



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Modelado de pruebas a paneles de fibra
de carbono para la estructura de un
prototipo Formula SAE**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Elías Martínez Santillán

DIRECTOR DE TESIS

Edgar Isaac Ramírez Díaz



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Agradezco a mis padres, Patricia Santillán y Martín Martínez por el apoyo que me brindaron durante toda mi etapa escolar, por velar por mí, por brindarme todo lo necesario para poder terminar mis estudios, por compartirme sus conocimientos y consejos y principalmente por la gran herencia que me dejaron, mis estudios. A mi hermano Martín Martínez por estar a mi lado, compartiendo momentos de risas y enojos, los cuales hacen muy especial mi vida.

A mi *alma mater*, la Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de estudiar en sus instalaciones y a la Facultad de Ingeniería por brindarme una educación de calidad. Al proyecto de Formula SAE de la UNAM por aceptarme en su equipo de trabajo, por permitirme vivir grandes experiencias y adquirir grandes conocimientos.

A los amigos que hice durante la carrera, por darme su apoyo, amistad y tiempo.

A mi tutora, Alejandra Garza, por su apoyo y tiempo durante toda la carrera, con lo cual me ayudó a llevar mis estudios de la mejor manera.

A mi asesor, Isaac Ramírez por su disposición, apoyo, conocimientos y tiempo que me brindó para realizar este trabajo de tesis con calidad.

“It’s not love for music, it’s a passion and it goes beyond liking and beyond a hobby, it’s a way of living. Music is essential for my life.”

-Armin van Buuren

Índice

ÍNDICE.....	III
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IV
ÍNDICE DE TABLAS.....	VI
PRÓLOGO	VII
INTRODUCCIÓN	IX
CAPÍTULO 1. CONCEPTOS GENERALES.....	1
1.1 DESARROLLO HISTÓRICO DEL CHASIS	1
1.2 MATERIALES	4
CAPÍTULO 2. REGLAMENTO DE LA COMPETENCIA	16
2.1 GEOMETRÍA Y DISEÑO DEL MONOCASCO.....	16
2.2 MATERIALES Y SUJECIONES	21
2.3 PRUEBAS FÍSICAS	23
CAPÍTULO 3. PRUEBAS Y MODELOS DE MATERIALES COMPUESTOS	26
3.1 ENSAYO A FLEXIÓN EN 3 PUNTOS	26
3.2 ENSAYO A CORTANTE.....	35
3.3 PRUEBAS A ANCLAJES.....	36
3.4 MODELADO DE ESTRUCTURAS TIPO <i>SANDWICH</i>	38
3.5 SIMULACIONES EN ABAQUS® DE ESTRUCTURAS TIPO <i>SANDWICH</i>	43
CAPÍTULO 4. SIMULACIÓN DE PRUEBAS.....	47
4.1 PRUEBA A FLEXIÓN EN 3 PUNTOS	47
4.2 ENSAYO A CORTANTE.....	51
4.3 PRUEBAS A ANCLAJES.....	52
4.4 INICIACIÓN Y EVOLUCIÓN DE LA FALLA PARA MATERIALES DÚCTILES Y REFORZADOS CON FIBRAS.....	54
CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	60
5.1 PRUEBA A FLEXIÓN EN 3 PUNTOS	60
5.2 ENSAYO A CORTANTE.....	61
5.3 PRUEBA A ANCLAJES	64
CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES	67
REFERENCIAS	69

Índice de figuras

Figura 1.1	Chasis tipo escalera del Mercedes-Benz Clase G del 2002 [Mercedes-Benz USA, 2002]	1
Figura 1.2	Chasis multitubular del Ariel Atom del 2003 [Ariel Motor, 2003]	2
Figura 1.3	Marco espacial del Porsche 917 de 1969 [Retromotor, 2010]	3
Figura 1.4	Monocasco de fibra de carbono de un Lamborghini Aventador [Lamborghini, 2011]	3
Figura 1.5	Prototipo de Brunel Masters Motorsports [Brunel Masters Motorsports, 2012]	4
Figura 1.6	Gráfica densidad vs. Módulo de Young [CES EduPack 2013]	4
Figura 1.7	Monocasco de aluminio del prototipo CR10 del equipo Cardiff Racing [Cardiff Racing Facebook, 2013]	5
Figura 1.8	Partes de un compuesto [J. Wanberg, 2009]	7
Figura 1.9	Diferencia en las propiedades del compuesto dependiendo de la dirección de las fibras [Wanberg, 2009] ..	7
Figura 1.10	Capas en diferentes direcciones [Wanberg, 2009]	8
Figura 1.11	Fibra de vidrio en diferentes presentaciones [Ojeda, 2011]	8
Figura 1.12	Fibras de aramida [Rodríguez, 2014]	9
Figura 1.13	Fibra de carbono [Zhongao, 2015]	9
Figura 1.14	Filamentos formados por cintas cristalinas de carbono [Alberi, 2004]	10
Figura 1.15	Sentido de la urdimbre y de la trama en una tela [Wanberg, 2009]	10
Figura 1.16	Tafetán [Wanberg, 2009]	11
Figura 1.17	Sarga [Wanberg, 2009]	11
Figura 1.18	Raso [Wanberg, 2009]	11
Figura 1.19	Esterilla [Wanberg, 2009]	12
Figura 1.20	Modos de falla de los materiales compuestos [Ziaddon, 2016]	12
Figura 1.21	Aplicación de fuerza en dirección paralela a las capas [Wanberg, 2009]	13
Figura 1.22	Desprendimiento de capas del laminado [Wanberg, 2009]	13
Figura 1.23	Laminación manual con rodillo [DTMrack.com, 2010]	14
Figura 1.24	Moldeo con bolsa de vacío [McCrary, 1999]	14
Figura 1.25	Proceso de infusión de resina [DTMrack.com, 2010]	15
Figura 2.1	Chasis del prototipo UM-567	16
Figura 2.2	Separación mínima entre el casco del piloto y las envolventes [Formula SAE Rules 2017]	18
Figura 2.3	Referencias antropométricas [Anthropometric Reference Data, Formula SAE, 2017]	19
Figura 2.4	Referencias antropométricas [Twiner, 2016]	19
Figura 2.5	Representación del 95 percentil masculino [Formula SAE Rules 2017]	19
Figura 2.6	Plantilla para la entrada del habitáculo [Formula SAE Rules 2017]	20
Figura 2.7	Plantilla para el interior del habitáculo [Formula SAE Rules 2017]	20
Figura 2.8	Ejemplo de fijación mecánica alternativa para los arcos antivuelco [Formula SAE Rules 2017]	22
Figura 2.9	Rango de ángulos y distancias para fijación y colocación del cinturón de seguridad [Formula SAE Rules 2017]	23
Figura 2.10	Esquema para las pruebas de paneles y tubos [Formula SAE Rules 2017]	24
Figura 2.11	Esquema que muestra las partes laterales del monocasco [Formula SAE Rules 2017]	25
Figura 3.1	Esquema que muestra las partes laterales del monocasco [Formula SAE Rules 2017]	27
Figura 3.2	Determinación del offset [ASTM D7250]	28
Figura 3.3	Ensayo de flexión en 3 puntos realizado por el equipo ECU Racing [James, 2010]	30
Figura 3.4	Ensayo a flexión en 3 puntos a paneles con núcleo de 30mm y caras de fibra de carbono con diferentes orientaciones [James, 2010]	31
Figura 3.5	Ensayo a flexión en 3 puntos a paneles con núcleo de 30mm y caras de fibra de carbono con diferentes orientaciones [James, 2010]	31
Figura 3.6	Ensayo a flexión en 3 puntos de tubo de acero [James, 2010]	32
Figura 3.7	Configuración de la prueba a flexión en 3 puntos hecho por "Cal Poly Racing" [Hagan, 2014]	33
Figura 3.8	Resultados de la prueba a flexión en 3 puntos [Hagan, 2014]	34

Figura 3.9	Prueba a flexión en 3 puntos a tubos de acero 1018 [Hagan, 2014]	34
Figura 3.10	Resultados de la prueba a flexión en 3 puntos de los tubos de acero 1018 [Hagan, 2014]	34
Figura 3.11	Ensayo a cortante realizado por el equipo ECU Racing [James, 2010]	35
Figura 3.12	Ensayo a cortante de acuerdo al reglamento del 2017	35
Figura 3.13	Ensayo a cortante realizado por Cal Poly Racing [Hagan, 2014]	36
Figura 3.14	Resultados del ensayo a corte [Hagan, 2014]	36
Figura 3.15	Ensayo a corte de las monturas [James, 2010]	37
Figura 3.16	Prueba de extracción de la montura [James, 2010]	37
Figura 3.17	Resultado de la prueba de extracción de la montura [James, 2010]	37
Figura 3.18	Configuración para probar el método de sujeción al monocasco [Hagan, 2014]	38
Figura 3.19	Resultados de la prueba a los métodos de sujeción [Hagan, 2014]	38
Figura 3.20	Elementos de la estructura tipo sándwich	38
Figura 3.21	Panel soportado en dos puntos y su vista transversal [Petras, 1998]	39
Figura 3.22	Modos de falla en las caras [Petras, 1998]	40
Figura 3.23	Modos de falla en el núcleo [Petras, 1998]	42
Figura 3.24	Modelo de la prueba de compresión del núcleo [Iváñez, 2013]	44
Figura 3.25	Curvas obtenidas de ensayos experimentales y de simulación en ABAQUS [Iváñez, 2013]	44
Figura 3.26	Divisiones de las caras para definir diferentes densidades de mallado [Iváñez, 2013]	45
Figura 3.27	Ensamble mallado de la prueba de impacto [Iváñez, 2013]	45
Figura 3.28	Comparación de la fuerza de contacto experimental y simulada [Iváñez, 2013]	46
Figura 3.29	Comparación de la energía absorbida experimental y simulada [Iváñez, 2013]	46
Figura 4.1	Secuencia de laminado [90, 45, 90]	47
Figura 4.2	Espesor doble en las caras unidas [Wadley, 2006]	48
Figura 4.3	Dimensiones del modelo de flexión en 3 puntos	49
Figura 4.4	Partición y mallado de las caras. Medidas en milímetros	49
Figura 4.5	Ensamble de la prueba a flexión en 3 puntos	50
Figura 4.6	Partición de las caras de fibra de carbono y aluminio con sus respectivos mallados	51
Figura 4.7	Mallado de las caras inferiores de aluminio y fibra de carbono	52
Figura 4.8	Ensamble de la prueba a cortante	52
Figura 4.9	Pieza original y modelada en Abaqus® [James, 2010]	52
Figura 4.10	Modelo del honeycomb con espacio central para el anclaje	53
Figura 4.11	Mallado de las caras de fibra de carbono	53
Figura 4.12	Ensamble de la prueba a anclajes	54
Figura 4.13	Prueba de doble cantiléver [Sharcnnet, 2016] y de flexión en 4 puntos [Bioh, 2010]	56
Figura 4.14	Probetas para prueba de resistencia de fractura a tensión y compresión. Acot: mm [Pinho, 2005]	56
Figura 4.15	Esfuerzo equivalente contra desplazamiento equivalente [Abaqus® Documentation, 2017]	57
Figura 5.1	Comparación entre las curvas obtenidas de la prueba física y la simulación con y sin criterio de inicio y evolución de falla.	60
Figura 5.2	Panel antes y después de la falla en la cara superior.	61
Figura 5.3	Comparación entre las curvas obtenidas de la prueba física y la simulación con y sin criterio de inicio y evolución de falla.	62
Figura 5.4	Asignación del valor de <i>STATUS</i> a los elementos de la fibra de carbono.	62
Figura 5.5	Separación de elementos al final de la simulación	63
Figura 5.6	Ventana Field Output	63
Figura 5.7	Separación de elementos al final de la simulación	64
Figura 5.8	Ventana Field Output	64
Figura 5.9	Comparación entre las curvas obtenidas de la prueba física y la simulación con y sin criterio de inicio y evolución de falla.	65
Figura 5.10	Cara superior e inferior al cumplirse el criterio de falla y la eliminación de elementos.	65
Figura 5.11	Panel al final de la prueba física y de la simulación [James, 2010]	66
Figura 5.12	Corte de la simulación donde se utilizan elementos cohesivos para unir las caras al <i>honeycomb</i>	66

Índice de tablas

Tabla 1.1	Comparación del acero 1010 y 4130 [CES EduPack 2013].....	5
Tabla 1.2	Comparación de propiedades mecánicas de materiales metálicos y materiales compuestos [CES EduPack, 2013]	6
Tabla 1.3	Comparación de diferentes clases de fibra de vidrio [CES EduPack 2013]	8
Tabla 1.4	Comparación de diferentes clases de Kevlar [CES EduPack, 2013]	9
Tabla 1.5	Comparación de diferentes grados de fibra de carbono [CES EduPack 2013]	10
Tabla 2.1	Dimensiones básicas desde el 5 percentil femenino hasta el 95 percentil masculino [Anthropometric Reference Data, Formula SAE, 2017]	18
Tabla 2.2	Dimensiones mínimas para los elementos de la estructura principal [Formula SAE Rules 2017]	21
Tabla 3.1	Propiedades calculadas de dos tubos de acero y experimentales del panel [James, 2010].....	31
Tabla 3.2	Propiedades calculadas de dos tubos de acero y experimentales del panel [James, 2010].....	32
Tabla 3.3	Propiedades experimentales y calculadas de un tubo de acero [James, 2010]	33
Tabla 3.4	Propiedades de la estructura tipo sándwich con respecto a su peso [Petras, 1998]	39
Tabla 4.1	Propiedades de la fibra de carbono unidireccional de alto módulo [Performance Composites, 2009]	48
Tabla 4.2	Propiedades de hojas de aluminio [Matweb, 2017].....	48
Tabla 4.3	Propiedades utilizadas en el criterio de inicio de falla de Hashin [Performance Composites, 2009]	54
Tabla 4.4	Energía de fractura para el material IM7-8552 [Camanho, 2007].....	56
Tabla 4.5	Energía de fractura para el material IM7-8552 [Camanho, 2007].....	56
Tabla 4.6	Propiedades de hojas de aluminio [Matweb, 2017].....	58
Tabla 4.7	Parámetros para el modelo de endurecimiento de Johnson-Cook para el aluminio 6061-T6 [Johnson, 1989]	58
Tabla 4.8	Parámetros para el modelo de falla de Johnson-Cook para el aluminio 6061-T6 [Johnson, 1989].....	58

Prólogo

Formula SAE es una competencia estudiantil organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE por sus siglas en inglés). Tiene como objetivo hacer que estudiantes universitarios conciben, diseñen, fabriquen, desarrollen y compitan con un vehículo tipo fórmula. Se tiene un reglamento que regula el diseño del prototipo, la administración y los eventos de la competencia.

El propósito de la competencia es que el equipo simule ser una firma que diseña, fabrica, prueba y demuestra un vehículo prototipo para el mercado amateur y de competencia. Dicho vehículo cuenta con altas prestaciones en cuanto aceleración, frenado y manejo.

La competencia se divide en dos tipos de pruebas: estáticas y dinámicas. En las pruebas estáticas, los prototipos serán juzgados por personas especialistas en temas de ingeniería, mientras que el equipo defiende sus criterios de diseño y planeación. Dichas pruebas consisten en un reporte de costos, un plan de negocios, y un evento de diseño de ingeniería. Las pruebas dinámicas consisten en: aceleración, desempeño en un circuito en ocho, un circuito de *autocross*, un circuito de resistencia y el consumo de combustible del prototipo en el último circuito. Cada prueba tiene ponderaciones diferentes dependiendo de su complejidad.

El equipo de Formula SAE de la UNAM, llamado *UNAM Motorsports*, inició en el año 2008, compitiendo por primera vez en la edición del 2010 en California. En esta competencia se obtuvo el lugar número 26 de 84 equipos inscritos, siendo el mejor equipo latinoamericano y obtuvo el premio al Novato del Año. En el año 2011 fue el segundo auto más potente y obtuvieron la posición 42 de 84 universidades participantes. Al siguiente año se cambió de sede al Lincoln Airpark, siendo el segundo mejor equipo latinoamericano. En junio de 2013 se obtuvo el sexto lugar en reporte de costos y fue el segundo mejor equipo latinoamericano. En 2014 se obtuvo el lugar 336 en el ranking mundial. En el 2015 se obtuvo el tercer lugar en reporte de costos, onceavo lugar en el plan de negocios y una notoria mejoría en los eventos estáticos. Ha sido el mejor equipo mexicano durante seis años consecutivos.

Ya que el prototipo cuenta con altas prestaciones, uno de los factores que afectan su desempeño es el peso. Los elementos más pesados del prototipo son el piloto, el motor y el chasis, por lo que mantener un peso bajo en este último es importante. Un parámetro muy importante a considerar para el diseño del chasis es la rigidez torsional. Se sabe que la rigidez ideal del chasis está en función de la rigidez de la suspensión. Si el chasis tiene como mínimo n veces la rigidez de la suspensión, se considera que le aportará la rigidez con la que fue diseñada.

En este trabajo no se profundizará en la rigidez torsional de un chasis o un monocasco, ya que la rigidez torsional no se encuentra dentro de los objetivos, sin embargo, existe un trabajo de tesis hecho por el Ingeniero Moisés Mendoza Vásquez [Diseño y análisis de la prueba para medir la rigidez torsional del chasis FSAE UM-524, 2015, Universidad Nacional Autónoma de México], en el cual se profundiza en el concepto de rigidez torsional, en el desarrollo y obtención del valor ideal de rigidez y el diseño de la prueba física para un chasis tubular.

Para que el chasis cumpla con las tres características deseables, protección al piloto, bajo peso y alta rigidez torsional, se deben utilizar materiales cuyas propiedades empaten con las características antes mencionadas. El uso de tubos de acero para la manufactura del chasis es muy práctico debido a la facilidad de manufactura, bajo costo y buena resistencia, pero su alta densidad genera un área de oportunidad en cuanto al peso final del vehículo. Las propiedades específicas de los materiales compuestos los hacen una buena alternativa respecto al acero. Por eso se tiene interés en usar la fibra de carbono para la manufactura del chasis del vehículo.

El reglamento estipula que el prototipo tiene que contar con un chasis tubular o un monocasco. Para la construcción de un chasis tubular, el material básico es el acero SAE/AISI 1010, pero también está permitido el uso de materiales alternos siempre y cuando cumplan con los lineamientos mínimos establecidos por el reglamento. Para la manufactura de un monocasco, se debe comprobar con cálculos la equivalencia relativa al acero básico, por medio de pruebas físicas de los componentes, así también como un reporte detallado de su proceso de fabricación. Una de las prioridades del reglamento es la seguridad del piloto, y al ser el chasis el elemento principal que vela por esta, la sección de reglas es detallada y estricta.

Objetivo

El objetivo de este trabajo es brindar al equipo de *UNAM Motorsports* las bases teóricas para la simulación de las pruebas físicas que exige el reglamento para el uso de monocascos hechos con materiales compuestos. Se reunirá información relativa a los materiales compuestos, simulación en software y pruebas físicas realizadas por otros equipos participantes.

Introducción

En el primer capítulo se definirá al chasis vehicular, conceptos relativos y su función en un vehículo automotor. Se mostrarán los tipos de chasis que existen y que son usados en la competencia. Finalmente se presentarán los materiales utilizados para la manufactura de chasis y monocascos en la competencia.

Ya que el monocasco que se diseñará en este trabajo será usado en la competencia estudiantil de Formula SAE, dicho monocasco deberá cumplir con los lineamientos de diseño, manufactura, seguridad y funcionalidad que están escritos en el reglamento de la competencia en su edición del 2017. Por esta razón se dedicará el segundo capítulo a la síntesis de las reglas pertinentes al uso de un monocasco.

En el siguiente capítulo se presentarán las pruebas físicas que realizaron los equipos de la Universidad Edith Cowan y de la Universidad Politécnica Estatal de California, así también como las normas para la realización de éstas y modelos que describen el comportamiento de estructuras tipo sándwich. En el cuarto capítulo se mostrará la metodología de simulación en Abaqus/Explicit® y el análisis de resultados se hará en el capítulo siguiente. Finalmente se presentarán las conclusiones de este trabajo.

Capítulo 1. Conceptos generales

En un principio no se le daba tanta importancia al diseño y manufactura del chasis, ya que se prefería concentrar los esfuerzos en componentes más complejos del vehículo como el motor, la transmisión o la suspensión. Su función era unir las cuatro ruedas brindándoles rigidez a torsión y flexión. Actualmente, es una estructura que soporta y une todos los componentes de un vehículo, por ejemplo, el motor, la suspensión, la caja de velocidades, los asientos, etc. Pero su función principal es la de proteger a los ocupantes del vehículo. El diseño de chasises rígidos es reciente, ya que anteriormente se buscaba que unieran solo la parte frontal y trasera del auto.

1.1 Desarrollo histórico del chasis

A continuación, se presentan los diferentes tipos de chasis que se han desarrollado a lo largo de la historia en orden de complejidad, partiendo del más sencillo.

Chasis de tipo escalera

Esta es la forma más sencilla de un chasis, consiste de dos tubos de gran diámetro y calibre a lo largo del vehículo, unidos por miembros transversales de diámetro y calibre igual o menor a los longitudinales, de aquí el nombre de escalera (Figura 1.1). Esta configuración es pesada y tiene poca rigidez torsional, ya que depende de la sección transversal de los tubos longitudinales que se ocupen y la orientación de los miembros influye muy poco en esta [Costin & Phipps, 1974]. La rigidez a flexión es baja, ya que el chasis tiene que soportar grandes cargas y los tubos largos no son los más apropiados, además, su forma casi plana favorece esta insuficiencia. La falta de rigidez de la estructura se ve reflejada en la carrocería al aumentar de velocidad [Genta & Morello, 2009]. La baja resistencia de la estructura aporta poca protección en caso de accidentes.



Figura 1.1 Chasis tipo escalera del Mercedes-Benz Clase G del 2002 [Mercedes-Benz USA, 2002]

Debido a su sencillez, permite accesibilidad para los componentes mecánicos y con el uso de subestructuras se facilita el montaje de todos los componentes. Este tipo de chasis es relativamente pesado, debido al peso extra necesario para mejorar su desempeño. A pesar de esto, la manufactura es sencilla gracias a la poca cantidad de miembros, su gran espesor y el uso de soldadura. Todo esto hace que también sea barato y que la distorsión por la soldadura sea mínima [Costin & Phipps, 1974]. Por simplicidad, costo y facilidad de construcción, un chasis de escalera satisface las necesidades de un vehículo deportivo de baja o mediana potencia. Sin embargo, debido al desarrollo actual, no se recomienda su uso para competencias serias nacionales o internacionales.

Chasis multitubular

En estricto rigor, el término multitubular se podría usar para describir cualquier tipo de chasis aparte del de escalera. El término se aplicaría mejor a uno con cuatro tubos principales a lo largo de la estructura pero que no puedan clasificarse como chasis espacial [Costin & Phipps, 1974]. La diferencia entre estos dos es que el espacial tiene sus elementos triangulados, trabajando bajo cargas de compresión y tracción, mientras que el multitubular tiene elementos de refuerzo donde se necesitan (Figura 1.2).

Estos tienen baja eficiencia, pero están en un rango intermedio entre el tipo escalera y el espacial en cuanto a rigidez y costos de producción. El acceso a componentes es más complicado que en un chasis de escalera, pero en gran medida depende de su diseño. Es difícil repararlos, ya que después de varios impactos, por pequeños que sean, se distribuyen las cargas a todos los miembros en lugar de quedarse en un área reducida. Los costos de producción son similares a un espacial y en ambos las tolerancias son muy grandes, por lo tanto, es difícil que los componentes ensamblen como deberían. Es complicado mantener las dimensiones durante la manufactura en este tipo de chasis.

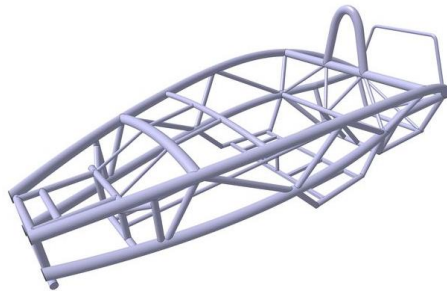


Figura 1.2 Chasis multitubular del Ariel Atom del 2003 [Ariel Motor, 2003]

Marco espacial

El marco espacial es el tipo de chasis más eficiente que puede hacerse para una producción limitada. Tienen una rigidez torsional adecuada, así como suficiente rigidez a flexión, aunque en su diseño la prioridad es que tenga alta rigidez torsional [Costin, 1974]. El marco espacial ideal desde el punto de vista de rigidez torsional sería un cubo con todas sus caras trianguladas (Figura 1.3). Sería el chasis más ligero, rígido, sencillo y económico, pero imposible de implementar en un vehículo.

La accesibilidad del chasis es tan importante como su rigidez, ya que se debe dar servicio a los componentes y montarlos o desmontarlos en el menor tiempo posible, por ejemplo el motor. En los autos deportivos es muy importante montar y desmontar este elemento con facilidad. Desde el punto de vista de producción, el marco espacial es el tipo de chasis más caro para manufacturar, ya que el número de tubos más la cantidad de soldadura necesaria incrementa los costos. A pesar de esto, son los más eficientes [Costin & Phipps, 1974].



Figura 1.3 Marco espacial del Porsche 917 de 1969 [Retromotor, 2010]

Monocasco

Con el uso de varios paneles unidos a una sola estructura, se combina el chasis con la carrocería (Figura 1.4), para grandes volúmenes de producción, este puede ser la mejor forma de construcción. En la etapa de diseño, cada panel se diseña para que transfiera las cargas al resto de la estructura, lo cual le da muchas ventajas, ya que puede ser muy ligera y rígida. La rigidez a flexión es muy buena, ya que este tipo de cargas se transmiten como cargas a tracción y compresión en el piso y el techo [Costin & Phipps, 1974].

Respecto a chasises equivalentes, el peso en estos es menor, ya que, dependiendo del diseño, se hace que la mayor cantidad del material utilizado transmita cargas. Comparado con un marco espacial con carrocería del mismo peso, el monocasco debe ser más rígido. Dependiendo del diseño, la accesibilidad a los componentes puede ser muy buena y la durabilidad dependerá de las condiciones de operación, pero en general es buena.



Figura 1.4 Monocasco de fibra de carbono de un Lamborghini Aventador [Lamborghini, 2011]

Monocasco con marco espacial

El reglamento permite combinar el monocasco con un marco espacial, aprovechando las ventajas de ambas estructuras. Para la competencia de Formula SAE, la mayoría de equipos utilizan marcos espaciales en la parte trasera y monocasco en la delantera (Figura 1.5). Con el monocasco se tiene una reducción de peso y alta rigidez torsional, mientras que con el marco espacial se tiene mayor facilidad de manufactura y facilidad de acceso para los componentes en esa zona. Se tienen complicaciones al momento de integrar ambas estructuras y de hacer el análisis de las cargas en los puntos de unión entre ellas [Eurenius, 2013].

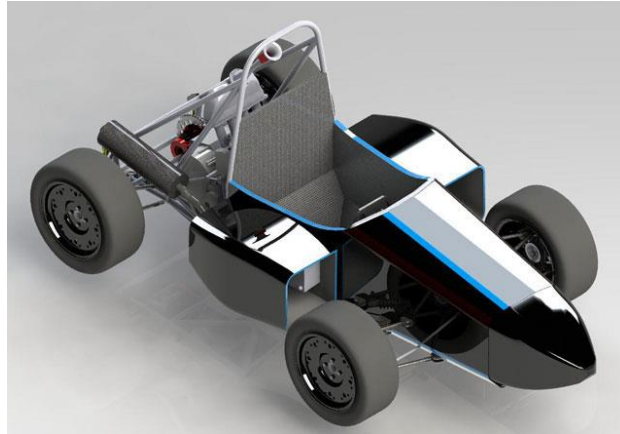


Figura 1.5 Prototipo de Brunel Masters Motorsports [Brunel Masters Motorsports, 2012]

1.2 Materiales

Para todo proceso de diseño es muy importante hacer una buena selección de materiales tomando en cuenta los factores que interesen para el producto que se vaya a diseñar. Las propiedades de interés se elegirán con base en las solicitaciones a las que vaya a estar sometida la pieza o el producto. Hay una gran variedad de materiales que pueden usarse en un chasis, en este caso importa la resistencia, la rigidez y la baja densidad.

Como se ve en el gráfico de Ashby existen una gran cantidad de materiales pero muchos de ellos no son apropiados para fabricar un chasis, debido a su alta fragilidad, baja deformabilidad, alto costo, reducida resistencia, etcétera. El material ideal estaría localizado en la parte superior izquierda del gráfico, con alta rigidez y baja densidad.

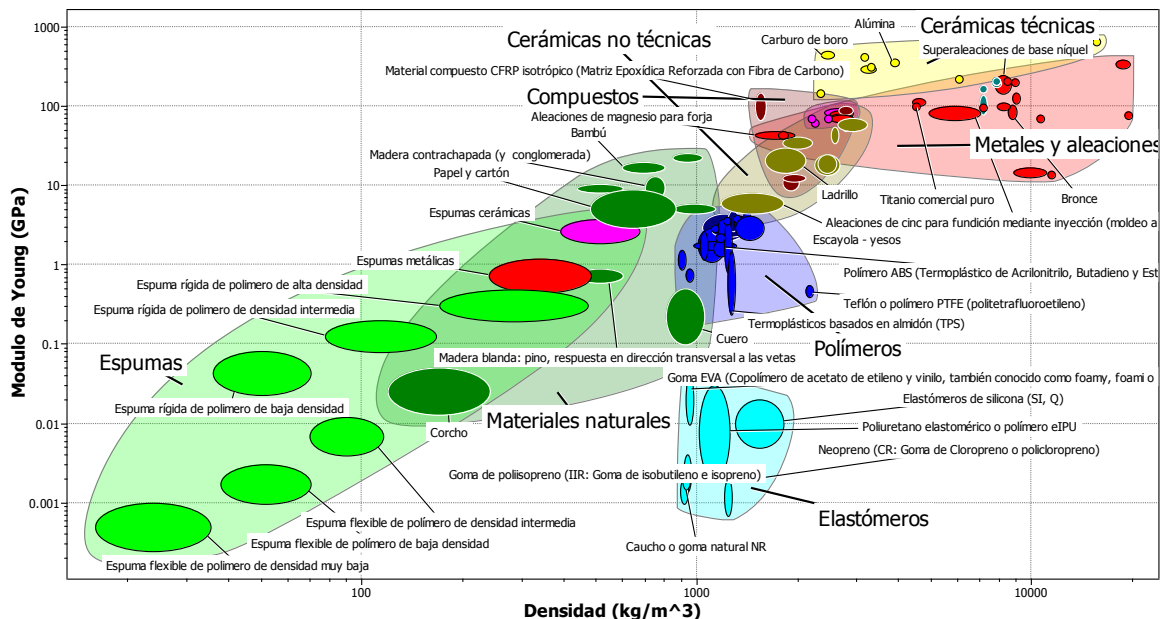


Figura 1.6 Gráfica densidad vs. Módulo de Young [CES EduPack 2013]

Aceros

El material de referencia para la manufactura de un marco espacial es un acero con mínimo 0.1% de carbono, tiene las ventajas de ser económico, ofrecer buena resistencia y es posible soldarlo con cualquier técnica. Su inconveniente es que comparado con el acero 4130, tiene menor esfuerzo de cedencia y esfuerzo último. Este último es utilizado con frecuencia para hacer marcos espaciales con independencia de las complicaciones que presenta al momento de soldarlo. Contiene molibdeno y cromo los cuales ayudan a incrementar su resistencia. Aunque se utilice acero más resistente, el reglamento no permite utilizar tubos con menor espesor de pared. En la Tabla 1.1 se comparan algunas propiedades del acero 1010 con el 4130. El acero 1010 cumple con el mínimo de carbono en su composición.

Tabla 1.1 Comparación del acero 1010 y 4130 [CES EduPack 2013]

Propiedad	Acero 1010	Acero 4130
Módulo de Young (GPa)	205 - 215	198 - 206
Esfuerzo de cedencia (MPa)	172 - 315	475 - 525
Esfuerzo último (MPa)	310 - 430	652 - 720

Se permite utilizar materiales alternativos al acero, por ejemplo, aluminio o magnesio, en cualquier estructura con excepción del arco principal y sus soportes. Para utilizar materiales diferentes al acero, se deberán hacer cálculos que demuestren equivalencia con las propiedades del acero de referencia.

Aluminio

Es poco común que los equipos participantes utilicen un chasis o un monocasco de aluminio en lugar de utilizar acero o materiales compuestos, ya que existen antecedentes de su uso. El reglamento permite utilizar tubos de aluminio con espesor de mínimo 3 milímetros y se debe demostrar que el chasis ha sido tratado térmicamente por solución y envejecido artificialmente de forma adecuada.

Existen pocos equipos que utilizan aluminio para su chasis, por ejemplo el equipo la Universidad de Cardiff, quienes desde el 2005 han competido con monocasco de aluminio en la parte frontal y marco espacial de acero en la parte trasera. Está hecho de *honeycomb* y caras de aluminio unidos con una película adherente, pesando alrededor de 14 kg. Incluyeron en su último diseño un arco y pared frontal de aluminio 6082-T6 de perfil tubular rectangular de 30 mm y 3 mm de espesor.



Figura 1.7 Monocasco de aluminio del prototipo CR10 del equipo Cardiff Racing [Cardiff Racing Facebook, 2013]

Para hacer la carrocería, algunos equipos utilizan paneles de aluminio, pero este no tiene funciones estructurales. También es utilizada para hacer componentes del vehículo, como pedales, mazas o soportes. El reglamento exige que haya una pared cortafuegos que separe al piloto de todos los sistemas de suministro de combustible, enfriamiento, alto voltaje y del motor. En la mayoría de los casos esta pared se hace con aluminio.

Material compuestos

Los compuestos reforzados con fibras ofrecen muchas ventajas a la industria automotriz. Gracias a su baja densidad, se ha disminuido su peso. Las fibras se pueden orientar en la dirección de los esfuerzos principales, optimizando el material utilizado. Las empresas de automovilismo de carreras utilizan en gran medida los materiales compuestos, principalmente en el monocasco de los vehículos. La alta relación de resistencia y bajo peso es el motivo por el que su uso se ha hecho muy importante. Los materiales de refuerzo más comunes son la fibra de carbono, Kevlar y vidrio.

Un material compuesto es un material constituido por dos o más elementos que han sido unidos para crear un nuevo material con propiedades diferentes a los que lo conforman por separado. Este nuevo material debe contar con una proporción mínima de 5% de uno de sus componentes [Savage, 2008] y su obtención debe ser deliberada al mezclar los constituyentes. Este material se forma a partir de dos o más fases químicamente diferentes, se le llama matriz a la fase continua y generalmente se le añaden constituyentes para formar el compuesto y mejorar sus propiedades. Las matrices pueden ser de materiales cerámicos, metálicos o poliméricos. La segunda fase es el refuerzo, el cual mejora las propiedades de la matriz y en la mayoría de los casos el refuerzo es más duro, resistente y rígido que la matriz.

Los compuestos reforzados con fibras presentan mejores propiedades específicas, esto permite producir componentes con menor peso. Como estos materiales son anisótropos, su orientación debe tomarse en cuenta cuando se va a diseñar la pieza. Las propiedades de los compuestos solo pueden aprovecharse en ciertos casos de carga, como por ejemplo a tensión.

Tabla 1.2 Comparación de propiedades mecánicas de materiales metálicos y materiales compuestos [CES EduPack, 2013]

Material	Densidad, ρ (g/cm ³)	Esfuerzo último, σ (MPa)	Módulo de elasticidad, E (GPa)	Esfuerzo específico (σ/ρ)	Módulo específico (E/ ρ)
Acero 4130	7.8 – 7.9	652 - 720	198 - 206	83 – 91	25 - 26
Aluminio 6082-T6	2.67 – 2.73	280 - 340	70 - 74	104 - 124	26 - 27
Titanio Ti-6Al-4V	4.41 – 4.45	862 - 1200	110 - 119	195 - 270	24 – 26
Fibra de vidrio con matriz epóxica	1.75 – 1.97	138 - 241	15 - 28	79 - 122	8.57 – 14
Kevlar 149	1.46 – 1.48	3200 - 3600	170 - 190	2191 - 2432	116 – 128
Fibra de carbono de alto módulo	1.8 – 1.85	2400 – 2410	370 - 390	1300 – 1302	205 – 210
Fibra de carbono de ultra alto módulo	2.05 – 2.16	2300 - 2400	690 - 830	1111 - 1121	336 – 384

La matriz es el componente que envuelve y mantiene unidas las fibras, además, le da al compuesto resistencia a la compresión y a cortante para evitar que haya desplazamiento entre las fibras (Figura 1.8) y transmite las cargas a estas. Solidifica a través de un proceso químico, volviéndose rígida y aportándole rigidez al tejido flexible embebido en ella. El refuerzo en el compuesto provee de resistencia a tensión y un poco de resistencia a cortante. Antes de ser impregnado con la matriz, el refuerzo parece una tela con las fibras visibles y con la flexibilidad de una tela común que le permite tomar la forma de la superficie de algún molde.

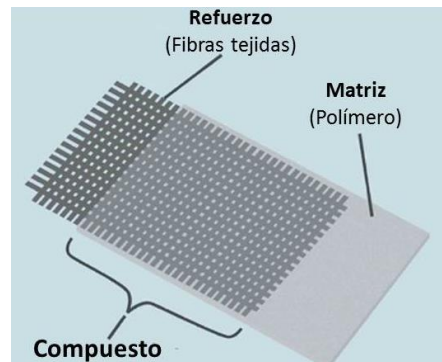


Figura 1.8 Partes de un compuesto [J. Wanberg, 2009]

Para formar un compuesto, el refuerzo y la matriz se unen en un proceso llamado laminado, en el cual se impregna al refuerzo con una resina, la cual se rocía, se presiona, se inyecta o se le aplica vacío para infundirla entre las fibras. Los métodos de laminado se dividen en dos categorías: laminado seco o laminado húmedo.

En el laminado húmedo el fabricante del compuesto debe manipular la fibra impregnada con la resina para colocarla en el molde, mientras que en el laminado seco se coloca en el molde el refuerzo seco y después se le agrega la resina líquida. Este último método de laminación requiere el uso de equipo especializado y habilidad para generar un compuesto de buena calidad.

Para que la pieza tenga la rigidez adecuada, es necesario agregar más de una capa de refuerzo. Para esto se agregan al molde varias capas de refuerzo impregnado con la resina para crear un laminado. Las nuevas capas se adhieren a las anteriores mientras la resina cura, formando una estructura compuesta única. El beneficio que se obtiene al laminar varias capas es que se pueden colocar las fibras en cualquier dirección con el objetivo de aumentar la resistencia en una dirección del compuesto (Figura 1.9).

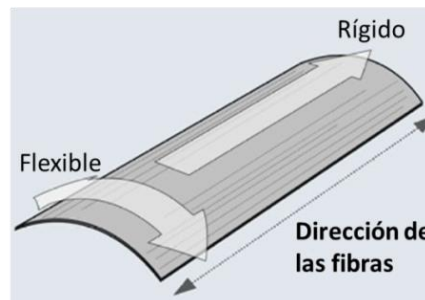


Figura 1.9 Diferencia en las propiedades del compuesto dependiendo de la dirección de las fibras [Wanberg, 2009]

Cuando las fibras de los compuestos se orientan en una sola dirección, es muy resistente a lo largo de las fibras, pero es flexible en dirección perpendicular a éstas, por lo tanto puede doblarse fácilmente o inclusive fracturarse. Por esta razón, se deben colocar las fibras en diferentes direcciones para controlar la resistencia en éstas de acuerdo al diseño o se pueden usar refuerzos que estén tejidos en varias direcciones (Figura 1.10).

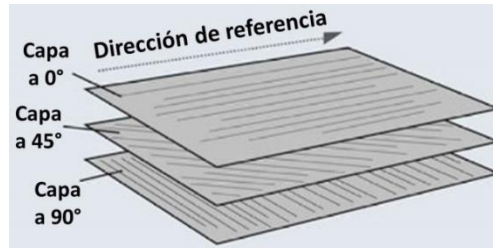


Figura 1.10 Capas en diferentes direcciones [Wanberg, 2009]

Se les ha asignado muchos nombres a los compuestos para diferenciarlos de otros materiales, el más utilizado es: plásticos reforzados con fibras. De este nombre se derivan otros en donde se especifica el tipo de fibra que lo compone, como:

- Plásticos reforzados con fibra de vidrio.
- Plásticos reforzados con fibra de aramida.
- Plásticos reforzados con fibra de carbono.

La fibra de vidrio (Figura 1.11) es la más común y asequible de los plásticos reforzados, empleada en la fabricación de embarcaciones, particularmente en los cascos. También ha tenido importancia en la industria automotriz, de transporte e inclusive en la aeroespacial para fabricar estructuras. La fibra de vidrio está disponible en diferentes grados, los más comunes son el vidrio de clase E y clase S. La clase E es económica, aislante térmico y de aplicaciones en arquitectura, marina y automotriz. La clase S es una fibra de alto desempeño con mayor resistencia que la de clase E y es utilizada en la industria aeroespacial, ingenieril y de carreras. Es susceptible a la humedad y a los ataques químicos, puede estirarse más que la fibra de carbono antes de romperse, es rígida y resistente a tracción y compresión, pero es débil a cortante.

Tabla 1.3 Comparación de diferentes clases de fibra de vidrio [CES EduPack 2013]

Propiedad	Clase E	Clase S
Módulo de Young (GPa)	72 - 85	86 - 93
Esfuerzo de cedencia (MPa)	1800 - 1850	3750 - 4090
Esfuerzo último (MPa)	1950 - 2050	4700 - 4800
Densidad (g/cm ³)	2.55 - 2.6	2.49 - 2.5



Figura 1.11 Fibra de vidrio en diferentes presentaciones [Ojeda, 2011]

Las fibras de aramida (Figura 1.12) son muy ligeras, resistentes, resistentes a la abrasión, al calor y son no conductoras. Estas propiedades lo hacen útil en piezas que estarán sometidas a ambientes difíciles o donde la seguridad es importante. El nombre comercial que le asigna DuPont es Kevlar y existen tres grados de fibras: Kevlar para refuerzo en productos de goma, Kevlar-29 para uso general industrial y blindajes y Kevlar-49 para aplicaciones de alto desempeño y transporte. La aramida tiene alta resistencia específica a tracción, alto módulo de elasticidad y baja elongación a la rotura, gran tenacidad, alta resistencia al impacto y es capaz de absorber mucha energía.

Tabla 1.4 Comparación de diferentes clases de Kevlar [CES EduPack, 2013]

Propiedad	Kevlar 29	Kevlar 49	Kevlar 149
Módulo de Young (GPa)	62 - 80	117 - 130	170 - 190
Esfuerzo de cedencia (MPa)	2500 - 3000	2250 - 2750	2500 - 3000
Esfuerzo último (MPa)	2900 - 3600	2500 - 3000	3200 - 3600
Densidad (g/cm ³)	1.43 - 1.45	1.44 - 1.45	1.46 - 1.48

Tiene cualidades que dificultan su uso ya que es difícil de cortar y las orillas tienden a deshebrarse y desprenderse en lugar de cortarse de forma. Una solución a este problema es usar corte con chorro de agua con abrasivos o con herramienta especializada para cortarlo uniformemente.

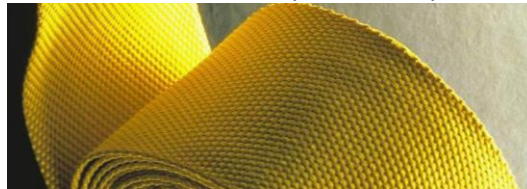


Figura 1.12 Fibras de aramida [Rodríguez, 2014]

La fibra de carbono (Figura 1.13) es un refuerzo muy solicitado debido a su bajo peso, alta resistencia y rigidez. Ha sido utilizado en la industria aeroespacial por décadas, pero en años recientes incursionó a los productos automotrices, de carreras, industriales y de recreación. Es más caro que las otras fibras, pero esta diferencia de precio se justifica cuando se necesita mejorar el desempeño. Además de sus propiedades mecánicas, la fibra de carbono tiene cualidades estéticas y de facilidad de trabajo que lo ponen en ventaja frente a los otros refuerzos, ya que colocar las capas en los moldes es más sencillo que la fibra de vidrio del mismo peso y puede cortarse y lijarse con más facilidad y limpieza que las otras fibras. La fibra de carbono de grado comercial y aeroespacial está disponible con diferentes rangos de resistencia.



Figura 1.13 Fibra de carbono [Zhongao, 2015]

Una forma de clasificar las telas es por la cantidad de miles de filamentos que hay en cada haz de fibra, una tela de 1K tendría 1000 filamentos en cada haz de fibra, mientras que una de 3K tendría 3000 filamentos. Las cuentas más comunes son 3K, 6K y 24K, las telas 3K se utilizan en laminados comunes, las 6K para fortalecer laminados y las de 12K y 24K para crear herramientas como moldes. También se especifica, de acuerdo al peso por unidad de área o por las propiedades de la fibra.

Tabla 1.5 Comparación de diferentes grados de fibra de carbono [CES EduPack 2013]

Propiedad	Alto modulo	Muy alto modulo	Ultra alto modulo	Alta resistencia
Módulo de Young (GPa)	370 - 390	530 – 580	690 – 830	225 – 245
Esfuerzo de cedencia (MPa)	1910 - 2110	1830 – 1850	1830 - 1840	3750 – 4000
Esfuerzo último (MPa)	2400 - 2410	2060 – 2070	2300 – 2400	4500 – 4800
Densidad (g/cm ³)	1.8 – 1.85	1.9 – 1.94	2.05 – 2.16	1.8 – 1.84

Los plásticos reforzados con fibra de carbono son cinco veces más resistentes que el acero 1020 para partes estructurales y cinco veces más ligero, es siete veces más resistente que el aluminio 6061 y 1.5 veces más ligero. Además, tiene propiedades superiores de fatiga que los metales, se convierte en uno de los materiales más resistentes al deterioro, si se utiliza la resina apropiada como matriz y no sufren ablandamiento al someterse a altas temperaturas. Su resistencia a la fatiga lo pone en ventaja frente a otros refuerzos, ya que, a diferencia de la fibra de vidrio o aramida, las de carbono se recuperan elásticamente después de aplicarle carga.

Los filamentos de carbono son cilindros de aproximadamente 7µm, formados de cintas cristalinas de átomos de carbono, las cuales se entrelazan y son casi paralelas al eje del cilindro (Figura 1.14). El módulo de la fibra se determina por el largo y rectitud de las cintas y el enlace covalente de los átomos le aportan resistencia y rigidez. Los enlaces de van de Waals hacen que tenga poca resistencia a cortante pero permite que sea conductor térmico y eléctrico. El ancho, largo y cantidad de listones determina las propiedades térmicas y eléctricas así también como a su módulo. Con deformación plástica y tratamientos térmicos se puede mejorar la orientación de la microestructura, incrementando el módulo, densidad y la conductividad térmica y eléctrica. Lo que diferencia las categorías de las fibras es el tratamiento térmico y la tensión a la que son sometidas durante su fabricación.

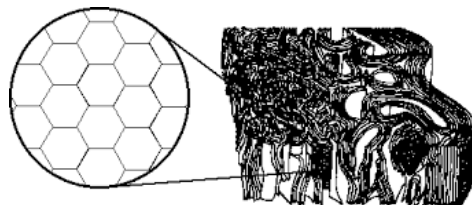


Figura 1.14 Filamentos formados por cintas cristalinas de carbono [Alberi, 2004]

Los refuerzos tejidos están formados por filamentos que se acomodan en manojos y finalmente se tejen usando equipo de tejido industrial. Se designan en términos del grosor de la tela, por su peso por unidad de área, y por el número de urdimbres y tramas por pulgada (Figura 1.15). Las urdimbres son los hilos que van a lo largo de la tela y las tramas van en dirección del ancho de la tela.

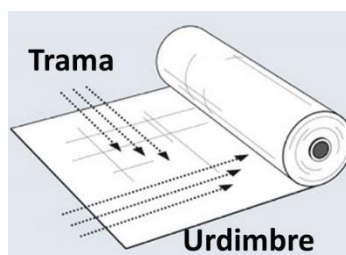


Figura 1.15 Sentido de la urdimbre y de la trama en una tela [Wanberg, 2009].

Los patrones de tejido en un refuerzo afectarán su resistencia direccional, que tan fácil pueda mojarse con la resina y cuanta pueda contener, la calidad de la superficie del compuesto y la facilidad para adaptarse a la superficie del molde. Los tipos de tejido más comunes son:

- **Tafetán.-** Este tipo de tejido más común para los refuerzos, se logra alternando las tramas y urdimbres (Figura 1.16). Gracias a esto el tejido es muy estable, la resina se impregna fácilmente y al ser simétrico por ambos lados, permite distribuir los esfuerzos uniformemente en sus fibras. Como desventaja genera superficies desiguales y le es difícil tomar las formas complejas del molde ya que a las fibras se les dificulta deslizarse entre ellas. Las ondulaciones de las fibras generan patrones de poros en la superficie del laminado, haciendo que no puedan tener contacto con el molde, este efecto aumenta en telas con hebras más gruesas.

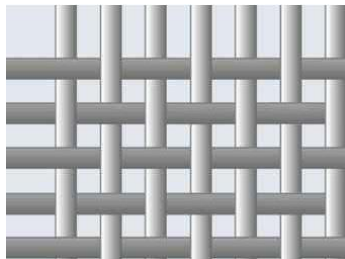


Figura 1.16 Tafetán [Wanberg, 2009]

- **Sarga.-** Gracias a que tienen la mejor combinación entre resistencia y facilidad de adaptarse al molde, son más utilizadas en aplicaciones donde se requiera gran desempeño y hacer formas complejas. Además, producen un acabado estético agradable, especialmente con la fibra de carbono. La configuración más común es 2x2 en donde las urdimbres pasan por arriba y por debajo de dos tramas (Figura 1.17).

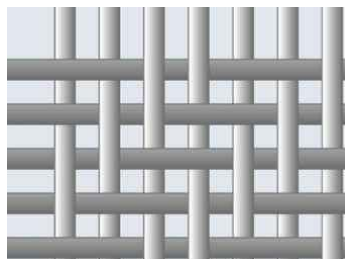


Figura 1.17 Sarga [Wanberg, 2009]

- **Raso.-** Puede adaptarse muy bien a la superficie del molde pero tiene muy poca estabilidad, debido a que su patrón es muy fácil que se deshaga cuando se lamina a mano (Figura 1.18).

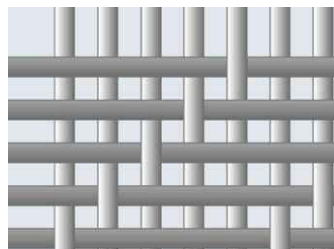


Figura 1.18 Raso [Wanberg, 2009]

- **Esterilla.-** Son muy similares al tafetán solo que se alternan dos tramas y dos urdimbres (Figura 1.19). Forman una superficie más uniforme que otros patrones, pero son propensos a deshilarse.

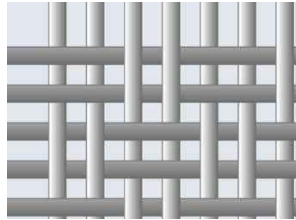


Figura 1.19 Esterilla [Wanberg, 2009]

Seleccionar una combinación de matriz y refuerzo es importante en el proceso de fabricación ya que sus propiedades afectan al desempeño del compuesto. La aplicación final de la pieza debe considerarse para evitar que la pieza falle una vez que ha sido puesta en funcionamiento o realizar gastos excesivos e injustificados en material, por ejemplo, si se une una fibra de alta resistencia con una matriz de baja resistencia, se obtendrá un compuesto que no cumplirá con las especificaciones deseadas. Así como sucede con las cadenas, las cuales son tan resistentes como su eslabón más débil, no tiene sentido combinar fibras resistentes con una matriz de baja resistencia.

En la figura 1.20 se presentan modos de falla de las fibras y de la matriz. Debido a que la matriz y la fibra no se unieron apropiadamente o no son compatibles, éstas se separan (1); cuando la matriz es más resistente que el refuerzo, este falla primero (2) o en el caso inverso falla primero la matriz (3); se generan grietas en la matriz que al abrirse dejan expuesto el refuerzo (4); cuando no hay una buena unión, el refuerzo se desliza entre la matriz quedando expuesto (5).

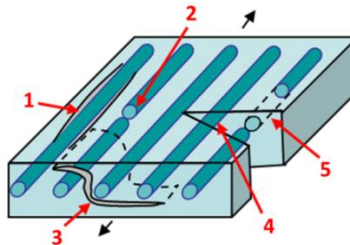


Figura 1.20 Modos de falla de los materiales compuestos [Ziadoon, 2016]

Las resinas termoestables son las más comunes por su facilidad de uso, con la adición de un catalizador, la resina líquida se endurece en una reacción química irreversible. Esta reacción química es conocida como reticulación, une los extremos de las moléculas de los polímeros para crear una sola molécula con mayor resistencia y rigidez. Las más comunes son las resinas poliméricas, epóxicas, viniléster y otras menos comunes como las fenólicas y poliamidas. Un efecto secundario de la reticulación es la liberación de calor, ya que es una reacción exotérmica y el calor despedido depende de la rapidez de curado de la resina. Las resinas se degradan naturalmente con la luz ultravioleta, rompiendo los enlaces químicos de las moléculas, con lo que se disminuye su resistencia y reduciéndolo a polvo. A algunas resinas se les añaden inhibidores de luz ultravioleta o se pueden proteger con pintura o películas protectoras.

Los adhesivos y las resinas actúan de forma similar en los compuestos ya que ambas trabajan bien a cortante, resistiendo el deslizamiento entre las fibras y capas del laminado (Figura 1.21). Sin embargo, no son efectivas cuando se trata de desprender las capas del laminado, tirando de las capas en direcciones contrarias (Figura 1.22).

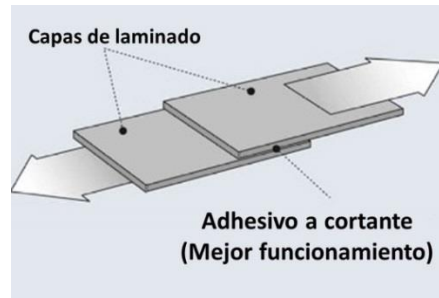


Figura 1.21 Aplicación de fuerza en dirección paralela a las capas [Wanberg, 2009]

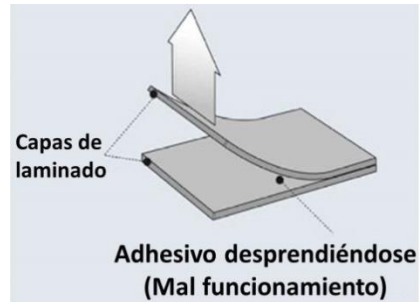


Figura 1.22 Desprendimiento de capas del laminado [Wanberg, 2009]

Las resinas termoestables más comunes son:

- **Resinas poliéster.**- Es la más común debido a que su tiempo de curado es ajustable y a su bajo costo. Se emplea comúnmente en la fabricación de cascos de embarcaciones y bañeras. Es resistente a la luz ultravioleta y tiene poca resistencia a comparación con otras resinas debido a que se encoge durante el curado, generando esfuerzos que reducen su resistencia final. Por este motivo no se combina con refuerzos de alto desempeño como fibra de carbono; tampoco es recomendable usarla con fibras de aramida ya que su unión es difícil.
- **Resina viniléster.**- Se prefiere su uso por sobre las resinas poliéster por su mejor desempeño, buena resistencia química, facilidad de uso, resistencia a la fatiga, altas temperaturas y exteriores. Se utiliza en cascos de embarcaciones de alto desempeño y tanques de almacenamiento de químicos. Para obtener las mejores propiedades, es necesario aplicar un tratamiento térmico después del curado. Desafortunadamente también se encogen durante el curado y emiten un olor desagradable como las resinas poliéster.
- **Resina epoxi.**- Esta resina se utiliza cuando se necesita mayor resistencia, durabilidad y resistencia química a pesar de su mayor costo respecto a las dos anteriores. Pueden usarse con cualquier tipo de refuerzos pero se prefieren con tejidos de alto desempeño, buscando mejorar las propiedades del compuesto. Las propiedades de la resina dependen de su fórmula química y se pueden aumentar tratándola térmicamente después del curado. Su inconveniente es que se degrada con la luz ultravioleta y es necesario protegerlo con películas o pintura.

A continuación, se explicarán las técnicas de fabricación más sencillas de los materiales compuestos, debido a que no requieren una inversión considerable en herramientas o instalaciones.

- **Laminación manual.**- Es el método más sencillo para fabricar materiales compuestos. En un molde abierto acondicionado con una película antiadherente, se coloca el refuerzo y con una brocha o un rodillo se esparce la resina mezclada con el catalizador, comprimiendo las láminas e impregnándolas con la resina (Figura 1.23). Debido a que la presión aplicada al laminado es muy baja, el trabajo final es propenso a tener muchos defectos, como arrugas en la superficie, burbujas de aire, poros y picaduras, cuarteado y grietas, mala adherencia al molde o a las láminas contiguas, afloramiento de fibras o zonas en las que no se mezcle la resina con el refuerzo, además, solo se puede obtener una sola cara lisa, correspondiente al lado del molde. Algunos de estos defectos se pueden reparar con un proceso posterior, cortando, lijando o dándole un acabado superficial final con resinas pigmentadas, llamadas *gelcoat*. Es un método de fabricación con costos bajos y que permite hacer piezas grandes y complejas, incluso permite el uso de una amplia gama de materiales y de hacer injertos y refuerzos estructurales de manera sencilla.

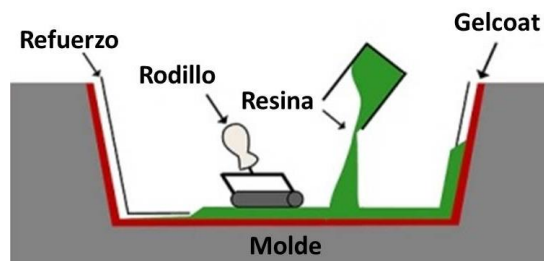


Figura 1.23 Laminación manual con rodillo [DTMrack.com, 2010]

- **Moldeo con bolsa de vacío.**- Este es un proceso complementario al anterior, después de colocar el refuerzo y la resina en el molde, a este se le colocan capas de material absorbente, para separar las capas extra y una capa que ayuda a que la resina se distribuya mejor. Todo esto se cubre con una bolsa especial para el proceso y se pega al molde con una cinta adherente, aislando el interior de la bolsa de su alrededor. Posteriormente con una bomba se genera vacío dentro de la bolsa, el cual extrae el aire y la resina excedente. La presión atmosférica actuando sobre el compuesto, presiona el laminado contra el molde, disminuyendo las imperfecciones (Figura 1.24). Este proceso no es exclusivo para piezas planas y se logra distribuir la resina de forma más uniforme. El proceso y el material extra hace que los costos se incrementen, además se necesita que los operadores tengan experiencia en el proceso para obtener la mayor cantidad de vacío y que se haga en el menor tiempo posible para que la resina no comience a curar antes de lograr el vacío.

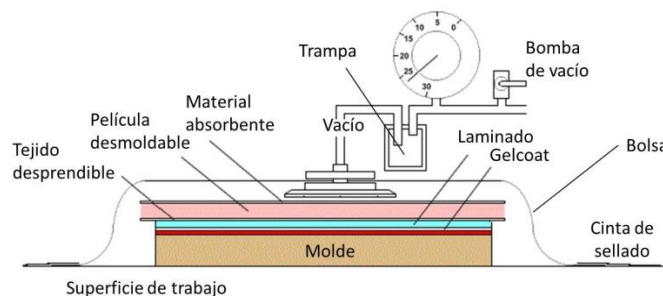


Figura 1.24 Moldeo con bolsa de vacío [McCrary, 1999]

- **Proceso de infusión de resina.-** Este proceso es similar al anterior, solo que en éste se coloca el refuerzo seco y mangueras perforadas. Una de ellas generará el vacío dentro de la bolsa y la otra conducirá la resina hacia el refuerzo. Al tener aislada la bolsa, se genera el vacío y una vez que se tiene se conecta una de las mangueras al depósito donde se tenga la resina. La presión atmosférica empujará la resina los espacios vacíos entre el refuerzo hacia la fuente del vacío (Figura 1.25).

En lugar de colocar excesos de resina y después extraerlos o de usar fibras preimpregnadas que son más costosas, este proceso permite que entre solo la cantidad necesaria de resina al refuerzo. La ubicación de las salidas de resina y de vacío, la permeabilidad del refuerzo y la viscosidad de la resina determinarán que tan rápido se impregna el laminado. El proceso puede hacerse más rápido colocando una tela especial que provee de espacio para que la resina fluya mejor.

Como ventajas frente a los otros procesos, se disminuyen los costos ya que se usan menos herramientas, se pueden hacer piezas grandes, el proceso es replicable, teniendo calidad y propiedades similares en piezas hechas en lotes. Es un proceso relativamente complejo y los operadores deben tener experiencia. Para que la resina fluya bien debe tener baja viscosidad, lo cual afecta sus propiedades mecánicas. Hay la probabilidad de que haya zonas en las que no se impregne el refuerzo.

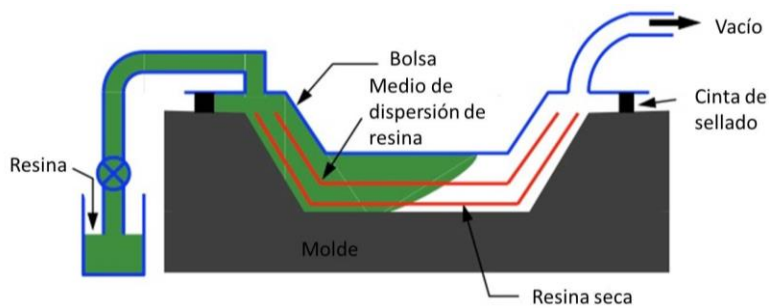


Figura 1.25 Proceso de infusión de resina [DTMrack.com, 2010]

Capítulo 2. Reglamento de la competencia

A continuación, se presentará un resumen de las reglas pertinentes al diseño, las cuales están en el reglamento para las competencias del año 2017. El hecho de leerlo no exenta la necesidad de estudiar el reglamento oficial de la competencia y los documentos que sean relativos a ella. Se recomienda revisar la regla a la que se haga referencia en el resumen. Ante alguna discrepancia entre este documento y el reglamento, se debe obedecer lo que determine el reglamento.

2.1 Geometría y diseño del monocasco

Previo a presentar las reglas que competen al diseño de un monocasco, se presentarán las estructuras que componen a un chasis de referencia, para que el lector las conozca e identifique las reglas que las afectan, ya que a lo largo de todo el capítulo se hará referencia a éstas. Un chasis de referencia o “*baseline*” está compuesto de tubos con el material y las dimensiones mínimas especificadas en la regla T3.4, la cual se explicará en el siguiente subcapítulo. Se utilizará como muestra el chasis del prototipo UM-567 (Figura 2.1) que compitió en Lincoln, Nebraska en junio de 2016.

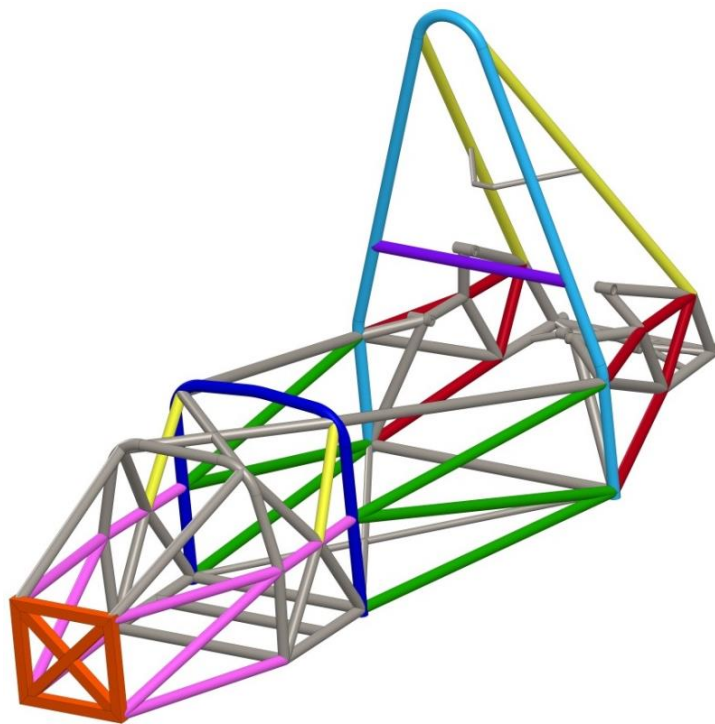


Figura 2.1 Chasis del prototipo UM-567

En diferentes colores se muestran las estructuras que componen al chasis, las cuales se explicarán a continuación:

- **Arco principal (“Main Hoop”):** Este elemento en color azul claro sirve para dar protección al piloto en caso de una volcadura. Se ubica a los costados o detrás del torso del piloto.

- **Arco frontal (“Front Hoop”):** El elemento en color azul se ubica sobre las piernas del piloto y cerca del volante. Junto con el arco principal forma una envolvente y ambos son denominados arcos antivuelco.
- **Refuerzos de los arcos antivuelco (“Roll Hoop Bracing Supports”):** Los elementos en amarillo unidos a cada arco, tienen la función de apoyarlos. Junto con sus soportes (color rojo y rosa) conectan la parte inferior de los refuerzos con sus arcos correspondientes.
- **Pared frontal (“Front Bulkhead”):** Esta estructura en color naranja, protege los pies del piloto y define el plano delantero del chasis. Todo elemento que no deba comprimirse deberá estar detrás de éste, por ejemplo baterías o cilindros maestros.
- **Soportes de la pared frontal (“Front Bulkhead Support”):** En color rosa, la estructura está formada por tres elementos de cada lado, un elemento superior, uno inferior y un diagonal que triangula estos últimos dos.
- **Estructura lateral (“Side Impact Structure”):** La estructura en color verde y compuesta por tres elementos de cada lado, tienen la función de proteger al piloto en caso de un impacto lateral. El elemento superior debe conectar ambos arcos antivuelco y todo el elemento debe estar entre 300 mm y 350 mm del suelo [Formula SAE Rules 2017]. El elemento inferior conectará las bases de ambos arcos y finalmente el elemento diagonal triangulará ambos miembros.
- **Barra para montaje del cinturón de los hombros (“Shoulder Harness Mounting Bar”):** En el tubo de color morado, se montarán los puntos de fijación para el cinturón de los hombros y deberá ir detrás del piloto. Desde los hombros del piloto hasta el punto de anclaje, el cinturón deberá estar a 10° por arriba o a 20° por debajo de la horizontal [Formula SAE Rules 2017].
- **Estructura del chasis:** Los elementos en color gris no forman parte de la estructura principal del chasis, pero tienen la función de reforzar la estructura y brindar soporte a sistemas del vehículo, como la suspensión o el motor.

De acuerdo al reglamento de la competencia para el año 2017, el vehículo debe ser un monoplaza con la cabina del piloto abierta y las llantas descubiertas (vehículo estilo Formula). La distancia mínima entre ejes es de mínimo 60 pulgadas y el ancho de vía mínimo debe ser hasta un 25% más corto que el ancho de vía mayor. El vehículo debe tener dos arcos antivuelco con refuerzos, una pared frontal con sistema de soporte, un atenuador de impactos y una estructura de impactos laterales [Formula SAE Rules 2017].

La regla T3.10 especifica que cuando el piloto este sentado y usando el sistema de retención, el casco de un hombre del percentil 95 y de todos los pilotos debe de estar mínimo a 2 pulgadas de distancia de la envolvente delimitada por una línea recta desde la superficie superior del arco principal a la del frontal (Figura 2.2a). Si el arco principal tiene soportes extendidos hacia atrás, la distancia mínima entre el casco del piloto y la envolvente definida por una línea recta trazada desde la superficie superior del arco principal hasta la parte inferior del refuerzo de este (figura 2.2b), será de 50 milímetros [Formula SAE Rules 2017]. El casco del piloto no debe pasar la superficie trasera del arco principal en caso de que sus soportes se extiendan hacia adelante (figura 2.2c).

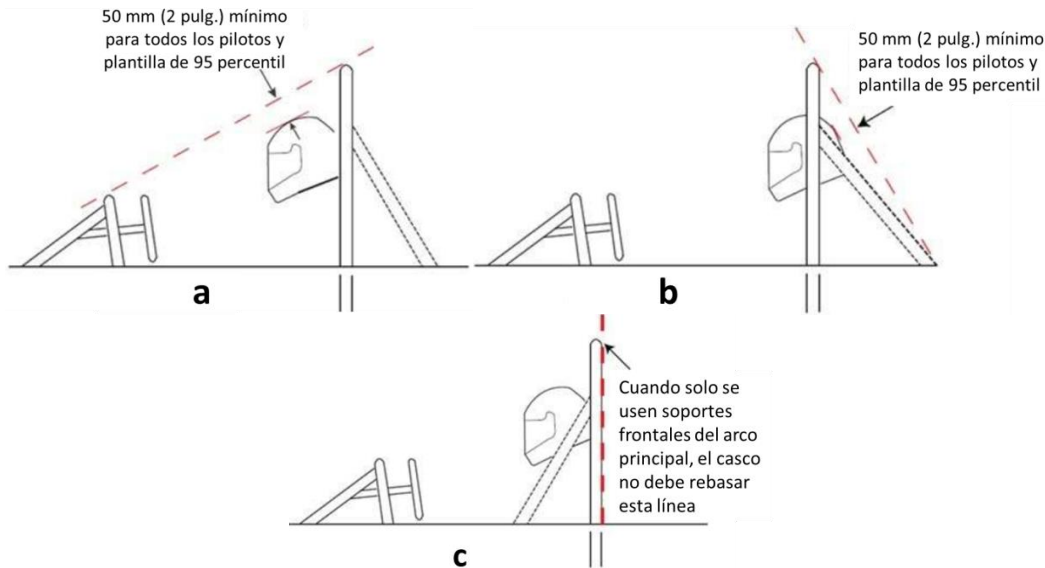


Figura 2.2 Separación mínima entre el casco del piloto y las envolventes [Formula SAE Rules 2017]

La regla A1.2.2 especifica que el vehículo debe adaptarse a pilotos cuya estatura varíe entre el 5 percentil femenino y el 95 percentil masculino [Formula SAE Rules 2017]. En la página fsaeonline.com, se encuentra un documento de apoyo para los equipos, el cual contiene una tabla (Tabla 2.1) con las medidas mínimas y máximas especificadas por la regla. De acuerdo con el documento, la información está basada en individuos de América del Norte, a su vez se tiene información del Reino Unido que indica que los sujetos son ligeramente más bajos en altura estando de pie y sentados. Por lo tanto se considera que la información es representativa para Norte América (Estados Unidos y Canadá), Europa Occidental, Australia y Nueva Zelanda [Anthropometric Reference Data, Formula SAE 2017].

Tabla 2.1 Dimensiones básicas desde el 5 percentil femenino hasta el 95 percentil masculino [Anthropometric Reference Data, Formula SAE, 2017]

Dimensión #	Dimensión	Medidas			
		95 percentil masculino		5 percentil femenino	
		Métrico	Inglés	Métrico	Inglés
	Peso	102 kg	224.91 lb	49 kg	108.05 lb
1	Estatura	186.5 cm	73.43 in	151.5 cm	59.65 in
5	Altura de la pelvis	100 cm	39.37 in	74 cm	29.13 in
8	Altura de la cabeza al asiento	97 cm	38.19 in	79.5 cm	31.30 in
10	Alto del hombro al asiento	64.5 cm	25.39 in	50.5 cm	19.88 in
17	Ancho de hombro a hombro	50.5 cm	19.88 in	37.5 cm	14.76 in
19	Ancho de cadera	40.5 cm	15.94 in	31 cm	12.20 in
25	Alcance máximo del brazo horizontalmente con o sin agarre	71.5 cm	28.15 in	55.5 cm	21.85 in
30	Largo del pie	28.5 cm	11.22 in	22 cm	8.66 in
31	Ancho del pie	11 cm	4.33 in	8.5 cm	3.35 in

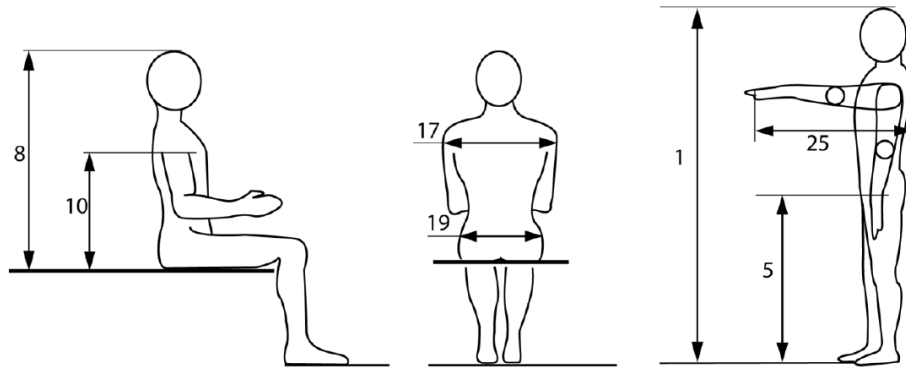


Figura 2.3 Referencias antropométricas [Anthropometric Reference Data, Formula SAE, 2017]

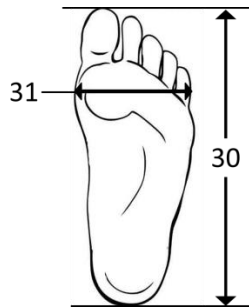


Figura 2.4 Referencias antropométricas [Twiner, 2016]

A continuación se muestra la plantilla del 95 percentil masculino con círculos que representan la cadera, hombros y zona cervical, cabeza con el casco, y líneas que los unen. Es importante que este requerimiento sea cumplido, ya que de lo contrario el auto no aprobará la inspección técnica y no podrá participar en las pruebas dinámicas.

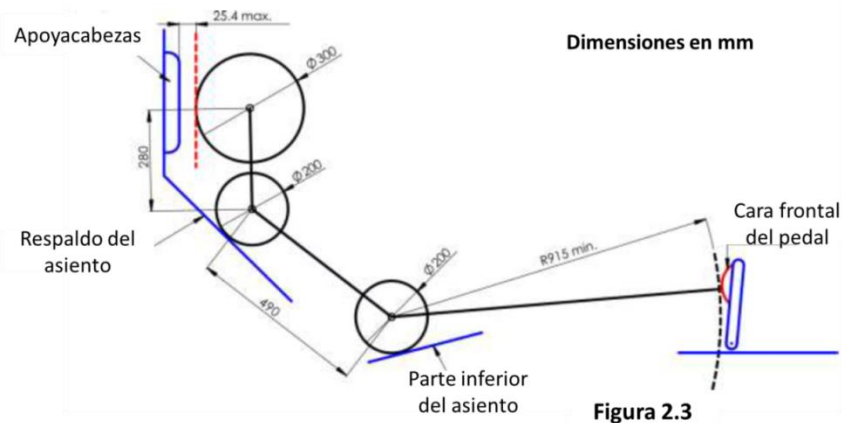


Figura 2.5 Representación del 95 percentil masculino [Formula SAE Rules 2017]

Para asegurar que la abertura del monocasco sea de fácil acceso, se utilizará la plantilla mostrada en la figura 2.6, la cual se introducirá durante la inspección técnica de forma horizontal, paralela al piso e insertada verticalmente desde una altura superior a cualquier estructura primaria o pieza de carrocería entre los arcos antivuelco hasta que esté por debajo del miembro superior de la estructura lateral o a 350 mm sobre el suelo en el caso de vehículos con monocasco [Formula SAE Rules 2017]. Se permite la traslación de la plantilla hacia adelante o atrás mientras se inserta en el habitáculo.

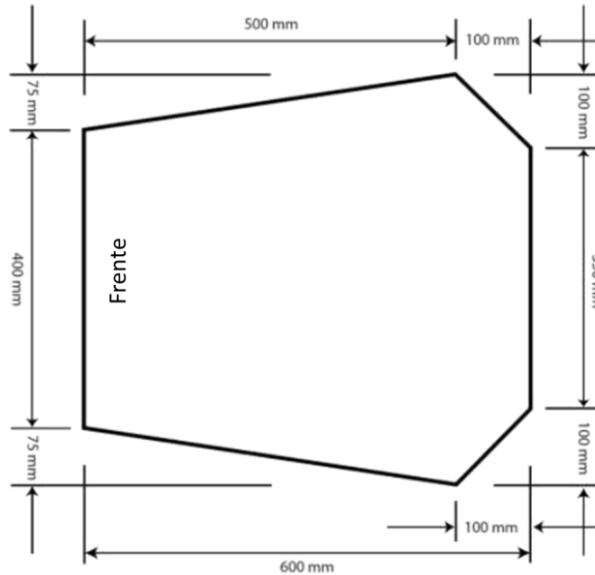


Figura 2.6 Plantilla para la entrada del habitáculo [Formula SAE Rules 2017]

Está permitido retirar el volante, la columna de dirección, asiento y almohadillas. Si se usa un mecanismo para cambio de velocidades podrá removerse solo si está integrado al volante y se retira con este. No se permite retirar o mover el cortafuegos. Dicho cortafuegos o "firewall" es una superficie impermeable, rígida y resistente al fuego que separa la cabina del piloto de componentes para suministro de combustible, aceite de motor y sistemas de refrigeración.

La plantilla mostrada en la figura 2.7, se introducirá horizontalmente, mientras se sostiene verticalmente, a través del habitáculo hasta llegar a 100mm del pedal más alejado [Formula SAE Rules 2017]. Si los pedales son ajustables, se colocarán los más al frente posible. Solo se permite retirar el volante y almohadillas que se remuevan fácilmente sin necesidad de herramientas con el piloto sentado. Tampoco se permite retirar el asiento y los cables, mangueras, tubos y demás objetos dentro del habitáculo no pueden entorpecer el paso de la plantilla.

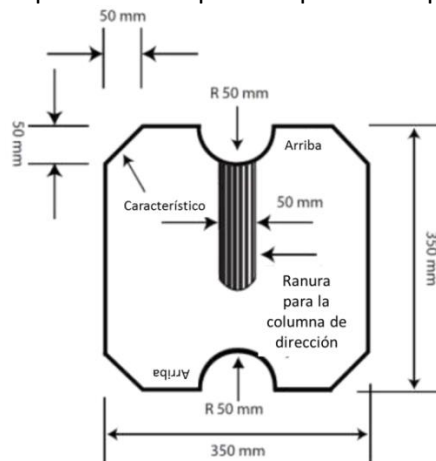


Figura 2.7 Plantilla para el interior del habitáculo [Formula SAE Rules 2017]

2.2 Materiales y sujeciones

A continuación, se presentarán los requisitos especificados en el reglamento para los métodos de sujeción permitidos, para garantizar un ensamble confiable de las estructuras del monocasco y el uso de materiales alternativos a un acero con mínimo 0.1% de carbono, ya que en este trabajo se propone el uso de un material diferente, el cual tiene que igualar o superar las propiedades de dicho acero.

La regla T3.8 dice que, para el uso de cualquier compuesto u otro material, el equipo debe presentar documentación del tipo de material (Recibo de compra, carta de donación, etc.), entregar detalles del patrón de laminado así también como de la matriz utilizada, realizar cálculos que demuestren la equivalencia de la estructura compuesta contra alguna geometría similar hecha de los requerimientos mínimos de material utilizado descrito en la regla T3.4. Esta regla describe los requisitos mínimos del material utilizado en la estructura primaria, el cual es acero con 0.1% mínimo de carbono y dependiendo de la aplicación, tendrá dimensiones mínimas. Esta información se encuentra en la tabla 2.2. El uso de los materiales compuestos no está permitido en los arcos antivuelco [Formula SAE Rules 2017].

Tabla 2.2 Dimensiones mínimas para los elementos de la estructura principal [Formula SAE Rules 2017]

Objeto o aplicación	Dimensiones exteriores X espesor de pared
Arco principal y frontal, barra de montaje del cinturón de seguridad de los hombros.	Redondo 1 pulg. (25.4 mm) X 0.095 pulg (2.4 mm) o redondo 25 mm X 2.5 mm
Estructura de impacto lateral, pared frontal, sujeción de los arcos antivuelco. Sujeción del cinturón de seguridad (exceptuando los especificados arriba)	Redondo 1 pulg. (25.4 mm) X 0.065 pulg (1.65 mm) o redondo 25 mm X 1.75 mm o redondo 25.4 mm X 1.6 mm o cuadrado 1 pulg X 1 pulg X 0.047 pulg o cuadrado 25 mm X 25 mm X 1.2 mm
Soporte de la pared frontal, soportes de la sujeción del arco principal, soportes de la barra de montaje del cinturón de seguridad de los hombros.	Redondo 1 pulg. (25.4 mm) X 0.047 pulg (1.2 mm) o redondo 25 mm X 1.5 mm o redondo 26 mm X 1.2 mm

El equipo debe dar datos de pruebas de las uniones usadas en el chasis, las cuales incluyen pruebas de resistencia estática en configuraciones representativas de las usadas en todo el chasis y se debe evaluar la habilidad de las uniones para soportar cargas cíclicas.

Para utilizar algún material compuesto, se deben hacer cálculos que demuestren que el material a utilizar es equivalente a un acero con el mínimo de carbono requerido. Estos cálculos deben incluirse en un documento llamado “*Structural Equivalency Spreadsheet*” (SES). La información contenida en este documento debe ser suficiente para demostrar que el diseño es semejante a un chasis tubular soldado en términos de disipación de energía, esfuerzo de cedencia y último a flexión, pandeo y tracción. El documento debe contener el tipo de material, de resina, orientación de fibras, número de capas, material de la matriz y técnica de laminado. También se deben incluir imágenes e información sobre las pruebas de flexión en tres puntos y de esfuerzo cortante y dicha información deberá utilizarse para cualquier cálculo de rigidez o resistencia. Estos requisitos aplican para monocascos que utilicen compuestos o metales.

La “*Structural Equivalency Spreadsheet*” es un documento de Excel utilizado para hacer más fácil el proceso de corroborar una equivalencia estructural. Los equipos que utilicen un monocasco o un chasis de referencia con o sin materiales alternativos o tamaños de tubos diferentes a los determinados por la regla T3.4.

La regla T3.39 dice que, en cualquier dirección, cada punto de unión entre el monocasco y cualquier estructura primaria será capaz de soportar una carga de 30 kN. Los laminados, soportes, placas de apoyo e insertos tendrán la suficiente rigidez, área a cortante, área de soporte, área de soldadura y resistencia para soportar 30 kN de carga en cualquier dirección [Formula SAE Rules 2017].

Las pruebas para comprobar que los soportes tienen la rigidez apropiada, deberán reportarse en el SES, ya sean cálculos a mano o por análisis por elementos finitos con apoyo de cálculos a mano. Los análisis por elementos finitos por sí solos no están permitidos. Cada punto de fijación requiere mínimo dos tornillos de 8 mm grado 8.8 y placas de soporte con espesor mínimo de 2mm. Se permite el uso de placas con materiales alternativos si se comprueba su equivalencia. Como una alternativa, para los arcos antivuelco y sus soportes, se permite el uso de un tornillo de 10 mm de grado 8.8 en el centro del tubo, como se muestra en la figura 2.8. Se permite el uso de núcleos no comprimibles [Formula SAE Rules 2017].

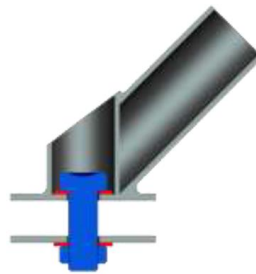


Figura 2.8 Ejemplo de fijación mecánica alternativa para los arcos antivuelco [Formula SAE Rules 2017]

La regla T3.40 dice que las fijaciones al monocasco para el cinturón de seguridad de los hombros y del regazo soportarán una carga de 13 kN antes de la falla. Los puntos para el cinturón entre las piernas soportarán 6.5 kN antes de la falla. Si el cinturón del regazo y el de entre las piernas están sujetos al mismo punto, este soportará 19.5 kN antes de fallar [Formula SAE Rules 2017].

La resistencia de los puntos de anclaje de los cinturones se probará por medio de pruebas físicas, en donde la carga se aplicará a una estructura de fijación representativa con los patrones de laminado y soportes. Las cargas se aplicarán en dirección normal a la pieza de prueba y los bordes de los mecanismos que soportan la muestra, estarán a 125 mm del punto de aplicación de la carga. Los diseños que estén cerca de bordes libres pueden no soportarse de un borde libre durante la prueba. En la prueba física, las cargas de los arneses se aplicarán para el peor caso dentro del rango de ángulos especificados en las reglas T5.3.5 y T5.4.4 (Figura 2.9). Estas reglas muestran el rango de ángulos y distancias a los que puede colocarse el cinturón del regazo y de los hombros, respectivamente [Formula SAE Rules 2017].

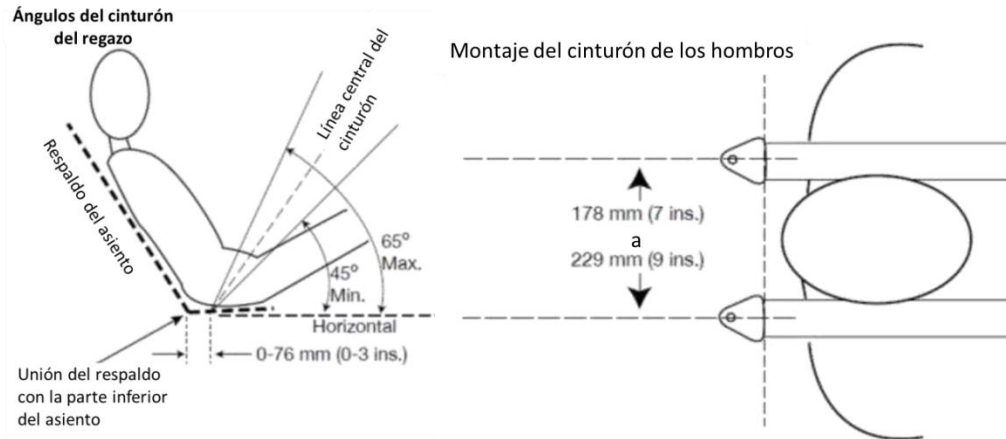


Figura 2.9 Rango de ángulos y distancias para fijación y colocación del cinturón de seguridad [Formula SAE Rules 2017]

2.3 Pruebas físicas

A continuación se presentarán las reglas pertinentes a las pruebas físicas a realizar a las diferentes estructuras del monocasco. Este subcapítulo servirá como base para las pruebas que se simularán por elementos finitos. Para todas las pruebas físicas que se presentan a continuación, es importante que cualquier resultado obtenido y fotografías de las pruebas físicas sea incluida en la pestaña correspondiente del “SES”.

El producto del módulo de Young por el momento de inercia, conocido como módulo de pandeo, del monocasco debe ser calculado como el módulo de pandeo de un panel plano con la misma composición del monocasco en el eje neutro del laminado. Para estos cálculos, se deben ignorar las curvaturas del panel y las secciones geométricas. Esto se especifica en la regla T3.29.

La regla T3.30 especifica cómo hacer las pruebas físicas a los paneles y tubos, donde para evaluar el laminado de la estructura lateral se deberá construir un panel plano de prueba representativo con la misma secuencia de laminado, método de fabricación y diseño usados en la zona lateral de impactos y realizarle un ensayo de flexión en tres puntos. El panel de 275mm x 500mm debe tener, al menos, las propiedades de dos tubos de acero de la estructura lateral de impactos en cuanto a pandeo, esfuerzo de cedencia, esfuerzo último y energía absorbida [Formula SAE Rules 2017]. Los resultados serán usados para obtener las propiedades de resistencia, rigidez y la energía. La muestra debe presentarse en la inspección técnica y si esta no cumple los requerimientos, entonces el equipo está obligado a reforzar apropiadamente la estructura lateral de impactos.

Se les pide a los equipos que realicen una prueba equivalente con dos tubos de acero de la estructura lateral para que se establezca un valor de energía absorbida en los tubos de referencia. Estos deben probarse con un desplazamiento mínimo de 12.7 mm [Formula SAE Rules 2017]. Para laminados en estructuras primarias diferentes a la estructura lateral, los equipos construirán un panel de prueba representativo de 275mm x 500mm, por cada zona regulada del monocasco y realizarle una prueba a flexión en tres puntos.

El dispositivo que aplicará la carga debe ser metálico y con un radio de 50 mm. No está permitido colocar algún objeto entre el aplicador y el panel de prueba y entre estos deberá de haber espacio libre antes de iniciar con la prueba.

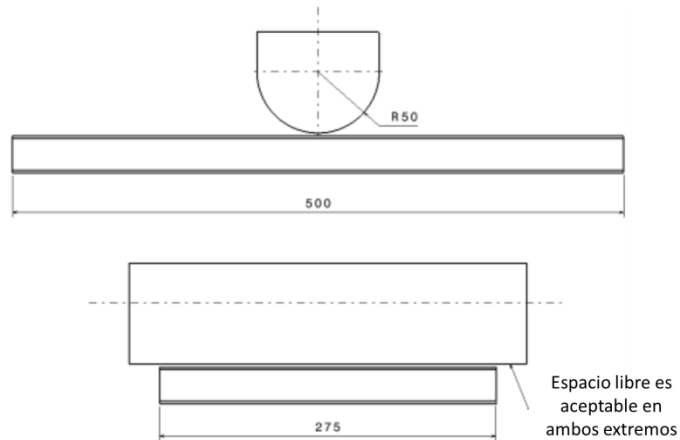


Figura 2.10 Esquema para las pruebas de paneles y tubos [Formula SAE Rules 2017]

La prueba a cortante se realiza midiendo la fuerza requerida para empujar o jalar un punzón de 25 mm de diámetro a través de un panel plano. La muestra con 100mm x 100mm debe tener el núcleo y tapas del mismo espesor a las usadas en el monocasco y con el mismo proceso de manufactura, usando los mismos materiales. El dispositivo de soporte debe abarcar todo el panel, a excepción de un hueco de 32mm alineado coaxialmente con el punzón [Formula SAE Rules 2017]. Está prohibido sujetar el panel con abrazaderas. El primer máximo en la curva de esfuerzo-deformación se usará para determinar el esfuerzo cortante de las tapas.

La regla T3.31 dice que cuando se modele en forma de “L”, el módulo de pandeo de la pared frontal en sus ejes vertical y lateral tendrá que ser equivalente a los tubos de referencia especificados para esta pieza en el reglamento. El largo de la sección perpendicular a la pared puede tener máximo 24.5mm medidos desde la cara posterior de este. Cualquier pared frontal que soporte la placa anti-intrusiones debe tener un esfuerzo cortante equivalente a una placa de acero de 1.5mm de espesor.

En la regla T3.32 se especifica que, para avalar la resistencia del monocasco, éste debe tener un módulo de pandeo equivalente a la suma de los módulos de pandeo de los seis tubos de acero de referencia que reemplaza. El módulo de pandeo del lado vertical del soporte de la pared frontal tendrá que ser equivalente por lo menos al de un tubo de acero de referencia. Por medio de una prueba física, se calculará el esfuerzo cortante de la estructura de soporte, que debe tener al menos 4 kN para una sección con diámetro de 25mm [Formula SAE Rules 2017].

Para la estructura lateral de impactos de un monocasco, en la regla T3.33 se mencionan las equivalencias que tendrán los paneles a los tubos de acero. El panel localizado entre los arcos antivuelco, desde la superficie más baja del monocasco hasta 350 mm sobre el suelo, debe tener un módulo de pandeo equivalente a tres tubos de referencia. La zona de impacto vertical entre la superficie superior del piso del monocasco y 350mm sobre el suelo deben tener al menos el módulo de pandeo y absorber la misma energía equivalente a dos tubos de referencia. La mitad del piso horizontal tendrá un módulo de pandeo equivalente a un tubo de referencia. La carga a corte del laminado debe ser por lo menos de 7.5kN para una sección con diámetro de 25mm [Formula SAE Rules 2017].

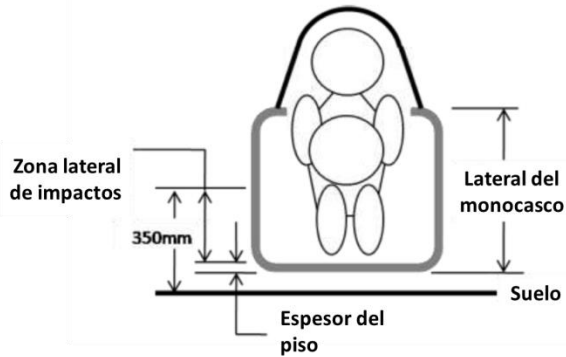


Figura 2.11 Esquema que muestra las partes laterales del monocasco [Formula SAE Rules 2017]

El arco principal, hecho de un solo tubo de acero sin cortar, de sección cerrada y continuo, se extenderá hasta lo más bajo del monocasco. Este será fijado mecánicamente en la parte superior e inferior del monocasco. En caso de ser necesario, se soldarán placas de acero de por lo menos 2 mm de espesor y la fijación debe cumplir con la regla T3.39.

No se permite el uso de materiales compuestos para el arco frontal, y su sujeción deberá cumplir con la regla T3.39. Si este no se desea unir mecánicamente, está permitido colocarlo dentro del laminado, siempre y cuando se muestre una equivalencia de por lo menos 4 fijaciones que cumplan con la regla T3.40 y se incluirá en el SES y se mostrarán las pruebas para completar la inspección técnica.

La unión del atenuador de impactos al monocasco requiere de un SES aprobado, en el que se demuestre una equivalencia a mínimo 8 tornillos grado 8.8 de 8mm [Formula SAE Rules 2017].

Las placas hechas con materiales compuestos resistirán un impacto frontal. La resistencia de la placa se verificará, realizando la prueba física o una combinación de prueba física y análisis, de acuerdo al reglamento de la competencia. Dicha resistencia se confirmará con una prueba a flexión en tres puntos y por análisis de esfuerzo cortante. Los materiales laminados se probarán de acuerdo a la regla T3.30. Estas probarán que la placa no fallará por debajo de una carga estática de 120 kN distribuida en 150mm de longitud, y el análisis de esfuerzo cortante mostrará que cada fijación soporta 20 kN en cualquier dirección [Formula SAE Rules 2017].

Capítulo 3. Pruebas y modelos de materiales compuestos

En este capítulo se recopilan las pruebas que otros equipos han realizado para validar el diseño de sus monocascos y sus resultados se compararán para determinar si el modelo desarrollado en este trabajo es válido. Con lo anterior se demostrará ante los jueces que el monocasco es equivalente o mejor que una estructura tubular de acero. Se mostrará el trabajo realizado por el equipo de *ECU Racing* de la Universidad Edith Cowan y de *Cal Poly Racing* de la Universidad Politécnica Estatal de California.

Las pruebas a flexión se basan en las normas C393 y D7250, en las cuales la ASTM hace recomendaciones para llevarlas a cabo, con el objetivo de realizarlas de forma estandarizada y obtener resultados fiables. La norma D7250 hace referencia a los estándares y procedimientos de la C393 para la realización de la prueba a flexión en 3 puntos. La norma C393 se enfoca a la obtención de las propiedades a cortante del núcleo de una estructura tipo *sándwich*, aunque lo que interesa de esta norma son las dimensiones para el panel, los cuales se definen como configuración estándar y no estándar, la ubicación y geometría de los puntos de soporte y aplicación de la carga, así como la de preparación de los especímenes que afectan los resultados de la prueba.

Cuando se realiza un chasis usando tubos de referencia y estructuras dictadas por el reglamento solo es necesario enviar el *Structural Equivalency Spreadsheet* con imágenes del chasis en todas sus vistas y especificaciones de los tubos utilizados. Siempre y cuando el chasis sea diseñado con los requerimientos especificados, no es necesario validar la seguridad del mismo ante los jueces. En cambio, al fabricar un monocasco es necesario realizar pruebas para corroborar su seguridad, debido a que el proceso de diseño, la selección de materiales y los métodos de fabricación son más complejos.

3.1 Ensayo a flexión en 3 puntos

A continuación, se presentarán las recomendaciones de las normas y posteriormente se explicarán las pruebas realizadas por los equipos así también como sus resultados.

Se sabe que las malas técnicas de fabricación y el daño inducido en las muestras afectan sus propiedades y por lo tanto se obtendrían resultados inconsistentes. La geometría de las celdas del *honeycomb* y la orientación de sus listones afectan las propiedades, por lo que se recomienda colocarlos a lo largo del panel. Es necesario que el material del núcleo sea lo suficientemente resistente para evitar compresiones localizadas en o cerca de los puntos de aplicación de carga y que se generen fallas en las caras.

La norma hace referencia a la prueba a flexión en 3 y 4 puntos, con dos barras de apoyo colocadas debajo del panel y una o dos barras que apliquen la carga sobre el panel. En la figura 3.1 se muestran las configuraciones y dimensiones que considera esta norma, la configuración *a* es considerada estándar siempre y cuando la arcada o el centro de las barras de soporte se encuentren separadas 150 milímetros.

La configuración *b* y *c* no son consideradas estándar pero se mantienen en la norma para tener continuidad con sus versiones anteriores, ya que algunos diseños de paneles requieren esta configuración para lograr modos de falla en el núcleo o en la unión con las caras y ésta es utilizada en otras normas para obtener propiedades de las estructuras tipo *sándwich*.

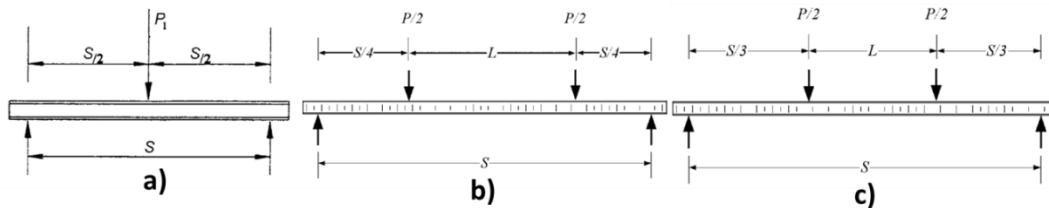


Figura 3.1 Esquema que muestra las partes laterales del monocasco [Formula SAE Rules 2017]

Las barras de soporte y de aplicación de carga deben estar diseñadas de forma que permitan la libre rotación del panel en los 3 o 4 puntos de contacto y ser lo suficientemente rígidas para evitar deformaciones durante la prueba. Se recomienda que los puntos de soporte sean barras cuadradas de acero de 25 milímetros de ancho y el punto de aplicación sea un pivote cilíndrico de 25 milímetros o una barra en V con radio mínimo de 3 milímetros, colocada en una ranura en V. El reglamento solo especifica el tamaño del panel y el diámetro del aplicador de carga, por lo que el apartado de la norma es útil para llevar a cabo la prueba de forma estandarizada [ASTM C393, 2012].

Se recomienda que se prueben al menos 5 especímenes por condición de prueba a menos que se obtengan resultados válidos con menos pruebas. Estos deben tener 75 milímetros de ancho y un largo de 200 milímetros en el caso de una configuración estándar. Para configuraciones no estándar, el ancho debe ser mínimo dos veces y máximo 6 veces el espesor del panel, ni menos de tres veces la dimensión de una celda del núcleo ni mayor que la mitad de la arcada. El largo de la muestra debe ser igual a la arcada más 50 milímetros o más una vez el espesor del panel, cual sea mayor [ASTM C393, 2012].

Para la configuración estándar, los refuerzos de las caras deben estar orientados de forma balanceada y simétrica con respecto al plano medio del panel. Los cálculos consideran que ambas caras tienen el mismo material, espesor y laminado, aunque esta suposición no aplica para algunos materiales, como la aramida, los cuales tienen diferentes módulos a compresión y a tracción. Es importante que se tomen precauciones al cortar los paneles para evitar delaminación o defectos en los cortes por métodos de corte inadecuados. Se recomienda obtener las dimensiones finales con sierra cinta lubricada con agua, fresado o esmerilado.

Antes de probar los paneles se debe registrar el largo, ancho y espesor en tres zonas diferentes de este, con precisión de ± 0.254 milímetros para el largo y ancho y ± 0.025 milímetros para el espesor; también se mide y registra el largo y arcada de los soportes. Se ajusta la velocidad de la prueba de modo que la pieza falle entre 3 y 6 minutos. Si no se conoce el esfuerzo último del material, se recomienda hacer pruebas con velocidades estándares hasta sea posible determinarlo y la rigidez del sistema; se sugiere una velocidad estándar de 6 mm/min [ASTM C393, 2012].

Al aplicar carga al panel, se hace con la relación especificada mientras se recopila información, y se hace hasta que falle o hasta que la deformación sea igual al espesor de este. Se registra la fuerza contra el desplazamiento del punzón, de forma continua o en intervalos regulares, entre 2 y 3 registros por segundo, con un mínimo de 100 datos por prueba [ASTM C393, 2012]. Si se presentan fallas, se registra la fuerza, la deformación y el modo de falla.

La delaminación de las caras, separación del núcleo y las caras, fractura parcial y compresión localizada del núcleo son consideradas fallas iniciales potenciales.

El ámbito de la norma D7250 es determinar la rigidez a flexión y cortante de una estructura tipo *sándwich*. La norma permite núcleos con superficies continuas de unión, como la madera de balsa y las espumas, así también como con superficies discontinuas, como las de tipo panal de abeja (*honeycomb*). Si no se conoce el módulo de elasticidad de las caras, se recomienda que una de las pruebas se haga con un panel y una arcada corta y otra prueba con un panel y una arcada larga, con el propósito de obtener datos; de carga contra desplazamiento de una prueba con alta deformación lateral y otra con alta deformación vertical. Si se probaran dos configuraciones cortas o largas, los errores de medición se deberían a la diferencia entre deformaciones laterales y verticales entre las dos pruebas y podrían provocar errores en el cálculo de la rigidez a flexión y a corte. En el caso de que se conozca el módulo de elasticidad de las caras, se recomienda elegir una configuración con arcada corta de acuerdo, a lo especificado en la norma C393.

Para la validación de la prueba, no está permitido calcular propiedades de rigidez con valores de fuerza a partir de donde la pieza comience a fallar o más allá de donde responda con una deformación no lineal. Se dividen los cálculos dependiendo si se conoce el módulo de elasticidad de las caras, a continuación, se presentarán ambos casos:

Si se desconoce el módulo de elasticidad de las caras, se determina la máxima compensación a partir de una curva lineal de fuerza contra desplazamiento, en el rango de fuerzas aplicadas de donde se calculará la rigidez. El offset se determinará a partir de la ecuación 3.1 y de la figura 3.2, siendo el máximo permitido de 10%. La figura ejemplifica una prueba, por lo que su objetivo sólo es mostrar su gráfica con valores numéricos sin que importe conocer el material probado o el sistema de unidades.

$$\%Offset = \frac{Desplazamiento - Desplazamiento\ linealizado}{Desplazamiento - Corrección\ inicial} \quad (3.1)$$

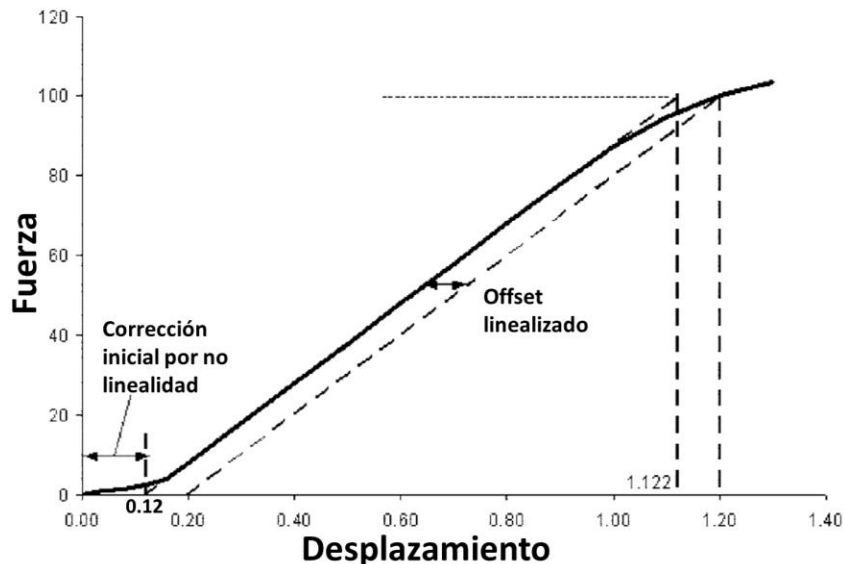


Figura 3.2 Determinación del offset [ASTM D7250]

A continuación, se presenta un ejemplo de la determinación del offset de la figura 3.2, con fuerza de 100.

$$\%Offset = \frac{1.2 - 1.122}{1.2 - 0.12} = 7.2\% \quad (3.2)$$

Para obtener los resultados de las pruebas usando dos o más configuraciones de carga en el mismo espécimen, se calcula la rigidez a flexión, a corte y el módulo cortante del núcleo con las ecuaciones 3.3 y 3.4, usando los datos de fuerza de la configuración que haya tenido las menores aplicadas. Los valores se calculan para un mínimo de 10 niveles de fuerza, espaciados uniformemente. Se obtiene una serie de propiedades a diferentes niveles de fuerza, si se obtiene una respuesta lineal, se calcula un promedio de todas las propiedades y sus estadísticas.

$$\Delta = \frac{P(2S^3 - 3SL^2 + L^3)}{96D} + \frac{P(S-L)}{4U} \quad (3.3)$$

$$G = \frac{U(d-2t)}{(d-t)^2 b} \quad (3.4)$$

Donde Δ = Deformación en el centro del *sándwich* [mm], P=Fuerza aplicada [N], d=Espesor del *sándwich* [mm], b= ancho del *sándwich* [mm], t= espesor de las caras [mm], S= arcada [mm], L=arcada de la aplicación de la carga (L=0 para ensayo en 3 puntos) [mm], G= módulo de rigidez a corte del núcleo [Mpa], D= rigidez a flexión [N-mm²], U=rigidez a corte [N].

A partir de las deformaciones y fuerzas aplicadas obtenidas de los resultados de las pruebas de la misma estructura tipo *sándwich* con dos diferentes configuraciones de carga, la rigidez a flexión (D) y a corte (U) se determinan por medio de un sistema de ecuaciones, con la ecuación 3.3. El módulo de rigidez a corte del núcleo se obtiene con la ecuación 3.4 una vez que se obtiene la rigidez a corte del *sándwich*.

Si se conoce el módulo de elasticidad de las caras y ambas son iguales, las propiedades del *sándwich* se calculan con los resultados de una sola configuración de carga, utilizando las ecuaciones 3.5, 3.6 y 3.7. Primero calculando la rigidez a flexión, después, para cada espécimen se calcula la rigidez y el módulo a corte para una serie de fuerzas aplicadas, con intervalos iguales y considerando la fuerza máxima. Se calculará un mínimo de 10 valores y se obtendrá el promedio para cada espécimen. Se obtendrán una serie de propiedades correspondientes a valores de fuerza aplicada. Si se obtiene un comportamiento lineal, se calculará un promedio de todas las propiedades.

$$D = \frac{E(d^3 - c^3)b}{12} \quad (3.5)$$

$$U = \frac{P(S-L)}{4 \left[\Delta - \frac{P(2S^3 - 3SL^2 + L^3)}{96D} \right]} \quad (3.6)$$

$$G = \frac{U(d-2t)}{(d-t)^2} \quad (3.7)$$

Donde E= módulo de elasticidad de las caras [MPa], c= espesor del núcleo = d-2t [mm].

Como se explicó en el capítulo anterior, el objetivo de esta prueba es validar que la estructura lateral del monocasco es equivalente en módulo de flexión, esfuerzo de cedencia, esfuerzo último y energía absorbida, a dos tubos de acero de referencia, correspondientes a esa estructura. El equipo de ECU Racing de la Universidad Edith Cowan realizó esta prueba en 2010, por lo tanto, se basó en el reglamento de esa competencia.

Desde entonces se han realizado cambios en el reglamento para hacer más seguros y confiables los autos, corregir errores o ambigüedades, añadir nuevas reglas o hacer cambios en los eventos de la competencia. Las diferencias en el reglamento para esta prueba entre el año 2010 y el 2017 son las siguientes:

- En el año 2010 se pedía que el panel fuera de 200mm x 500mm y actualmente de 275mm x 500mm [2017 Formula SAE Rules].
- Se pedía que el panel tuviera la misma rigidez que un tubo de acero de referencia y el mismo esfuerzo de cedencia y último que dos tubos. Es importante aclarar que no se pedía comparar la energía absorbida de ambas estructuras. Actualmente se estipula que todas las propiedades mecánicas se equiparen con dos tubos.

La prueba se realizó en una máquina universal Instron 5569® y debido a su tamaño se tuvieron que hacer paneles de 100mm x 350mm y posteriormente se realizaron cálculos para comparar los resultados con los requisitos del reglamento. Se colocaron soleras de acero de 30mm de ancho en los 3 puntos de contacto para ayudar a distribuir la carga en el panel y que el *honeycomb* no se comprimiera prematuramente (Figura 3.3). Dado que de lo contrario estas fallas producen resultados incorrectos ya que solo se producen de forma localizada.



Figura 3.3 Ensayo de flexión en 3 puntos realizado por el equipo ECU Racing [James, 2010]

Previo a los ensayos de los paneles definitivos, se hicieron otros en los cuales se cambió el grosor del núcleo de *honeycomb* y el espesor de las paredes de aluminio con el fin de evaluar el efecto de la variación de estos parámetros en la rigidez y la resistencia de la estructura. Los paneles finales se hicieron con *honeycomb* de 30mm de espesor y caras de fibra de carbono a las cuales, se les varió la cantidad de láminas y la orientación de las fibras preimpregnadas. También se probaron dos métodos de unión entre las caras y el núcleo, fibra de vidrio preimpregnada y una capa adhesiva epóxica. Se usó una nomenclatura para los paneles; para designar a un panel con una lámina de fibra de vidrio a 90° de la prueba, una lámina de fibra de carbono alineada a 90° y dos a 45° del largo de la pieza, se usó el nombre G90-C90-2C45. Los resultados de las pruebas se muestran en la figura 3.4.

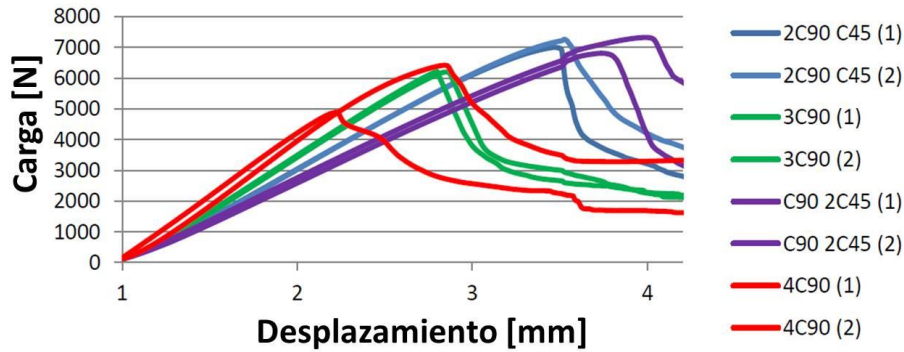


Figura 3.4 Ensayo a flexión en 3 puntos a paneles con núcleo de 30mm y caras de fibra de carbono con diferentes orientaciones [James, 2010]

De los ensayos se observó que al tener más láminas orientadas a 90° del largo del panel se incrementa la rigidez, pero disminuye la resistencia. Esto se debió a que la carga aplicada a la mitad de éste se concentra a medida que la rigidez aumenta, y esta concentración provoca que el núcleo falle de forma prematura. Las pruebas fueron realizadas uniendo las caras al núcleo con la capa de adhesivo epóxico. En la figura 3.5 se muestran los ensayos hechos a paneles unidos con una capa de fibra de vidrio preimpregnada con las fibras alineadas a 90° de su largo.

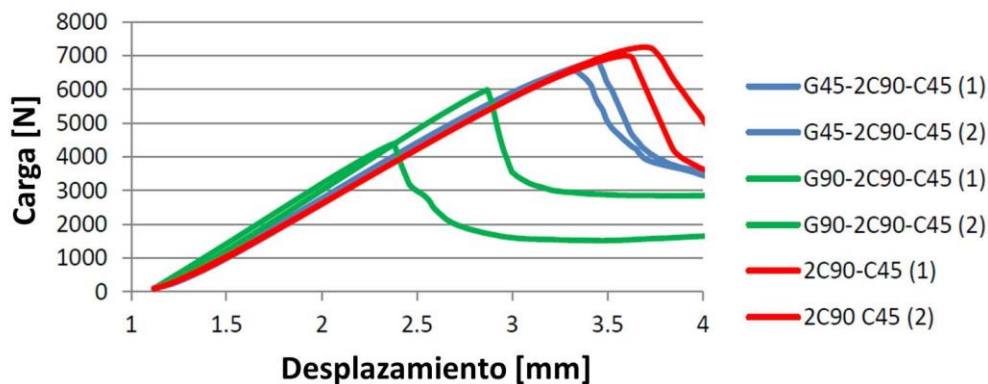


Figura 3.5 Ensayo a flexión en 3 puntos a paneles con núcleo de 30mm y caras de fibra de carbono con diferentes orientaciones [James, 2010]

Después de los ensayos se observó que los paneles unidos con fibra de vidrio son más rígidos, pero también más pesados, por esta razón se optó por unir el núcleo y las caras con la capa adhesiva.

La configuración elegida para la estructura del monocasco fue la 2C90-C45 ya que cumplía con los requisitos del reglamento, es relativamente ligero y le provee de buena rigidez con la capa orientada a 45°. Como se utilizó un panel con la mitad del ancho requerido por el reglamento, las propiedades de los paneles probados se multiplicaron por dos. En la tabla 3.1 se comparan las propiedades calculadas de dos tubos de acero para la estructura lateral y el panel elegido.

Tabla 3.1 Propiedades calculadas de dos tubos de acero y experimentales del panel [James, 2010]

	Carga en la falla [N]	Módulo de flexión [Nmm ²]
Tubos de acero (Reglamento)	7,820	1.7x10 ⁹
Panel compuesto (2C90-C45)	14,000	2.12x10 ⁹

Las propiedades de los tubos de acero se obtuvieron a partir de los siguientes cálculos, tomando las propiedades de un acero AISI 1020 de la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Propiedades calculadas de dos tubos de acero y experimentales del panel [James, 2010]

Esfuerzo último	365 MPa
Esfuerzo de cedencia	305MPa
Módulo de elasticidad	200 GPa

$$I = \frac{\pi(D_o - D_i)^4}{64} = 8510 \text{mm}^4 \quad (3.8)$$

$$EI = 1.7 \times 10^9 \text{Nmm}^2 \quad (3.9)$$

La resistencia a flexión está dada por la siguiente ecuación:

$$F = \frac{4I\sigma}{Ly} \quad (3.10)$$

Para los dos tubos necesarios en la estructura, se obtienen los siguientes valores:

- Carga en la fluencia: 6.54 kN
- Carga en la falla: 7.82 kN

En un ensayo a flexión en 3 puntos, la deformación máxima se obtiene de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} \quad (3.11)$$

Para determinar la rigidez de la estructura a partir de las pruebas, reordenando la ecuación de la siguiente forma:

$$EI = \frac{FL^3}{48\delta} \quad (3.12)$$

También se realizó la misma prueba a un tubo de acero, con las mismas condiciones de prueba para que los resultados fueran consistentes. El objetivo fue determinar las propiedades experimentales de resistencia y rigidez para compararlas con las calculadas y obtener el margen de error presente en las instalaciones de prueba. Se probó un tubo de acero de 25.4mm de diámetro exterior y 1.4mm de espesor. La prueba (Figura 3.6) no fue diseñada para compararse con la estructura del monocasco, sino para probar que las propiedades calculadas serán diferentes a las experimentales debido a la deformación del soporte y las conexiones.



Figura 3.6 Ensayo a flexión en 3 puntos de tubo de acero [James, 2010]

En la tabla 3.3 se muestran los resultados de la prueba y los datos calculados para el mismo tubo usando las formulas mostradas anteriormente.

Tabla 3.3 Propiedades experimentales y calculadas de un tubo de acero [James, 2010]

	Rigidez [N/mm]	Carga en la falla [N]	Carga en la cedencia [N]	Módulo de flexión [Nmm ²]
Propiedades experimentales	2686	4250	3000	0.8x10 ⁹
Propiedades calculadas	4685	3507	2930	1.58x10 ⁹

Los datos de la tabla muestran que; para las calculadas, la carga en la falla y en la cedencia están subestimadas debido a que los cálculos se hicieron con un acero menos resistente. Sin embargo, la rigidez experimental fue menor que la calculada debido a deformaciones en la estructura de soporte y deformación localizada en los puntos de apoyo. Los resultados demuestran que la rigidez calculada no puede compararse con un compuesto, ya que sobreestiman la rigidez del tubo cuando se comparan con los resultados experimentales.

El equipo de la Universidad Politécnica Estatal de California también utilizó un monocasco de fibra de carbono para el prototipo del año 2013. Sus paneles fueron hechos con caras de fibra de carbono, núcleo de *honeycomb* de aramida y dimensiones de 24x8 pulgadas (609.6x203.2 milímetros). Para la prueba se fabricó la estructura que se muestra en la figura 3.7, con arcada de 20 pulgadas (508 milímetros). Se utilizó un patrón de laminado [45_c, 0_c, 0, 0_c, 45_c, núcleo]_s. El subíndice *c* indica que se utilizó una manta, mientras que la falta de ese subíndice indica que se utilizó fibra en una sola dirección, el subíndice *s* indica que el laminado es simétrico.



Figura 3.7 Configuración de la prueba a flexión en 3 puntos hecho por “Cal Poly Racing” [Hagan, 2014]

El primer panel probado falló debido a su poca rigidez y a que no absorbió la cantidad de energía necesaria para cumplir con la equivalencia. Una de las caras se separó del núcleo ya que se concentraron esfuerzos cortantes entre ellos. También se dieron cuenta que las cintas del *honeycomb* estaban orientadas perpendicularmente a lo largo del panel. Esto provocó que el núcleo perdiera rigidez al someterse a esfuerzos cortantes y los concentrara entre el núcleo y las caras. Corrigieron estos errores y realizaron nuevamente la prueba obteniendo mejores resultados (Figura 3.8). La cara superior del panel comienza a fallar a los 10 milímetros de desplazamiento con 4450 N de carga y a los 15 milímetros falla por completo. Después de que la cara falla, el núcleo se comprime progresivamente hasta los 90 milímetros de desplazamiento. Debido a que se concentraron esfuerzos en los puntos de aplicación, la pieza fallo prematuramente. El diámetro del tubo era muy pequeño por lo que sugieren utilizar placas para distribuir la carga.

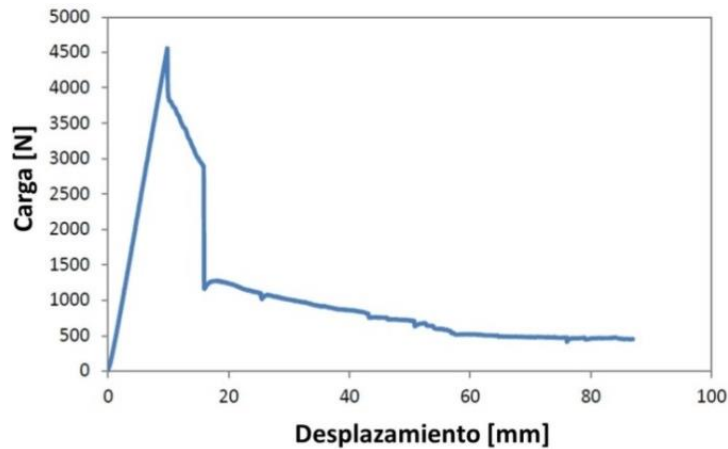


Figura 3.8 Resultados de la prueba a flexión en 3 puntos [Hagan, 2014]

Se realizó la misma prueba a dos tubos de acero 1018 de 1 pulgada de diámetro y 0.065 pulgadas de espesor (1.65 milímetros). El reglamento recomienda hacer esta prueba para tomar en cuenta la rigidez de la estructura de pruebas. La configuración de la prueba se muestra en la figura 3.9.

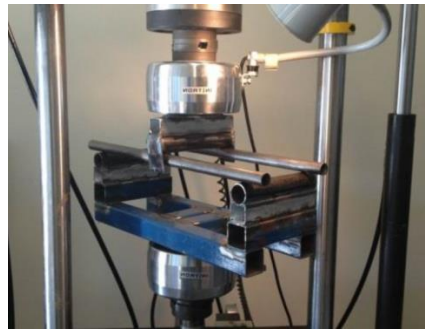


Figura 3.9 Prueba a flexión en 3 puntos a tubos de acero 1018 [Hagan, 2014]

La prueba demuestra las cualidades dúctiles del acero, después de su esfuerzo de cedencia los tubos comienzan a deformarse plásticamente (Figura 3.10). La zona de importancia va desde los 0 hasta los 6 milímetros de desplazamiento, ya que define la rigidez de la estructura. El valor teórico del módulo de flexión (EI) de los tubos es de $3.49 \times 10^9 \text{ Nmm}^2$ y de acuerdo a los cálculos del *SES* el módulo de flexión es de $2.03 \times 10^9 \text{ Nmm}^2$. Por lo tanto la diferencia entre estos dos valores se debe a la rigidez de la estructura, la cual es de 534 N/mm. La rigidez de la estructura en las pruebas físicas puede causar diferencias al comparar los resultados con las simulaciones por computadora.

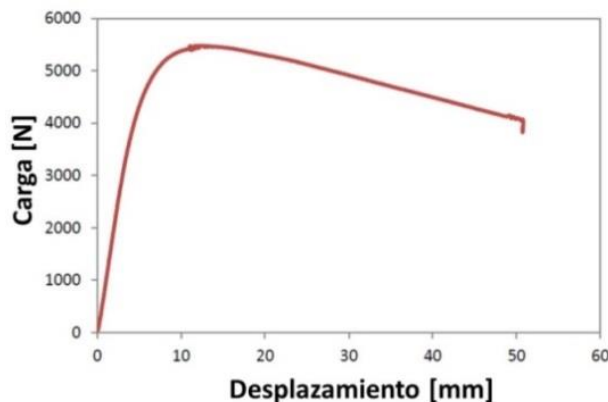


Figura 3.10 Resultados de la prueba a flexión en 3 puntos de los tubos de acero 1018 [Hagan, 2014]

3.2 Ensayo a cortante

Esta prueba consiste en forzar un objeto con diámetro de 1 pulgada a través de las caras del panel, midiendo la fuerza requerida para atravesarla. Se pide que dicha fuerza sea de al menos 7.5 kN en la estructura lateral del monocasco. En el 2010 solo se pedía esta prueba para la estructura lateral, pero en el reglamento actual se pide que el soporte del mamparo frontal resista 4kN de fuerza [Formula SAE Rules 2017]. También, que si el mamparo frontal sostiene la placa anti-intrusiones, este debe tener la misma resistencia que una placa de acero de 1.5mm de espesor. En la figura 3.11 se muestra la configuración que el equipo de *ECU Racing* utilizó para esta prueba.



Figura 3.11 Ensayo a cortante realizado por el equipo ECU Racing [James, 2010]

Cabe destacar que en el 2010 no se exigía una configuración específica para esta prueba. Actualmente se pide que el panel mida al menos 100mm x 100mm, que tenga el mismo espesor de caras y grosor del núcleo que los usados en el monocasco y que sean manufacturados con los mismos materiales y procedimientos. En la figura 3.12 se muestra la configuración actual.

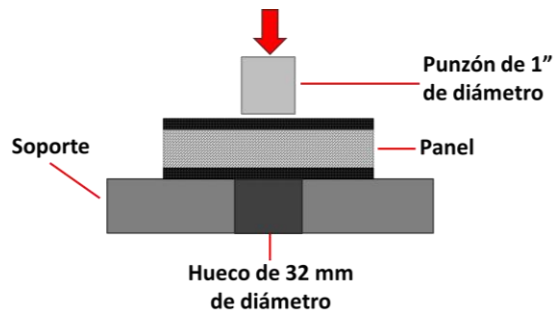


Figura 3.12 Ensayo a cortante de acuerdo al reglamento del 2017

La primera prueba fue hecha a un panel con caras de fibra de carbono, obteniendo un resultado de 4kN de fuerza máxima, lo cual es menor que los 7.5 kN que pide el reglamento. Se realizó una segunda serie de pruebas en donde se añadieron capas de diferentes materiales en las caras de los paneles. Se colocaron láminas de aluminio de 0.3mm de espesor pegadas con una resina epóxica y un par de láminas unidas con un pegamento termoestable y finalmente una capa de Kevlar laminada a mano en cada cara.

El primer panel falló antes de llegar al requisito de los 7.5 kN debido a que el pegamento falló prematuramente haciendo que el aluminio y la fibra de carbono se separaran. La separación provocó que la carga no se pudiera distribuir a toda la superficie del panel. El segundo panel resistió 9.5kN y el tercero 13.5 kN, ambos excediendo el requisito mínimo del reglamento. Finalmente *ECU Racing* eligió unir la lámina de aluminio con Sikaflex®, un adhesivo de poliuretano de alto desempeño.

El adhesivo termoestable no se eligió debido a que se necesita calentar para que cure y el equipo desconocía las consecuencias de calentar el *honeycomb*. El Kevlar tampoco se eligió debido a que el panel pesaba más que con la lámina de aluminio.

Cal Poly Racing realizó el ensayo a cortante de donde obtuvieron las propiedades necesarias para diseñar los puntos de anclaje y la resistencia a la penetración del laminado. En la figura 3.13 se muestra cómo se realizó el ensayo.

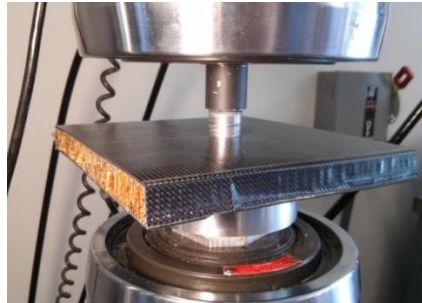


Figura 3.13 Ensayo a cortante realizado por Cal Poly Racing [Hagan, 2014]

En la figura 3.14 se muestra el resultado del ensayo, en la cual se ven dos máximos a 4 y 17 milímetros de desplazamiento y corresponden a las fallas de la cara superior e inferior. La zona entre los máximos corresponde a la compresión del núcleo.

La cara superior falló a aproximadamente 6500 N mientras que la inferior a 7750 N. La resistencia de la pieza fue de 57.6 MPa, de acuerdo, a la siguiente fórmula, donde F es la fuerza máxima de la primera cara, d es el diámetro del punzón y t es el espesor de la cara. La carga para penetrar la cara superior fue de 7736 N por lo tanto cumple con la equivalencia estructural.

$$\sigma_{cizalla} = \frac{F_{m\acute{a}ximo}}{(\pi d)t_{cara}} \quad (3.13)$$

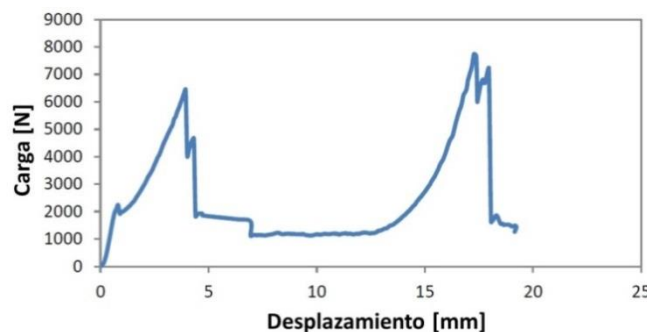


Figura 3.14 Resultados del ensayo a corte [Hagan, 2014]

3.3 Pruebas a anclajes

ECU Racing realizó pruebas para los puntos de anclaje de los componentes, estos transfieren las cargas al chasis, distribuyéndolas a las caras de los paneles y evitando fallas en el núcleo. Las monturas fueron maquinadas con aluminio L168 y adheridas al panel con resina epóxica. El objetivo fue comprobar su equivalencia estructural y determinar la cantidad de monturas necesarias para los componentes.

La prueba se hizo en una máquina universal Instron 5569® con soportes hechos especialmente para sujetar las piezas. En el ensayo a corte de las monturas (Figura 3.15), la máquina se desplazó a una velocidad constante de 0.1mm/s obteniendo 16.5kN de carga en la falla [James, 2010].



Figura 3.15 Ensayo a corte de las monturas [James, 2010]

Para determinar la fuerza necesaria para extraer las monturas del panel, se realizó una prueba, en la que se colocó un panel soportado por una estructura como se muestra en la figura 3.16 y el resultado de la prueba se muestra en la figura 3.17.



Figura 3.16 Prueba de extracción de la montura [James, 2010]

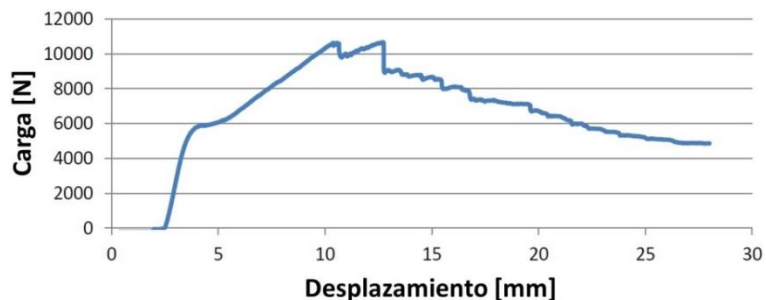


Figura 3.17 Resultado de la prueba de extracción de la montura [James, 2010]

La prueba demuestra que las monturas son menos resistentes a este tipo de solicitaciones, resistiendo poco más de 10 kN de fuerza. La montura soportó más de 6kN por 10 milímetros más de desplazamiento, demostrando que pueden absorber una gran cantidad de energía.

Para esta misma prueba, el equipo de *Cal Poly Racing* diseñó los soportes para colocar muestras de 7.75x7.75 pulgadas (119.17x119.17 milímetros). Colocaron soleras unidas con tornillos orientadas a 30° de las caras, de las cuales se les aplicó tensión y se midió la fuerza máxima que resistía el panel (Figura 3.18).

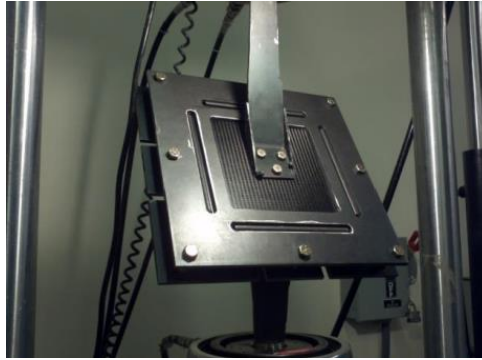


Figura 3.18 Configuración para probar el método de sujeción al monocasco [Hagan, 2014]

En la figura 3.19 se muestran los resultados de la prueba, en la cual se aprecia que el inicio tiene un comportamiento lineal, después de los 3.7 milímetros de deformación la curva muestra que hay cedencia por parte de las soleras de acero. El panel falla por primera vez por fractura de la matriz a los 7.4 milímetros de deformación y 15800 N de carga por fractura de la matriz, después la carga vuelve a aumentar hasta 16770 N con 8.9 milímetros de deformación. Finalmente se determinó que la carga máxima que soporta el panel es de 16770 N.

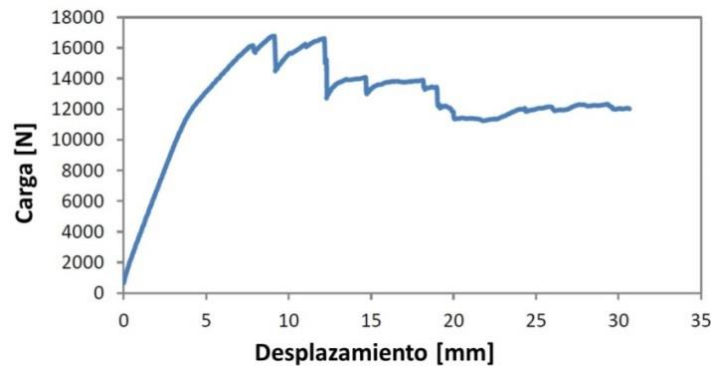


Figura 3.19 Resultados de la prueba a los métodos de sujeción [Hagan, 2014]

3.4 Modelado de estructuras tipo *sandwich*

Para determinar las dimensiones finales del panel, es necesario usar ecuaciones que modelen su comportamiento, por lo tanto, a continuación se presentará información y ecuaciones relativas a esto. A partir de dicha información, se diseñará en el software un panel y se realizarán las simulaciones de las pruebas físicas, se analizarán los resultados y si es necesario, se rediseñará el panel para que cumpla con los requisitos del reglamento.

Las estructuras tipo *sándwich* consisten en dos caras rígidas y resistentes separadas por un núcleo grueso y ligero que transmite cargas de una cara a la otra. Estos elementos están unidos por un adhesivo el cual es capaz de transmitir cargas axiales y cortantes del núcleo y hacia él (Figura 3.20).

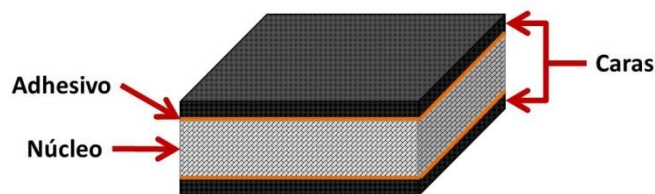

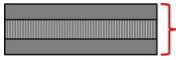
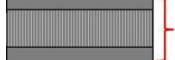


Figura 3.20 Elementos de la estructura tipo sándwich

Al incrementar la separación entre las caras, también se incrementa el momento de inercia del panel, aumentando ligeramente su peso. Como se aprecia en la tabla 3.4, al aumentar el espesor del núcleo se aumenta de forma considerable la rigidez y la resistencia a flexión, mientras que el peso aumenta muy poco. Debido a esto se genera una estructura ligera y resistente a cargas a flexión y pandeo, ganando importancia en la industria aeronáutica, marítima y de carreras.

Tabla 3.4 Propiedades de la estructura tipo sándwich con respecto a su peso [Petras, 1998]

	 Espesor	 Espesor X 2	 Espesor X 4
Rigidez relativa a flexión	1	7.0	37
Resistencia relativa a flexión	1	3.5	9.2
Peso relativo	1	1.03	1.06

En las caras se utilizan materiales compuestos, aluminio, acero o balsa, mientras que para el núcleo se utilizan polímeros, aluminio, madera y compuestos en forma de espumas, *honeycombs* o estructuras corrugadas, con el objetivo de disminuir peso. Es fácil determinar la rigidez del panel, mientras que su resistencia es más complicada. Los modos más comunes de falla son: a tracción o a compresión en las caras, arrugado de las caras, por pandeo entre las celdas, ondulaciones por cortante o por compresión local. El modo de falla depende de las propiedades de la cara y del núcleo, su geometría y la forma de aplicación de carga.

A continuación, se mostrará la teoría de vigas para estructuras tipo *sándwich*, con un análisis elástico de flexión en 3 puntos. Se considera un panel de ancho b soportado en 2 puntos separados por una arcada L y una carga central W aplicada al centro de dicha arcada. Las caras de espesor t están separadas por un núcleo de *honeycomb* de grueso c (Figura 3.21).

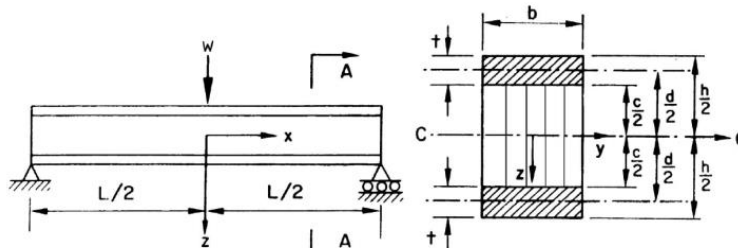


Figura 3.21 Panel soportado en dos puntos y su vista transversal [Petras, 1998]

Suponiendo que las caras están unidas con firmeza al núcleo, que el panel se dobla de forma cilíndrica y sin curvaturas en el plano YZ y que la sección transversal se mantiene plana y perpendicular al eje longitudinal del panel. Su rigidez a flexión D se calcula con la ecuación 3.14.

$$D = \frac{E_{cx}bt^3}{6} + \frac{E_{cx}bt d^2}{2} + \frac{E_{nx}bc^3}{12} \quad (3.14)$$

d es la distancia entre el plano intermedio de ambas caras; E_{cx} y E_{nx} son el módulo de Young de las caras y el núcleo respectivamente para cargas en la dirección x .

Los tres términos a la derecha de la ecuación representan la rigidez de las caras respecto a su centroide, de las caras respecto al centroide del panel y del núcleo respecto a su centroide. Para simplificar la ecuación, se considera que el segundo término es dominante, por lo que la ecuación 3.14 se reduce a:

$$D = \frac{E_{cx} b t d^2}{2} = E_{cx} I \quad (3.15)$$

Donde I es el segundo momento de área de la sección transversal del panel.

En el ensayo de flexión en 3 puntos, el momento a flexión máximo M , se encuentra a la mitad de la arcada y el esfuerzo máximo σ_{cx} en las caras se calcula con la ecuación 3.16.

$$\sigma_{cx} = \frac{M E_{cx} d}{D} = \frac{W L}{4 d t} \quad (3.16)$$

El modelo 3.8 no considera el efecto de la deformación cortante en el núcleo, la cual se vuelve importante en núcleos de baja densidad. Al incluir este efecto, se predicen los cambios en la resistencia del panel dependiendo de la orientación de las cintas del *honeycomb*. Por lo tanto, el máximo esfuerzo en las caras se obtiene con la ecuación 3.17.

$$\sigma_{cx} = \frac{W b L}{4} \left(\frac{c+2t}{2I} + \frac{W L}{4} \frac{t}{2I_c \theta} \right) \quad (3.17)$$

Dónde:

$$\theta = \frac{L}{c} \left[\frac{G_{nxz} c}{2 E_{cx} t} \left(1 + \frac{3d^2}{t^2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.18)$$

$$I = \frac{b t^3}{6} + \frac{b t d^2}{2} \quad (3.19)$$

$$I_c = \frac{b t^3}{6} \quad (3.20)$$

G_{nxz} es el módulo a cortante fuera del plano del núcleo, I es el segundo momento de área del *sándwich* con respecto a su eje neutro e I_f es el segundo momento de área de las caras con respecto a sus propios centroides.

En la ecuación 3.18 se muestra que ϑ depende de la rigidez relativa de las caras y el núcleo. Finalmente, de la ecuación 3.17 se obtiene lo siguiente:

$$W = 4 \sigma_{cx} \xi \frac{t}{L} \quad (3.21)$$

Dónde:

$$\xi = \theta \frac{t^5/9 + t^3 d^2/3}{h t^3 (\theta - 1)/3 + t^4/3 + t^2 d^2} \quad (3.22)$$

A continuación, se mostrarán expresiones para el máximo esfuerzo σ_{cx} en las caras, con el objetivo de predecir fallas en el panel debido a los modos de falla en las caras, como a tracción o a compresión (a), por pandeo entre las celdas (b) o arrugado (c) (Figura 3.22).

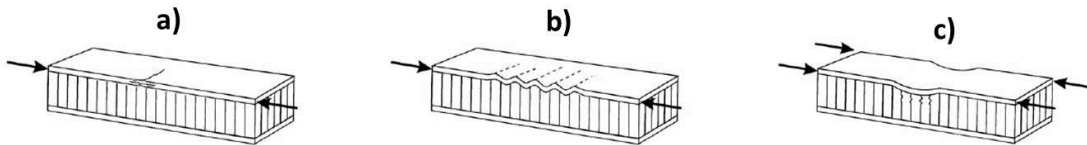


Figura 3.22 Modos de falla en las caras [Petras, 1998]

Falla a tracción o a compresión de las caras.

La falla ocurre en la cara superior cuando el esfuerzo axial en cualquiera de ellas iguala al esfuerzo en el plano σ_{cY} del material de las caras por la carga a lo largo del eje del panel.

$$\sigma_{cx} = \sigma_{cY} \quad (3.23)$$

Se asume que las caras se comportan de manera frágil y que en un panel simétrico, los esfuerzos son iguales en las caras a compresión y a tracción, para paneles con caras de un material compuesto, la cara a compresión es fundamental para la resistencia del panel.

Falla por pandeo entre las celdas.

Un *sándwich* con núcleo de *honeycomb* puede fallar por pandeo de la cara cuando no está soportado por las paredes de éste. Se puede determinar una expresión para el esfuerzo en el plano σ_{cp} para el cual ocurre el pandeo entre las celdas, a partir del estudio del pandeo en placas.

$$\sigma_{cp} = \frac{2E_{cx}}{1-\nu_{cxy}^2} \left(\frac{2t}{\alpha}\right)^2 \quad (3.24)$$

α representa el tamaño de celda (diámetro de un círculo inscrito en la celda) del *honeycomb* y E_{cx} y ν_{cxy} son el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson de las caras, para cargas en la dirección axial.

Se ha determinado una expresión (3.25) que sirve para determinar el tamaño de celda a partir del cual existe una transición de falla a tracción o a compresión de las caras a pandeo entre las celdas.

$$\alpha = 2t \sqrt{\frac{2}{1-\nu_{cxy}^2} \frac{E_{cx}}{\sigma_{cY}}} \quad (3.25)$$

Falla por arrugado en las caras

El arrugado es una forma de pandeo con una longitud de onda mayor que el ancho de las celdas del *honeycomb*. El pandeo puede ocurrir hacia el núcleo o en dirección contraria, dependiendo de la rigidez del núcleo a compresión y de la resistencia del adhesivo. En el ensayo a flexión de 3 puntos, ocurre el pandeo hacia el núcleo en la cara superior cerca de donde se está aplicando la carga.

Existe una expresión (3.26) con la que se calcula el esfuerzo crítico a compresión σ_{ac} que provoca el arrugado de la cara superior.

$$\sigma_{ac} = \frac{3}{(12(3-\nu_{ncz})^2(1+\nu_{ncz})^2)^{-1/3}} E_{cx}^{1/3} E_3^{2/3} \quad (3.26)$$

Donde ν_{ncz} es el coeficiente de Poisson fuera del plano y E_3 es el módulo de Young fuera del plano del núcleo del *honeycomb*.

Las estructuras tipo *sándwich* que son sometidas a cargas a flexión pueden tener fallas en el núcleo de *honeycomb*. Los modos de falla (Figura 3.23) relevantes son por cortante (a) y por compresión local (b).

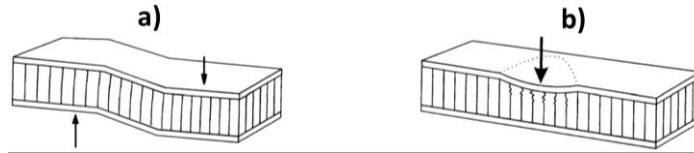


Figura 3.23 Modos de falla en el núcleo [Petras, 1998]

Falla por cortante

Asumiendo un comportamiento de viga a flexión en 3 puntos, el esfuerzo cortante varía desde la cara hasta el núcleo de forma parabólica. Si las caras son mucho más rígidas y delgadas que el núcleo, el esfuerzo cortante puede considerarse lineal en las caras y constante en el núcleo. Ignorando lo que aportan las caras, el esfuerzo cortante en núcleo se calcula con la ecuación 3.27.

$$\tau_{nxz} = \frac{W}{2d} \quad (3.27)$$

Asumiendo un comportamiento frágil, la falla ocurre cuando el esfuerzo cortante τ_{xz} aplicado iguala la resistencia a cortante τ_{cn} en esta dirección.

$$\tau_{nxz} = \tau_{cn} \quad (3.28)$$

Falla por compresión localizada

En un ensayo a flexión en 3 puntos, puede comprimirse el núcleo debajo del punto de aplicación de la carga. La rigidez a flexión de las caras y del núcleo determina la forma en la que se distribuye la carga alrededor del punto de aplicación. Es importante aclarar la diferencia entre falla por compresión localizada y por arrugado de las caras, en el primero la cara superior se deforma después de la falla con amplitud igual a la del aplicador de la carga, mientras que en el segundo la deformación de la cara superior después de la falla presenta una amplitud mayor que la del aplicador de la carga.

No se han hecho modelos adecuados de estructuras tipo *sándwich* con núcleo de *honeycomb*, pero se tiene una estimación empírica usada en manuales de este tipo de estructuras. Se considera que la longitud de contacto δ entre el aplicador y la cara superior se conoce, así también como que la carga se transmite uniformemente en el área de contacto, por lo que el esfuerzo a compresión fuera del plano σ_{zz} en el núcleo es:

$$\sigma_{zz} = \frac{W}{\delta} \quad (3.29)$$

La falla se predice cuando el esfuerzo a compresión iguala la resistencia a compresión fuera del plano σ_{cfn} del núcleo de *honeycomb*.

$$\sigma_{zz} = \sigma_{cfn} \quad (3.30)$$

3.5 Simulaciones en Abaqus® de estructuras tipo *sandwich*.

En esta sección se analizará una tesis doctoral de la Universidad Carlos III de Madrid, con el título “Análisis y modelización de vigas *sándwich* sometidas a impactos de baja velocidad”, presentada en 2013 por Inés Iváñez del Pozo. Al ser esta tesis la que explica de manera más detallada el proceso de modelado, se le hace referencia en este trabajo. Existen varias publicaciones que simularon estructuras tipo *sándwich* sometidas a pruebas similares, por ejemplo:

- Lei, He. *Composite sándwich Structures with Honeycom Core Subjected to Impact*. Maestría. Universidad Clemson. Estados Unidos de América. 2012.
- Russell, B. P. *Quasi-Static Three-Point Bending of Carbon Fiber Sandwich Beams with Square Honeycomb Cores*. Universidad de Cambridge. Reino Unido. 2011.
- Lister, Joshua. *Study the Effects of Core Orientation and Different Face Thickness on Mechanical Behavior of Honeycomb Sandwich Structures under Three Point Bending*. Maestría. Universidad Politécnica Estatal de California. Estados Unidos de América. 2014.

El comportamiento ante impactos se analizó experimentalmente, con modelos analíticos y simulaciones numéricas. Se realizaron ensayos experimentales en torre de caída, para evaluar la fuerza máxima de contacto, tiempo de contacto, desplazamiento máximo de ambas caras y la energía absorbida. Se desarrolló un modelo analítico con el que se estima la fuerza de contacto en el impacto. Con la simulación por elementos finitos se estudió la absorción de energía en función de la energía de impacto, así también como el comportamiento de las caras y el núcleo. Este trabajo es de interés ya que la simulación realizada es similar a la que se busca hacer en esta tesis, con la diferencia de que la carga se aplica por medio de un impacto.

La viga se fabricó con fibra de carbono HexTow® AS4, en matriz epóxica HexPly® 8552, mientras que el núcleo de *honeycomb* es de aluminio AA-3003. Las vigas fueron de 480 milímetros de largo y 50 milímetros de ancho. El comportamiento de las caras se definió con una subrutina de usuario VUMAT la cual se utilizó con diferentes criterios de fractura implementados y cuyos resultados se han validado en varios trabajos del Grupo de Investigación de Mecánica de Materiales Avanzados.

El aluminio del *honeycomb* se definió como un material isotrópico y de comportamiento elastoplástico. Previo a la simulación de la viga completa, se realizaron simulaciones de compresión uniaxial del *honeycomb* para comprobar que pueden modelarse como un material elastoplástico. Se representaron dos partes: el núcleo y la placa en donde se coloca, a la cual se considera en la simulación que está empotrada. A la placa que aplicó la carga se le asignó un movimiento constante, hasta llegar a 18 milímetros, para que esta comprimiera por completo el núcleo. Para desprestigiar efectos inerciales, se iteró la aplicación de la carga con diferentes velocidades, procurando tener bajos tiempos de cómputo.

La superficie de contacto entre la placa compresora y la parte superior del núcleo se definió como *surface-to-surface*, para que se permita el movimiento relativo entre las superficies. Durante la compresión, los elementos del núcleo tendrán contacto entre ellos, por lo que este se definió como *general contact* entre todas las superficies de las celdas. Los elementos del núcleo son tipo *Shell SR4*. La placa se representó con elementos paralelepípedos de ocho nodos, *C3D8R*, obteniendo el modelo de la figura 3.24.

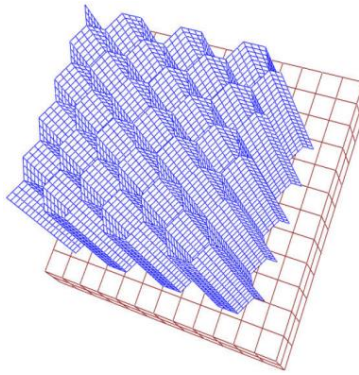


Figura 3.24 Modelo de la prueba de compresión del núcleo [Ivández, 2013]

El modelo se validó con ayuda de los resultados experimentales realizados en ese mismo trabajo. Para validar el modelo se utilizó la curva de fuerza-desplazamiento registrada durante el ensayo experimental y la obtenida en la simulación (Figura 3.25). Se consideró que el modelo es capaz de reproducir el comportamiento real del núcleo bajo compresión, ya que en las curvas obtenidas se observan tres regiones, régimen elástico-lineal, de fuerza constante y densificación. El valor de fuerza máxima y el de carga en la compresión obtenidos por ambos métodos son muy similares a excepción de la zona de densificación.

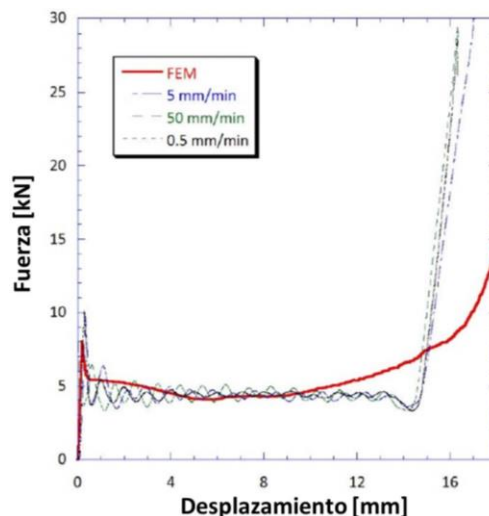


Figura 3.25 Curvas obtenidas de ensayos experimentales y de simulación en ABAQUS [Ivández, 2013]

Después de validar el modelo del núcleo, se simularon las vigas utilizadas en los ensayos experimentales. Las caras eran de 2 milímetros de ancho y el núcleo de 20 milímetros de alto, con tamaño de celda de 4.8 milímetros, el espesor de la lámina era de 50 μm y la viga era de 480 milímetros de largo. Los soportes se colocaron a 430 milímetros y el percutor tiene 10 milímetros de radio. Se consideraron a las caras y al núcleo como piezas distintas dentro del mismo modelo, ensambladas suponiendo una unión perfecta entre ellas. Las superficies de contacto entre las caras y el núcleo se consideraron interacciones tipo *tie*, el cual impide que se separen y que tengan movimiento relativo entre ellas. Se modelaron las caras como elementos tipo *solid* y al núcleo como tipo *Shell*.

Se crearon divisiones en las caras del panel, como se muestra en la figura 3.26, para generar diferentes densidades de malla, con el fin de analizar el comportamiento de los elementos en las diferentes zonas durante la prueba.

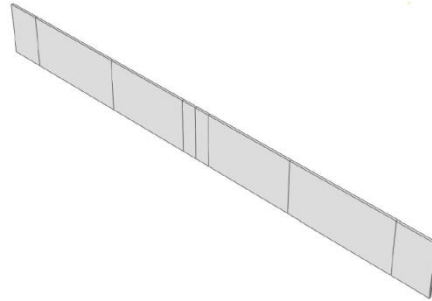


Figura 3.26 Divisiones de las caras para definir diferentes densidades de mallado [Ivñez, 2013]

Se consideró como *General contact* la superficie del percutor con la región de nodos de la cara superior de la viga. Para simplificar el modelo se consideró despreciable la fricción entre estos dos elementos. El percutor se modeló con la geometría del original y se le asignó su masa real. En los experimentos el percutor no sufrió deformaciones, por lo que en la simulación se le asignaron propiedades de un material elástico lineal sin tener en cuenta un comportamiento plástico, con módulo de Young de 210 GPa y coeficiente de Poisson de 0.3. Se le asignaron las mismas propiedades a los soportes debido a que tampoco presentaron deformaciones.

La energía de impacto para la simulación fue impuesta con una velocidad, una carga tipo *field*, en la dirección del impacto, bloqueando los movimientos en las direcciones restantes, asegurando la perpendicularidad del impacto. Los elementos de soporte fueron empotrados para impedir el deslizamiento durante la simulación. El percutor se colocó a 0 milímetros sobre el panel con el fin de disminuir el tiempo de procesamiento.

Las divisiones en las caras del panel ayudaron a hacer un mallado con tamaños diferentes de elementos, teniendo en el centro elementos más pequeños debido a que en esa zona es donde se requirió obtener más información y se tuvieron mayores deformaciones. Las caras se mallaron con elementos *C3D8R*. Como las vigas son más largas que anchas, el esfuerzo cortante será muy grande, por lo que se le hizo una malla fina con elementos tipo *shell SR4*. Al igual que con las caras, se aplicó un mallado más fino en la parte central, para apreciar mejor el pandeo de las celdas. El percutor se malló con elementos tetraédricos tipo *C3D4* para representar de mejor manera la geometría circular, ya que esta tuvo contacto con la viga. Se utilizaron elementos hexaédricos tipo *C3D8R*. El ensamble mallado quedó como se muestra en la figura 3.27.

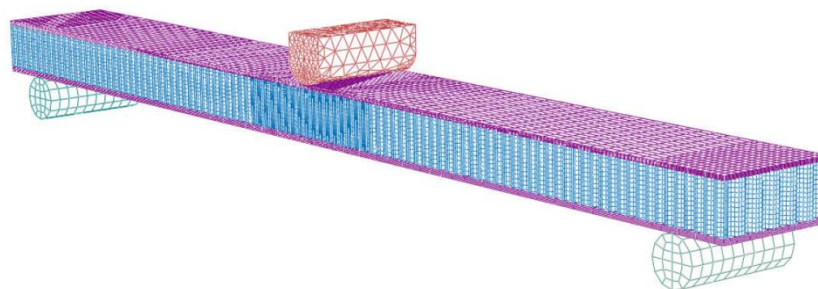


Figura 3.27 Ensamble mallado de la prueba de impacto [Ivñez, 2013]

Se validó el modelo al comparar los resultados obtenidos en las pruebas experimentales. Se comparó la curva de fuerza de contacto-tiempo, fuerza máxima de contacto, curvas de energía-tiempo y energía absorbida-energía de impacto en valor absoluto. La primera comparación se hizo con la respuesta de la viga a impactos de baja velocidad con dos energías de impacto. Se muestran ambas gráficas en la figura 3.28, con energías de impacto de 13.67 J (a) y 22.85 J (b). En la primera no se producen fallas en la cara superior, mientras que con la segunda energía de impacto sí.

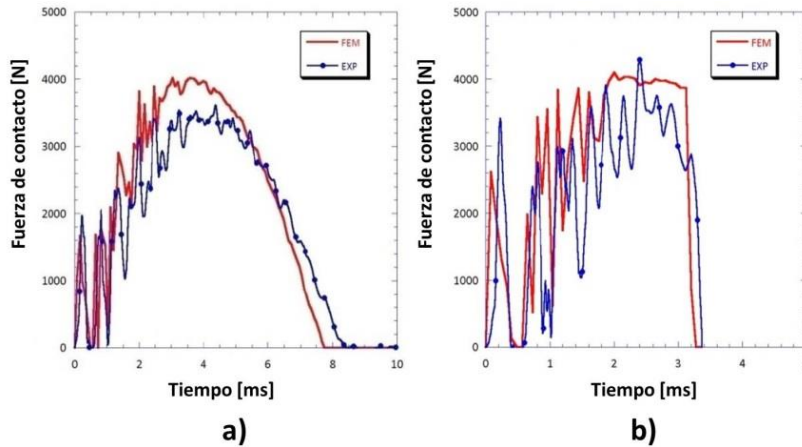


Figura 3.28 Comparación de la fuerza de contacto experimental y simulada [Ivñez, 2013]

Se obtuvieron gráficas similares en todos los casos comparados, aunque el valor de fuerza máxima de contacto está sobre estimado, sobre todo en las simulaciones con bajas energías de impacto. En las curvas de energía-tiempo también se presentaron comportamientos similares, aunque para el caso donde no se presentan fracturas en las caras del panel, el modelo considera que se recupera más energía elástica que en el ensayo experimental. En el caso donde se presentan fracturas en las caras, ambas curvas no presentan diferencias considerables. En la figura 3.29 se muestran ambas gráficas, con energías de impacto de 13.67 J (a) y 22.85 J (b).

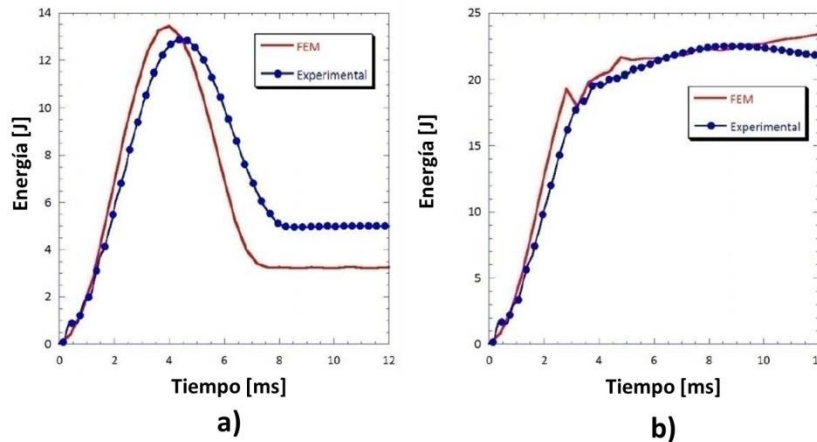


Figura 3.29 Comparación de la energía absorbida experimental y simulada [Ivñez, 2013]

Finalmente se concluyó que el modelo con elementos finitos pudo reproducir las curvas fuerza-tiempo para todas las energías de impacto, así también como el valor de energía a partir del cual se presenta fractura en las caras, con una diferencia de menos del 5%. También sirvió para demostrar los diferentes comportamientos en función de la energía de impacto, con bajas energías de impacto las vigas trabajan a flexión global, mientras que para energías altas se presentan fracturas en la cara superior y se absorbe la energía del impacto. Se observó que, con bajas energías de impacto, la energía es absorbida al deformar plásticamente al núcleo, mientras que, para altas energías de impacto, es la cara superior es quien absorbe la energía.

Capítulo 4. Simulación de pruebas

En este capítulo se explicará el proceso para simular las pruebas descritas en el capítulo anterior. Estas se harán en el programa de Abaqus® con el objetivo de obtener gráficas de fuerza-desplazamiento, las cuales serán comparadas con las obtenidas en las pruebas reales realizadas por el equipo de la Universidad Edith Cowan. Se utilizará Abaqus® ya que el grupo de trabajo UDIATEM de la Facultad de Ingeniería, cuenta con licencia para su uso, además de que el equipo de UNAM Motorsports tiene experiencia en el modelado de materiales compuestos con este software.

Abaqus/Explicit® se recomienda utilizar en modelos dinámicos breves, como pruebas de caída, choques automovilísticos e impactos de bala. A pesar de esto, también es muy utilizado en modelos cuasiestáticos donde existan comportamientos no lineales, como por ejemplo laminado de metal caliente o compresión de estructuras de absorción de energía. Por esta razón se utilizará en este trabajo, ya que el núcleo de *honeycomb* sufrirá grandes deformaciones.

4.1 Prueba a flexión en 3 puntos

Se modelaron 4 partes, el núcleo, la cara superior e inferior y una geometría que servirá como ariete y soportes. El núcleo es un *Shell* deformable en 3D, mientras que las caras son *Shell* 3D deformables y el ariete/soporte fue modelado como un *Shell* 3D analíticamente rígido.

En el trabajo de la Universidad Edith Cowan no se especifican las propiedades de los materiales que se emplearon para la fabricación de los paneles, solo se menciona que se utilizó fibra de carbono sarga de 200 gr/m² pre-impregnada, que probablemente fue una sarga 2x2 de 3k y *honeycomb* con tamaño de celda de ¼" de 30 milímetros de espesor de la marca Hexweb®. La marca Performance Composites Ltd tiene a disponibilidad propiedades de tela de fibra de carbono estándar, (http://www.performance-composites.com/carbonfibre/mechanicalproperties_2.asp) las cuales se muestran en la tabla 4.1. A cada lámina se le asignó espesor de 0.012" (304.8 µm) el cual es propio de la fibra de carbono con las características antes descritas. Como se mencionó en el capítulo anterior, cuentan con una secuencia de laminado de [90, 45, 90] (Figura 4.1).

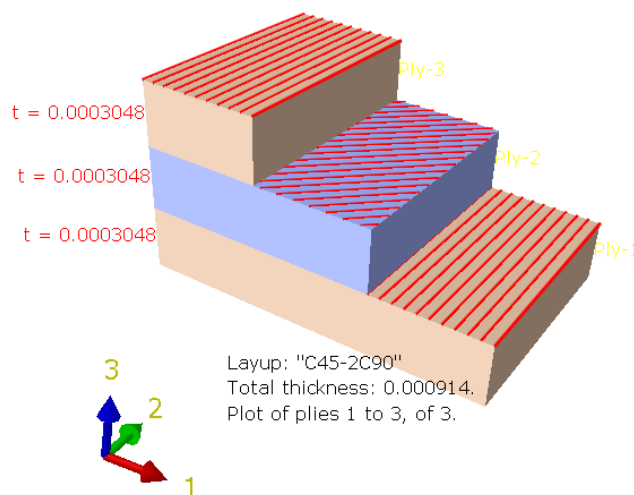


Figura 4.1 Secuencia de laminado [90, 45, 90]

Tabla 4.1 Propiedades de la fibra de carbono unidireccional de alto módulo [Performance Composites, 2009]

Propiedad	Tela de fibra de carbono estándar	Unidades
Módulo de Young 0° (E_1)	70	GPa
Módulo de Young 90° (E_2)	70	GPa
Módulo cortante en el plano (G_{12}, G_{13})	5	GPa
Módulo de Poisson (ν_{12})	0.1	

Tampoco se especifica el material ni el calibre del *honeycomb*, por lo que se seleccionará un material y un valor intermedio de calibre disponible en el catálogo de Hexweb®, los cuales cuentan con aluminio 5052 y 5056. Las propiedades de las hojas de estos se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Propiedades de hojas de aluminio [Matweb, 2017]

Propiedad	Aluminio 5052-H19	Aluminio 5056-H191	Unidades
Densidad	2680	2640	kg/m ³
Módulo de elasticidad	70	72	GPa
Coefficiente de Poisson	0.33	0.33	

Para el modelo se seleccionaron las propiedades del aluminio 5056, ya que de acuerdo a la hoja de datos de *Hexcel*®, este es más resistente que el 5052 [Hexcel®, 2015]. Cuentan con calibres de 0.0007", 0.001", 0.0015", 0.002" y 0.0025", por lo que se eligió el espesor de 0.0015" (38.1 µm), siendo este el espesor intermedio disponible. Debido al método de fabricación del *honeycomb*, el cual se muestra en la figura 4.2, las caras que son soldadas o pegadas, cuentan con doble espesor, por lo tanto este también fue considerado en el modelo.

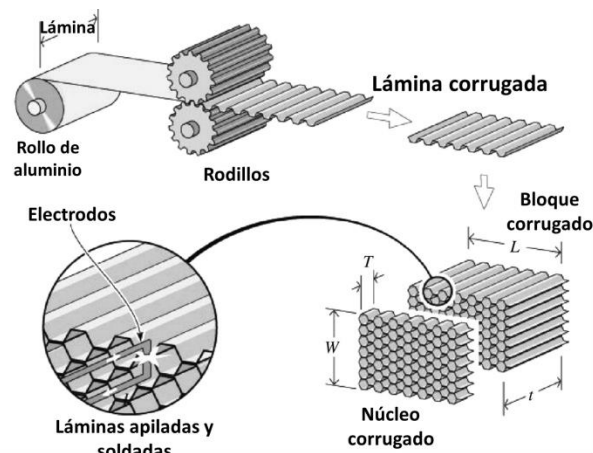


Figura 4.2 Espesor doble en las caras unidas [Wadley, 2006]

La parte que simula el ariete y los soportes fue hecha como un *Shell* analíticamente rígido ya que se considera que se deformará poco a comparación del panel y son menos costosas en términos de cómputo. El punto de referencia fue colocado en el centro de la cara que hace contacto con el panel. En la prueba real, se redondearon las esquinas con el fin de disminuir la concentración de esfuerzos, por lo que en el modelo también fueron considerados, asignándoles un radio de la mitad del espesor de la solera. En la figura 4.3 se muestran las dimensiones del modelo, el cual tiene 100 milímetros de profundidad.

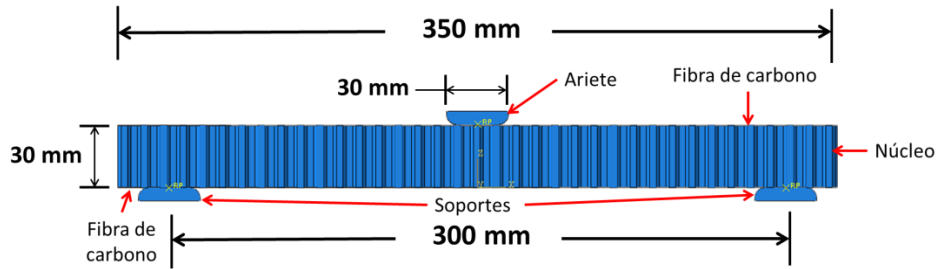


Figura 4.3 Dimensiones del modelo de flexión en 3 puntos

En el módulo *Interaction* se creó una condición de contacto general sin fricción entre la cara superior y el ariete, de la misma manera entre la cara inferior y los soportes. Ya que en el modelo se considera que las caras y el *honeycomb* están unidos de forma ideal, es decir que durante la prueba no se separarán, se les asignó una restricción de tipo *tie*. A los puntos de referencia de los soportes se les asignó una condición de frontera de empotramiento, mientras que al ariete se le restringieron todos los grados de libertad con excepción del 3ro, al cual se le dio una velocidad constante de 0.1 mm/s en dirección negativa, como lo recomienda la norma ASTM C393.

A fin de percibir mejor los esfuerzos, se hicieron particiones en las caras y se malló con elementos más pequeños en las zonas donde se espera mayor deformación, de modo que la cara superior fue mallada finamente en la zona central, mientras que las caras fueron malladas con elementos más pequeños en el centro. Ya que la mayor deformación se dará a lo largo del panel, la base de los elementos se hizo más pequeña que su altura. En la figura 4.4 se muestra el mallado de dichas partes.

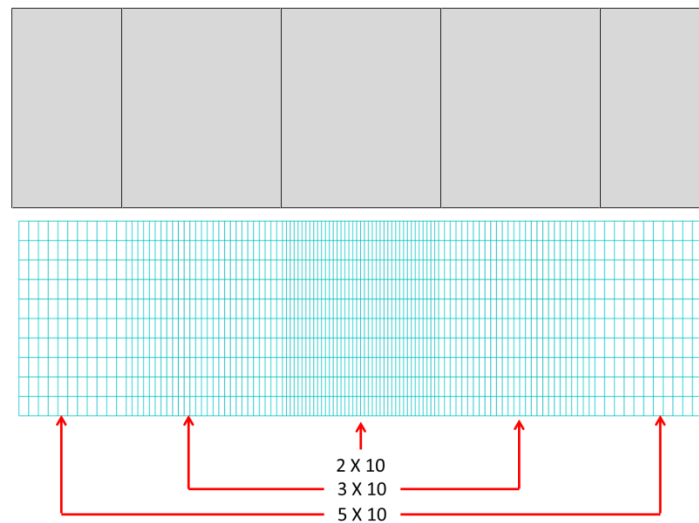


Figura 4.4 Partición y mallado de las caras. Medidas en milímetros

El *honeycomb* fue mallado con elementos de 2 milímetros para capturar la deformación, la cual, en este modelo no es tanta como en las otras dos pruebas. Los soportes y el ariete no fueron mallados ya que son piezas analíticamente rígidas. El tiempo de simulación fue de 40 segundos, dentro de los cuales, el equipo de ECU obtuvo la fuerza máxima de la estructura. En la figura 4.5 se muestra el ensamble final.

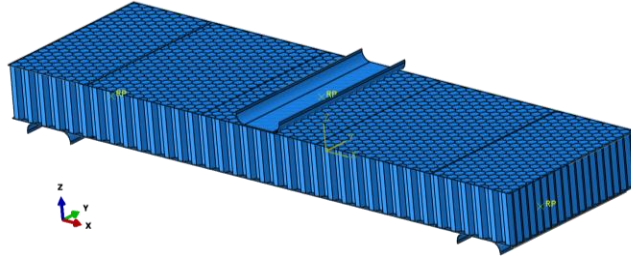


Figura 4.5 Ensamble de la prueba a flexión en 3 puntos

Los tiempos de procesamiento en Abaqus/Explicit® no solo dependen del tamaño del modelo o de la cantidad de elementos, sino también de los incrementos de tiempo en los que el software resuelve las ecuaciones. Estos intervalos se calculan para tener estabilidad en la solución y predecir la propagación de las ondas con altas frecuencias en el modelo. Esta condición limita los intervalos de tiempo, con la finalidad de evitar que la onda no se transmita más allá de la dimensión del elemento más pequeño en un solo intervalo. A esto se le conoce como la condición de Courant, de la cual su ecuación es la 4.1

$$\Delta t \leq f \left[\frac{h}{c} \right]_{min} \quad (4.1)$$

Donde Δt es el incremento estable de tiempo, h es el tamaño del elemento más pequeño, c es la velocidad de la onda acústica y f es el factor de escala que mejora la estabilidad.

La ecuación para calcular la velocidad de la onda acústica es diferente para cada tipo de elemento, pero la forma más sencilla es la 4.2.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.2)$$

Donde E es el módulo de Young y ρ la densidad.

Existen tres parámetros que pueden modificarse para incrementar los intervalos de tiempo y con esto disminuir los tiempos de cómputo: el tamaño de elementos, el módulo de Young y la densidad. Incrementar el tamaño de los elementos no es viable cuando se tienen geometrías complejas o cuando se tienen grandes deformaciones. El módulo de Young es una propiedad que es característica del material, por lo que su modificación podría equivaler a un cambio de material. Modificar la densidad también afecta la precisión, ya que la fuerza es igual a masa por aceleración. Es por esto que los factores de escalamiento de masa deben utilizarse con cuidado, con el fin de descartar efectos inerciales que alteren la precisión de los cálculos.

Para reducir el tiempo de cómputo, se aplicó un factor de escalamiento de masa de 1E5 y se revisó que la energía cinética se mantuviera constante y en un valor bajo, mientras que la energía interna incrementaba exponencialmente. Se pueden utilizar factores de escalamiento aún más grandes, pero se tiene el inconveniente de que de la gráfica de fuerza-desplazamiento no tiene un comportamiento continuo.

4.2 Ensayo a cortante

Se utilizaron las mismas propiedades para la fibra de carbono de las caras y del aluminio para el núcleo que en el modelo anterior y se agregaron dos nuevas partes, dos láminas de aluminio de 0.3 milímetros de espesor que el equipo de ECU agregó para aumentar la resistencia del panel para esta prueba. Estas son partes sólidas deformables y se agregaron al ensamble sobre los laminados de fibra de carbono. Así como con ellas y el *honeycomb*, se asignó una restricción de tipo *tie* para unir cada lámina con su respectiva cara.

El elemento de aplicación de fuerza fue un cilindro tipo *Shell* analíticamente rígido de 1 pulgada de diámetro, su punto de referencia se colocó al centro de la cara circular inferior que toca al panel. Se creó una pieza llamada placa de apoyo como un *Shell* analíticamente rígido, cuya función es soportar la estructura durante la simulación. Entre estas dos piezas rígidas y el panel, se creó una interacción de contacto general sin fricción. Ya que en este modelo se presenta una gran deformación, principalmente en el *honeycomb*, hay superficies que se atraviesan, por lo tanto hay fuerza y energía que no se considera, por lo que fue necesario agregar a la condición de contacto general, la interacción del *honeycomb* consigo mismo. Al punto de referencia de la barra se le asignó una velocidad constante de 0.1 mm/s en dirección negativa del eje Z y se restringieron los grados de libertad restantes, mientras que la placa de apoyo fue empotrada en su nodo de referencia. Estas piezas no fueron malladas ya que no es necesario hacerlo con piezas analíticamente rígidas.

Se realizaron particiones a las caras de fibra de carbono y a las láminas de aluminio con la finalidad de generar una malla fina en el centro, ya que en esa zona es donde se concentrarán los esfuerzos y deformaciones. Para la zona central de la cara superior de fibra de carbono se utilizó un tamaño global aproximado de 1.5 milímetros, mientras que para el refuerzo de aluminio se eligió un tamaño de 0.8 milímetros (Figura 4.6). Se hizo algo similar con el mallado del *honeycomb*, al asignar elementos más pequeños en el centro para representar la compresión lo más real posible, de 1x2 milímetros, mientras que en el resto de este se utilizaron elementos de 2 milímetros. Para las caras inferiores de fibra de carbono y aluminio, al no tener grandes deformaciones, se mallaron con un tamaño global aproximado de 5 milímetros (Figura 4.7).

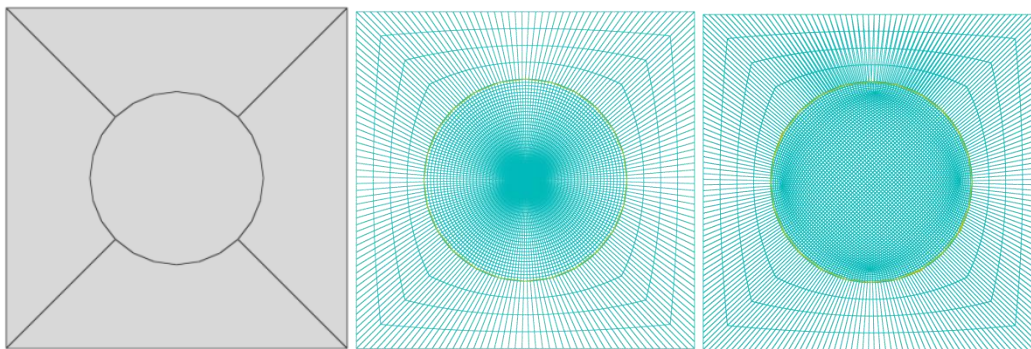


Figura 4.6 Partición de las caras de fibra de carbono y aluminio con sus respectivos mallados

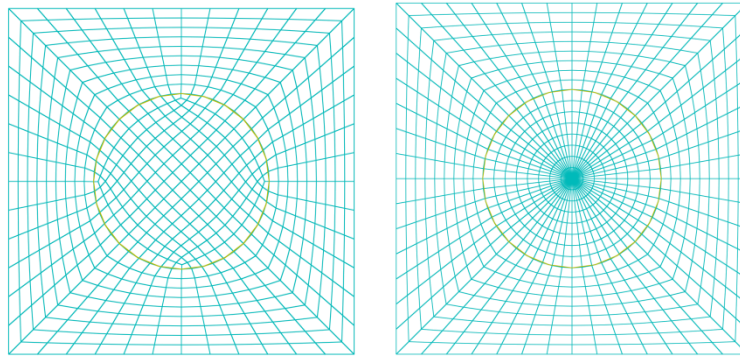


Figura 4.7 Mallado de las caras inferiores de aluminio y fibra de carbono

A la simulación se le asignó un tiempo 80 segundos de duración, ya que dentro de ese tiempo se aplicó la mayor fuerza al panel durante la prueba realizada por el equipo de ECU. Para que el tiempo de procesamiento se reduzca, se asignó un factor de escalamiento de masa de $1E7$, cuidando la relación entre la energía cinética e interna y la gráfica de fuerza-desplazamiento. En la figura 4.8 se muestra el ensamble del modelo para la prueba a cortante. El panel cuadrado mide 100 milímetros y el núcleo tiene 30 milímetros de alto.

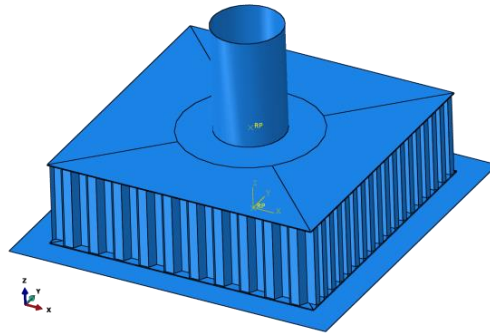


Figura 4.8 Ensamble de la prueba a cortante

4.3 Pruebas a anclajes

Para este modelo se utilizaron las mismas propiedades de las caras y del núcleo, y se agregaron nuevas piezas. En primer lugar, se modeló el anclaje como un cilindro de 17 milímetros de diámetro, no se consideró la pieza original ya que la zona azul (Figura 4.9) se llenó con resina para unirla con el *honeycomb*, por lo que en el software, la superficie exterior del tubo fue unida a los elementos contiguos del *honeycomb* con una restricción tipo *tie*. Esta pieza se modeló como un *Shell* 3D analíticamente rígido, ya que se considera que la pieza no se deformará. Al ser una pieza analíticamente rígida, no necesita ser mallada.

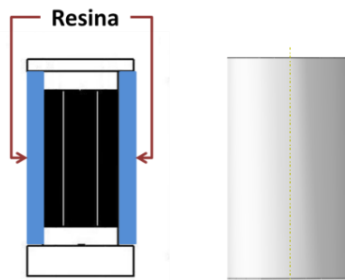


Figura 4.9 Pieza original y modelada en Abaqus® [James, 2010]

También se realizó un *Shell* 3D discretamente rígido que funcionará como la estructura que detendrá el panel, con excepción de una zona central cuadrada de 80 milímetros. El *honeycomb* fue modelado con un espacio central circular vacío, en donde fue ensamblado el anclaje (Figura 4.10). Este fue mallado con elementos de 1x0.9 milímetros.

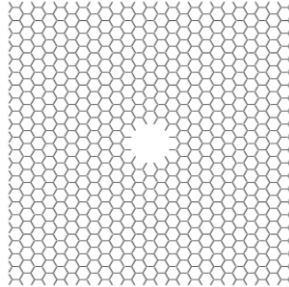


Figura 4.10 Modelo del honeycomb con espacio central para el anclaje

Se utilizaron las mismas restricciones para unir las piezas, del tipo *tie* entre los nodos superiores e inferiores del *honeycomb* para unirlos con sus respectivas caras. El contacto entre la cara superior del panel y el soporte se consideró como contacto general sin fricción. Así como en el modelo anterior, se presentan grandes deformaciones en el núcleo, por lo que es necesario considerar el contacto entre el mismo.

Las caras cuentan con elementos más pequeños al centro para determinar mejor la deformación y los esfuerzos. A las aristas externas se les asignó un tamaño global aproximado de 3 milímetros, mientras que a las particiones diagonales se les determinó una tendencia de mayor tamaño (3 mm) a menor (1 mm) en la dirección de las flechas (Figura 4.11).

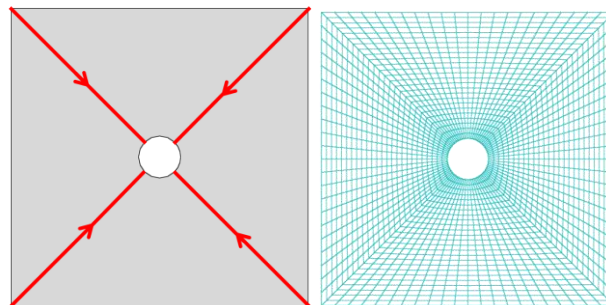


Figura 4.11 Mallado de las caras de fibra de carbono

El punto de referencia del soporte fue empotrado, mientras que al del anclaje se le asignó en dirección positiva del eje Z, una velocidad de 0.1 mm/s, mientras que el resto de los grados de libertad fueron restringidos. El tiempo de simulación para esta prueba es de 150 segundos, ya que dentro de este tiempo se obtiene la fuerza máxima aplicada al panel. Para que el tiempo de procesamiento disminuya, se utilizó un factor de escalamiento de masa de 1E7, ya que con este valor se tiene un buen comportamiento de la gráfica fuerza-desplazamiento y de la relación de energía cinética e interna. En la figura 4.12 se muestra el ensamble del modelo. El panel cuadrado mide 120 milímetros y el núcleo tiene 30 milímetros de alto.

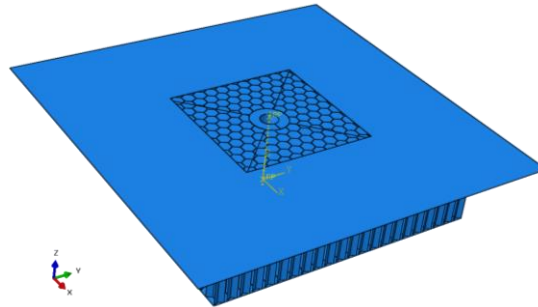


Figura 4.12 Ensamble de la prueba a anclajes

4.4 Iniciación y evolución de la falla para materiales dúctiles y reforzados con fibras.

En la tabla 4.1 se presentaron las propiedades elásticas de la fibra de carbono que se utilizarán para la simulación. Con estas, solo será posible obtener el comportamiento elástico de la estructura durante toda la simulación, sin importar cuanto se deforme ésta. Ya que esto no es físicamente posible, es necesario definir un criterio de iniciación de la falla y su evolución. Con la iniciación de la falla se define el instante en el que se crea una grieta haciendo que las propiedades del material se deterioren. Abaqus/Explicit® considera el criterio de Hashin para definir la iniciación de la falla, tomando en cuenta cuatro modos de falla, rotura de fibras por tracción (X_t) y compresión (X_c) y rotura de la matriz por tracción (Y_t) y compresión (Y_c), así como también el esfuerzo cortante interlaminar. Estas propiedades también están disponibles en la página de *Performance Composites* (http://www.performance-composites.com/carbonfibre/mechanical-properties_2.asp) y se presentan en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Propiedades utilizadas en el criterio de inicio de falla de Hashin [Performance Composites, 2009]

Propiedad	Tela de fibra de carbono estándar	Unidades
Esfuerzo último a tracción 0° (X_t)	600	MPa
Esfuerzo último a compresión 0° (X_c)	570	MPa
Esfuerzo último a tracción 90° (Y_t)	600	MPa
Esfuerzo último a compresión 90° (Y_c)	570	MPa
Esfuerzo cortante último en el plano (S)	90	MPa

Como se explicó anteriormente, este criterio toma en cuenta cuatro formas generales, las cuales se presentan en las siguientes ecuaciones.

$$\text{Tensión de las fibras} \quad F_f^t = \left(\frac{\hat{\sigma}_{11}}{X^t}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\hat{\tau}_{12}}{S^t}\right)^2 \quad \text{Cuando: } \hat{\sigma}_{11} \geq 0 \quad (4.3)$$

$$\text{Compresión de las fibras} \quad F_f^c = \left(\frac{\hat{\sigma}_{11}}{X^c}\right)^2 \quad \text{Cuando: } \hat{\sigma}_{11} < 0 \quad (4.4)$$

$$\text{Tensión de la matriz} \quad F_m^t = \left(\frac{\hat{\sigma}_{22}}{Y^t}\right)^2 + \left(\frac{\hat{\tau}_{12}}{S^t}\right)^2 \quad \text{Cuando: } \hat{\sigma}_{22} \geq 0 \quad (4.5)$$

$$\text{Compresión de la matriz} \quad F_m^c = \left(\frac{\hat{\sigma}_{22}}{Y^c}\right)^2 + \left[\left(\frac{Y^c}{2S^t}\right)^2 - 1\right] \frac{\hat{\sigma}_{22}}{Y^c} + \left(\frac{\hat{\tau}_{12}}{S^t}\right)^2 \quad \text{Cuando: } \hat{\sigma}_{22} < 0 \quad (4.6)$$

Donde X^t es la resistencia longitudinal a tensión, X^c es la resistencia longitudinal a compresión, Y^t representa la resistencia transversal a tensión, Y^c es la resistencia transversal a compresión, S^t es la resistencia longitudinal a cortante, S^t representa la resistencia transversal a cortante. α es un coeficiente que determina la contribución del esfuerzo cortante a la tensión de las fibras del criterio de inicio. $\hat{\sigma}_{11}$, $\hat{\sigma}_{22}$, $\hat{\tau}_{12}$ son los componentes del tensor de esfuerzos.

Los componentes del tensor de esfuerzos son usados para evaluar el criterio de inicio, los cuales se calculan de la siguiente ecuación:

$$\hat{\sigma} = \mathbf{M}\sigma \quad (4.7)$$

Donde σ es el esfuerzo real y \mathbf{M} es el operador de daño:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \frac{1}{(1-d_f)} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{(1-d_m)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{(1-d_s)} \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

d_f , d_m y d_s son variables internas que caracterizan el daño de las fibras, de la matriz y a cortante, las cuales se derivan de las variables de daño d_f^t , d_f^c , d_m^t y d_m^c que corresponden a los cuatro modos antes definidos y los cuales se seleccionan de la siguiente manera:

$$d_f = \begin{cases} d_f^t & \text{si } \hat{\sigma}_{11} \geq 0, \\ d_f^c & \text{si } \hat{\sigma}_{11} < 0, \end{cases} \quad (4.9)$$

$$d_m = \begin{cases} d_m^t & \text{si } \hat{\sigma}_{22} \geq 0, \\ d_m^c & \text{si } \hat{\sigma}_{22} < 0, \end{cases} \quad (4.10)$$

$$d_s = 1 - (1 - d_f^t)(1 - d_f^c)(1 - d_m^t)(1 - d_m^c) \quad (4.11)$$

Antes de que se cumpla algún criterio, el operador de daño, \mathbf{M} , es igual a la matriz identidad, por lo tanto $\hat{\sigma} = \sigma$. Una vez que se ha cumplido algún criterio para algún modo de falla, \mathbf{M} toma importancia en el criterio para los demás modos de falla. El esfuerzo real, $\hat{\sigma}$, representa el esfuerzo actuando en la zona dañada que resiste las fuerzas internas. Una variable de salida está relacionada con cada uno de los cuatro criterios, para indicar cuando alguno de ellos se ha cumplido.

Hasta este punto no se ha proporcionado información al software sobre lo que sucede después de que la falla ha ocurrido. Es por eso que, se necesita definir como se degrada el material una vez que ha empezado la falla. Para esto, Abaqus/Explicit® necesita conocer la energía disipada durante la falla por tracción (G_{ft}) y compresión (G_{fc}) de las fibras y por tracción (G_{mt}) y compresión (G_{mc}) de la matriz.

Estas propiedades se tomaron del trabajo hecho por Camanho et. al en 2007, donde estudiaron el uso de un modelo de daño continuo para predecir la resistencia de laminados de fibra de carbono con agujeros de distintos tamaños. Con ayuda de experimentación, determinaron las consecuencias de variar el tamaño de los agujeros y el proceso de desarrollo de la zona de fractura antes de la falla final.

El material utilizado fue cinta de fibra de carbono unidireccional IM7-8552 de la marca Hexcel®. Para obtener la energía de fractura, realizaron pruebas de doble cantiléver y de flexión en 4 puntos (Figura 4.13) para obtener el modo I y II de resistencia a la fractura, los cuales se muestran en la tabla 4.4.

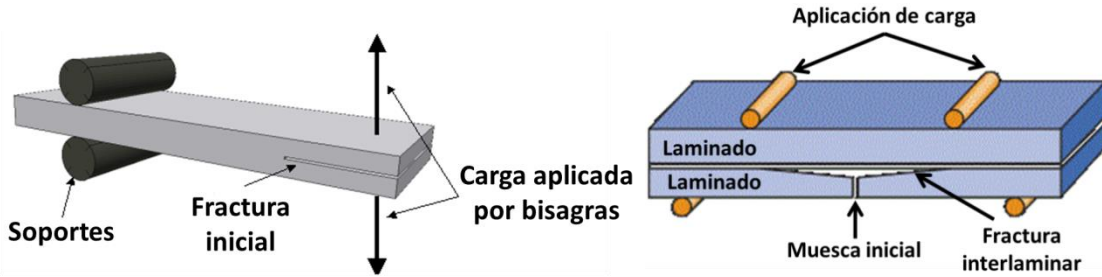


Figura 4.13 Prueba de doble cantiléver [Sharcnet, 2016] y de flexión en 4 puntos [Bioh, 2010]

Tabla 4.4 Energía de fractura para el material IM7-8552 [Camanho, 2007]

Propiedad	Valor	Unidades
Tensión de la matriz (G_{mt})	0.2274	kJ/m^2
Compresión de la matriz (G_{mc})	5.62	kJ/m^2

La energía de fractura de las fibras se obtuvo por medio de pruebas de tensión compacta y compresión compacta a laminados propuesto por Pinho et. al en el año 2005, donde se determinaron las propiedades usando las probetas mostradas en la figura 4.14, con la izquierda se obtendrá la energía de fractura a tensión y con la derecha a compresión. La secuencia de laminado para las probetas fue de $[90, 0]_{85}$ considerando 0° en dirección paralela a la aplicación de la carga. El material utilizado fue fibra de carbono unidireccional preimpregnada T300/913. Las propiedades obtenidas en el trabajo de Camanho se presentan en la tabla 4.5.

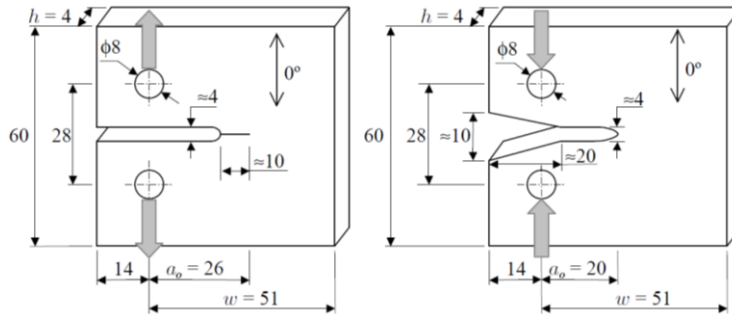


Figura 4.14 Probetas para prueba de resistencia de fractura a tensión y compresión. Acot: mm [Pinho, 2005]

Tabla 4.5 Energía de fractura para el material IM7-8552 [Camanho, 2007]

Propiedad	Valor	Unidades
Tensión de las fibras (G_{ft})	81.5	kJ/m^2
Compresión de las fibras (G_{fc})	106.3	kJ/m^2

Estas propiedades se utilizarán en la simulación con el fin de determinar el momento en el que empieza la falla y cómo evoluciona ésta. Antes, del inicio de la falla, el material es considerado como linealmente elástico, después de esto, la respuesta del material se calcula con:

$$\sigma = \mathbf{C}_d \varepsilon \quad (4.12)$$

Donde ε es la deformación y \mathbf{C}_d es la matriz de daño elástico:

$$\mathbf{C}_d = \frac{1}{D} \begin{bmatrix} (1 - d_f)E_1 & (1 - d_f)(1 - d_m)v_{21}E_1 & 0 \\ (1 - d_f)(1 - d_m)v_{12}E_2 & (1 - d_m)E_2 & 0 \\ 0 & 0 & (1 - d_s)GD \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Donde $D = 1 - (1 - d_f)(1 - d_m)v_{12}v_{21}$; d_f simboliza el estado actual del daño de la fibra, mientras que d_m el del daño de la matriz y d_s el del daño a cortante; E_1 es el módulo de Young en la dirección de las fibras y E_2 es en dirección perpendicular a la dirección de las fibras; G es el módulo a cortante; v_{12} y v_{21} son los coeficientes de Poisson. Las variables de daño d_f , d_m y d_s se obtienen de la misma forma descrita en las ecuaciones 4.9, 4.10 y 4.11.

Para disminuir la dependencia del mallado durante el ablandamiento del material, Abaqus® implementa la longitud característica a los cálculos, para que la ecuación constitutiva se exprese como relación del esfuerzo y la deformación. La variable de daño evolucionará de forma que la relación se comporte como en la figura 4.15, para los 4 modos de falla. La pendiente positiva antes del inicio de la falla corresponde al comportamiento lineal, mientras que la pendiente negativa se obtiene con el desarrollo de la respectiva variable de daño de acuerdo, a las siguientes ecuaciones:

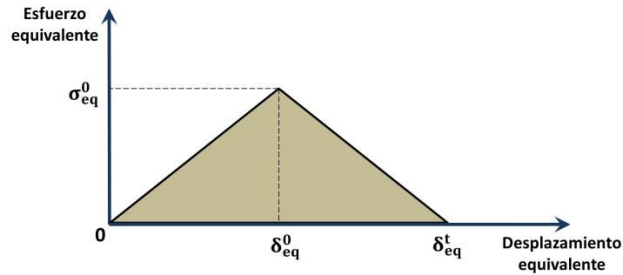


Figura 4.15 Esfuerzo equivalente contra desplazamiento equivalente [Abaqus® Documentation, 2017]

Tracción de las fibras ($\hat{\sigma}_{11} \geq 0$):
$$\delta_{eq}^{ft} = L^C \sqrt{\langle \varepsilon_{11} \rangle^2 + \alpha \varepsilon_{12}^2} \quad (4.14)$$

$$\sigma_{eq}^{ft} = \frac{\langle \sigma_{11} \rangle \langle \varepsilon_{11} \rangle + \alpha \tau_{12} \varepsilon_{12}}{\delta_{eq}^{ft} / L^C} \quad (4.15)$$

Compresión de las fibras ($\hat{\sigma}_{11} < 0$):
$$\delta_{eq}^{fc} = L^C \langle -\varepsilon_{11} \rangle \quad (4.16)$$

$$\sigma_{eq}^{fc} = \frac{\langle -\sigma_{11} \rangle \langle -\varepsilon_{11} \rangle}{\delta_{eq}^{fc} / L^C} \quad (4.17)$$

Tracción de la matriz ($\hat{\sigma}_{22} \geq 0$):
$$\delta_{eq}^{mt} = L^C \sqrt{\langle \varepsilon_{22} \rangle^2 + \varepsilon_{12}^2} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{eq}^{mt} = \frac{\langle \sigma_{22} \rangle \langle \varepsilon_{22} \rangle + \tau_{12} \varepsilon_{12}}{\delta_{eq}^{mt} / L^C} \quad (4.19)$$

Compresión de matriz ($\hat{\sigma}_{22} < 0$):
$$\delta_{eq}^{mc} = L^C \sqrt{\langle -\varepsilon_{22} \rangle^2 + \varepsilon_{12}^2} \quad (4.20)$$

$$\sigma_{eq}^{mc} = \frac{\langle -\sigma_{22} \rangle \langle -\varepsilon_{22} \rangle + \tau_{12} \varepsilon_{12}}{\delta_{eq}^{mc} / L^C} \quad (4.21)$$

L^C representa la longitud característica; los símbolos $\langle \rangle$ en las ecuaciones representan el corchete de Macaulay, el cual se define para todo $\alpha \in R$ como: $\langle \alpha \rangle = (\alpha + |\alpha|) / 2$.

Una vez que se cumplió el criterio para el comportamiento mostrado en la figura 4.15, la variable de daño para cada modo se calcula con la siguiente ecuación:

$$d = \frac{\delta_{eq}^f (\delta_{eq} - \delta_{eq}^0)}{\delta_{eq} (\delta_{eq}^f - \delta_{eq}^0)} \quad (4.22)$$

Donde δ_{eq}^0 es el desplazamiento equivalente inicial al cual se inicia el criterio para cada tipo de falla, δ_{eq}^f es el desplazamiento al cual el material ha fallado por completo.

Los valores de δ_{eq}^0 para cada modo de falla, dependen de la rigidez y de los parámetros de resistencia especificados en el criterio de inicio de falla. Para cada modo de falla se especifica la energía disipada debido a la falla, G^C , el cual corresponde al área del triángulo de la figura 4.15.

Para el ensayo a cortante, también es necesario implementar un criterio de falla para la lámina de aluminio que se agregó como refuerzo. Por lo tanto, se utilizarán las propiedades utilizadas por Schwer en el año 2009. En su trabajo se evalúa un método numérico sin mallas, el cual ofrece a los analistas una técnica alternativa para simular problemas de balística.

La aleación de aluminio utilizada para la placa es de 6061-T6, el cual es ampliamente utilizado en donde se requiera un buen desempeño del material manteniendo un bajo peso. Debido a que el equipo de ECU Racing no reportó que aleación utilizó para el refuerzo, ésta puede adaptarse a la simulación ya que sus propiedades se adaptan para la aplicación que se le dará. En la tabla 4.6 se muestran las propiedades del aluminio 6061-T6.

Tabla 4.6 Propiedades de hojas de aluminio [Matweb, 2017]

Propiedad	Aluminio 6061-T6	Unidades
Densidad	2700	kg/m ³
Módulo de elasticidad	68.9	GPa
Coefficiente de Poisson	0.33	
Porcentaje de elongación	17	%

En el trabajo utilizaron el criterio de Johnson-Cook, del cual obtuvieron las propiedades de la aleación del reporte técnico hecho por Johnson y Holmquist en 1989. En las tablas 4.7 y 4.8 se enlistan las propiedades utilizadas.

Tabla 4.7 Parámetros para el modelo de endurecimiento de Johnson-Cook para el aluminio 6061-T6 [Johnson, 1989]

Parámetro	Valor	Unidades
A	324.1	MPa
B	113.8	MPa
n	0.42	
C	0.002	
m	1.34	
$\dot{\epsilon}_0$	1	seg ⁻¹

Tabla 4.8 Parámetros para el modelo de falla de Johnson-Cook para el aluminio 6061-T6 [Johnson, 1989]

Parámetro	Valor
D ₁	-0.77
D ₂	1.45
D ₃	-0.47
D ₄	0.0
D ₅	1.6

El modelo de plasticidad de Johnson-Cook es una particularidad del modelo de flujo de Mises con formas analíticas de la ley de endurecimiento. Es apropiado para velocidades altas de deformación de muchos materiales, incluyendo a la mayoría de los metales y es utilizado comúnmente en simulaciones dinámicas adiabáticas. El modelo de endurecimiento de Johnson-Cook es un tipo particular de endurecimiento isotrópico en donde el esfuerzo de cedencia tiene la siguiente forma:

$$\sigma^0 = [A + B (\bar{\varepsilon}^{pl})^n] (1 - \hat{\theta}^m) \quad (4.12)$$

Donde ε^{pl} es la deformación plástica equivalente y A, B, n, m son parámetros del material medidos en o debajo de la temperatura de transición.

Como la simulación se llevará a cabo en frío, el segundo factor no afectará la ecuación, por lo que se puede descartar. La velocidad de deformación de Johnson-Cook asume que:

$$\bar{\sigma} = \sigma^0(\bar{\varepsilon}^{pl}, \theta) R(\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}) \quad (4.13)$$

$$\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl} = \dot{\varepsilon}_0 \exp\left[\frac{1}{C} (R - 1)\right] \quad \text{Cuando: } \bar{\sigma} \geq \sigma^0 \quad (4.14)$$

$\bar{\sigma}$ es el esfuerzo de cedencia a una velocidad de deformación, $\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}$ es la velocidad de deformación plástica equivalente, $\dot{\varepsilon}_0$ y C son parámetros del material medidos en o debajo de la temperatura de transición, $\sigma^0(\bar{\varepsilon}^{pl}, \theta)$ es el esfuerzo de cedencia estático y $R(\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl})$ es la relación del esfuerzo de cedencia a una velocidad de deformación entre el esfuerzo de cedencia estático.

Al despejar R de la ecuación 4.13 y sustituirlo en la ecuación 4.14 junto con la ecuación 4.12 se obtiene la siguiente expresión:

$$\bar{\sigma} = [A + B (\bar{\varepsilon}^{pl})^n] \left[1 + C \ln \frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}}{\dot{\varepsilon}_0}\right] (1 - \hat{\theta}^m) \quad (4.15)$$

Abaqus/Explicit® también cuenta con el modelo dinámico de falla de Johnson-Cook, el cual es de uso específico para el modelo de plasticidad descrito anteriormente. Éste es apropiado para velocidades altas de deformación de metales. El modelo dinámico de falla está basado en el valor de deformación plástica equivalente en los puntos de integración de los elementos, se considera la falla cuando el parámetro de daño, ω , excede el valor de 1:

$$\omega = \sum \left(\frac{\Delta \bar{\varepsilon}^{pl}}{\bar{\varepsilon}_f^{pl}} \right) \quad (4.16)$$

Donde $\Delta \bar{\varepsilon}^{pl}$ es el incremento de la deformación plástica equivalente, $\bar{\varepsilon}_f^{pl}$ es la deformación en la falla. La sumatoria es realizada en todos los incrementos del análisis.

Se asume que la deformación en la falla, $\bar{\varepsilon}_f^{pl}$, es dependiente de la velocidad de deformación plástica adimensional, $\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}}{\dot{\varepsilon}_0}$; una proporción de presión adimensional y relación del esfuerzo desviatorio, $\frac{p}{q}$, donde p es el esfuerzo de compresión y q es el esfuerzo de Misses; y la temperatura adimensional, $\hat{\theta}$. Finalmente la ecuación que describe la falla es la siguiente:

$$\bar{\varepsilon}_f^{pl} = \left[d_1 + d_2 \exp\left(d_3 \frac{p}{q}\right) \right] \left[1 + d_4 \ln\left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}}{\dot{\varepsilon}_0}\right) \right] (1 + d_5 \hat{\theta}) \quad (4.17)$$

Donde d_{1-5} son parámetros medidos por debajo de la temperatura de transición y $\dot{\varepsilon}_0$ es la velocidad de deformación de referencia.

Cuando el criterio se cumple, los componentes de la relación del esfuerzo desviatorio toman el valor de cero y se mantienen así por el resto del análisis.

Capítulo 5. Análisis de resultados

En este capítulo se revisarán los resultados del procesamiento de los modelos descritos en el capítulo anterior. Estos se compararán con los de las pruebas físicas hechas por el equipo de ECU Racing. También se inspeccionará la distribución de esfuerzos en cada región para determinar una posible falla. Se tendrán resultados diferentes debido a que en el trabajo no se especifican las propiedades de los materiales utilizados ni sus características, lo que interesa es tener un modelo que se comporte de forma similar a una estructura sometida a las pruebas físicas y en los órdenes de magnitud de referencia. Las propiedades de los materiales que usaría el equipo de UNAM Motorsports, se obtendrían por medio de pruebas y de su caracterización, lo cual está fuera del objetivo de esta tesis.

5.1 Prueba a flexión en 3 puntos

En la simulación se aprecia un buen comportamiento del modelo, apegándose a lo que sucedería en una prueba real. La grafica de fuerza-desplazamiento de la figura 3.5 se comparó con la gráfica obtenida en la simulación de este trabajo (Figura 5.1).

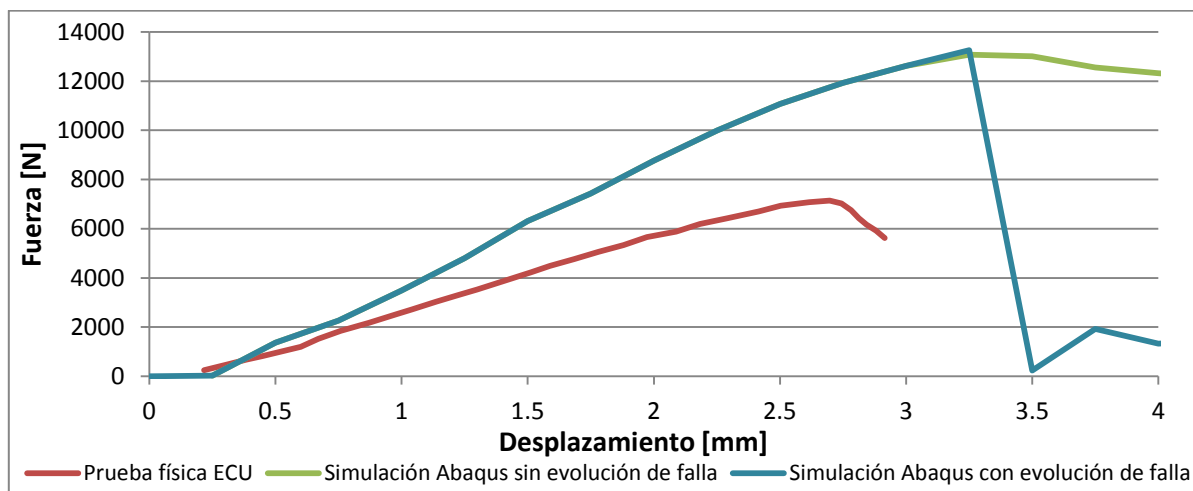


Figura 5.1 Comparación entre las curvas obtenidas de la prueba física y la simulación con y sin criterio de inicio y evolución de falla.

En los primeros 3 milímetros de desplazamiento se observa que la estructura trabaja en el rango elástico, el cual es igual con y sin el uso del criterio de evolución de falla. Entre las pendientes de la prueba física y la simulación existe un 52.8% de diferencia. Esto se debe a las propiedades que se escogieron para la fibra de carbono, las cuales son probablemente superiores a las usadas por el equipo de ECU Racing. Otro factor que afecta la diferencia entre las gráficas, es el hecho de usar restricciones tipo *tie* para unir las caras de fibra de carbono con el núcleo, incrementando la rigidez de la estructura. Las propiedades del adhesivo utilizado en la realidad, disminuirían la resistencia y rigidez de la estructura con respecto a la simulación y probablemente habría fallas en las uniones de las caras con el núcleo.

Gracias al criterio de iniciación y evolución de falla implementados en las caras de fibra de carbono, se puede obtener su fractura. En la gráfica azul se observa la disminución repentina de la fuerza aplicada, indicando la ruptura de la fibra de carbono, mientras que en la verde se aprecia una ligera disminución de fuerza aplicada, debido a la compresión del *honeycomb*. La falla de la simulación y la prueba física se encuentran a 0.5 milímetros de diferencia aproximadamente. Esta diferencia se debe nuevamente a la fibra de carbono utilizada para la simulación, la cual es más resistente que la utilizada por ECU, fracturándose a mayor desplazamiento del ariete.

En la figura 5.2 se muestran la distribución de esfuerzos antes y después de la fractura de la cara superior del panel, en ellos se llega al esfuerzo máximo a compresión de las fibras. Esto provoca la fractura y la disminución de la fuerza de reacción. Ésta se localiza en el centro de la cara, donde el ariete aplica la carga, teniendo en esa zona una mayor concentración de esfuerzos.

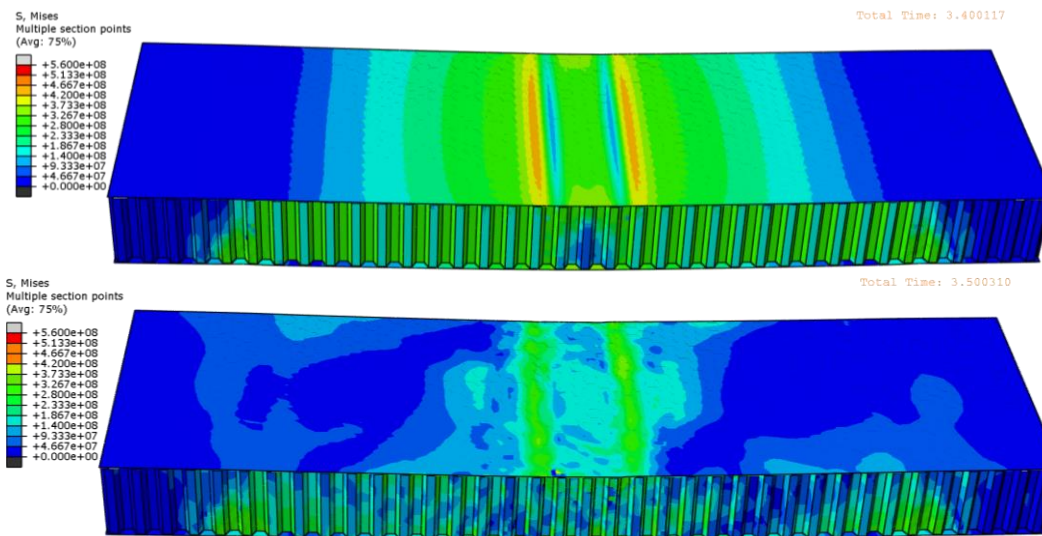


Figura 5.2 Panel antes y después de la falla en la cara superior.

El modelo presenta un comportamiento similar al de una prueba real, existen concentraciones de esfuerzos en la zona de aplicación de la carga, así como también en la zona donde se apoya el panel, pero esto es normal debido a la geometría del ariete. La fractura ocurre a la mitad del panel, que es donde está la mayor deformación. Previo a la falla, la distribución de esfuerzos tiene una distribución gradual desde la mitad del panel hacia los extremos. Después de la fractura, los esfuerzos en las caras y en el *honeycomb* se relajan; en el primero se debe a que después de la falla, ya no opone la misma resistencia al desplazamiento del ariete; en el *honeycomb* antes de la fractura, la distribución gradual de esfuerzos en todo su largo se debe a que las caras los distribuyen, pero al fallar, los esfuerzos y la deformación son soportados en gran parte por el *honeycomb*, por lo tanto, comienza a deformarse, absorbiendo energía.

5.2 Ensayo a cortante

Para la siguiente simulación se obtuvieron los resultados de la figura 5.3, en los cuales se aprecian diferencias entre la simulación y la prueba física. Los motivos son los mismos que en la prueba anterior. En el primer milímetro de desplazamiento de la simulación se aprecia un comportamiento similar con y sin el uso del criterio de iniciación y evolución de falla. A partir de este punto es donde se separan las gráficas, debido a que el criterio de inicio de falla se cumple.

La variable *STATUS* proporciona el estado del elemento para los cinco tipos de falla de los materiales compuestos, las cuales se encuentran en las ecuaciones 4.9, 4.10 y 4.11. El número 1 muestra que el criterio de falla se ha cumplido, lo cual significa que el material ha fallado y se procede a hacer uso de la evolución de la falla. Por el contrario, el número 0 significa que el material aún no cumple con el criterio, conservando sus propiedades.

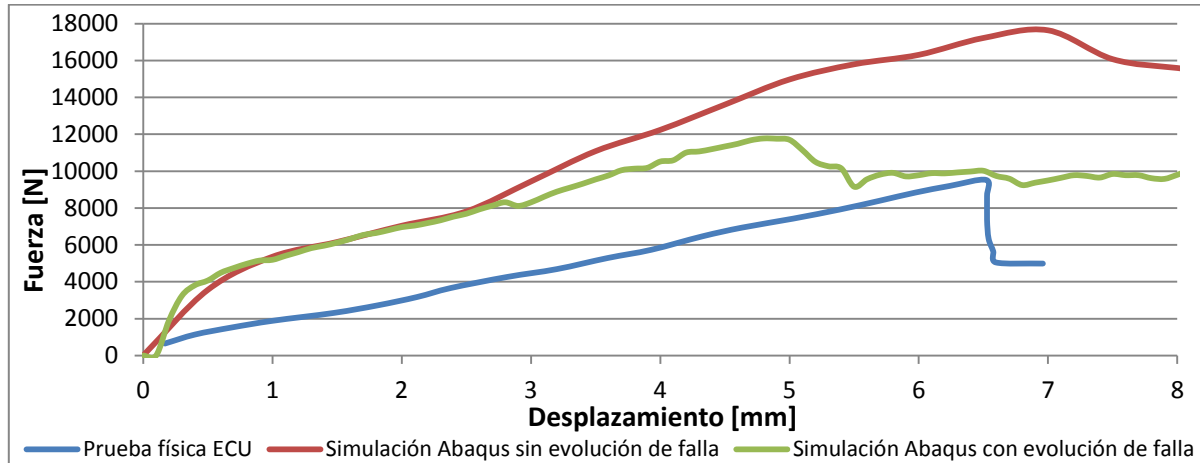


Figura 5.3 Comparación entre las curvas obtenidas de la prueba física y la simulación con y sin criterio de inicio y evolución de falla.

Entre la prueba física y la simulación sin criterio de falla existe una diferencia entre pendientes del 61.7%, mientras que, con el uso del criterio de falla, la diferencia se redujo a un 22.9%. Gracias a esto, se observa la importancia de los criterios de falla de los materiales, los cuales hacen que el comportamiento se apegue más a lo que sucede en la realidad.

Con 5 milímetros de desplazamiento la fuerza necesaria comienza a disminuir, ya que en este punto se les asigna a los elementos el valor de 0 (Figura 5.4), por lo tanto las propiedades de la fibra se degradan, haciendo que la fuerza de reacción sea menor. La diferencia en el momento de disminución de fuerza respecto a la prueba real, ya que en este punto el refuerzo de aluminio ya no opone resistencia alguna, mientras que en la prueba física, es probable que esta misma siga resistiendo la carga aplicada al panel hasta que la fibra de carbono falle. La fuerza se mantiene constante a partir de los 5.5 milímetros ya que se comprime el *honeycomb*.

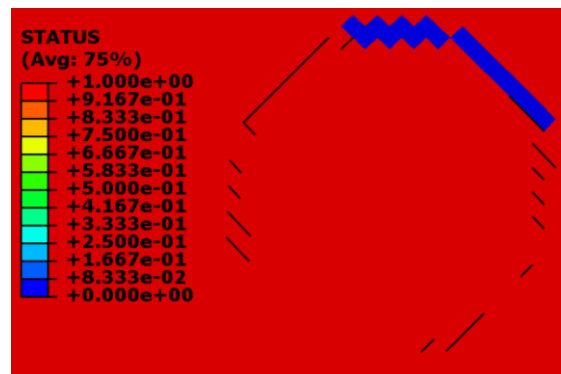


Figura 5.4 Asignación del valor de *STATUS* a los elementos de la fibra de carbono.

Gracias al criterio de inicio de falla y a la opción de eliminación de elementos, se observa una “separación” de elementos (figura 5.5), simulando la ruptura del material. Cuando al estado de algún elemento se le asigna el valor de 0, Abaqus® lo remueve de la visualización, pero esto no significa que sea eliminado del modelo.

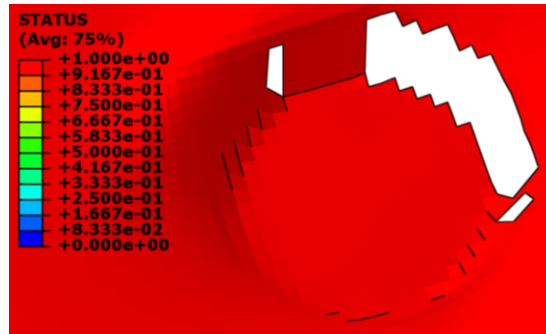


Figura 5.5 Separación de elementos al final de la simulación.

Para poder eliminar de la visualización los elementos con valor 0, es necesario abrir la ventana de *Field Output* desde el menú *Result* (Figura 5.6). Se selecciona la pestaña *Status Variable* y se enlistan las variables con resultados, seleccionando la opción *for whole element*. Al seleccionar la variable *STATUS*, el programa nos pide definir un rango a partir del cual se eliminarán los elementos de la visualización. Para el caso de las caras de fibra de carbono, se asigna 0 como el límite máximo, debajo de este, los elementos no se visualizarán.

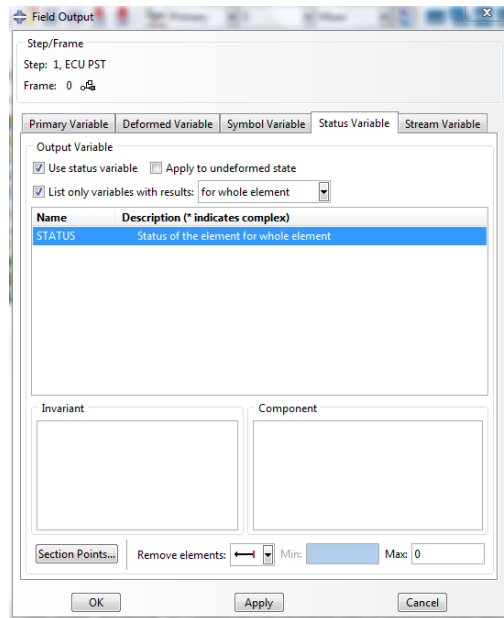


Figura 5.6 Ventana Field Output

Con el refuerzo de aluminio 6061 se hizo algo similar, pero en este caso para observar la “ruptura” del aluminio, se utilizó la variable *PEEQ* (*Equivalent plastic strain*), la cual representa la deformación plástica. En la figura 5.7 se muestra cómo se “rompe” la cara superior al final de la simulación.

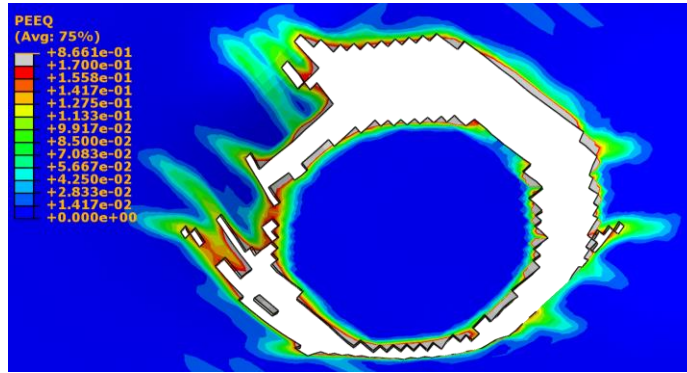


Figura 5.7 Separación de elementos al final de la simulación

Para este caso se selecciona la variable *PEEQ* en la misma pestaña, pero se elige la opción *at integration points* de la lista de variables con resultados. Se tomó el valor de 0.17 de la tabla 4.6 como límite mínimo para ocultar los elementos que superen este valor (Figura 5.8).

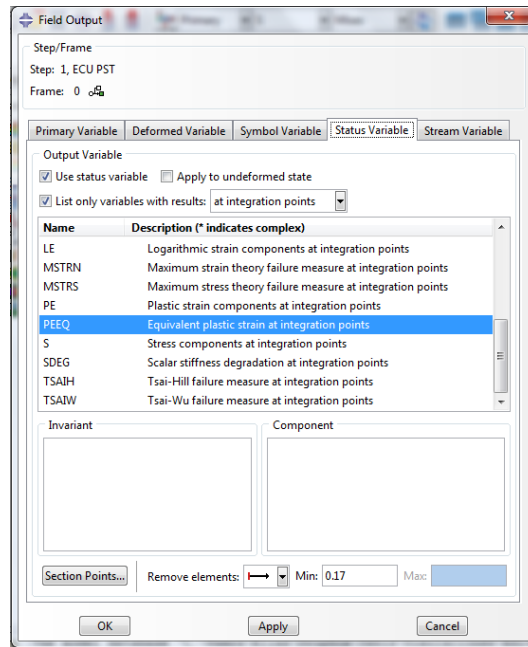


Figura 5.8 Ventana Field Output

5.3 Prueba a anclajes

Se aprecia una gran diferencia en la fuerza aplicada para la simulación sin criterio de falla, esto se debe a que, con muy poco desplazamiento, la fibra de carbono entra en el criterio y la fuerza disminuye. Se observa que en los primeros 2 milímetros de desplazamiento las gráficas de las simulaciones son muy similares. A partir de este punto se separan, demostrando la importancia de utilizar algún criterio inicio y evolución de falla. Cabe destacar que la fuerza máxima entre la prueba física y la simulación con criterio de falla son muy similares, 10850 [N] y 10339 [N] respectivamente, a pesar de haberse obtenido a diferentes desplazamientos. Utilizar una fibra de carbono diferente a la del equipo de *ECU Racing* contribuyó a estas diferencias.

En ambas simulaciones existe una disminución gradual de la fuerza, aunque en diferente proporción. A partir de los 4.5 milímetros de desplazamiento, los elementos cercanos al anclaje comienzan a tomar el valor de 0 en la variable de estado, haciendo que la fuerza disminuya gradualmente. A partir de este punto es el *honeycomb* quien opone resistencia haciendo que la fuerza disminuya gradualmente.

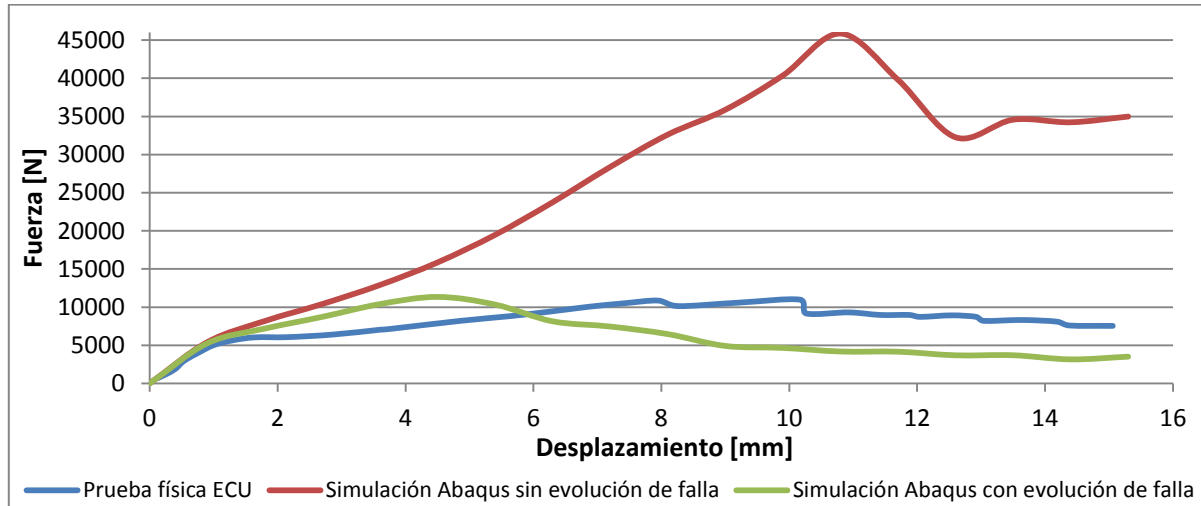


Figura 5.9 Comparación entre las curvas obtenidas de la prueba física y la simulación con y sin criterio de inicio y evolución de falla.

En la figura 5.10 se muestran algunos elementos llegando al valor de 0 para la variable de estado y siendo ocultados de la visualización, con 5.4 milímetros de desplazamiento.

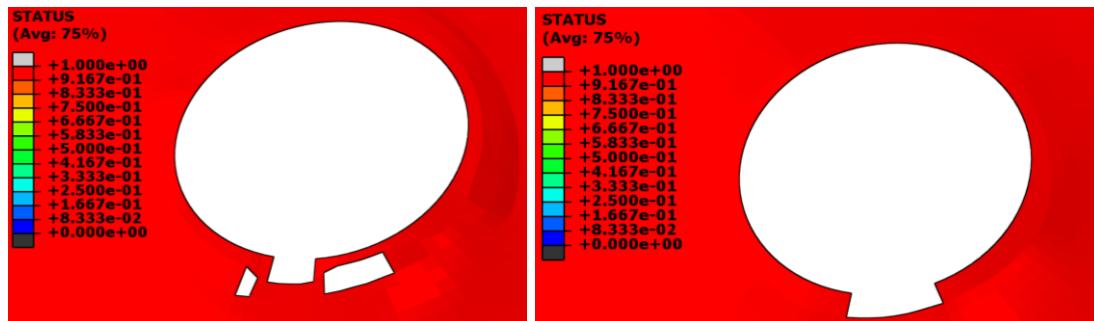


Figura 5.10 Cara superior e inferior al cumplirse el criterio de falla y la eliminación de elementos.

Como los elementos de las caras aledañas a los anclajes estaban unidos con restricciones tipo *Tie*, se obtienen esfuerzos mayores que los reales, esto influyó para que el software considerara la falla prematura de la fibra, disminuyendo la fuerza necesaria para extraer el anclaje. Para hacer la simulación más precisa, como trabajo a futuro se puede modelar la resina utilizada para unir los anclajes al panel o el método de unión empleado, por ejemplo, adhesivos o uniones mecánicas.

En la figura 5.11 se muestra el panel al final de la prueba física realizada por *ECU Racing* y la simulación realizada en *Abaqus®*. Se observa que la fibra tuvo fracturas en dirección radial, las cuales no se observan en la simulación. Estas fracturas frágiles son propias de los materiales compuestos. Si se compara la deformación de ambos paneles, se aprecia que en el de la simulación no se obtiene tanta deformación como en el de la prueba física, salvo por la localizada alrededor del anclaje.

Debido a las restricciones tipo *Tie* no se separan de las caras como sucede en la imagen de la izquierda. No se reportó alguna imagen con un corte al panel para analizar la deformación alrededor del anclaje, pero es probable que el *honeycomb* no se haya deformado tanto como las caras de fibra de carbono, las cuales separaron y se fracturaron.

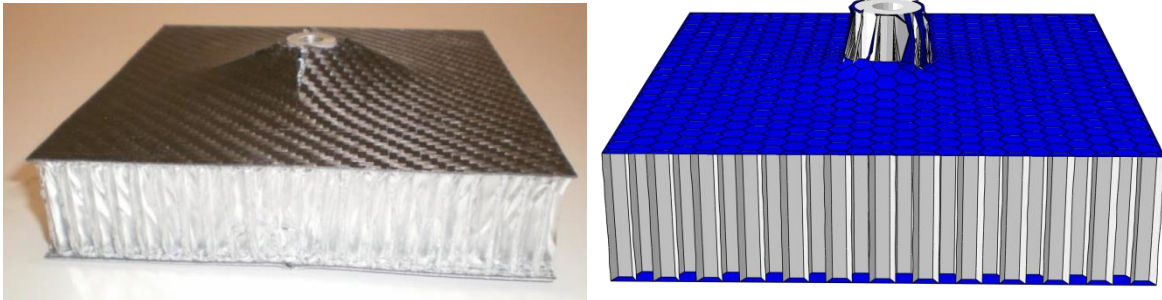


Figura 5.11 Panel al final de la prueba física y de la simulación [James, 2010].

En la figura 5.12 se muestra una simulación en la que se unieron las caras al *honeycomb* por medio de una lámina de elementos cohesivos, con el fin de comparar visualmente los efectos de tomar en cuenta este tipo de unión. Se observa que la deformación en todo el panel es mucho mayor que en la simulación de la figura 5.11. Como los nodos del *honeycomb* no pueden separarse de la superficie de las caras de fibra de carbono por la restricción utilizada, la estructura se encuentra sobre rigidizada. Al incluir las capas cohesivas al modelo, el panel se deforma más e incluso existe separación entre las caras y el *honeycomb*.

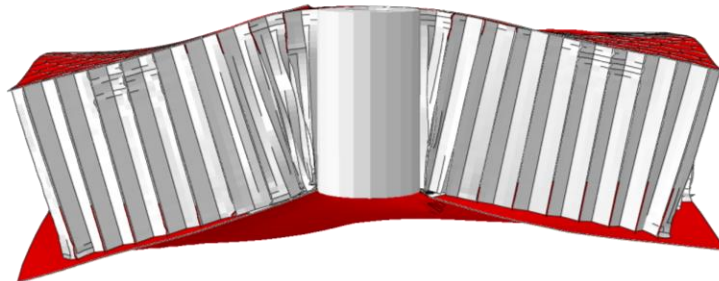


Figura 5.12 Corte de la simulación donde se utilizan elementos cohesivos para unir las caras al *honeycomb*.

Con esta comparación se muestra la importancia de considerar en el modelo las propiedades del adhesivo y su influencia en los resultados obtenidos. Como trabajo futuro se recomienda caracterizar las propiedades de los adhesivos utilizados y su implementación en el programa. Con esto se obtendrán comportamientos similares a los obtenidos en pruebas experimentales.

Capítulo 6. Conclusiones

Después de presentar el estado del arte del chasis, las reglas pertinentes al uso de un monocasco de fibra de carbono para la competencia, las pruebas físicas hechas por equipos participantes y sus respectivas simulaciones en Abaqus/Explicit®, se concluye que, la metodología utilizada en este trabajo sentó las bases teóricas para modelar estructuras tipo sándwich en Abaqus/Explicit®.

Con este trabajo se ha demostrado que es posible modelar estructuras tipo sándwich en Abaqus/Explicit® con aproximaciones a las pruebas reales. A pesar de esto, las simulaciones son una herramienta para estimar el comportamiento de la estructura ante diferentes sollicitaciones y nunca podrán sustituir a una prueba física, por lo que siempre es necesario validar dichas simulaciones con pruebas experimentales.

Se lograron simular las pruebas físicas realizadas por el equipo de *ECU Racing*, obteniendo resultados en los órdenes de magnitud, gracias a los criterios de inicio y evolución de falla. Estos fueron indispensables para conseguir información más cercana a la obtenida en las pruebas físicas, ya que con las propiedades elásticas de los materiales es imposible estimar la eficiencia de las estructuras con precisión. Con esto se podrán diseñar nuevos paneles que cumplan con los requisitos del reglamento, los cuales pueden cambiar cada temporada, siendo lo más resistentes y ligeros posibles.

Gracias a los criterios de falla no solo se obtuvieron resultados similares a los de las pruebas físicas, sino que también es posible prever las zonas en las que fallará la pieza o la estructura y a que rango de fuerza. Esto ayuda a diseñar piezas que soporten las cargas de operación a las que estarán sometidas y complementándolas con pruebas experimentales, se validarán dichas simulaciones.

Una de las razones principales por las que se obtuvieron diferentes resultados respecto a las pruebas físicas, se debe a que las propiedades de la fibra de carbono utilizadas en las simulaciones fueron diferentes, ya que no se reportaron las propiedades de los materiales empleados en las pruebas experimentales. Esto puede solucionarse caracterizando el material con el que se elaboren las caras de los paneles, desde sus propiedades elásticas hasta las necesarias para modelar su falla. Así también, para obtener resultados más precisos, es necesario agregar al modelo la forma de unión del núcleo con las caras, con el objetivo de obtener modos de falla característicos de las estructuras tipo sándwich y pronosticar defectos en su diseño antes de ser sometidas a pruebas experimentales, ahorrando tiempo y dinero.

Una idealización tomada para el modelo, fue considerar que entre las piezas no había fricción, por lo que la determinación del coeficiente de fricción para cada análisis podría ser una adición al modelo que lo hará aproximarse a la realidad. Considerar que no hay fricción en el modelo, determinaría una fuerza menor a la real, además de que en el modelo puede haber movimientos relativos entre las piezas que no suceden en un ensayo real.

Con la búsqueda de modelos realizada en el capítulo 3, se observó que en trabajos similares se utilizaron subrutinas de usuario *VUMAT* o *UMAT*. Su desarrollo e implementación no es tarea sencilla, por lo que en el futuro podría realizarse un trabajo con el objetivo de establecer alguna subrutina que ayude a modelar de forma más precisa las pruebas. Un aspecto que podría cambiarse para futuros modelos y que está relacionado con lo comentado anteriormente, es el uso de elementos sólidos para las caras de fibra de carbono, con el fin de apreciar los esfuerzos a lo largo del espesor del laminado y estimar fallas prematuras a la fuerza requerida.

Para la prueba de flexión en 3 puntos, la geometría utilizada para los soportes y el ariete es diferente a la especificada por el reglamento actual, en el reglamento del 2010 no se especifica una geometría, por lo que se usaron soleras en las pruebas físicas y una geometría similar en el software. También, el reglamento actual ha modificado el soporte con un espacio abierto de 32 milímetros para la prueba a cortante. Para pruebas posteriores es necesario cambiar las geometrías correspondientes a las especificadas por el reglamento.

Aunque no se tuvieron resultados precisos, con trabajo futuro se podrán obtener. Modelar este tipo de estructuras es un trabajo complejo, por lo que poco a poco, el equipo podrá perfeccionar las simulaciones profundizando en detalles más complejos.

Referencias

- 1) Andersson Eurenus, Carl. *Analysis of Composite Chassis*. Licenciatura. Chalmers University of Technology. Suecia. 2013.
- 2) Costin, Michael. *Racing and Sports Car Chassis Design*. B.T Batsford LTD. United States of América. 1974.
- 3) Genta, Giancarlo. *The Automotive Chassis Volume 1: Components Design*. Springer. Italia. 2009.
- 4) Happian-Smith, Julian. *An Introduction to Modern Vehicle Design*. Butterworth Heinemann. Gran Bretaña. 2002.
- 5) J. Walsh, Paul. *Carbon Fibers*. ASM Handbook, Volume 21, Composites. 2001.
- 6) Savage, Gary. *Composite Materials Technology in Formula 1 Motor Racing*. Honda Racing F1 Team. 2008.
- 7) Wanberg, John. *Composite Materials Fabrication Handbook #1*. Wolfgang Publications Inc. Estados Unidos de América. 2009.
- 8) Wanberg, John. *Composite Materials Fabrication Handbook #2*. Wolfgang Publications Inc. Estados Unidos de América. 2010.
- 9) 2010 Formula SAE® Rules, 2010, https://www.jsae.or.jp/formula/jp/8th/docu/2010_fsaerules.pdf
- 10) 2017-18 Formula SAE® Rules, 2017, <http://www.fsaonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>, 17-07-17
- 11) ASTM C393-11. *Standard Test Method for Core Shear Properties of Sandwich Constructions by Beam Flexure*. ASTM International. West Conshohocken, Pensilvania. 2011. DOI: 10.1520/C0393_C0393M-11. www.astm.org.
- 12) ASTM D7250-06. *Standard Practice for Determining Sandwich Beam Flexural and Shear Stiffness*. ASTM International. West Conshohocken, Pensilvania. 2006. DOI: 10.1520/D7250_D7250M-06. www.astm.org.
- 13) Hagan, Matthew. *Formula SAE Hybrid Carbon Fiber Monocoque/ Steel Tube Frame Chassis*. Universidad Politécnica Estatal de California. Estados Unidos de América. 2014.
- 14) Iváñez del Pozo, Inés. *Análisis y modelización de vigas sándwich sometidas a impactos de baja velocidad*. Doctorado. Universidad Carlos III de Madrid. España. 2013.
- 15) James Ayres, Tom. *Design and Construction of Formula SAE Composite Chassis 2010*. Universidad Edith Cowan. Australia. 2010.
- 16) Petras, A. *Design of Sandwich Structures*. Universidad de Cambridge, Departamento de Ingeniería. Reino Unido. 1998.
- 17) Lei, He. *Composite sándwich Structures with Honeycom Core Subjected to Impact*. Maestría. Universidad Clemson. Estados Unidos de América. 2012.
- 18) Russell, B. P. *Quasi-Static Three-Point Bending of Carbon Fiber Sandwich Beams with Square Honeycomb Cores*. Universidad de Cambridge. Reino Unido. 2011.
- 19) Lister, Joshua. *Study the Effects of Core Orientation and Different Face Thickness on Mechanical Behavior of Honeycomb Sandwich Structures under Three Point Bending*. Maestría. Universidad Politécnica Estatal de California. Estados Unidos de América. 2014.

- 20) HexWeb® CRIII Product Data, www.hexcel.com, 2015, http://www.hexcel.com/user_area/content_media/raw/CR3_us.pdf. 26-06-17.
- 21) Mechanical Properties of Carbon fiber Composite Materials, Performance-Composites.com, 2009, http://www.performancecomposites.com/carbonfibre/mechanicalproperties_2.asp. 26-06-17.
- 22) Aluminum 5056-H19 Foil, Matweb.com, 2017, <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fa551627b92d449eb02e7991ee2b6c46>. 26-06-17.
- 23) Aluminum 5052-H19 Foil, Matweb.com, 2017, <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=a400cb1757a440e98540468b1b2b24a2>. 26-06-17.
- 24) Aluminum 6062-T6, Matweb.com, 2017, <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b8d536e0b9b54bd7b69e4124d8f1d20a>. 26-06-17.
- 25) Failure of blunt notched fiber metal laminates, Abaqus Documentation, Abaqus Example Problems Guide, <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/exa/default.htm>, 2017. 26-06-17.
- 26) Damage initiation for fiber-reinforced composites, Abaqus Documentation, Abaqus Analysis User's Guide, <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/usb/default.htm>, 10-07-17.
- 27) Johnson-Cook Plasticity, Abaqus Documentation, Abaqus Analysis User's Guide, <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/usb/default.htm>, 2017, 29-06-17.
- 28) Damage evolution and element removal for fiber-reinforced composites, Abaqus Documentation, Abaqus Analysis User's Guide, <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/usb/default.htm>, 12-07-17.
- 29) Hale, Steve. *What is Mass Scaling and When is it Appropriate in Explicit Dynamics Analysis?*. CAE Associates. 2014. <https://caesai.com/blog/what-mass-scaling-and-when-it-is-appropriate-explicit-dynamics-analysis>. 28-06-17.
- 30) Camanho, Pedro. Maimí, Pere. Dávila, Carlos. *Prediction of size effects in notched laminates using continuum damage mechanics*. Composites Science and Technology. Países Bajos. 2007.
- 31) Pinho, Silvertre. *Modelling failure of laminated composites using physical-based failure models*. Escuela Imperial de Londres. Reino Unido. 2005.
- 32) Schwer, Leonard. *Aluminum plate perforation: a comparative case study using Lagrange with erosion, multi-material ALE, and smooth particle hydrodynamics*. Schwer Engineering & Consulting Services. Estados Unidos de América. 2009.
- 33) Johnson, Gordon. Holmquist, Timothy. *Test Data and Computational strength and Fracture Model Constants for 23 Materials Subjected to Large Strains, High Strain rates, and High Temperatures*. Reporte Técnico del Laboratorio Nacional de Los Álamos. Estados Unidos de América. 1989.