation and Federal Aviation Administration, USA, 2023.
- [43] *Usos civiles para UAVs: Un análisis breve*, UAV Navigation, España, 2020.
- [44] S. Chintapalli, *Preliminary Structural Design Optimization of an Aircraft Wing-Box*, MA thesis, Department of Mechanical and Industrial Engineering, Concordia University, Canada, 2006.
- [45] Í. H. Güzelbey, Y. Eraslan and M. H. Doğru, Effects of Taper Ratio on Aircraft Wing Aerodynamic Parameters: A Comparative Study, *European Mechanical Science*, 2019. **3**(1): pp. 18-23.
- [46] Aéreo Latinoamérica. (2020, ag. 21). ¿Por qué las alas de los aviones son inclinadas? El ángulo Diedro. [Internet]. Disponible en <https://aereolatinoamerica.wordpress.com/2020/08/21/por-que-las-alas-de-los-aviones-son-inclinadas-el-angulo-diedro/>
- [47] S. E. Roncero, *Cálculo de Aeronaves - Tema 7: Estructuras Preliminares*, Departamento de Ingeniería Aeroespacial y Mecánica de Fluidos, Universidad de Sevilla, España, 2019.

- [48] Ingeniosos. (2023, jul. 23). ¿Por qué las vigas tienen forma de I? [Internet]. Disponible en <https://youtu.be/M5ho2hcp41E>
- [49] L. M. García-Cuevas, M. Carreres y A. O. Tiseira, *Arquitectura general de aeronaves*, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universitat Politècnica de València, España, 2018.
- [50] J. M. Gil. (2008, dic. 3). Idealización de estructuras. [Internet]. Disponible en [https://sandglasspatrol.com/IIGM-12oclockhigh/idealizacon\\_estructuras.htm](https://sandglasspatrol.com/IIGM-12oclockhigh/idealizacon_estructuras.htm)
- [51] E. W. Murua. (2003). Teoría y Concepto de Alas. [Internet]. Disponible en <http://www.alasewm.com.ar/conceptoalasewm.htm>
- [52] R. L. Mott y J. A. Untener, *Mecánica de fluidos*, 7.<sup>a</sup> ed., México: Pearson, 2015.
- [53] C. A. Luna-Estrada, *Aeroelasticidad - Tema 2: Efectos aerodinámicos de ala finita en la sustentación*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [54] W. F. Phillips, Lifting-line analysis for twisted wings and washout-optimized wings, *Journal of Aircraft*, 2004. **41**(1), pp. 128-136.
- [55] C. A. Luna-Estrada, *Aeroelasticidad - Tema 1: Fundamentos de dinámica estructural, airworthiness y aeroelasticidad*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [56] D. P. Raymer, *Aircraft design: A Conceptual Approach*, 2nd ed., USA: AIAA Education Series, 1992.
- [57] ANSYS. (2026). What is Finite Element Analysis (FEA)? [Online]. Available at [www.ansys.com/simulation-topics/what-is-finite-element-analysis](http://www.ansys.com/simulation-topics/what-is-finite-element-analysis)
- [58] K. J. Bathe, *Finite Element Procedures*, 2nd ed., USA: Prentice Hall, 2014.
- [59] C. A. Luna-Estrada, *Estructuras Aeroespaciales - Práctica 1: Análisis estructural estático*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [60] *Mechanical Application 2025 R1 - Mechanical User's Guide*, ANSYS, USA, 2025.
- [61] C. A. Luna-Estrada, *Estructuras Aeroespaciales - Práctica 2: Análisis modal*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [62] C. A. Luna-Estrada, *Estructuras Aeroespaciales - Práctica 3: Análisis estructural dinámico I Respuesta transitoria*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [63] C. A. Luna-Estrada, *Estructuras Aeroespaciales - Práctica 4: Análisis estructural dinámico II Respuesta en frecuencia*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [64] G. Baena-Paz, *Metodología de la investigación*, 3.<sup>a</sup> ed., México: Editorial Patria, 2017.
- [65] E. Thompson. (2023, Apr. 6). What is Equivalent Stress? [Online]. Available at [www.ansys.com/blog/what-is-equivalent-stress](http://www.ansys.com/blog/what-is-equivalent-stress)
- [66] R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, 8.a ed., México: Pearson, 2011.
- [67] A. Wang, S. Deogekar, D. Jandric et. al., *Strain in Deformation Analysis*, Ansys Learning, 2020.



- 
- [68] C. A. Luna-Estrada, *Vibraciones - Tema 2: Sistemas discretos y análisis modal*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [69] J. A. Hoffmann and T. Wertheimer, Cantilever Beam Vibration, *Journal of Sound and Vibration*, 2000. **229**(5): pp. 1269-1276.
- [70] C. Liu, Y. Liu, L. Ma et al., Effects of Solution Treatment on Microstructure and High-Cycle Fatigue Properties of 7075 Aluminum Alloy, *Metals*, 2017. **7**(6): p. 193.
- [71] C. A. Luna-Estrada, *Estructuras Aeroespaciales - Tema 2: Materiales en el sector aeroespacial*, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2024.
- [72] MatWeb. (2026). Online Materials Information Resource. [Online]. Available at [www.matweb.com/index.aspx](http://www.matweb.com/index.aspx)
- [73] A. A. Laghari, A. K. Jumani, R. A. Laghari et al., Unmanned aerial vehicles: A review, *Cognitive Robotics*, 2023. **3**: pp. 8-22.
- [74] B. N. Agrawal and M. F. Platzer, *Standard Handbook for Aerospace Engineers*, 2nd ed., USA: McGraw-Hill, 2018.
- [75] The Military Factory. (2022, May 23). RUAG Ranger (ADS-90 / ADS-95). [Online]. Available at [www.militaryfactory.com/aircraft/detail.php?aircraft\\_id=2141](http://www.militaryfactory.com/aircraft/detail.php?aircraft_id=2141)
- [76] Israeli Weapons. (2008, Feb. 15). Ranger. [Online]. Available at <https://israeli-weapons.com/weapons/aircraft/uav/ranger/Ranger.html>
- [77] BigFoil. (2026). SD7037-092-88. [Online]. Available at [https://bigfoil.com/c7613fe2-f83c-49d7-8dc0-5c0936602b83\\_info.php](https://bigfoil.com/c7613fe2-f83c-49d7-8dc0-5c0936602b83_info.php)
- [78] C. A. Lyon, A. P. Broeren, P. Giguère et al., *Summary of Low Speed Airfoil Data: Volume 3*, USA: SoarTech Publications, 1997.
- [79] J. Kawai, N. Arai, K. Fukuda et al., Influence of Roughness for Aerodynamic Characteristics at Low Reynolds Numbers field around SD7037 airfoil, *The Proceedings of Mechanical Engineering Congress*, 2013. **13**(1): pp. 1-4.
- [80] A. T. M. A. Abed, A. A. Hussein and S. H. Mahdi, Aerodynamic analysis of SD7037 airfoil with flex-skin flap at low angles of attack and low Reynolds numbers, *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2025. **25**(6): pp. 1208-1219.
- [81] A. T. M. A. Abed, Computational analysis of SD7037 airfoil with plain flap, *AME*, 2024. **71**(4): pp. 561-580.
- [82] G. Ramanan, P. R. Krishnan and H. M. Ranjan, An aerodynamic performance study and analysis of SD7037 fixed wing UAV airfoil, *Materials Today: Proceedings*, 2021. **47**(10): pp. 2547-2552.
- [83] Y. Zhang, Z. Zhou, K. Wang et al., Aerodynamic Characteristics of Different Airfoils under Varied Turbulence Intensities at Low Reynolds Numbers, *Appl. Sci.*, 2020. **10**(5): p. 1706.
- [84] P. Presa-Álvarez, *Análisis comparativo del comportamiento estructural de un ala de aeronave comercial fabricada con material metálico y con materiales compuestos*, tesis

- MA, Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño, Universitat Politècnica de València, España, 2022.
- [85] T. Marczl and L. Smrcek, Effect of number of ribs and spar load ratio on the wing mass for light aircraft, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2004. **218**(2): pp. 147-156.
- [86] S. Frati, *The Glider*, Italy: Ulrico Hoepli Milano, 1946.
- [87] J. O. Bird, *Higher Engineering Mathematics*, 6th ed., UK: Newnes, 2010.
- [88] Henan Chalco. (2022). Panel de nido de abeja soldado de aluminio. [Internet]. Disponible en [www.chalcoaluminum.com/es/knowledge/brazed-aluminum-honeycomb-panel/](http://www.chalcoaluminum.com/es/knowledge/brazed-aluminum-honeycomb-panel/)
- [89] K. Hillermeier, Prospects of Aramid as a Substitute for Asbestos, *Textile Research Journal*, 1984. **54**(9): pp. 575-580.
- [90] ESTER. (2024, nov. 28). Introducción al plástico ABS y sus propiedades. [Internet]. Disponible en <https://gester.es/es/blog/introduccion-al-plastico-abs-y-sus-propiedades-n2>
- [91] PLÁSTICO. (2024, jul. 22). Guía completa del plástico ABS. [Internet]. Disponible en [www.plastico.com/es/noticias/guia-completa-del-plastico-abs-propiedades-y-aplicaciones](http://www.plastico.com/es/noticias/guia-completa-del-plastico-abs-propiedades-y-aplicaciones)
- [92] S. Wasserman. (2019, Sep. 25). What is PMMA and How Is It Used in the Medical World? [Online]. Available at [www.ansys.com/blog/what-is-pmma-how-it-is-used-healthcare](http://www.ansys.com/blog/what-is-pmma-how-it-is-used-healthcare)
- [93] Y. Zaokari, A. Persaud and A. Ibrahim, Biomaterials for Adhesion in Orthopedic Applications: A Review, *Engineered Regeneration*, 2020. **1**(4): pp. 51-63.
- [94] N. Brun, *Materiales Poliméricos y Compuestos - Tema 8: Materiales Poliméricos de Mayor Interés Industrial*, Universidad de Antioquia, Colombia.
- [95] K. S. Rajmohan, H. Yadav, S. Vaishnavi et al., Chapter 23 - Perspectives on bio-oil recovery from plastic waste, in *Current Developments in Biotechnology and Bioengineering: Production, Isolation and Purification of Industrial Products*; S. Varjani, A. Pandey, E. Gnansounou et al., Netherlands: Elsevier, 2020, pp. 459-480.
- [96] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 9.<sup>a</sup> ed., México: McGraw-Hill, 2012.
- [97] A. Mura, A. Ricci and G. Canavese, Investigation of Fatigue Behavior of ABS and PC-ABS Polymers at Different Temperatures, *Materials*, 2018. **11**(10): p. 1818.
- [98] L. A. Carlsson and G. A. Kardomateas, Structural and Failure Mechanics of Sandwich Composites, in *Solid Mechanics and Its Applications*; J. R. Barber and A. Klarbring, USA: Springer, 2011.
- [99] J. J. Zipay, C. T. Modlin and C. E. Larsen, The Ultimate Factor of Safety for Aircraft and Spacecraft - Its History, Applications and Misconceptions, in *57th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, USA, 2016, p. 1715.

# **Apéndices**

## **A Planos de la estructura alar diseñada**

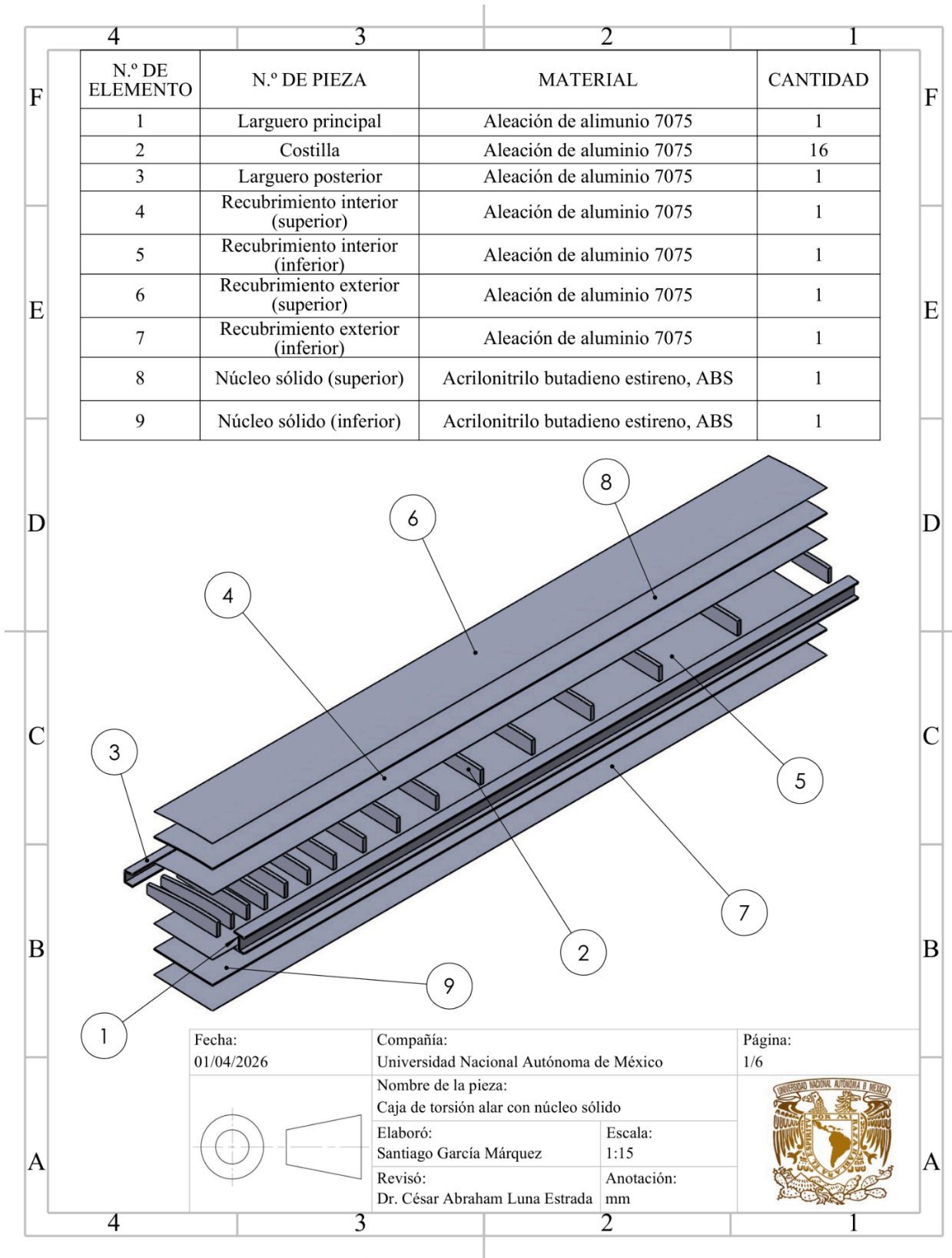


Fig. A.1 Lista de componentes de la caja de torsión alar con núcleo sólido.

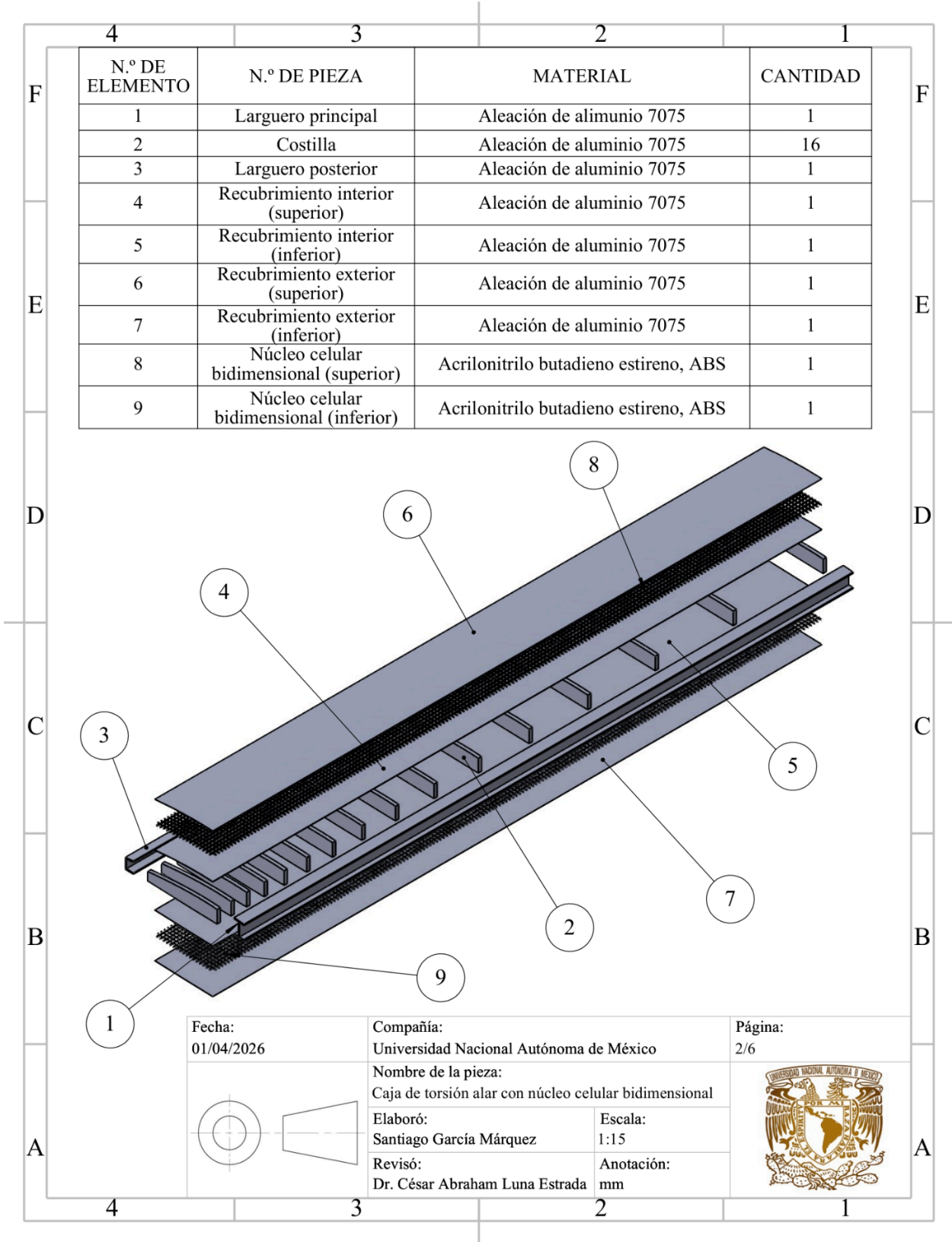


Fig. A.2 Lista de componentes de la caja de torsión alar con núcleo celular bidimensional.

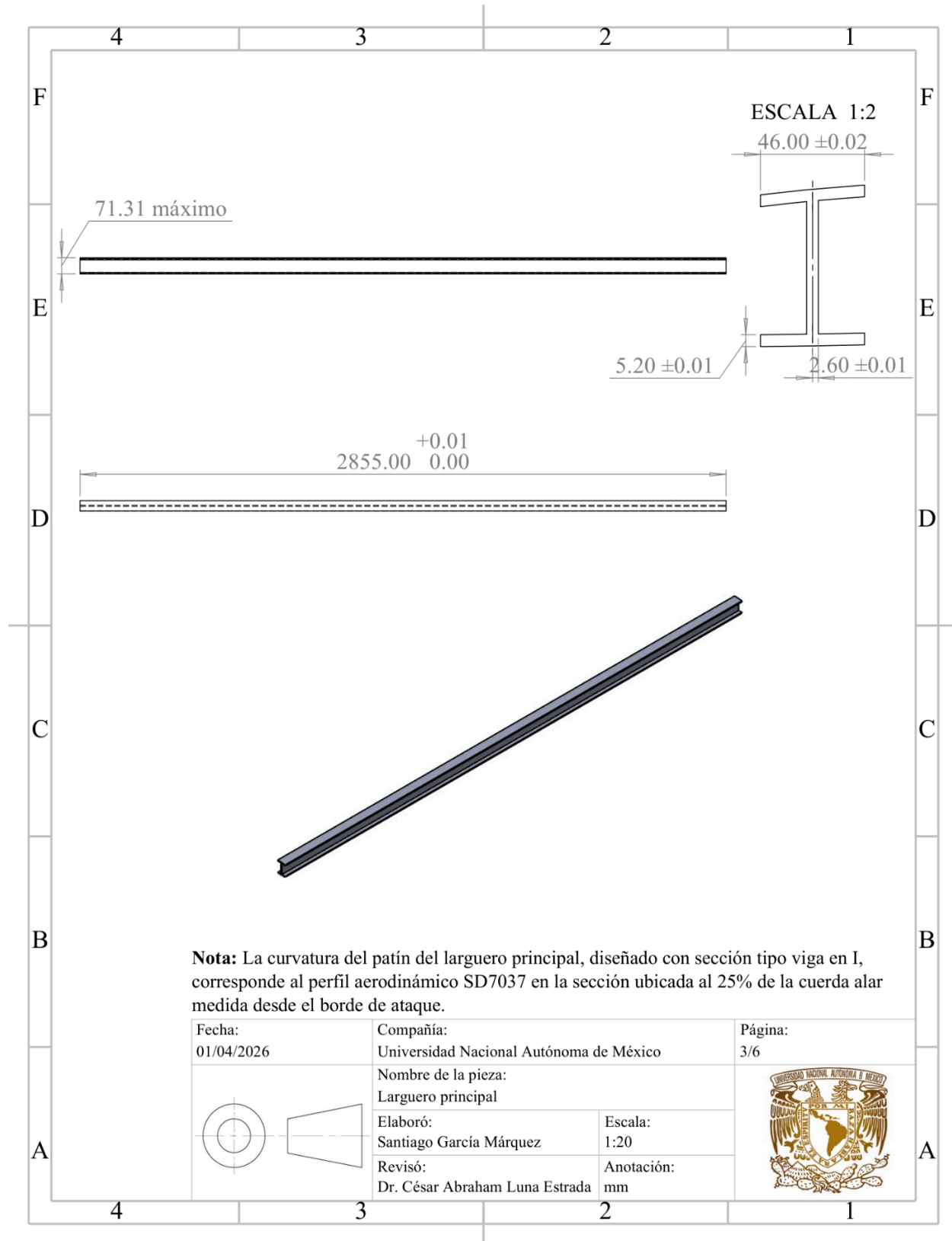


Fig. A.3 Planos del larguero principal.

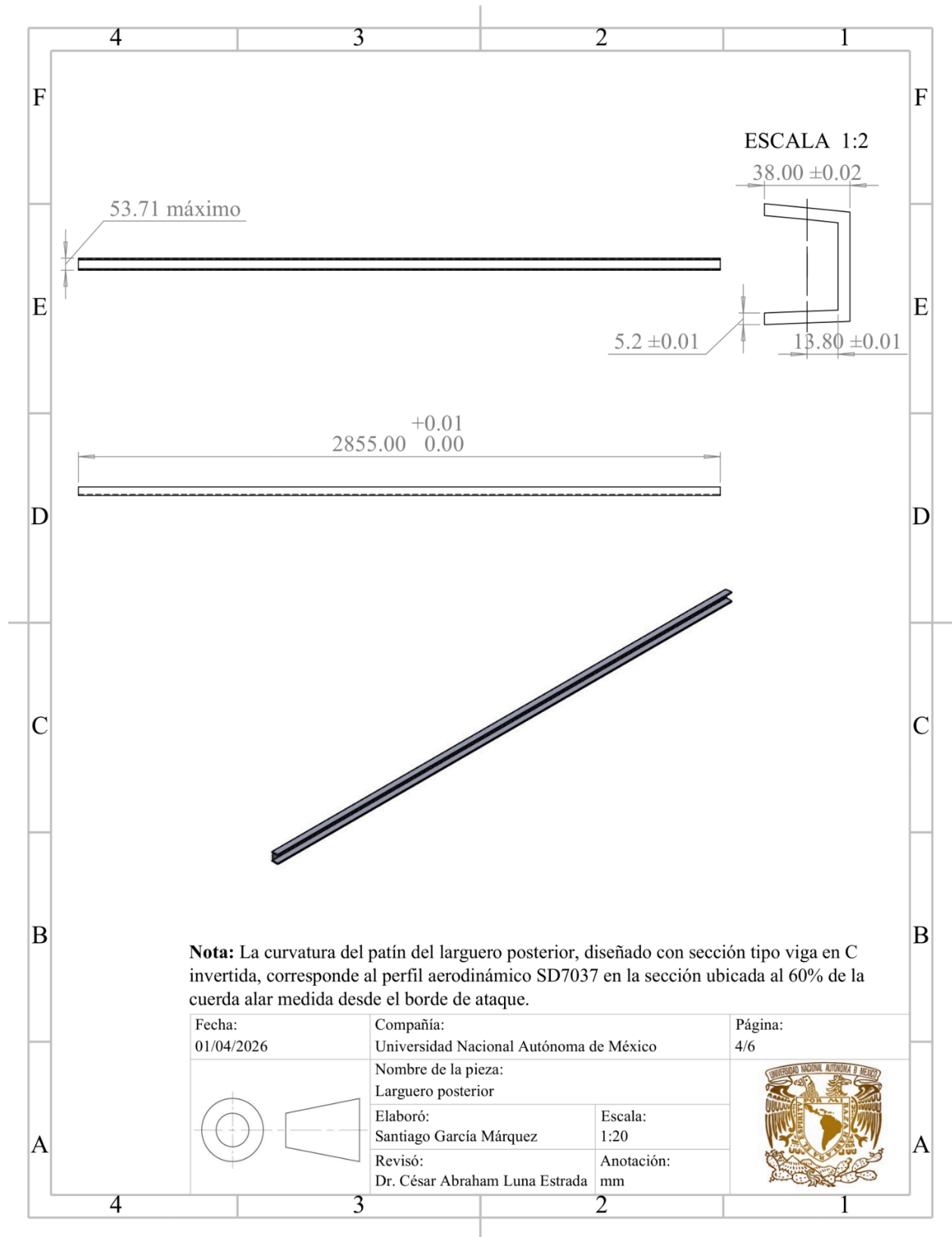


Fig. A.4 Planos del larguero posterior.

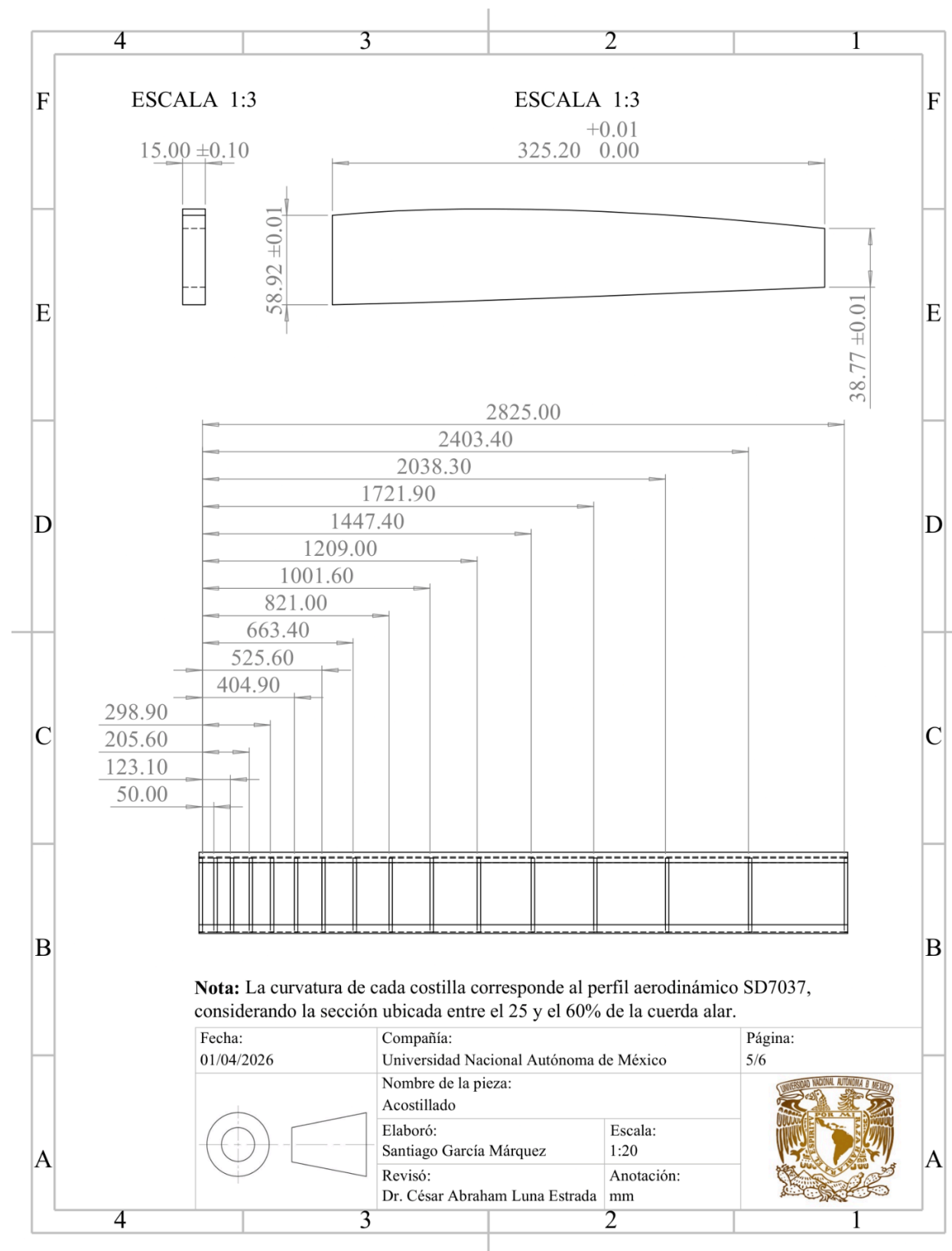


Fig. A.5 Planos del acostillado.



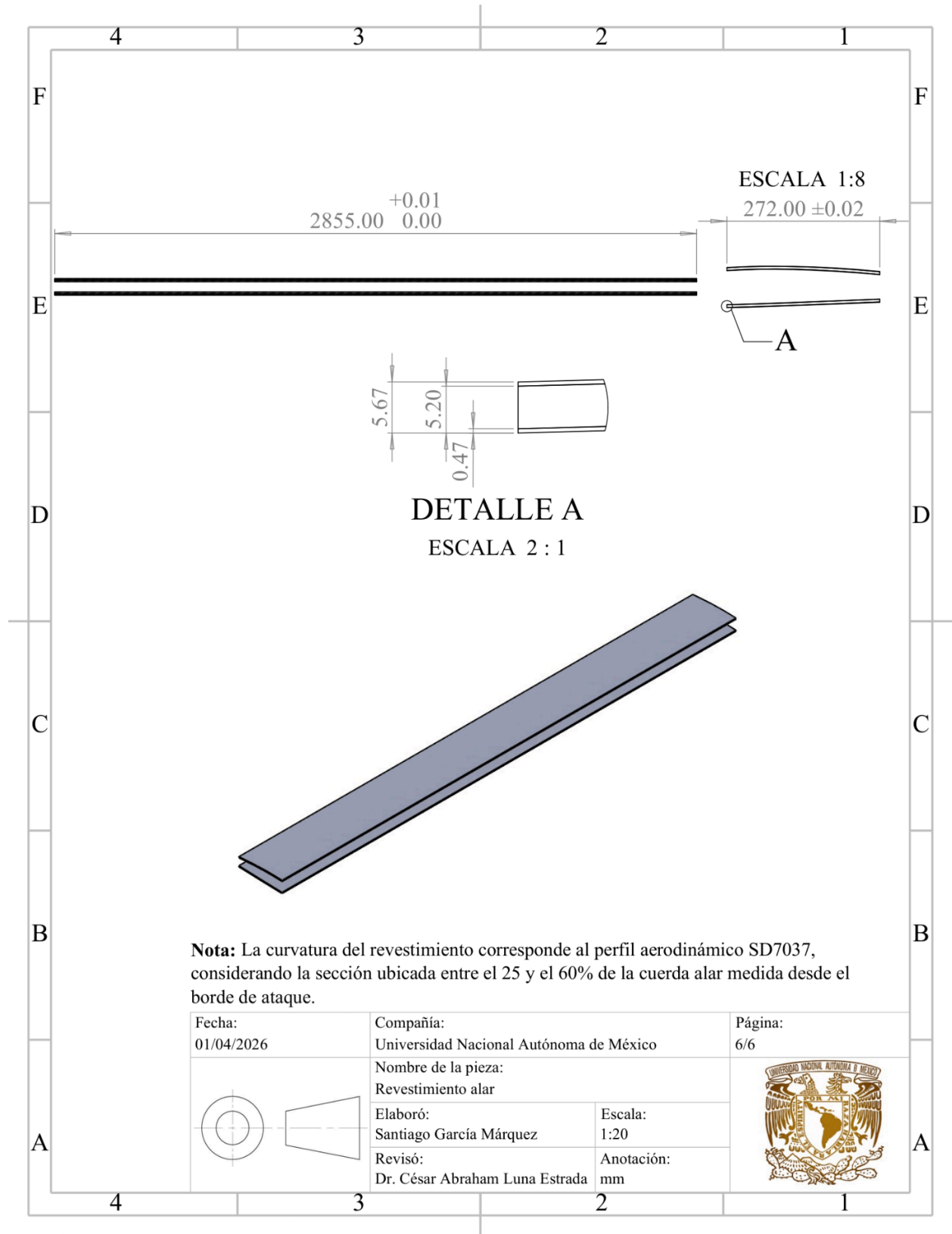


Fig. A.6 Planos del revestimiento alar.

B Análisis por Elementos Finitos: forma celular

Tabla B.1 Resumen de los datos obtenidos del ensayo a flexión para las distintas configuraciones de forma celular. Cada dato numérico representa el valor máximo registrado en la simulación FEM para la probeta correspondiente. El factor de seguridad (F.S.) se calcula con respecto al esfuerzo permisible del material aleación de aluminio 7075, considerando el valor de 226 [MPa] [70], correspondiente al estado crítico de carga.

| Forma celular        | $\frac{\rho^*}{\rho_s}$ | Esfuerzo de von Mises [MPa] | Desplazamiento [mm] | F.S.  |
|----------------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------|-------|
| Triángulo equilátero | 0.297                   | 121.22                      | 0.0982              | 1.864 |
| Triángulo isósceles  |                         |                             |                     |       |
| Transversal          | 0.293                   | 197.11                      | 0.1529              | 1.147 |
| Longitudinal         | 0.297                   | 149.95                      | 0.1671              | 1.507 |
| Cuadrado             | 0.294                   | 87.807                      | 0.0790              | 2.574 |
| Paralelogramo        |                         |                             |                     |       |
| Transversal          | 0.294                   | 235.39                      | 0.3258              | 0.960 |
| Longitudinal         | 0.297                   | 89.913                      | 0.0277              | 2.514 |
| Hexágono regular     | 0.291                   | 126.15                      | 0.1621              | 1.792 |
| Hexágono irregular   |                         |                             |                     |       |
| Transversal          | 0.297                   | 196.74                      | 0.1442              | 1.149 |
| Longitudinal         | 0.292                   | 131.67                      | 0.1056              | 1.716 |

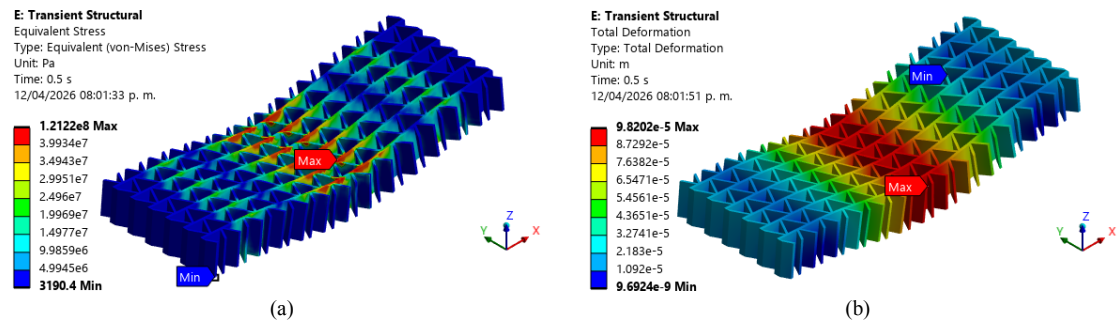


Fig. B.1 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda triangular equilátera. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

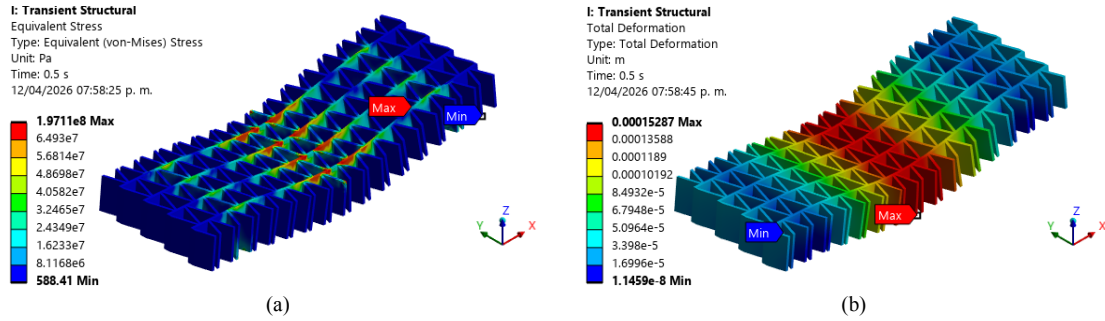


Fig. B.2 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda triangular isósceles orientada transversalmente. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

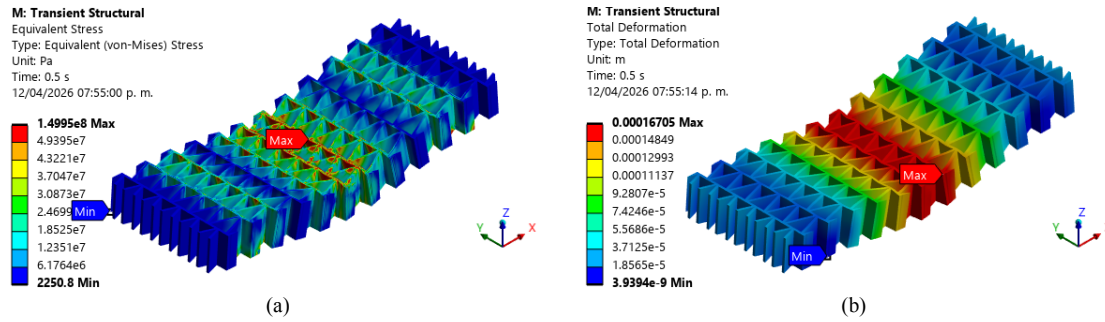


Fig. B.3 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda triangular isósceles orientada longitudinalmente. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

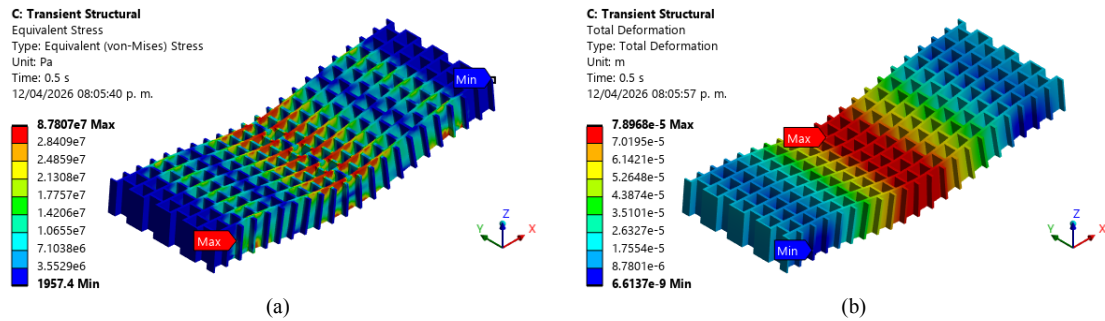


Fig. B.4 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda cuadrada. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

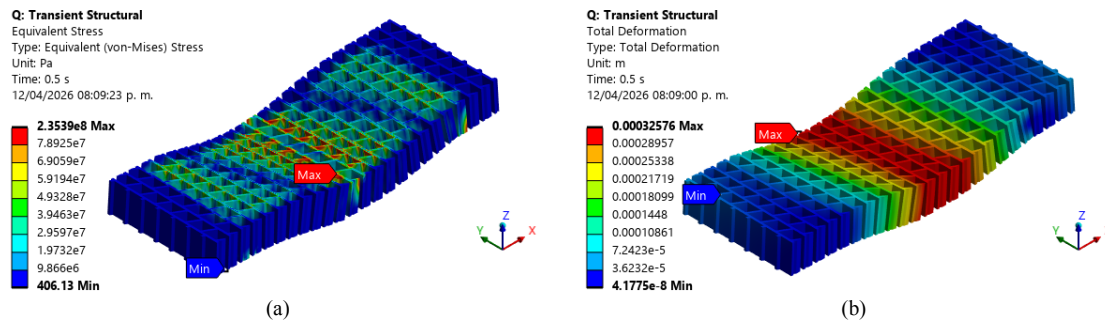


Fig. B.5 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda de paralelogramo orientada transversalmente. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

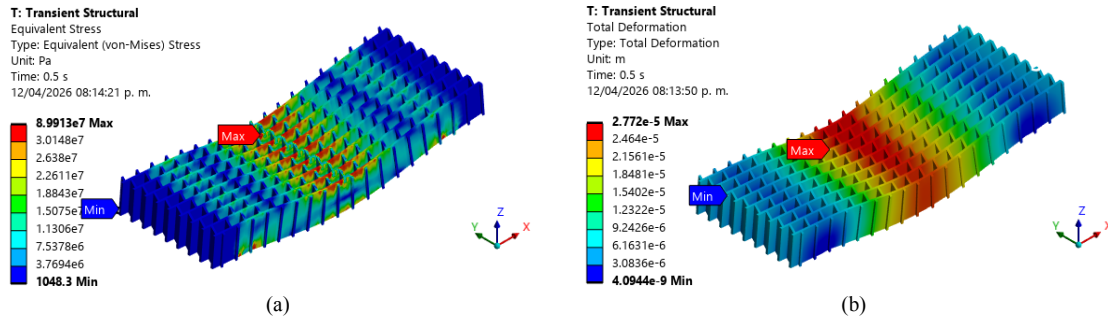


Fig. B.6 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda de paralelogramo orientada longitudinalmente. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

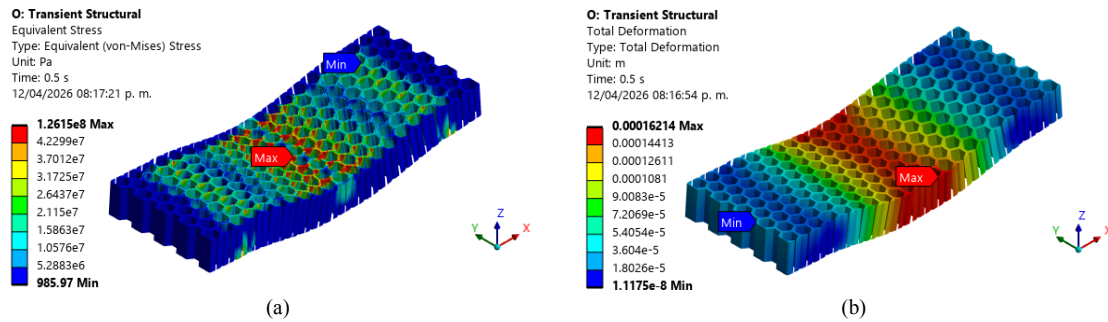


Fig. B.7 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda hexagonal regular. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

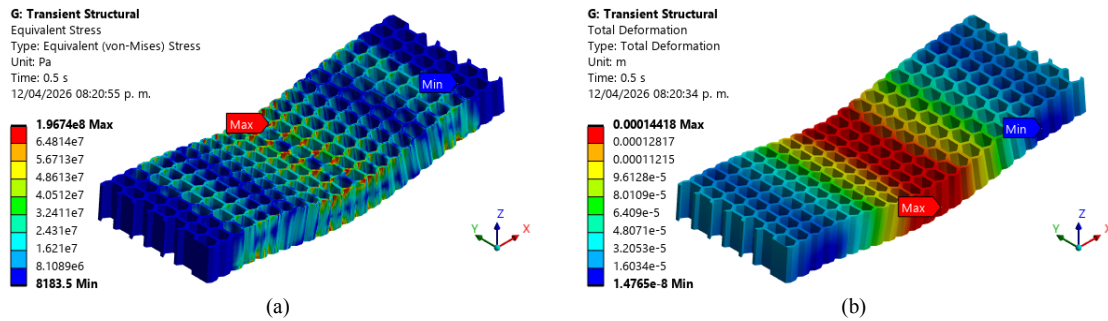


Fig. B.8 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda hexagonal irregular orientada transversalmente. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

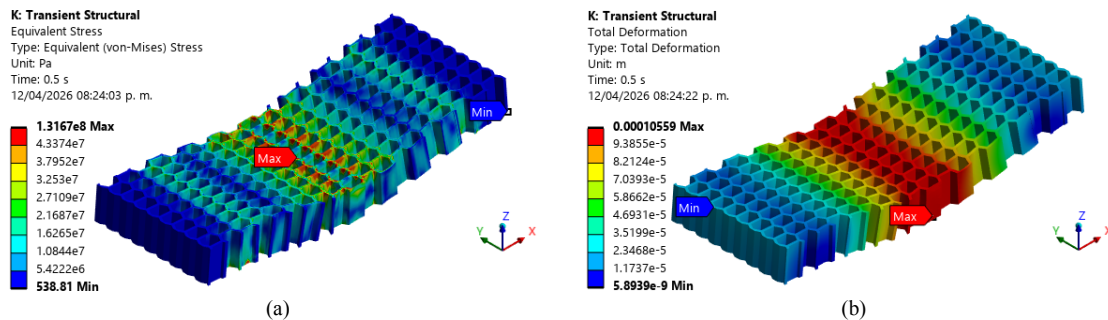


Fig. B.9 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura con celda hexagonal irregular orientada longitudinalmente. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

## C Análisis por Elementos Finitos: tamaño celular

Tabla C.1 Resumen de los datos obtenidos del ensayo a flexión para las distintas configuraciones de tamaño celular. Cada dato numérico representa el valor máximo registrado en la simulación FEM para la probeta correspondiente. El factor de seguridad (F.S.) se calcula con respecto al esfuerzo permisible del material aleación de aluminio 7075, considerando el valor de 226 [MPa] [70], correspondiente al estado crítico de carga.

| Forma celular        | $l$ [mm] | $\frac{\rho^*}{\rho_s}$ | Esfuerzo de von Mises [MPa] | Desplazamiento [mm] | F.S.  |
|----------------------|----------|-------------------------|-----------------------------|---------------------|-------|
| Triángulo equilátero | 27.229   | 0.150                   | 245.88                      | 0.202               | 0.919 |
|                      | 25       | 0.179                   | 186.55                      | 0.150               | 1.211 |
|                      | 23       | 0.186                   | 165.83                      | 0.145               | 1.363 |
|                      | 21       | 0.195                   | 177.33                      | 0.137               | 1.274 |
|                      | 19.86    | 0.200                   | 148.20                      | 0.136               | 1.525 |
|                      | 17       | 0.217                   | 163.30                      | 0.157               | 1.384 |
|                      | 15.506   | 0.249                   | 142.30                      | 0.111               | 1.588 |
|                      | 14       | 0.275                   | 129.86                      | 0.108               | 1.740 |
|                      | 13       | 0.285                   | 125.93                      | 0.098               | 1.795 |
|                      | 12       | 0.297                   | 99.790                      | 0.089               | 2.265 |
| Cuadrado             | 16.8     | 0.150                   | 248.87                      | 0.189               | 0.908 |
|                      | 15       | 0.163                   | 226.72                      | 0.173               | 0.997 |
|                      | 14       | 0.169                   | 214.90                      | 0.170               | 1.052 |
|                      | 13.4     | 0.200                   | 189.26                      | 0.128               | 1.194 |
|                      | 12       | 0.212                   | 174.29                      | 0.122               | 1.297 |
|                      | 11       | 0.226                   | 162.49                      | 0.124               | 1.391 |
|                      | 10       | 0.239                   | 139.91                      | 0.122               | 1.615 |
|                      | 9.289    | 0.250                   | 128.51                      | 0.103               | 1.759 |
|                      | 8        | 0.294                   | 92.586                      | 0.085               | 2.441 |
|                      | 7.762    | 0.299                   | 90.534                      | 0.087               | 2.496 |
| Hexágono regular     | 10       | 0.142                   | 262.07                      | 0.553               | 0.862 |
|                      | 9.63     | 0.150                   | 209.08                      | 0.452               | 1.081 |
|                      | 9        | 0.170                   | 177.95                      | 0.427               | 1.270 |
|                      | 8        | 0.192                   | 144.66                      | 0.234               | 1.562 |
|                      | 7.33     | 0.200                   | 134.88                      | 0.237               | 1.676 |
|                      | 7        | 0.202                   | 138.04                      | 0.197               | 1.637 |
|                      | 6        | 0.245                   | 103.24                      | 0.140               | 2.189 |
|                      | 5.88     | 0.250                   | 102.45                      | 0.144               | 2.206 |
|                      | 5        | 0.265                   | 123.08                      | 0.134               | 1.836 |
|                      | 4.65     | 0.291                   | 131.11                      | 0.107               | 1.724 |

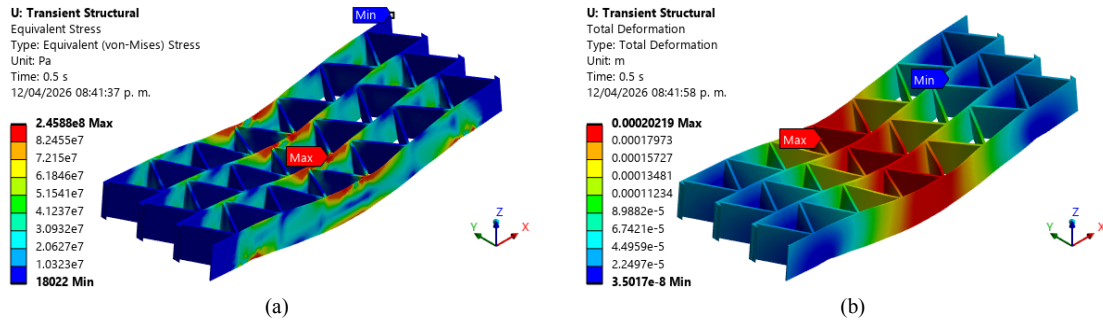


Fig. C.1 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.150. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

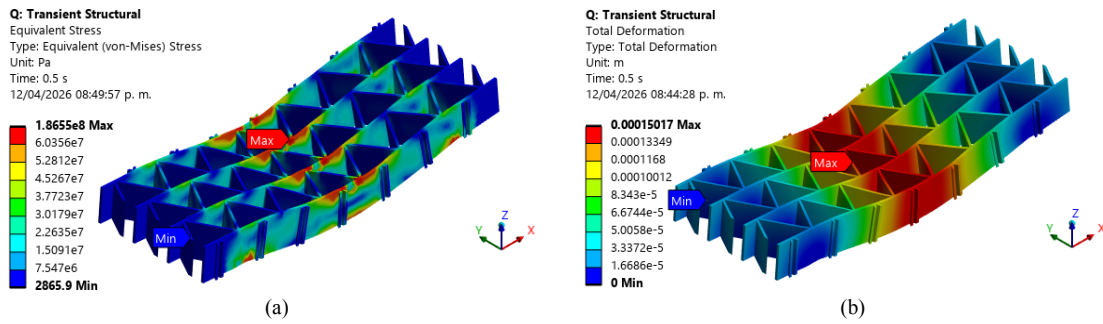


Fig. C.2 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.179. (b) Desplazamiento.

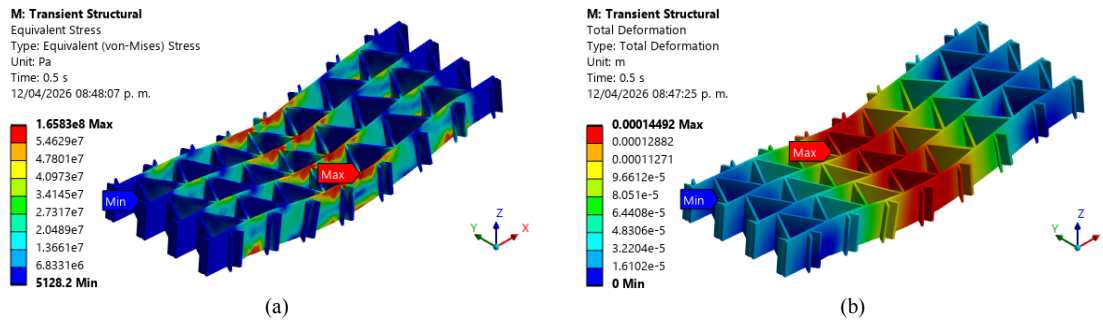


Fig. C.3 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.186. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

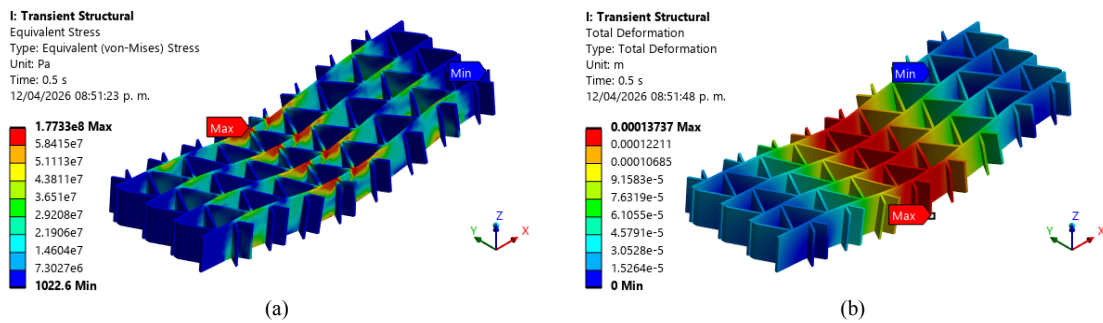


Fig. C.4 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.195. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.



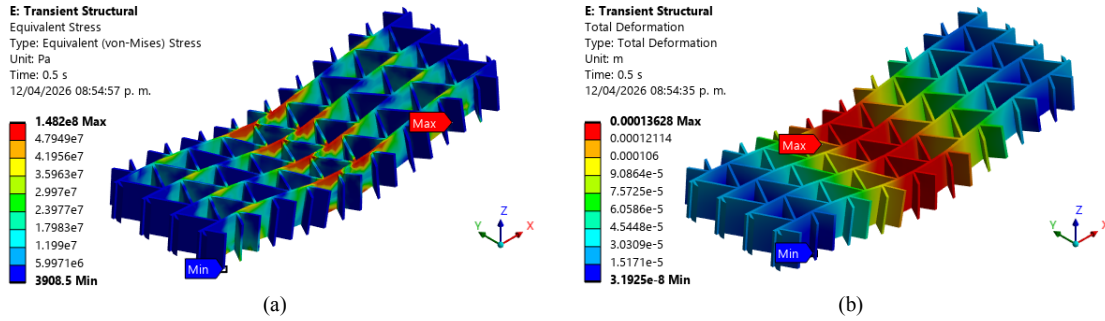


Fig. C.5 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.200. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

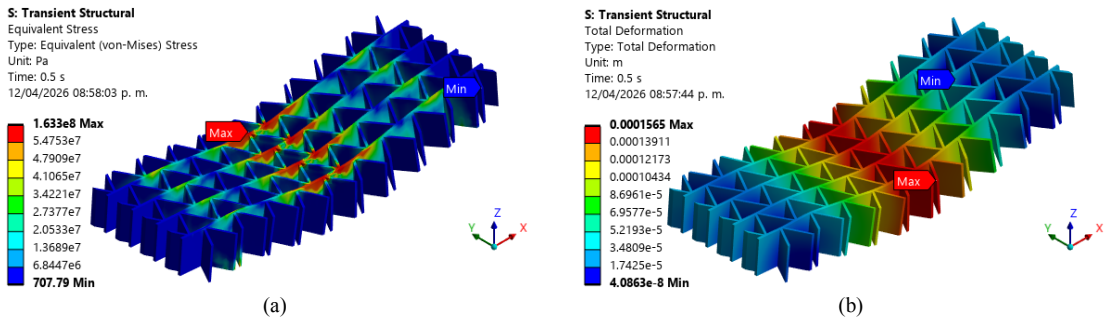


Fig. C.6 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.217. (b) Desplazamiento.

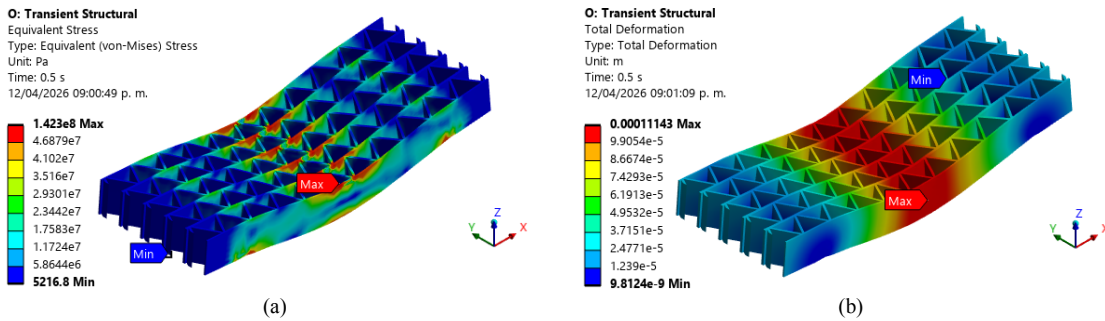


Fig. C.7 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.249. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

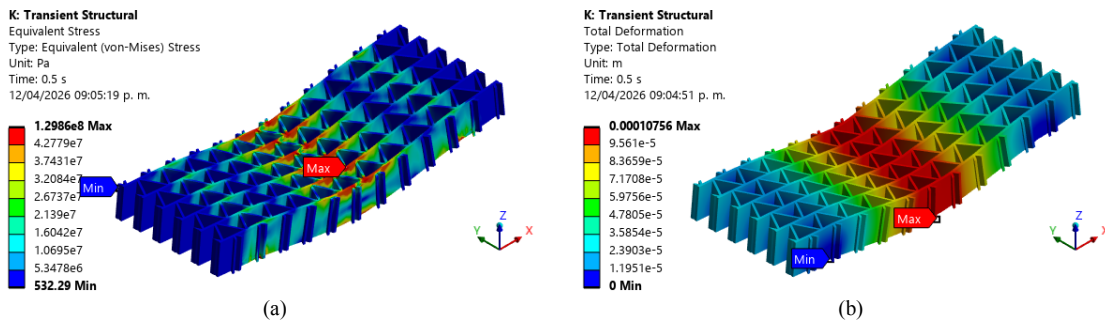


Fig. C.8 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.275. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

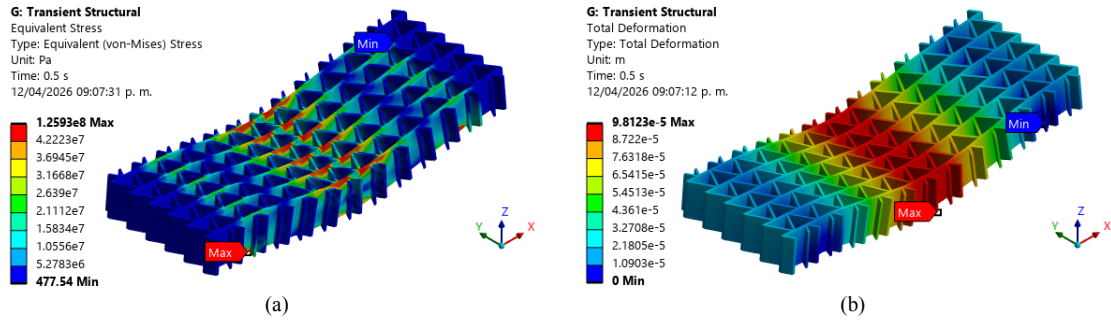


Fig. C.9 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.285. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

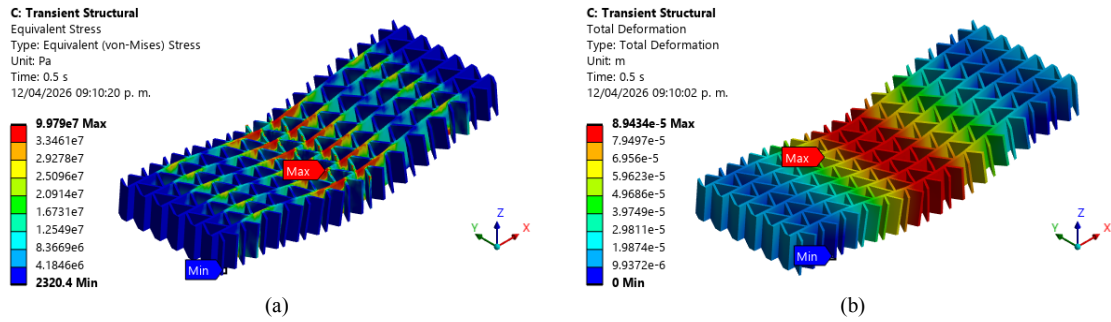


Fig. C.10 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura triangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.297. (b) Desplazamiento.

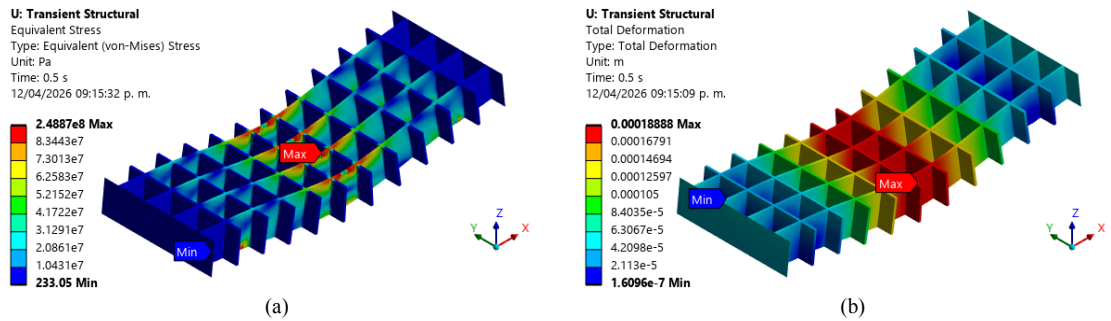


Fig. C.11 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.150. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

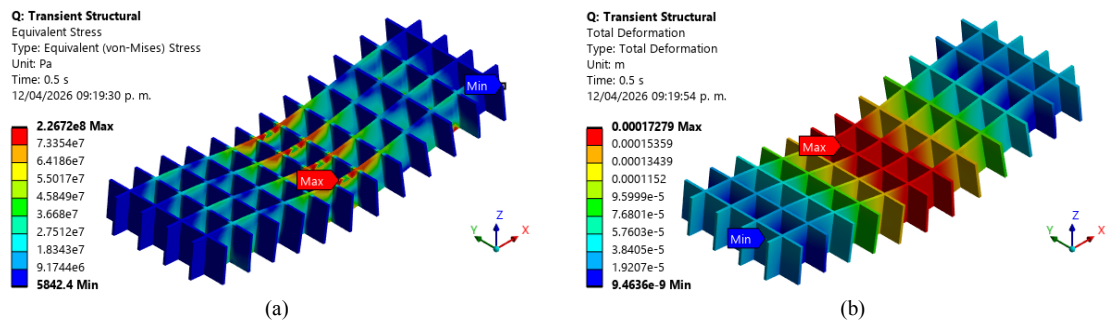


Fig. C.12 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.163. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.



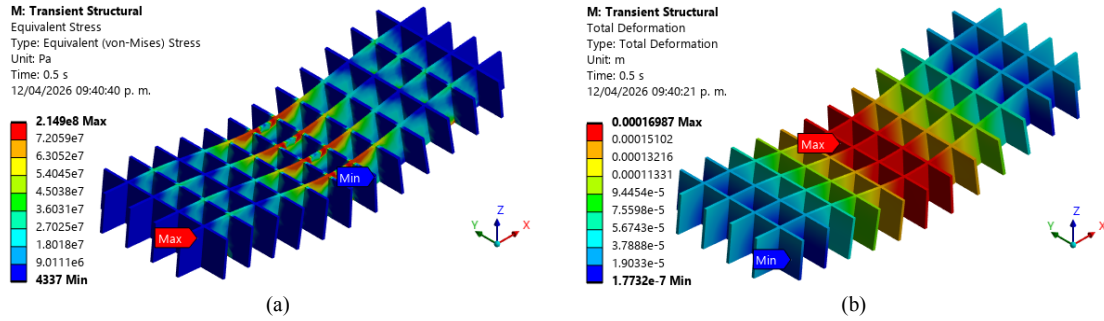


Fig. C.13 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.169. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

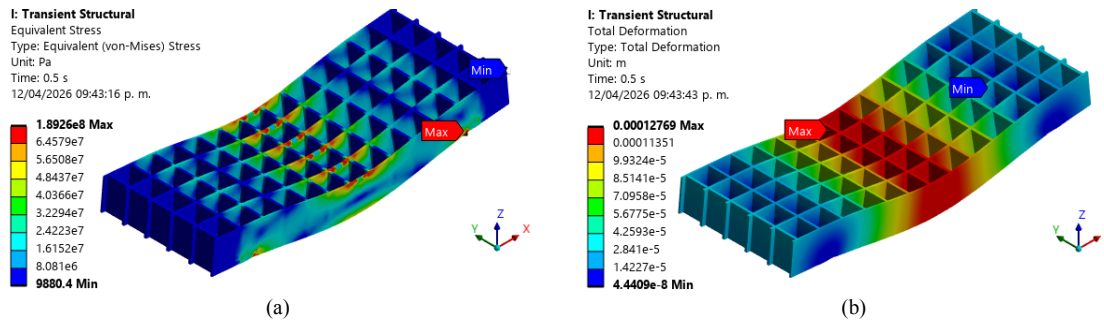


Fig. C.14 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.200. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

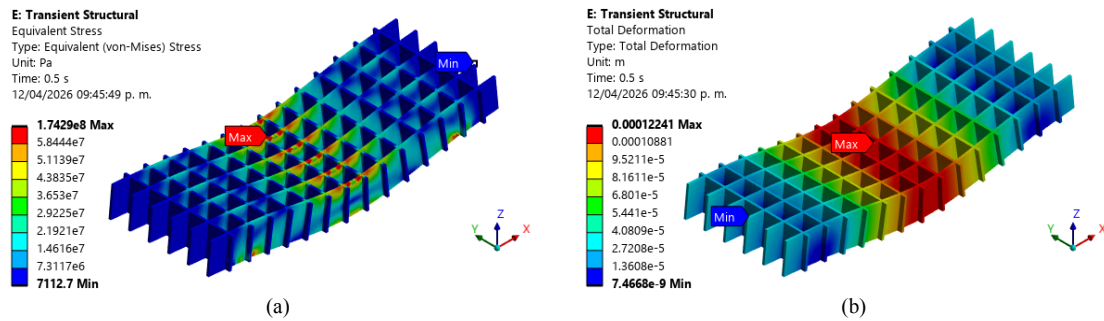


Fig. C.15 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.212. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

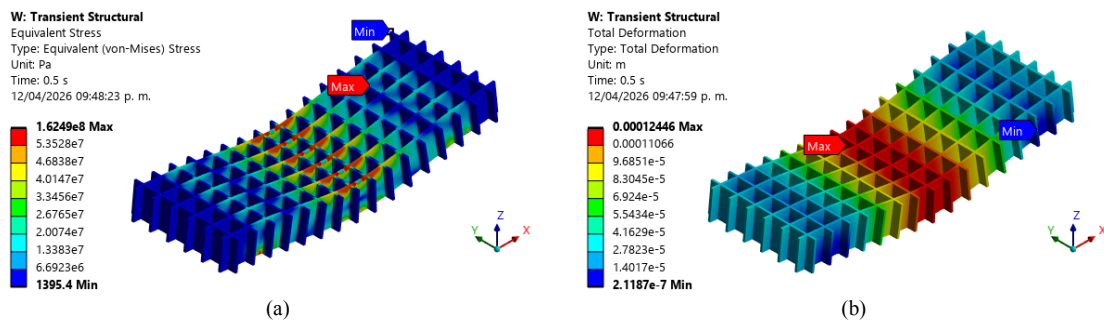


Fig. C.16 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.226. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

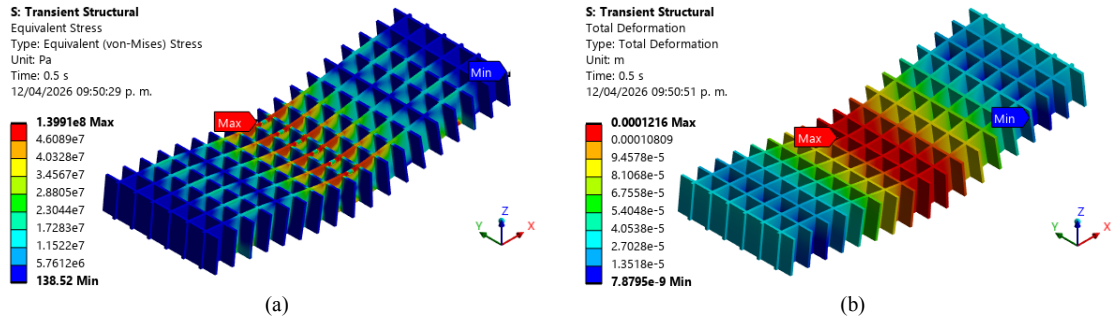


Fig. C.17 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.239. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

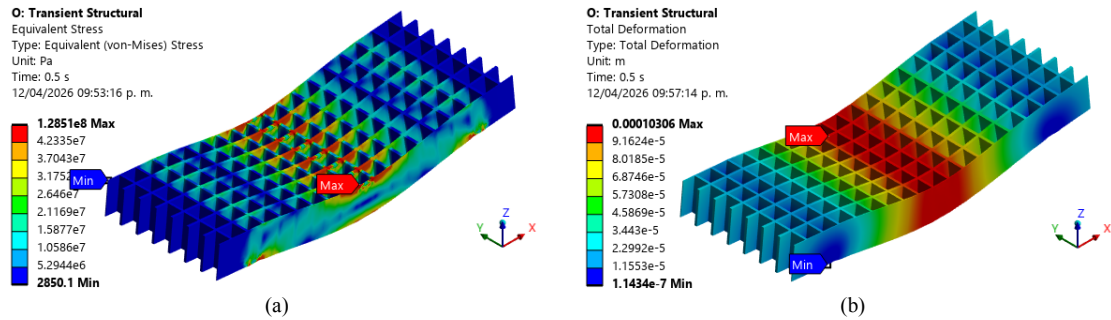


Fig. C.18 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.250. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

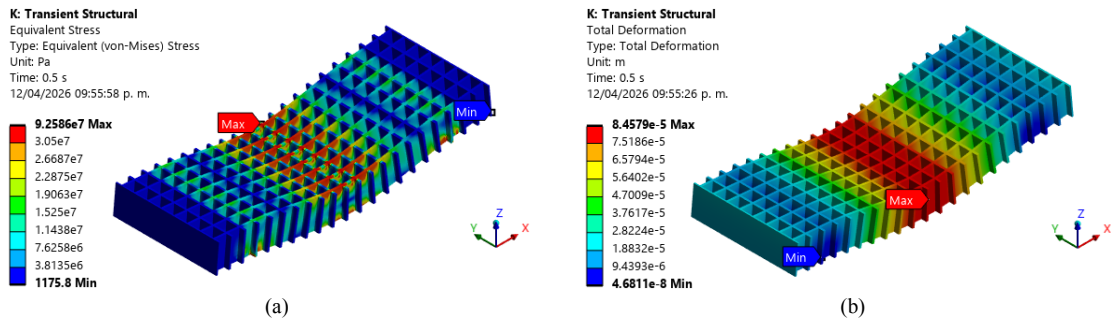


Fig. C.19 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.294. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

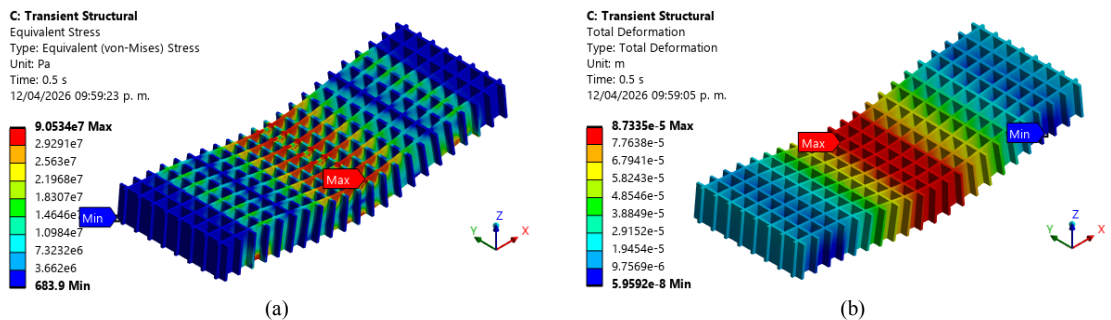


Fig. C.20 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura cuadrangular con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.299. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

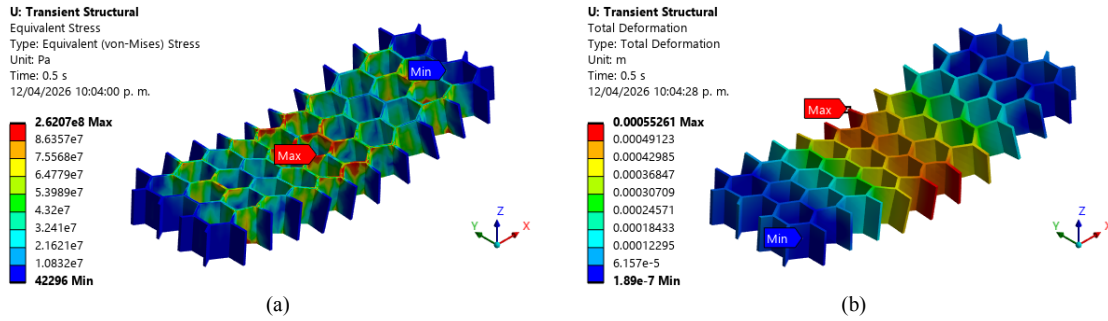


Fig. C.21 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.142. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

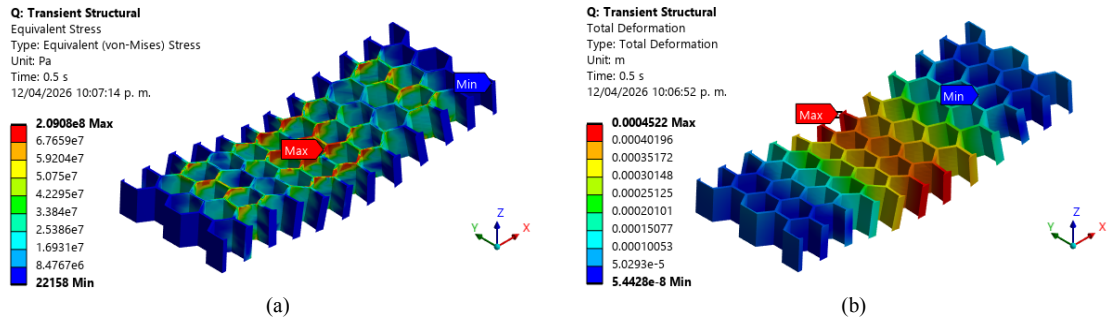


Fig. C.22 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.150. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

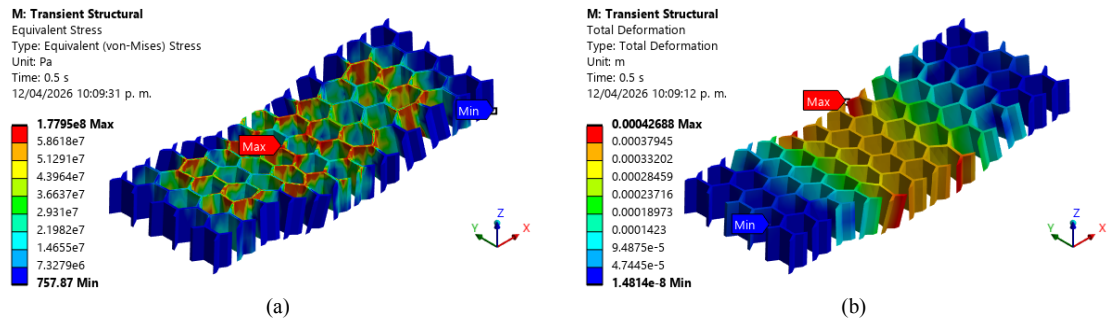


Fig. C.23 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.170. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

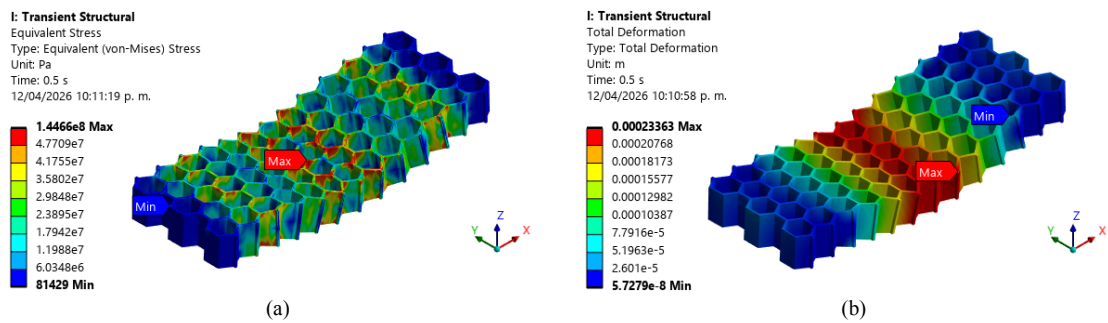


Fig. C.24 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.192. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

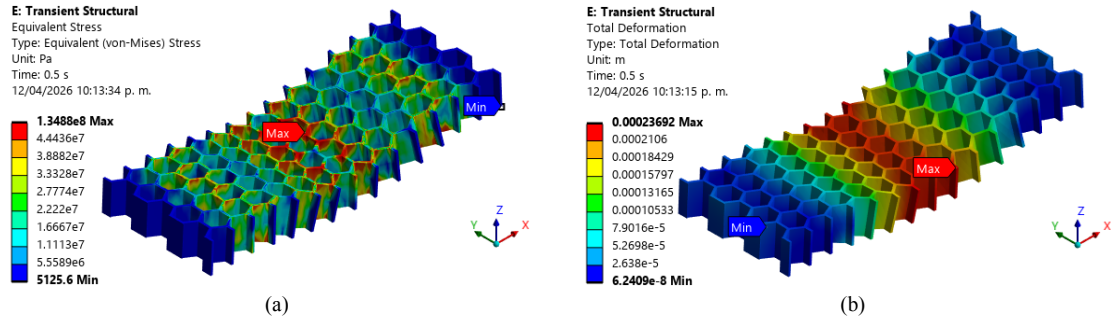


Fig. C.25 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.200. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

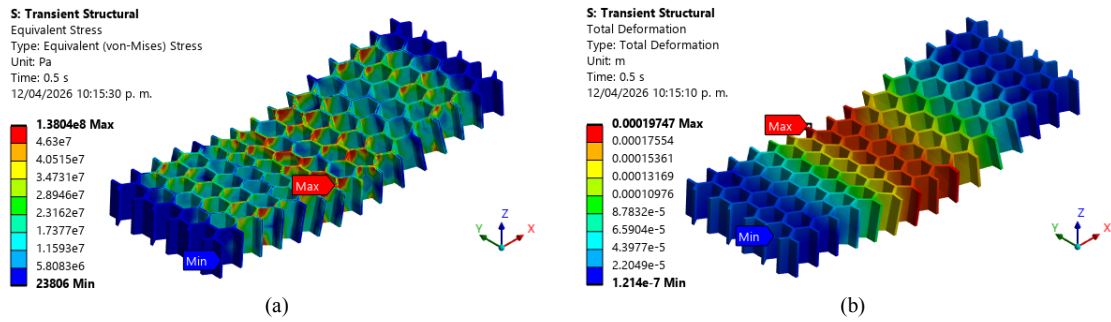


Fig. C.26 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.202. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

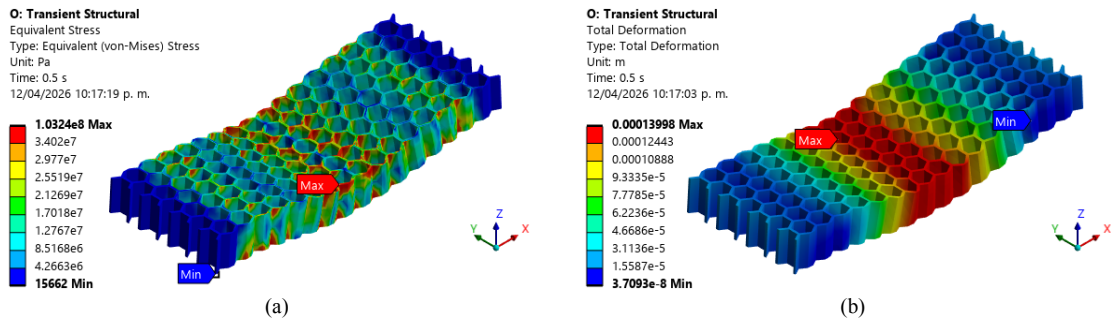


Fig. C.27 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.245. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

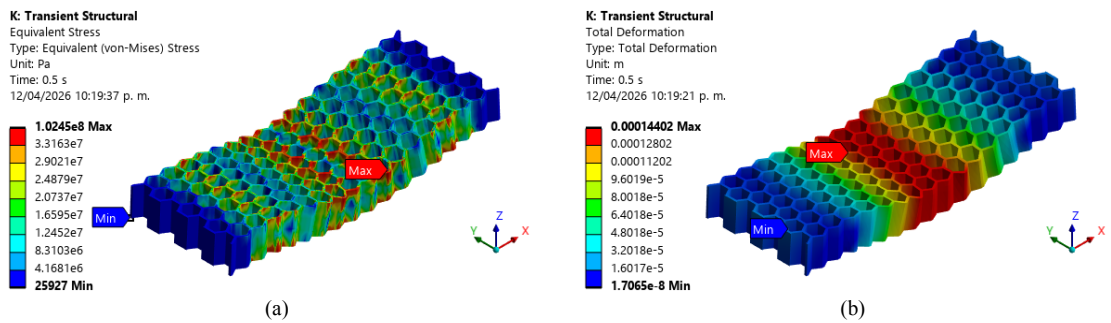


Fig. C.28 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.250. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.



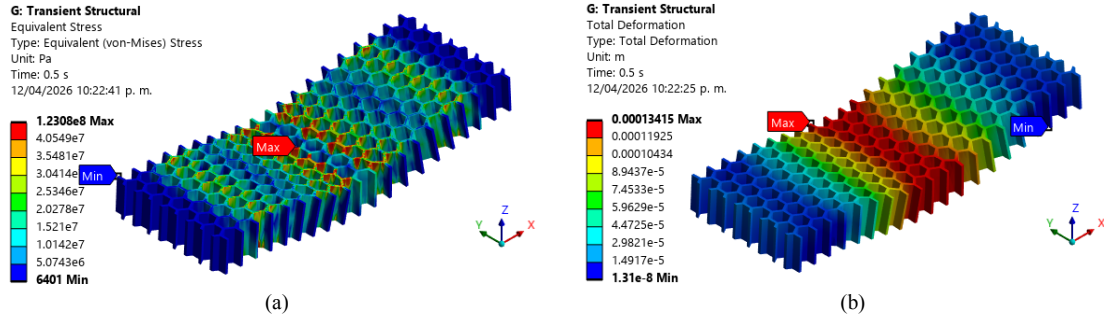


Fig. C.29 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.265. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

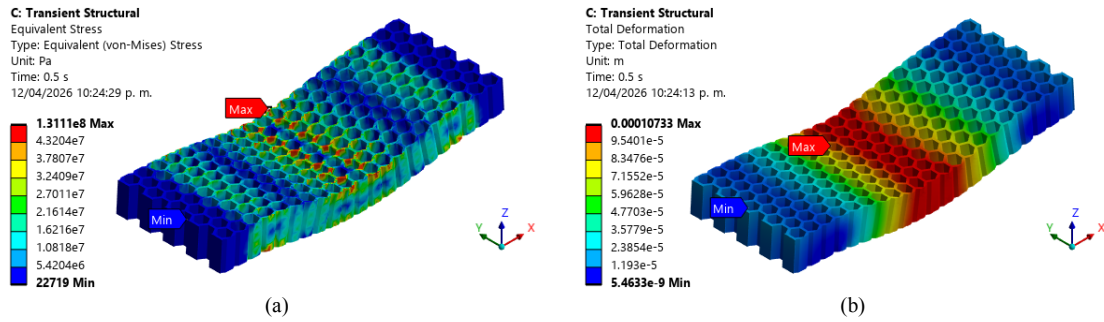


Fig. C.30 Resultados del ensayo de flexión en tres puntos para la estructura hexagonal con densidad relativa  $\rho^*/\rho_s$  de 0.291. (a) Esfuerzo de von Mises. (b) Desplazamiento.

## D Análisis por Elementos Finitos: caja de torsión alar

**Tabla D.1** Resumen de los datos obtenidos del análisis estructural estático para las dos configuraciones de la caja de torsión alar. Cada dato numérico representa el valor máximo registrado en la simulación FEM, tanto en la estructura completa como en la región del núcleo del revestimiento.

| Modelo de la caja de torsión alar | Esfuerzo de von Mises, estructura completa [MPa] | Esfuerzo de von Mises, en el núcleo del revestimiento [MPa] | Desplazamiento [mm] |
|-----------------------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|---------------------|
| Núcleo sólido                     | 366.35                                           | 1.38                                                        | 14.662              |
| Núcleo celular bidimensional      | 156.19                                           | 27.50                                                       | 14.076              |

**Tabla D.2** Resumen de frecuencias, periodos y masas efectivas traslacionales, correspondiente a la caja de torsión alar. Cada dato recolectado representa el valor máximo registrado en las simulaciones FEM del análisis modal.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Periodo [s] | Masa efectiva [kg] |      |                    |       |                    |       |
|------|-----------------|-------------|--------------------|------|--------------------|-------|--------------------|-------|
|      |                 |             | Dir-X <sub>1</sub> | Rel% | Dir-X <sub>2</sub> | Rel%  | Dir-X <sub>3</sub> | Rel%  |
| 1    | 6.74678         | 0.14822     | 0.58E-5            | 0.00 | 0.71E-3            | 0.00  | 18.99              | 54.72 |
| 2    | 34.3673         | 0.29E-1     | 0.36E-3            | 0.00 | 19.03              | 54.85 | 0.14E-2            | 0.00  |
| 3    | 39.1203         | 0.25E-1     | 0.57E-5            | 0.00 | 0.11E-2            | 0.00  | 6.836              | 19.70 |
| 4    | 57.2225         | 0.17E-1     | 0.17E-5            | 0.00 | 0.31E-2            | 0.01  | 0.10E-1            | 0.03  |
| 5    | 101.602         | 0.98E-2     | 0.32E-4            | 0.00 | 0.12E-4            | 0.00  | 2.579              | 7.43  |
| 6    | 153.437         | 0.65E-2     | 0.25E-4            | 0.00 | 0.3153             | 0.91  | 0.11E-1            | 0.03  |
| Suma |                 |             | 0.43E-3            | 0.00 | 19.35              | 55.77 | 28.42              | 81.92 |

**Tabla D.3** Resumen de los datos obtenidos del análisis dinámico de respuesta transitoria para las dos configuraciones de la caja de torsión alar. Cada dato numérico representa el valor máximo registrado en la simulación FEM, tanto en la estructura completa como en la región del núcleo del revestimiento.

| Modelo de la caja de torsión alar | Esfuerzo de von Mises, estructura completa | Esfuerzo de von Mises, en el núcleo del revestimiento | Desplazamiento            |
|-----------------------------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------------------|---------------------------|
| Núcleo sólido                     | 366.81 [Mpa], en 0.103 [s]                 | 1.39 [MPa], en 0.104 [s]                              | 15.997 [mm], en 0.106 [s] |
| Núcleo celular bidimensional      | 211.64 [Mpa], en 0.096 [s]                 | 36.96 [MPa], en 0.096 [s]                             | 20.819 [mm], en 0.096 [s] |

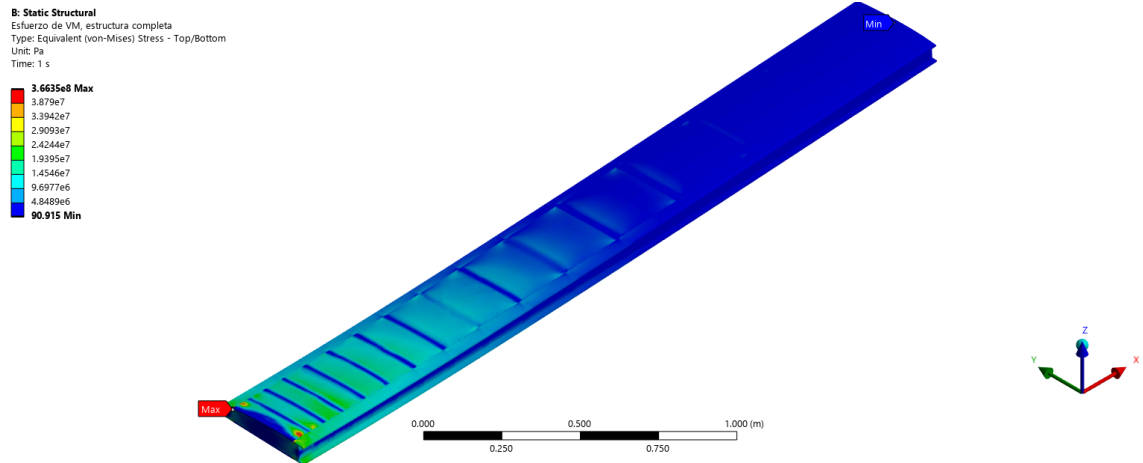


Fig. D.1 Resultados del esfuerzo de von Mises en la caja de torsión alar con núcleo sólido, correspondiente al análisis estructural estático.

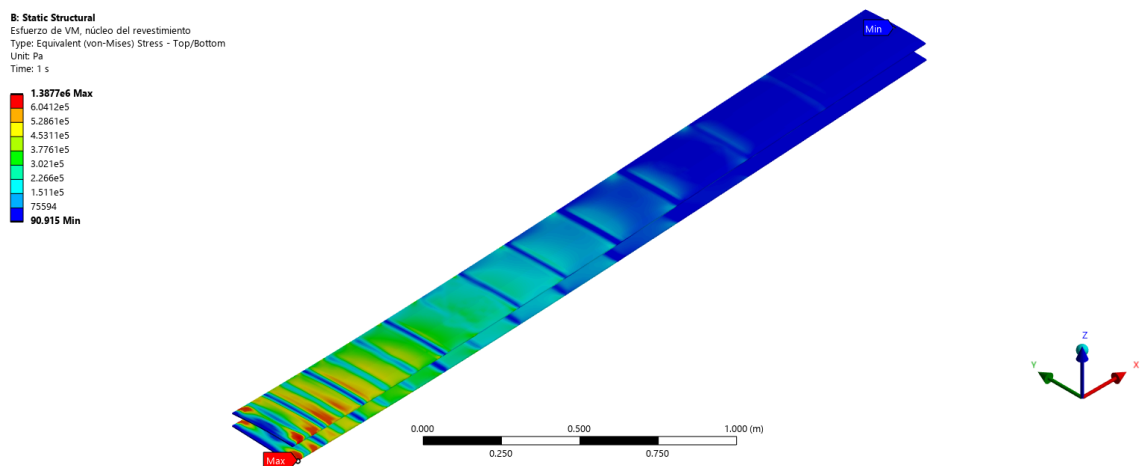


Fig. D.2 Resultados del esfuerzo de von Mises en el núcleo sólido del revestimiento alar, correspondiente al análisis estructural estático.

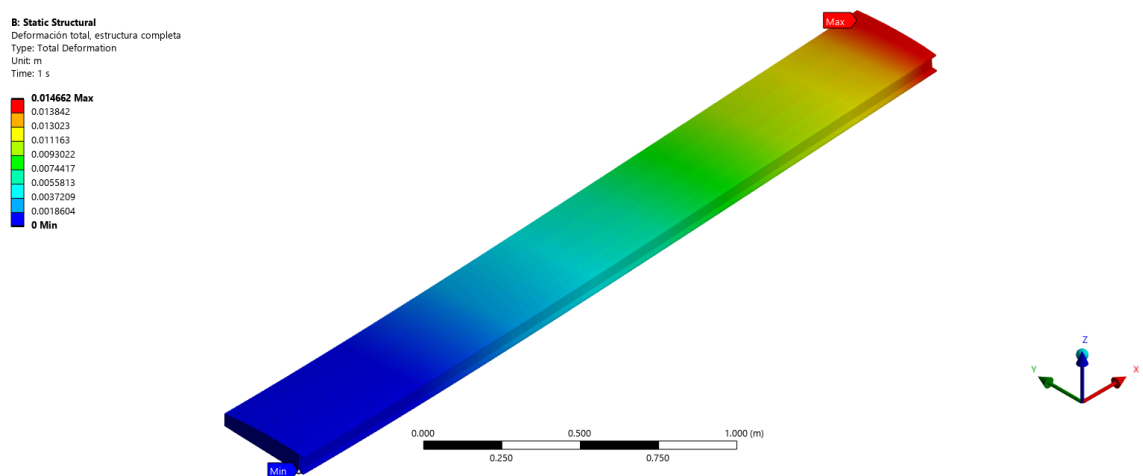


Fig. D.3 Resultados del desplazamiento en la caja de torsión alar con núcleo sólido, correspondiente al análisis estructural estático.



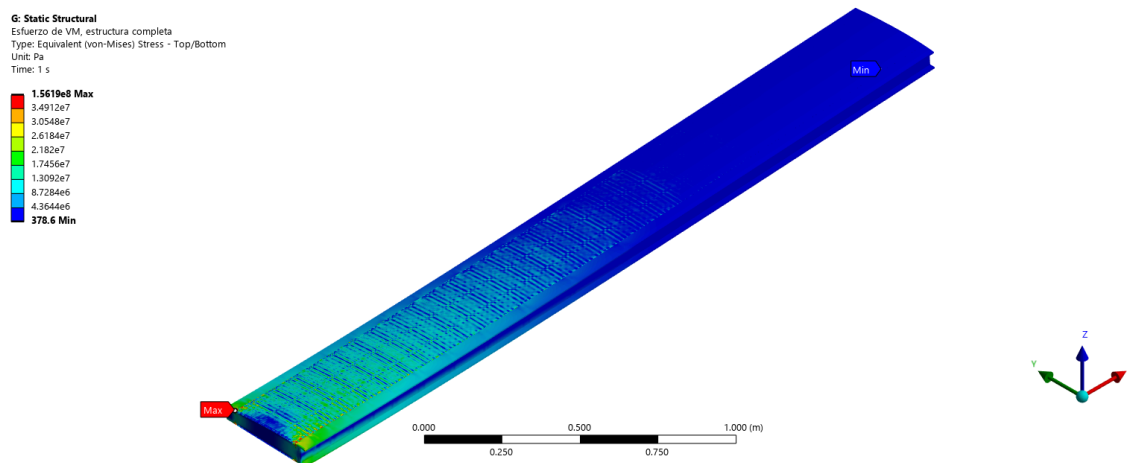


Fig. D.4 Resultados del esfuerzo de von Mises en la caja de torsión alar con núcleo celular bidimensional, correspondiente al análisis estructural estático.

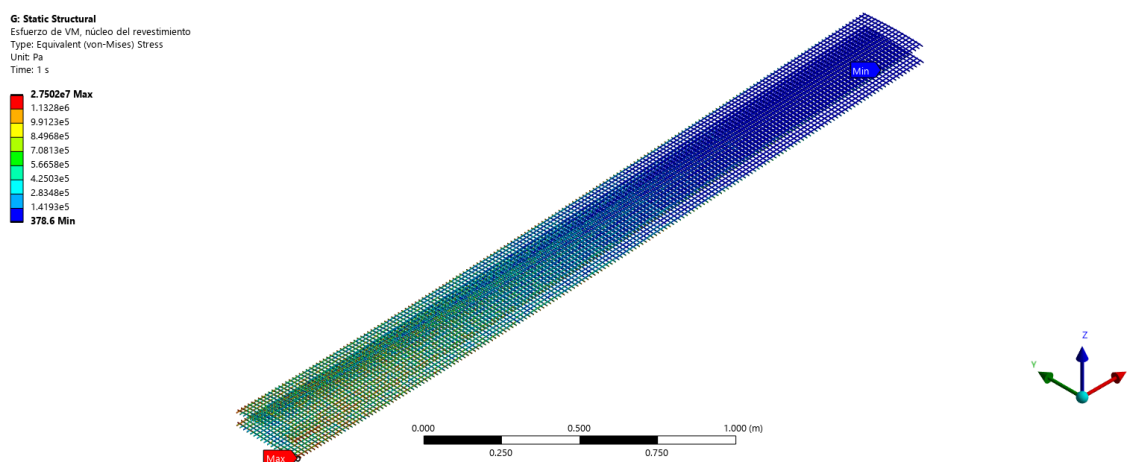


Fig. D.5 Resultados del esfuerzo de von Mises en el núcleo celular bidimensional del revestimiento alar, correspondiente al análisis estructural estático.

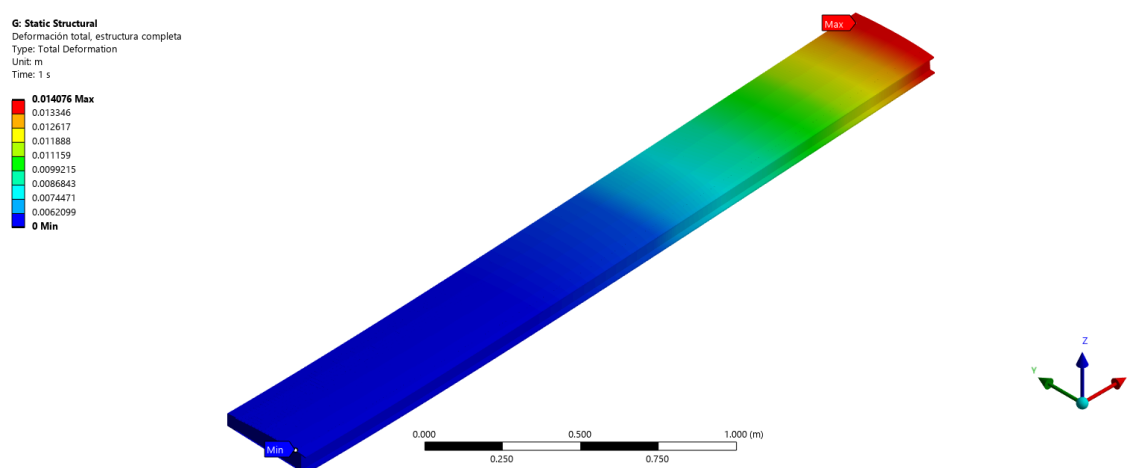


Fig. D.6 Resultados del desplazamiento en la caja de torsión alar con núcleo celular bidimensional, correspondiente al análisis estructural estático.

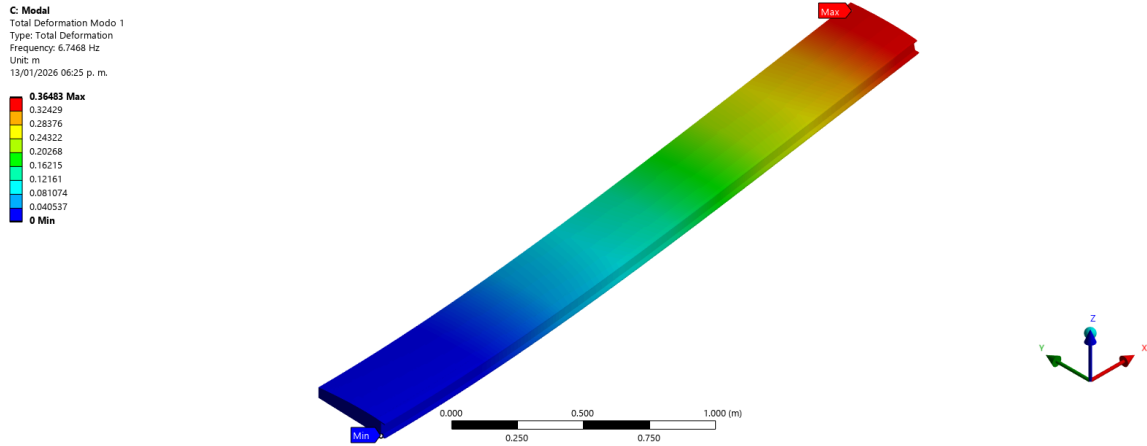


Fig. D.7 Resultados de la deformación total en relación con el primer modo de vibración de la caja de torsión alar, correspondiente al análisis modal,  $f = 6.75$  [Hz].

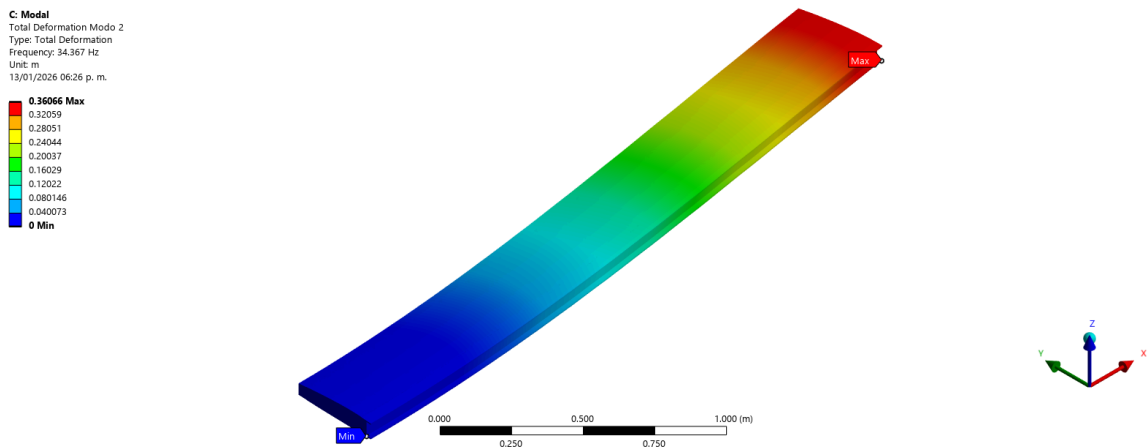


Fig. D.8 Resultados de la deformación total en relación con el segundo modo de vibración de la caja de torsión alar, correspondiente al análisis modal,  $f = 34.37$  [Hz].

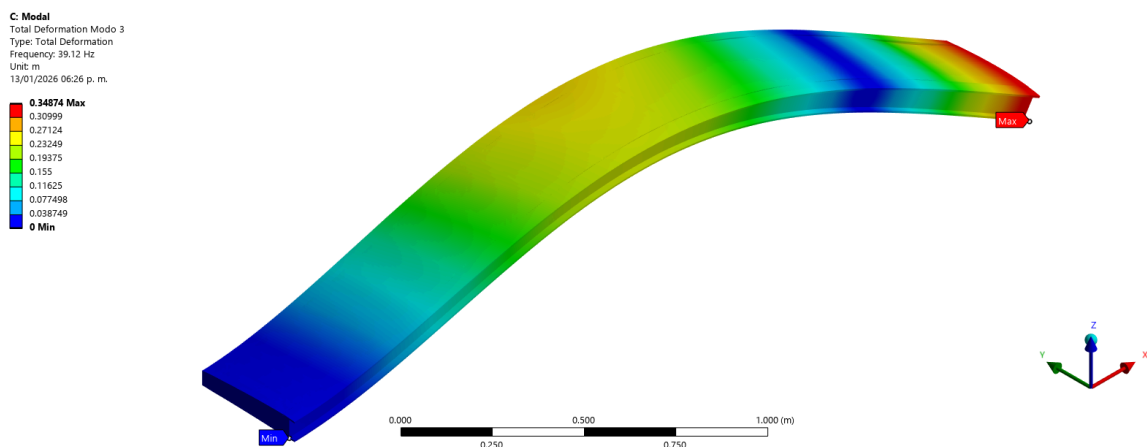


Fig. D.9 Resultados de la deformación total en relación con el tercer modo de vibración de la caja de torsión alar, correspondiente al análisis modal,  $f = 39.12$  [Hz].

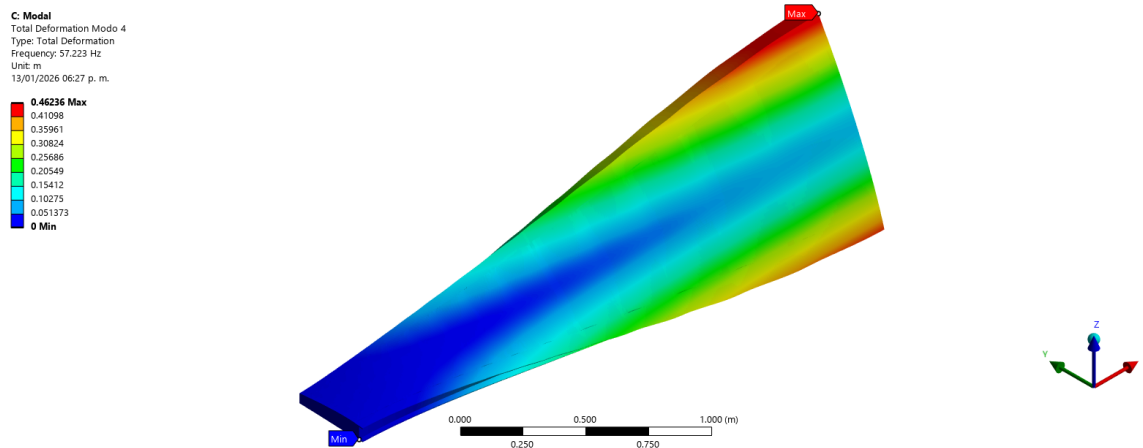


Fig. D.10 Resultados de la deformación total en relación con el cuarto modo de vibración de la caja de torsión alar, correspondiente al análisis modal,  $f = 57.22$  [Hz].

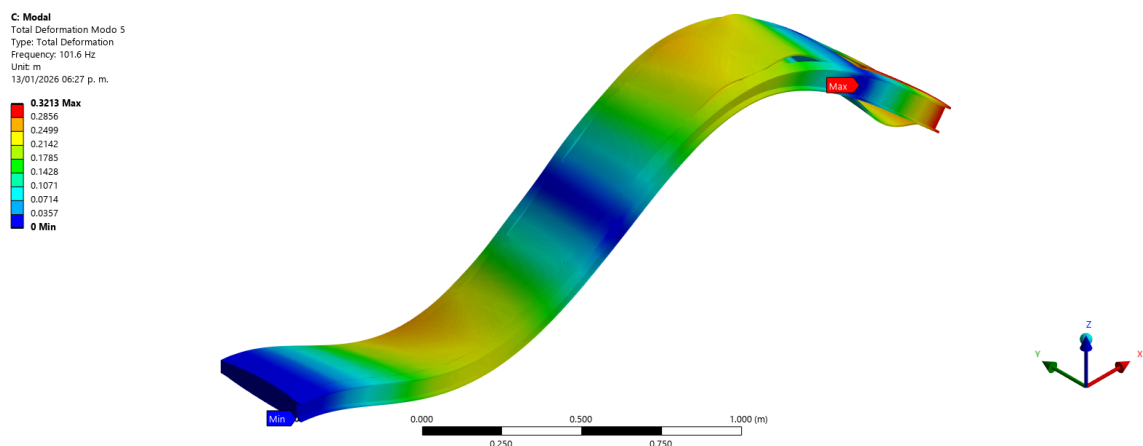


Fig. D.11 Resultados de la deformación total en relación con el quinto modo de vibración de la caja de torsión alar, correspondiente al análisis modal,  $f = 101.60$  [Hz].

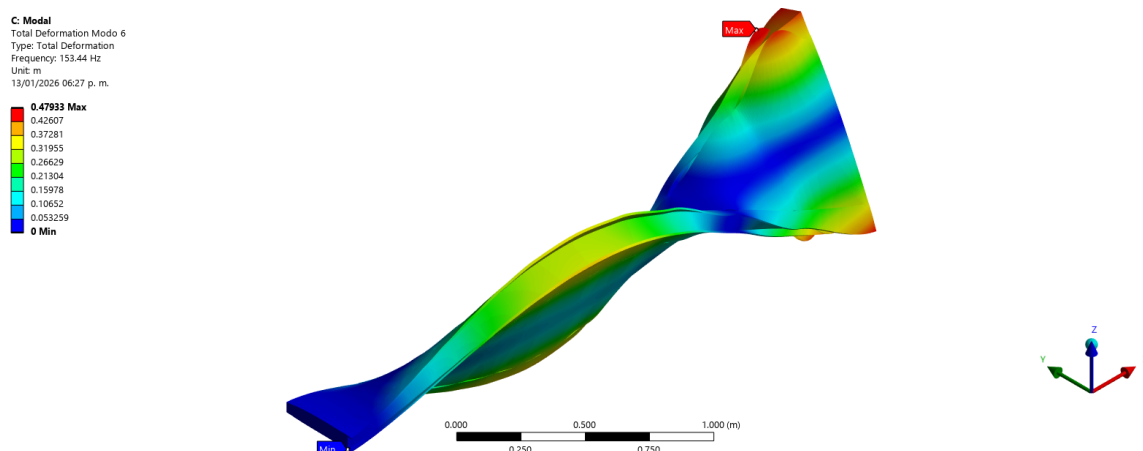


Fig. D.12 Resultados de la deformación total en relación con el sexto modo de vibración de la caja de torsión alar, correspondiente al análisis modal,  $f = 153.44$  [Hz].

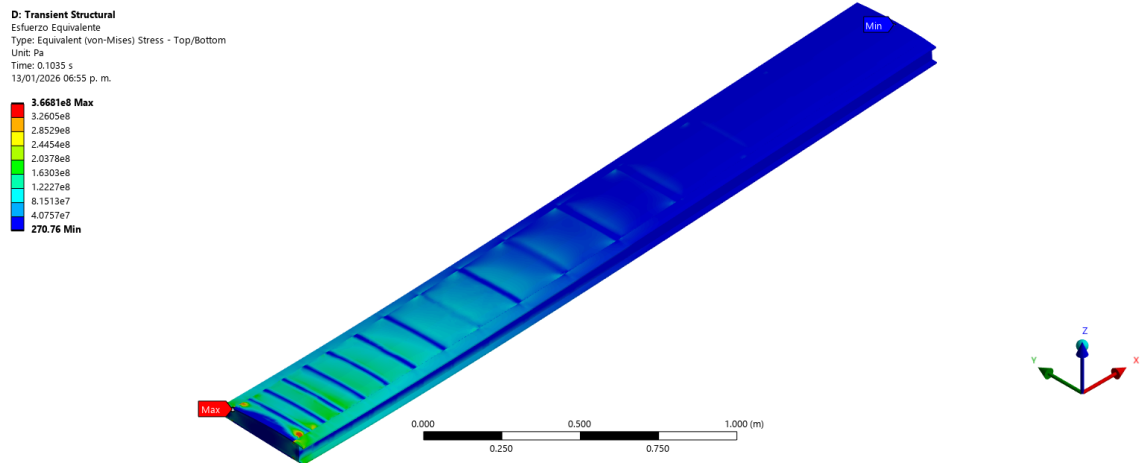


Fig. D.13 Resultados del esfuerzo de von Mises en la caja de torsión alar con núcleo sólido, correspondiente al análisis dinámico de respuesta transitoria.

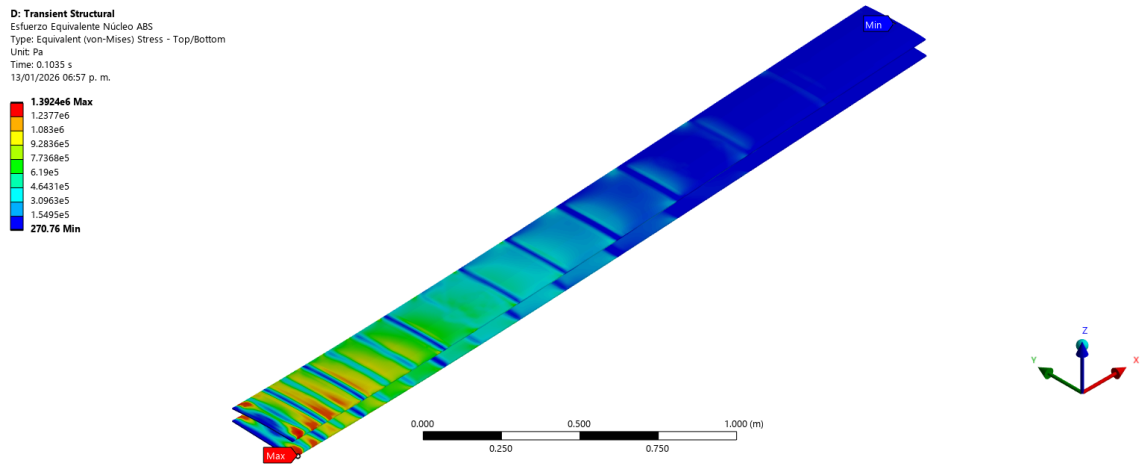


Fig. D.14 Resultados del esfuerzo de von Mises en el núcleo sólido del revestimiento alar, correspondiente al análisis dinámico de respuesta transitoria.

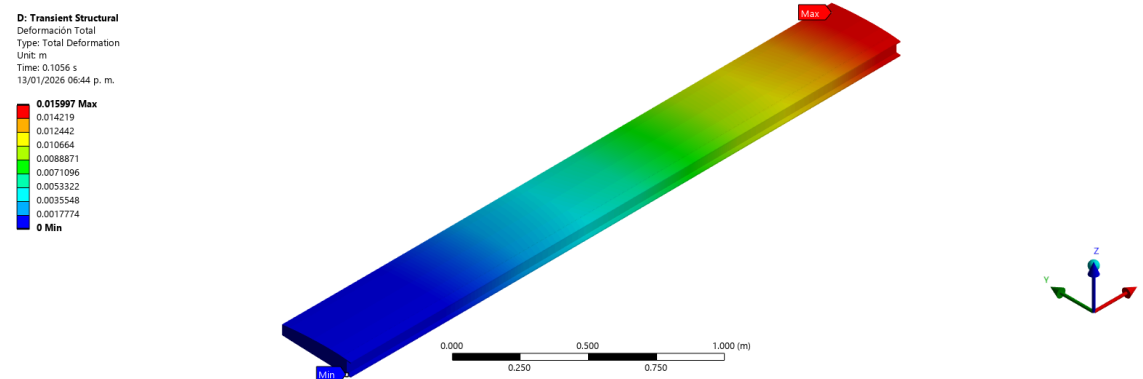


Fig. D.15 Resultados del desplazamiento en la caja de torsión alar con núcleo sólido, correspondiente al análisis dinámico de respuesta transitoria.

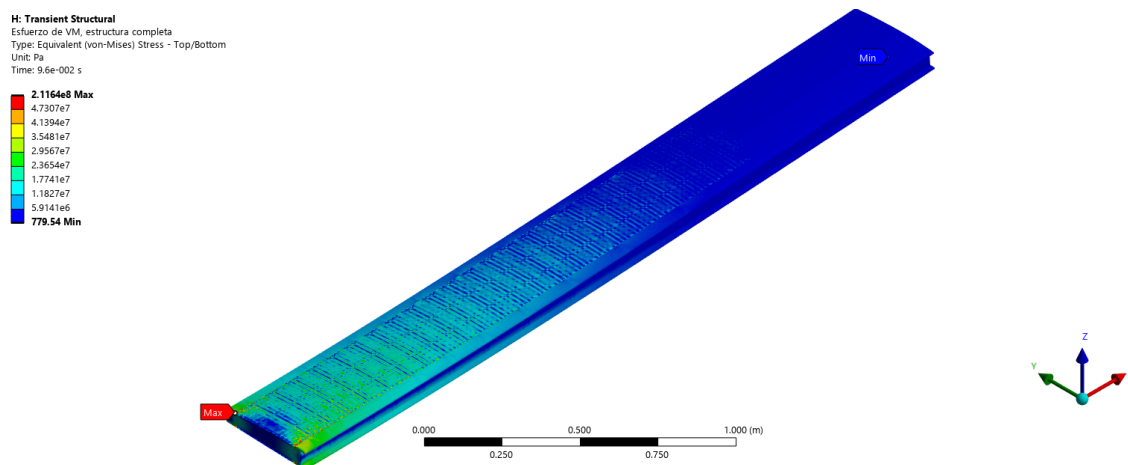


Fig. D.16 Resultados del esfuerzo de von Mises en la caja de torsión alar con núcleo celular bidimensional, correspondiente al análisis dinámico de respuesta transitoria.

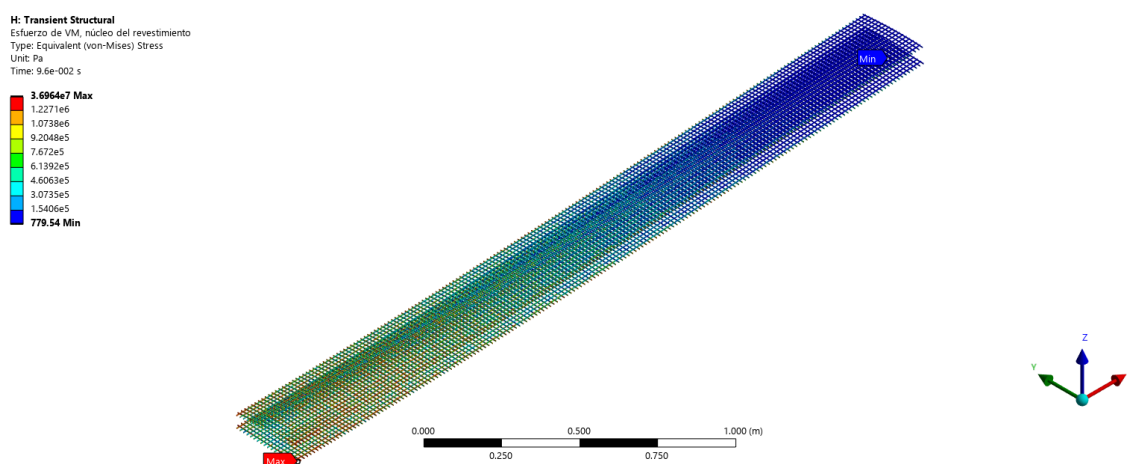


Fig. D.17 Resultados del esfuerzo de von Mises en el núcleo celular bidimensional del revestimiento alar, correspondiente al análisis dinámico de respuesta transitoria.

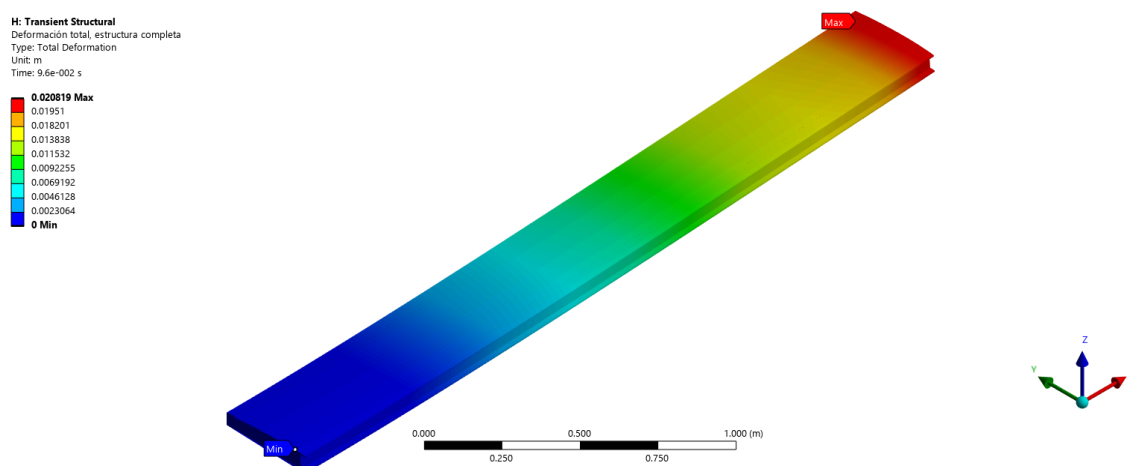


Fig. D.18 Resultados del desplazamiento en la caja de torsión alar con núcleo celular bidimensional, correspondiente al análisis dinámico de respuesta transitoria.