

UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO PARA UN
CHASIS SHELL ECO-MARATHON**

TESIS

Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico

Autor

Fabrizio Carrión Luya

Código 2001410030

Asesor

Omar Bejarano Grandez

Lima – Perú

2020

Dedicatoria:

A mis padres.

Agradecimientos:

Gracias a mi familia por el soporte en cada decisión y proyecto.
Agradezco a mis profesores Omar Bejarano y Ximena Guardia
por brindarme sus conocimientos y tiempo, durante el
desarrollo de esta investigación.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	12
ABSTRACT	13
INTRODUCCIÓN	14
CAPÍTULO I	21
MARCO TEORICO	21
1.1 Reglamento Shell Eco-marathon 2020	21
1.1.1 Categorías Shell Eco-marathon	21
1.1.2 Diseño del vehículo	23
1.1.3 Rigidez del chasis o monocasco	23
1.1.4 Aislamiento térmico y acceso manual del sistema de propulsión	25
1.1.5 Dimensiones del vehículo	27
1.2 Sistemas que componen un prototipo a combustión interna	27
1.3 Chasis	29
1.3.1 Chasis de bastidor independiente	29
1.3.2 Chasis auto portante	29
1.3.3 Chasis tubular	30
1.4 Método de análisis estructural para vehículos	31
1.4.1 Método matricial de rigidez	32
1.4.2 Método por elementos finitos (FEM)	33
1.4.3 Método por elementos finitos explícitos	34
1.4.4 Análisis modal	35

1.5	Dinámica de vehículos.....	36
1.5.1	Terminología de la dinámica de los vehículos	36
1.5.2	Dinámica en curvas	37
1.5.3	Dinámica en el frenado y aceleración.....	41
1.5.4	Condiciones de carga.....	42
1.6	Impacto	43
1.6.1	Impacto frontal	44
1.6.2	Impacto lateral	45
1.6.3	Vuelco.....	46
1.7	Manufactura.....	47
1.7.1	Soldadura.....	47
CAPÍTULO II.....		49
METODOLOGIA.....		49
2.1	Definición de variables y diseño de investigación	50
2.1.1	Variables.....	50
2.1.2	Parámetros	52
2.2	Modelamiento 3D.....	53
2.3	Cálculos preliminares	53
2.3.1	Determinación de centro de gravedad del vehículo.....	53
2.3.2	Determinación de fuerzas de frenado y aceleración.....	54
2.3.3	Determinación de fuerzas lateral en curvas	55
2.4	Análisis estático.....	55
2.4.1	Mallado para análisis estático.....	56
2.4.2	Condiciones de contorno del análisis estático	57

2.4.3	Parametrización	61
2.5	Análisis dinámico	62
2.5.1	Mallado para choque frontal.....	62
2.5.2	Condiciones de contorno del impacto frontal.....	64
2.5.3	Análisis modal	66
2.6	Validación.....	68
2.6.1	Validación del análisis estático.....	68
2.6.2	Validación del análisis dinámico	69
CAPÍTULO III		72
RESULTADOS		72
3.1	Definición de variables	72
3.1.1	Variables.....	72
3.2	Modelamiento 3D.....	73
3.3	Cálculos preliminares	73
3.3.1	Determinación de centro de masa del vehículo	73
3.3.2	Determinación de fuerzas de frenado y aceleración.....	75
3.3.3	Determinación de fuerzas lateral en curvas	75
3.4	Análisis estático.....	76
3.4.1	Análisis giro y frenado	76
3.4.2	Análisis prueba de barra antivuelco.....	79
3.5	Análisis dinámico	80
3.5.1	Impacto frontal	80
3.5.2	Análisis modal	82
3.6	Validación.....	84

3.6.1	Validación del análisis estático.....	84
3.6.2	Validación del análisis dinámico.....	85
CONCLUSIONES.....		87
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		88
ANEXOS		96

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1 Pasos para la resolución a través de FEM computacionalmente	34
Tabla 1.2 Comparación condiciones de carga	43
Tabla 1.3 Procedimiento choque frontal.....	44
Tabla 1.4 Criterio fuerzas de lesión para choque frontal.....	45
Tabla 1.5 Procedimientos choque lateral.....	46
Tabla 1.6 Criterio de lesión para choque lateral	46
Tabla 1.7 Procedimientos volcadura	47
Tabla 2.1 Tipo de variables	50
Tabla 2.2 Cargas viva y muerta del vehículo	52
Tabla 2.3 Propiedades mecánicas aluminio 6061 T6	52
Tabla 2.4 Condiciones de manejo.....	53
Tabla 3.1 Variables rango de magnitudes	72
Tabla 3.2 Centro de gravedad relativo a rueda delantera derecha.....	75
Tabla 3.3 Carga de frenado y aceleración	75
Tabla 3.4 Carga de giro	76
Tabla 3.5 Volcadura	76
Tabla 3.6 Perfiles seleccionados por análisis estático	78
Tabla 3.7 Perfiles seleccionados por análisis prueba de barra antivuelco.....	80
Tabla 3.8 Perfiles seleccionados por análisis dinámico	82
Tabla 3.9 Perfiles seleccionados por análisis modal	83
Tabla 3.10 Resultados validación análisis estático.....	85
Tabla 3.11 Resultados validación análisis dinámico	86

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Concepto urbano	22
Figura 1.2 Prototipo.....	22
Figura 1.3 Distancia mínimo casco - Jaula antivuelco	24
Figura 1.4 Carga vertical Jaula antivuelco	24
Figura 1.5 Carga lateral Jaula antivuelco	25
Figura 1.6 Panel contra fuego.....	26
Figura 1.7 Cobertura ideal panel contra fuego	27
Figura 1.8 Chasis de bastidores Volk Wagen Amarok.....	29
Figura 1.9 Chasis Auto portante	30
Figura 1.10 Chasis tubular.....	30
Figura 1.11 Caja triangular y analogía marco tubular	31
Figura 1.12 Elementos bidimensionales y tridimensionales	33
Figura 1.13 Modos de vibración.....	35
Figura 1.14 Sistema de coordenadas según SAE	36
Figura 1.15 Modelo de giro de una bicicleta.....	37
Figura 1.16 Momento de volcadura.....	38
Figura 1.17 Curva de media trazada modificada con el recorrido de la rueda	39
Figura 1.18 Eje de volcadura.....	41
Figura 1.19 Espacio residual - Volcadura	47
Figura 2.1 Diagrama de flujo de la metodología	49
Figura 2.2 Diseño de investigación	51
Figura 2.3 Modelo 3D para cálculo de centro de gravedad.....	54
Figura 2.4 Mallado del chasis análisis estático.....	56
Figura 2.5 Detalles del mallado análisis estático.....	57
Figura 2.6 Posicionamiento de apoyos	58

Figura 2.7 Detalles de restricción de movimiento apoyos estático	58
Figura 2.8 Posicionamiento de cargas análisis estático	59
Figura 2.9 Detalles de fuerza piloto butaca	60
Figura 2.10 Ubicación carga de prueba roll bar	61
Figura 2.11 Detalles de carga de prueba roll bar	61
Figura 2.12 Tabla de puntos de diseño	62
Figura 2.13 Redimensionamiento del mallado análisis dinámico – choque frontal.....	63
Figura 2.14 Detalles del mallado análisis dinámico	63
Figura 2.15 Calidad de mallado análisis dinámico.....	64
Figura 2.16 Calidad de mallada oblicuidad y octogonal.	64
Figura 2.17 Condición de contorno para choque frontal	65
Figura 2.18 Detalles de la configuración del análisis dinámico	65
Figura 2.19 Posicionamiento de masas – análisis modal.....	66
Figura 2.20 Soportes chasis.....	67
Figura 2.21 Detalles de la configuración del análisis modal	67
Figura 2.22 Fuerzo de reacción validación dinámica	69
Figura 2.23 Dimensiones geometría de validación - análisis dinámico	70
Figura 2.24 Condiciones de contorno validación análisis dinámico - impacto	71
Figura 3.1 Trazado unifilar del chasis SEM.....	73
Figura 3.2 Centro de gravedad - Inventor.....	74
Figura 3.3 Determinación del centro de masa en eje x-z.....	74
Figura 3.4 Determinación del centro de masa en eje y-z.....	74
Figura 3.5 Perfiles dentro del esfuerzo permisible – análisis estático.....	77
Figura 3.6 Localización de esfuerzo máximo combinado	79
Figura 3.7 Deformación por impacto frontal.....	81
Figura 3.8 Curva motor briggs and stratton XR550	83
Figura 3.9 Resultados FEM – validación estática	84
Figura 3.10 Deformación modelo FEM- validación dinámica.....	85

ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1: Perfiles Circulares Aluminio 6061-T6 Astm B221	97
ANEXO 2: Coordenadas De Nodos Del Chasis En X, Y, Z	98
ANEXO 3: Análisis Estático Giro - Frenado	99
ANEXO 4: Factores De Seguridad Recomendados	100
ANEXO 5: Análisis Estático - Prueba Barra Antivuelco	101
ANEXO 6: Análisis Modal.....	102
ANEXO 7: Planos Del Chasis	103

RESUMEN

En la presente investigación se analizó estática y dinámicamente el primer chasis Shell Eco-marathon desarrollada en la Universidad de Ingeniería y Tecnología. La metodología de investigación utilizada fue la propuesta por S. Hernández, donde se presentan las siguientes fases: elaboración de hipótesis y definición de variables, desarrollo del diseño de investigación, definición y selección de la muestra, recolección y análisis de datos. Como resultado final se esperó obtener un chasis apropiadamente analizado bajo cuatro pruebas estáticas y dinámicas. El chasis del cual se partió tiene una geometría definida, donde se fue cambiando las dimensiones de las secciones transversales de los perfiles tubulares para determinar el comportamiento estático y dinámico de cada una de las iteraciones. En los análisis estáticos, se analizó 39 secciones transversales de perfiles de aluminio 6061-T6 frente a fuerzas de frenado, toma de curvas y prueba de resistencia de la jaula anti-volcadura. En este análisis se buscó que ningún componente tubular supere el esfuerzo permisible de 95 Mpa. Con respecto a los análisis dinámicos, se analizó los perfiles que cumplieron satisfactoriamente el criterio de selección anteriormente mencionado. A dichos perfiles se les analizó bajo pruebas de impacto frontal y análisis modal. El impacto frontal tuvo dos criterios de selección, primero que los pies del piloto no sean aplastados por la deformación causada por el impacto y segundo que la cabeza del piloto no experimente una desaceleración superior a los 80g. El análisis modal buscó comprobar que los modos de vibración de la estructura no resuenen con las del motor. Después de cumplir los criterios anteriores, la sección transversal con un menor peso fue el seleccionado. El perfil seleccionado aseguro ser seguro para el piloto y a la vez ligero. Se cumplió con todos los requerimientos dados por las reglas de la competición, así como las condiciones de manejo durante la carrera.

PALABRAS CLAVES:

Análisis estático, Análisis dinámico, Shell Eco-marathon, Chasis, Impacto frontal.

ABSTRACT

STATIC AND DYNAMIC ANALYSIS OF A SHELL ECO-MARATHON CHASSIS

In the present investigation, the first Shell Eco-marathon chassis developed at the University of Engineering and Technology was statically and dynamically analyzed. The research methodology used was that proposed by S. Hernández, where the following phases were presented: Elaboration of hypotheses and definition of variables, development of the investigation design, definition and selection of the sample, data collection and analysis. As final result, it was expected to obtain a properly analyzed chassis under four static and dynamic tests. The chassis from which it was started has a defined geometry, where the dimensions of the cross sections of the tubular profiles were changed to determine the static and dynamic behavior of each of the iterations. In the static analyzes, 39 cross sections of 6061-T6 aluminum profiles were analyzed against braking forces, cornering and roll cage strength testing. In this analysis, it was sought that no tubular component exceeds the allowable stress of 95 MPa. Regarding the dynamic analyzes, the profiles that satisfactorily meet the selection criteria mentioned above will be analyzed. These profiles were analyzed under frontal impact tests and modal analysis. The frontal impact had two selection criteria, first that the pilot's feet are not trapped by the deformation caused by the impact and second that the pilot's head does not experience a deceleration greater than 80g. The modal analysis sought to verify that the vibration modes of the structure do not resonate with those of the motor. Having met the above criteria, the cross section with the lowest weight was selected. The selected profile assured to be safe for the pilot and at the same time light weight. Complying with all the requirements given by the competition rules, as well as the driving conditions during the race.

KEYWORDS:

Static analysis, Dynamic analysis, Shell Eco-marathon, Chassis, Frontal impact.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, la energía demandada para cubrir tareas cotidianas como el transporte de personas va en aumento debido al crecimiento demográfico. Esto, sumado al hecho de que los recursos energéticos no renovables, los cuales sustentan más del 50% de la generación de energía mundial [1], están acabándose y aumentando su valor año tras año, hacen que el actual modelo de transporte sea insostenible en el tiempo.

En ese sentido, los avances tecnológicos han permitido que los vehículos se vuelvan cada vez más eficientes, aumentando la cantidad de kilometraje recorrido por volumen de combustible utilizado, pasando de 10.3 km/L en 1980 a 16 km/L en el 2016 [2].

Así mismo, compañías internacionales como Shell, Volkswagen, Honda, Tesla, entre otras, están empezando a diseñar vehículos a base de energía limpia de una forma ecológica, social y económicamente sostenible. Así, por ejemplo, la compañía Shell incentiva el diseño y construcción de vehículos súper eficientes, organizando anualmente, la competición Shell Eco-marathon, donde estudiantes compiten entre sí para lograr desarrollar el vehículo con menor consumo energético en el circuito.

Existen dos categorías dentro de esta competición. Por un lado, están los prototipos, que son vehículos con una mayor libertad de diseño (con un solo pasajero), en los cuales la pérdida de energía se quiere reducir al máximo, dejando en segundo plano el confort y la versatilidad del vehículo. Por otro lado, están los conceptos urbanos, los cuales están más restringidos en cuanto a especificaciones por el reglamento de competición, son de dos pasajeros, cuatro ruedas y están enfocados en tener la capacidad de acelerar y frenar constantemente tal como se hace en las ciudades [3].

Con el objetivo de vencer el reto de crear un vehículo eficiente nace Utec Eco-racing, conformado por alumnos de la Universidad de Ingeniería y Tecnología (UTEC). Se espera que este vehículo sea propulsado por un motor de combustión interna, en la categoría de prototipo. Con el objetivo de tener una alta eficiencia, el equipo enfoca su diseño en ser ligero

y reducir pérdidas, tanto por la fricción entre los componentes, como por el arrastre generado por el aire, cumpliendo con las restricciones dadas por "2020 Official Rules, Shell Eco-marathon".

El prototipo de este vehículo requiere de diversos sistemas y partes para poder funcionar, entre los cuales se encuentran el tren de potencia, dirección, suspensión, frenos, carrocería y chasis. Este último es el encargado de dar soporte a los sistemas mencionados previamente y proteger al ocupante del prototipo.

El propósito de esta investigación es analizar estática y dinámicamente un chasis Shell Eco-marathon, para asegurar su ligereza, el cumplimiento de las condiciones de manejo a las que estará sometido en pista y el cumplimiento de los requerimientos de las reglas dadas por el organizador de la competencia. Para ello, se empieza con un marco teórico, el cual recopila la teoría necesaria para la realización de los análisis. Esto es seguido por la metodología que se sigue, la cual fue adaptada de la metodología de investigación de tipo cuantitativa propuesta por S. Hernández [4], en la cual se usó la simulación asistida por computadora como método de recolección de datos como indica R. González [5]. La metodología está compuesta de seis pasos los cuales empiezan con la definición de variables y diseño de investigación, para luego pasar al modelamiento 3D del chasis, cálculos preliminares, análisis estático, análisis dinámico y validación. A continuación, se procede a presentar y discutir los resultados de los análisis. Y, por último, se tiene las conclusiones, capítulo en cual se destacan los resultados relevantes y las propiedades del perfil seleccionado.

Alcance

La investigación se desarrolló en torno al análisis estático y dinámico del primer diseño del chasis Shell Eco-marathon de la UTEC. El chasis forma parte del vehículo del equipo Utec Eco-racing, que competirá en la edición de las Américas en la categoría prototipo.

Para el análisis estructural estático se tomó en consideración el estudio de las exigencias y necesidades que requiere el chasis para su óptimo desempeño en el circuito. Para verificar la seguridad del piloto y el correcto diseño del prototipo se utilizó el reglamento actual de la competición Shell 2020 Official Rules Chapter I.

Por su parte, para el análisis dinámico, debido a que no existe un standard de diseño que regulen los chasis de vehículos prototipo como el de Shell Eco-marathon, se tomó en consideración los estándares de pruebas de choque europeo ECE R94 y americano FMVSS 208 para impacto frontal. El análisis computacional por elementos finitos (FEA por sus siglas en inglés) se llevó a cabo mediante el uso del software ANSYS.

Cabe precisar que la investigación no incluyó la construcción del prototipo de vehículo, pero sí los planos del chasis previamente mencionado. La investigación se limita al estudio del chasis y no incluye el análisis de los demás sistemas del vehículo tales como: tren de potencia, dirección, suspensión y carrocería.

Antecedentes

Actualmente, dos competiciones automovilísticas de eficiencia energética se destacan a nivel mundial: SAE Supermileage y Shell Eco-marathon, fundadas en 1980 y 1985 respectivamente. Este tipo de competiciones a diferencia de las carreras de velocidad, premian a los equipos que logran consumir menos energía, dividiéndose en tipos de fuente energética utilizada (baterías, hidrógeno y combustible) y categoría de vehículo (concepto urbano y prototipo). Shell Eco-Marathon es un evento anual que se celebra en Europa, América y Asia, haciendo un total de 225 vehículos participantes solo en el 2019 [6].

Una de las categorías es la de prototipo la cual se enfoca en obtener la mejor eficiencia de combustible sacrificando prestaciones del vehículo como potencia, aceleración y conveniencia. Actualmente el récord mundial de eficiencia es de 2324.3 Km/l en la categoría prototipo a gasolina obtenido por el equipo francés Micro Joule [5].

Cada vehículo trae consigo una investigación de respaldo que sumadas en total superan la centena de publicaciones. A continuación, se realiza un repaso de los parámetros (uso, tipo de vehículo, deformación máxima, peso, dimensiones, etc.) y procedimientos considerados en el análisis de chasis de equipos que compitieron en años recientes.

El análisis estático llevado a cabo por el equipo TUCER [6] se dio para un chasis SEM de la categoría modelo urbano. Este equipo trabajó con modelos matemáticos propuestos por Thomas D. Gillespie [7] para el cálculo de cargas dinámicas como las de giro, aceleración y estabilidad en curvas. Para el cálculo de las fuerzas generadas por los frenos en el chasis se utilizó modelos matemáticos presentados por James Walker [8]. Mediante el uso del software Matlab se calculó las cargas. Tras obtener estas cargas se realizó el procesamiento previo del modelo 3D en el software Ansa pre-processor. Para obtener la resistencia del chasis, se resolvió el modelo mediante análisis computacional FEM en el software ANSYS. Este equipo logró desarrollar un chasis con peso de 5.38 kg en fibra de carbono, con unas dimensiones finales de: alto: 0.74 m, ancho: 0.73 m, largo: 1.74 m.

El chasis SEM propuesto por S. S. Dol [9], dentro de la categoría prototipo, se llevó a cabo mediante un proceso de selección donde se dieron seis geometrías de chasis. Que, tras

ser modeladas, en el software CAD SolidWorks y calcular las condiciones de carga según el modelo propuesto por Ashutosh Dubey y Vivek Dwivedi [10] fueron simuladas mediante elementos finitos en ANSYS. Con los resultados obtenidos se procedió a la selección de acuerdo con un matriz de diseño, en donde se consideraron como parámetros de selección: el peso del chasis, deflexión, altura y factor de seguridad. Siendo el chasis final de las siguientes características: peso: 5.95kg, material: tubos cuadrados de aluminio, deflexión máxima en el eje vertical, negativo en el área cargada con el peso del piloto: 3.1mm y factor de seguridad: 2.5.

La propuesta para el chasis SEM del equipo de "German University of Technology in Oman" [11] llevó un proceso en el cual se diseñó un chasis de carbono. Tras ser modelado en 3d y haber determinado las cargas por la de aceleración, frenado en pendiente y la de giro en curvas con las fórmulas mostradas por P. Gomà [12]. Fueron analizadas computacionalmente por elementos finitos, haciendo uso del software ANSYS. En este se usó la herramienta de ACP Pre-Post process para la simulación de las capas de fibra de carbono del chasis. Para luego simular mediante análisis estático en ANSYS. Adicionalmente se sometió el chasis a un análisis estático de torsión en el caso de que el vehículo cruce por un bache. Para este análisis el equipo consideró la fórmula matemática de rigidez mostrada por William B. Riley [13]. Este análisis de rigidez fue realizado por un ordenador y adicionalmente tuvo una comprobación real del modelo ya fabricado. El chasis resultante tiene las siguientes características: peso: 10.11 Kg, deformación máxima en el eje vertical negativo en el área cargada con el peso del piloto: 1.27 mm, Alto: 0.55 m, Ancho: 0.6 m, Largo: 2.4 m.

A diferencia de los vehículos mencionados la presente investigación no solo se limitó al análisis estático, sino que adicionalmente se analizó el chasis frente a su comportamiento en choque frontal mediante un análisis dinámico. Esto con el objetivo de garantizar la seguridad del conductor frente alguna eventualidad. Adicionalmente al ser el primer chasis que se construirá en la Universidad de Ingeniería y Tecnología, no existe ningún tipo de análisis del presente chasis.

Justificación y motivación

El cambio climático es uno de los principales problemas de este ciclo, siendo el uso inadecuado de la energía por el hombre una de las principales causas. Según el panel intergubernamental sobre el cambio climático IPCC [1], el transporte consume el 27% de la energía final total producida globalmente, siendo uno de los principales gastos energéticos en la sociedad actual. Este uso de energía deja como resultado la generación del 6.7 GtCO₂ (giga toneladas de dióxido de carbono), las cuales representan un 14% del total de gases de efecto invernadero generados globalmente.

La tendencia en la construcción de vehículos comerciales apunta a desarrollar vehículos cada vez más compatibles con el medio. En otras palabras, se busca que sean más eficientes en cuanto al consumo de energía [14]. Es por ello, por lo que el objetivo primordial de la competición Shell Eco-marathon, es retar a jóvenes estudiantes de ciencias, tecnología, ingeniería y matemáticas para construir vehículos ultra eficientes.

El peso de un vehículo juega un papel crucial en el consumo de combustible del vehículo, así como lo señala un estudio realizado por A. Casadei (2007). Se establece, que la reducción de peso del vehículo ayuda a aminorar la resistencia a la rodadura de los neumáticos y reducir la energía necesaria para que el vehículo acelere [15]. Es conocido que los equipos que participan en esta competición priorizan un bajo peso en sus vehículos, ya que es un factor determinante de una alta eficiencia de combustible en todo el sistema.

Actualmente según un estudio llevado por la asociación alemana de industria automotriz, el chasis promedio de los vehículos comerciales representa un 25% por ciento del total del peso total. Disminuyendo el peso del chasis de un vehículo comercial en 100 Kg, mostraría una reducción significativa de 3.5 gramos de CO₂ emitidos por kilómetro de distancia recorrida [16].

En conclusión, un chasis más ligero tiene las siguientes ventajas: reduce la energía necesaria para que el vehículo se desplace, por ende, produce menos contaminación como lo son los gases de efecto invernadero. Con esto en mente se ratifica la importancia de realizar el análisis estático y dinámico del chasis para poder comprobar que el diseño del chasis es lo

suficientemente ligero, pero a su vez que cumpla las reglas de la competición y condiciones de manejo en la pista, contribuyendo así con un peso bajo de todo el vehículo en general. Cabe resaltar que los conceptos y metodología desarrollados a lo largo de esta investigación son ampliamente aplicables a otros chasis Shell Eco-marathon, todos aquellos participantes de esta competición se beneficiarán con los conocimientos de mejora e innovación explorados a lo largo de esta tesis.

Objetivo general

- Examinar el análisis estático y dinámico para un chasis Shell eco-Marathon, en cumplimiento del Reglamento Shell Eco-marathon 2020, tomando como referencia los estándares de pruebas de choque ECE R94 y FMVSS 208.

Objetivos específicos

- Analizar estáticamente mediante software de elementos finitos para determinar los esfuerzos a los que están sometido el chasis, en condiciones de frenado de emergencia, toma de curvas y prueba de resistencia de la jaula antivuelco.
- Analizar dinámicamente mediante software de elementos finitos, el comportamiento del chasis frente a impacto frontal y modal.
- Elaborar los planos de fabricación del chasis.

CAPÍTULO I

MARCO TEORICO

A continuación, se expone el fundamento teórico en el que se sustenta la metodología del trabajo de investigación. Primero, se partió por el reglamento Shell Eco-marathon, para luego continuar con una descripción de los componentes de un prototipo y chasis. Segundo se dio los fundamentos básicos de los métodos de análisis estructural, dinámica de vehículos, pruebas de impacto y por último sobre la manufactura de chasis.

1.1 Reglamento Shell Eco-marathon 2020

El capítulo que concierne al diseño y análisis del chasis del vehículo, se encuentran en el primer capítulo del reglamento denominado "Shell Eco-marathon 2020 Official Rules Chapter I" [3]. A continuación, se hace un repaso de las categorías existentes en la competición, así como requerimientos para el análisis del chasis dentro de la categoría prototipo.

1.1.1 Categorías Shell Eco-marathon

La presente competición se divide en dos grandes categorías. Por un lado, se encuentra la de concepto urbano, en la que participan vehículos que se asemejan a los vehículos de pasajeros modernos, tienen una capacidad mínima de 2 pasajeros y suelen ser de 4 ruedas, como se puede apreciar en la Error! Reference source not found.. Esta categoría enfoca su diseño en el constante frenado y aceleración, asemejando su estilo de conducción al que se vive a diario en las urbes [3].



Figura 1.1 Concepto urbano

Fuente: Vernom. A closer look at the UrbanConcept and Prototype Media Vehicles [19]

Por otro lado, se encuentran la categoría prototipo los cuales son de un solo pasajero celdas de hidrógeno y suelen ser de tres ruedas, como se puede apreciar en la Error! Reference source not found.. El diseño de estos vehículos está centrado en la maximización de la eficiencia energética, es por ello por lo que se busca que sean ligeros y aerodinámicos [3].

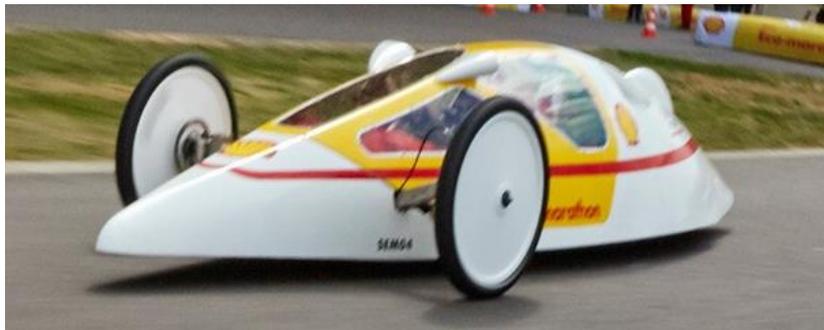


Figura 1.2 Prototipo

Fuente: Gloves J. Shell Eco-Marathon Prototype SEM 03 (2017) review [20].

Las dos grandes categorías antes mencionadas se dividen en tres subcategorías, dependiendo del tipo de energía que usen. La primera subcategoría y la más competitiva es la de motores de combustión interna, ya sea alimentado por gasolina, diésel o etanol. La segunda subcategoría es la de baterías eléctricas, las cuales, sumadas a un motor eléctrico, logran dar potencia a las ruedas. La tercera subcategoría es la de celdas de combustible de hidrógeno, las cuales, al igual que las baterías eléctricas, dan poder a un motor eléctrico que mueve el vehículo [21].

1.1.2 Diseño del vehículo

Según el reglamento Shell Eco-marathon los puntos que el diseño del vehículo debe cumplir son los siguientes:

- a) Durante el diseño, construcción y competición del vehículo los equipos deben tomar atención a las reglas de seguridad.
 - a. El prototipo debe tener tres o cuatro ruedas en constante contacto con el suelo
 - b. El prototipo debe tener como mínimo una zona de absorción de impacto, la cual se encarga de absorber la energía del choque en forma de deformación de la estructura con el objetivo de proteger al piloto. Esta debe tener 100 mm entre la parte frontal del vehículo y los pies del conductor.
- b) El cuerpo del vehículo no debe incluir ninguna terminación puntiaguda que pueda ser peligrosa para los participantes. Toda terminación puntiaguda deberá tener como mínimo un radio de 50 mm o estar cubierta con espuma o un material deformable.
- c) Todos los vehículos deben tener un piso y estructura sólida, la cual prevenga que alguna parte del cuerpo del piloto tenga contacto con la pista.
- d) Todos los vehículos deben ser completamente cerrados. Los vehículos abiertos por la parte superior no están permitidos. Así como los vehículos que se parezcan a bicicletas, triciclos o sillas de ruedas.

1.1.3 Rigidez del chasis o monocasco

Las reglas que garantizan la rigidez del chasis o monocasco se presentan a continuación:

- a) Todos los equipos deben asegurar que la estructura del vehículo brinde protección al piloto, incluyendo una zona de absorción de energía frente al impacto frontal, lateral y volcadura.
- b) El vehículo debe estar equipado con una jaula antivuelco, la cual se debe extender 50 mm alrededor del casco del piloto sentado en posición de manejo con los cinturones de seguridad ajustados (véase **Figura 1.3**).

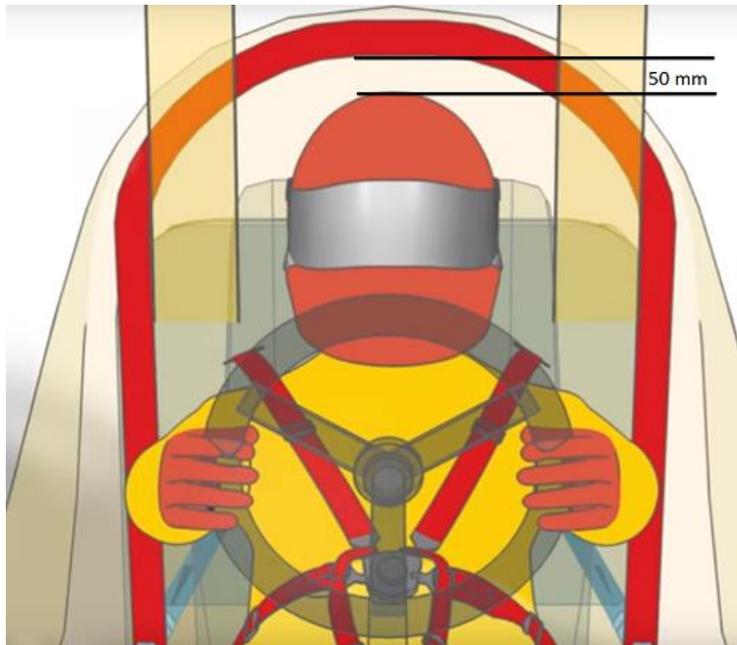


Figura 1.3 Distancia mínimo casco - Jaula antivuelco
Fuente: Shell Eco-marathon Tech Tips Bars and Safety Belts [22].

- c) La jaula antivuelco debe cubrir más del total del ancho de los hombros del conductor en posición de manejo con el cinturón de seguridad ajustado.
- d) La jaula antivuelco debe ser capaz de soportar una carga estática de 700 N aplicada en forma vertical, horizontal y/o perpendicular, sin presentar deformación en ninguna dirección (véase la **Figura 1.4** y **Figura 1.5**).

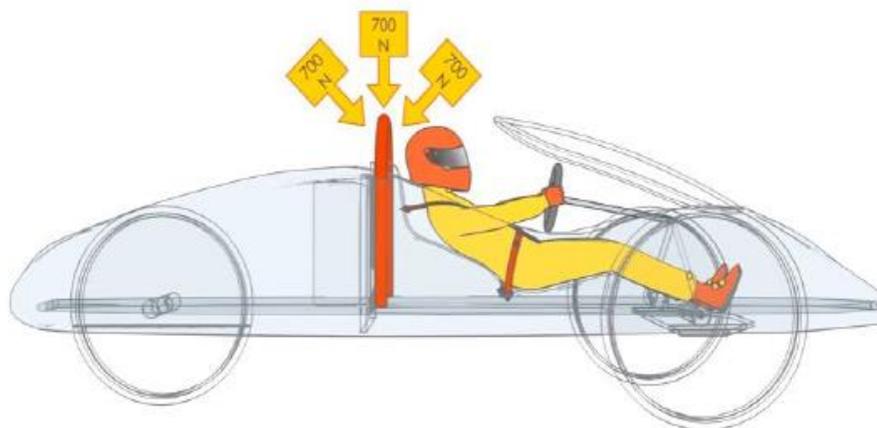


Figura 1.4 Carga vertical Jaula antivuelco
Fuente: Shell Eco-marathon Tech Tips Bars and Safety Belts [22].

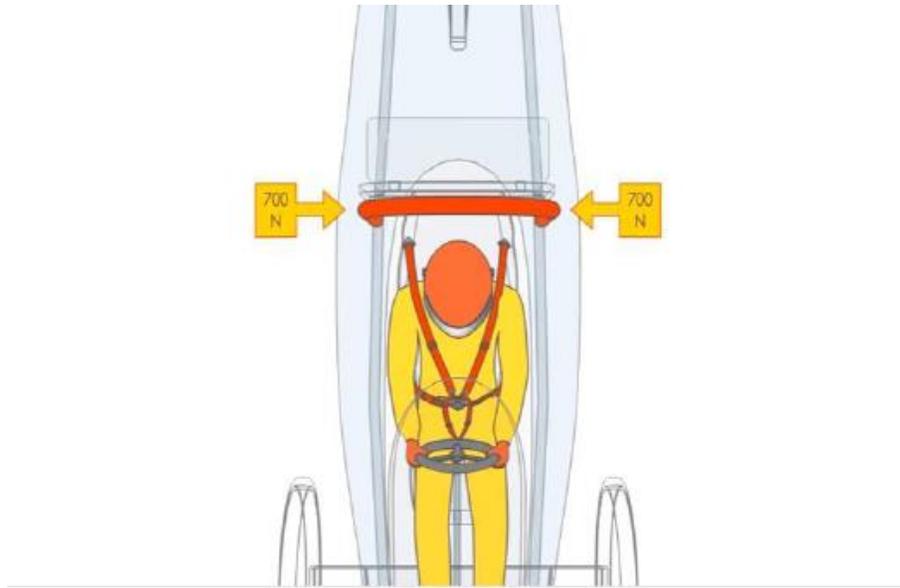


Figura 1.5 Carga lateral Jaula antivuelco
Fuente: Shell Eco-marathon Tech Tips Roll Bars and Safety Belt [22].

1.1.4 Aislamiento térmico y acceso manual del sistema de propulsión

Las reglas correspondientes al aislamiento térmico y acceso manual del sistema de propulsión se describen a continuación:

- a) El vehículo deber estar equipado con un panel contra fuego rígido, el cual debe de aislar y sellar el sistema de propulsión y almacenamiento de energía del compartimiento del piloto (véase **Figura 1.6**).

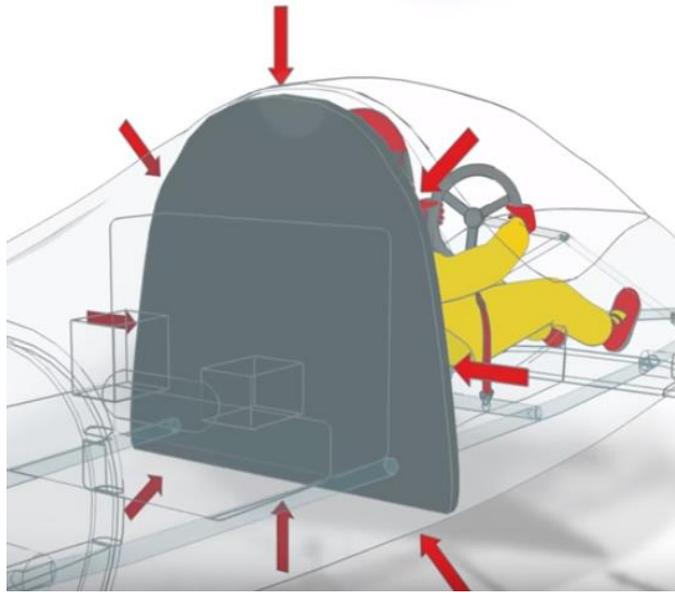


Figura 1.6 Panel contra fuego

Fuente: Shell Eco-marathon Tech Tips Vehicle Design [23].

- b) El panel debe ser capaz de proteger al conductor frente a fuego directo proveniente del compartimiento de energía. Debido que no se especifica en las bases de la competición los requerimientos de este panel. Es recomendable usar un panel con características similares a la de Class 125 ½ hour ¹ o superior de la norma UL 72, ya que esta categoría de paneles no es combustible y aísla el calor, por ejemplo: Fibra de vidrio contrachapada en aluminio.
- c) El panel debe prevenir el acceso manual por parte del piloto hacia el compartimiento de propulsión y energía. Separando completamente el habitáculo del piloto y el compartimiento de potencia y energía, sin dejar ningún espacio entre el panel y la carcasa del vehículo como se observa en la **Figura 1.7**.
- d) Si se requiere hacer agujeros para pasar cables o alambres, es esencial que los mismos sean protegidos por un ojal o un material similar para evitar rozaduras o daño. Todos los huecos o agujeros deben ser cubiertos.

¹ Categoría que soporta temperaturas máximas a 795°C y mantienen la zona protegida en temperaturas menores a los 52°C, durante media hora.



Figura 1.7 Cobertura ideal panel contra fuego
Fuente: Shell Eco-marathon Tech Tips Vehicle Design [23].

1.1.5 Dimensiones del vehículo

Según el reglamento Shell Eco-marathon las dimensiones que el vehículo debe cumplir son las siguientes:

- a) El vehículo no debe tener un alto mayor a los 1000 mm, medido desde el extremo inferior de las ruedas hasta el extremo superior de la carrocería.
- b) El vehículo debe tener como mínimo 500 mm de distancia entre ruedas, medido desde el punto medio de las ruedas.
- c) El ratio de altura y distancia transversal entre ruedas tiene que ser por lo menos de 1.25.
- d) La distancia entre ejes debe ser de por lo menos 1000 mm.
- e) El ancho máximo de un vehículo no debe exceder 1300 mm.
- f) El largo máximo del vehículo no debe exceder los 3500 mm.
- g) El peso del vehículo, sin piloto, no debe exceder los 140 kg.
- h) Ninguna de las dimensiones señaladas anteriormente debe ser lograda mediante singularidades en el diseño de la estructura.

1.2 Sistemas que componen un prototipo a combustión interna

Un prototipo Shell Eco-marathon a combustión interna por lo general está compuesto por seis principales sistemas, los cuales son: tren de potencia, dirección, suspensión, frenos, carrocería y chasis. Estos cumplen funciones muy específicas. A continuación, se dará un breve repaso de las funciones de los sistemas previamente mencionados.

El tren de potencia, como su nombre lo indica, es el encargado de dar y transmitir energía mecánica a las ruedas del vehículo. Está compuesto el motor, el cual convierte la energía térmica proveniente de la explosión de la gasolina en energía mecánica rotacional, y la transmisión, la cual permite que la energía que provee el motor sea conducida a las ruedas gracias al uso de engranajes, poleas o cadenas, los cuales varían la velocidad y el torque de salida del motor a una más adecuada para su uso en la ruedas [24].

El sistema de dirección es el encargado de proveer un control seguro del vehículo. Esto es logrado mediante un arreglo geométrico, el cual convierte el movimiento del timón o palancas en movimiento angular en las ruedas. Al igual que el sistema de dirección, el sistema de suspensión asegura que las ruedas se mantengan en contacto con la pista, manteniendo el vehículo estable en curvas y en superficies accidentadas [25].

El sistema de frenos es el responsable de disminuir la velocidad del prototipo, además de mantenerlo inmóvil cuando está detenido o estacionado. Este sistema funciona mediante la aplicación de fuerza en las pastillas de freno, las cuales causan rozamiento en un disco de freno convirtiendo la energía cinética del vehículo en térmica y disipándola en forma de calor [26].

La carrocería por un lado es el componente del vehículo que le da el aspecto estético al prototipo. Pero por otro lado más técnico, la carrocería es el encargado de interactuar con el viento, soportando la fuerza que este genera y siendo parte fundamental para la reducción de resistencia aerodinámica del vehículo [24].

El chasis es el componente estructural importante de un vehículo, proporcionando rigidez, sostén y forma al carro. Este proporciona soporte a todos los demás sistemas que conforman el vehículo, con la finalidad de que estos puedan realizar sus funciones apropiadamente. Adicionalmente el chasis es el encargado de proteger a los pasajeros en el caso de una eventualidad, ya sea choque frontal, lateral o volcadura. Protección que brinda gracias a su capacidad de absorber la mayor cantidad de energía del choque, deformándose progresivamente. Debido a la ligereza del chasis auto portante y tubular, estos son los mayormente usados en la competición Shell Eco-marathon [27].

1.3 Chasis

El chasis es el componente estructural de los vehículos, este se encarga de dar soporte a todos los demás componentes en el vehículo y proteger a los ocupantes. A continuación, se indican los principales tipos de chasis existentes.

1.3.1 Chasis de bastidor independiente

El chasis tipo bastidor es uno de los más antiguos empleados por la industria automotriz. Este consta de dos vigas longitudinales en su mayoría son perfiles tipo "C", los cuales son los principales componentes estructurales. Para unir estas dos vigas se suele usar barras transversales como se muestra en la **Figura 1.8**. Se destaca por ser un chasis de elevado peso, con baja resistencia a la torsión longitudinal y muy baja protección frente a impactos laterales [28].

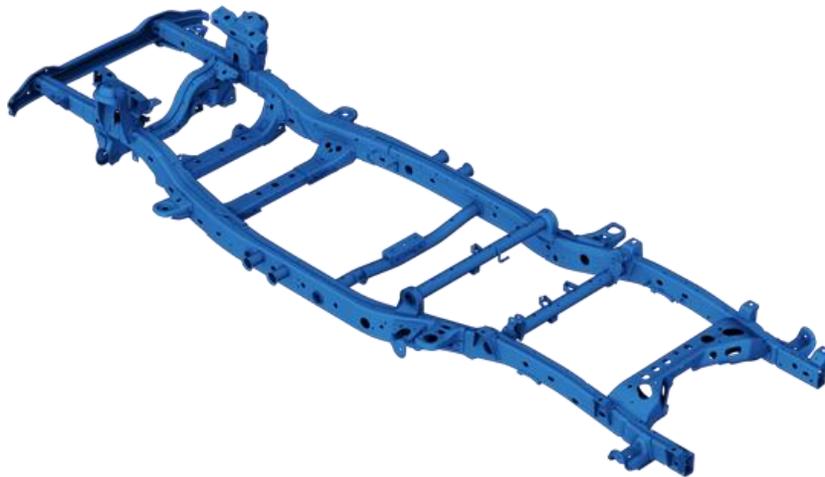


Figura 1.8 Chasis de bastidores Volk Wagen Amarok
Fuente: W. Winnifred, Ladder Frame Chassis Epub [29].

1.3.2 Chasis auto portante

El chasis auto portante o también conocido como monocasco, debe su nombre a que la carrocería y el chasis son una sola pieza, en donde la carrocería se soporta a si misma siendo un componente estructural. Este tipo de chasis es utilizado actualmente en autos urbanos compactos. Tienen un bajo costo de fabricación a gran escala, ya que el grado de automatización para su fabricación es alto. Son ligeros y seguros, ya que se diseñan de tal

manera que tengan una zona que se encargue de absorber la energía en el caso de un choque, pero al mismo tiempo, dejando el habitáculo de los pasajeros sin deformaciones [30].

Debido a que todo el chasis es una sola pieza, la reparación de estos tipos de chasis es muy compleja y costosa. Los chasis auto portantes se constituyen de chapas delgadas con formas particulares como se muestra en la Figura 1.9. Estas planchas se unen entre ellas mediante puntos de soldadura.



Figura 1.9 Chasis Auto portante

Fuente: Tecno Coche, Características constructivas de la carrocería [31].

1.3.3 Chasis tubular

El chasis tubular nació a principio de los años cincuenta. Este fue desarrollado en la búsqueda de un chasis rígido y ligero. Este chasis está construido básicamente de tubos, los cuales forman un patrón triangular tridimensional, como se puede observar en la **Figura 1.10**. El patrón tridimensional logra conseguir que los chasis tubulares sean resistentes y rígidos frente a cualquier tipo de esfuerzo [27].



Figura 1.10 Chasis tubular

Fuente: Giordano Scuderia Corse, progettazione e realizzazioni di prototipi [32].

El complejo proceso de manufactura de estos chasis hace que sea complicado automatizarlo, haciéndolo inviable para su uso en vehículos comerciales. Estos se suelen fabricar en su mayoría, con tubos de sección circular debido a su buena relación resistencia peso. Pero también se suele ver vehículos con tubos cuadrados ya que estos facilitan el proceso de soldadura [27].

La estructura tubular debe su peculiar forma geométrica a las propiedades derivadas de las vigas de celosías. Para ejemplificar, en la **Figura 1.11** se muestra como una caja sin triangular es sometida a una fuerza lateral, se ve deformada ya que no existe ningún elemento en tracción, ni compresión que absorba dicha carga. Luego se observa que tan solo al agregar una barra diagonal y formar dos triángulos dentro del perímetro de la caja, la rigidez de esta se ve mejorada inmediatamente, ya que la barra absorbe la carga lateral en forma de tensión [33].

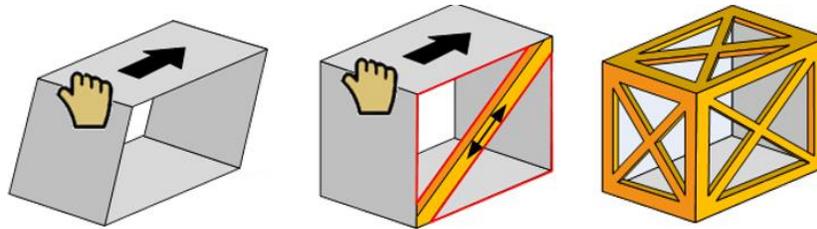


Figura 1.11 Caja triangular y analogía marco tubular

Fuente: Build your own Race Car, Car Chassis Basics and How-To Design Tips [34].

1.4 Método de análisis estructural para vehículos

Cuando se analiza una estructura vehicular tubular durante la etapa conceptual, es necesario aplicar un método que pueda analizar estructuras rígidas. En una estructura rígida se considera que cada tubo está empotrado en ambos lados, haciendo que estos soporten momentos, torsión, cortantes y fuerzas axiales.

Esta situación crea el escenario en el cual las ecuaciones estáticas son insuficientes para determinar las fuerzas que actúan en cada elemento, haciendo que el análisis del chasis sea de tipo estáticamente indeterminado. A continuación, se dará un repaso del método matricial de rigidez y el de elementos finitos asistido por computadora para la resolución de

estructuras rígidas indeterminadas. A lo largo de esta tesis se usa el análisis estático por elementos finitos asistido por computadora debido al gran número de barras que el chasis presenta.

1.4.1 Método matricial de rigidez

El método matricial de rigidez organiza la información estableciendo un valor para cada grado de libertad. A este proceso de transformar la situación real a una matriz con un número finito de variables se le denomina discretización. Para este método las variables a hallar son los desplazamientos de cada grado de libertad y fuerza, en el caso de las reacciones. Por cada grado de libertad se tiene una ecuación y una incógnita [35]. La relación que se tiene entre la fuerza, el desplazamiento y la rigidez será la siguiente.

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (1.1)$$

Donde:

$[K]$ = Rigidez del elemento

$\{u\}$ = Desplazamiento

$\{F\}$ = Fuerza

La relación usada para determinar la matriz de rigidez de un elemento simple como un prisma se puede clasificar en: rigidez axial, flexional, cortante y torsional. La rigidez para cada grado de libertad se puede expresar simplificadamente de la siguiente manera.

$$K_I = \alpha_i \frac{ES_1}{L\beta_i} \quad (1.2)$$

Donde:

K_I = Rigidez del elemento

α_i, β_i = Coeficiente adimensional dependiendo el tipo de grado de libertad

E = Módulo de Young (N/m^2)

L = Longitud de la barra (m)

S_1 = Magnitud geométrica dependiente de tamaño y sección transversal

Con las ecuaciones reemplazadas en la matriz de rigidez se logra tener una matriz local para cada grado de libertad. Estas matrices se las multiplican por una matriz de transformación para lograr que todas tengan el mismo sistema de coordenadas globales y sea posible ensamblarlas.

Tras haber discretizado cada grado de libertad, hallado la matriz de rigidez local, establecido un sistema de coordenadas globales y ensamblado las matrices locales, es posible lograr la resolución completa del sistema. Con los desplazamientos totalmente identificados es factible hallar las deformaciones unitarias de cada elemento.

1.4.2 Método por elementos finitos (FEM)

Este método de análisis es utilizado en problemas térmicos, estáticos, dinámicos, fluidos, etc. y se basa en cortar una estructura en muchos elementos discretos. A este arreglo de elementos pequeños se le denomina malla, la cual está formada por figuras geométricas simples (triángulos y cuadriláteros en dos dimensiones; hexaedros y tetraedros en tres dimensiones), como se muestra en la **Figura 1.12**. Estos elementos están conectados entre sí, dando paso a sistemas de ecuaciones simultáneas por elemento, las cuales se pueden resolver numéricamente y concluir en una solución aproximada a la real [36]. El sistema de ecuaciones usado por este software es el del método de matriz de rigidez.

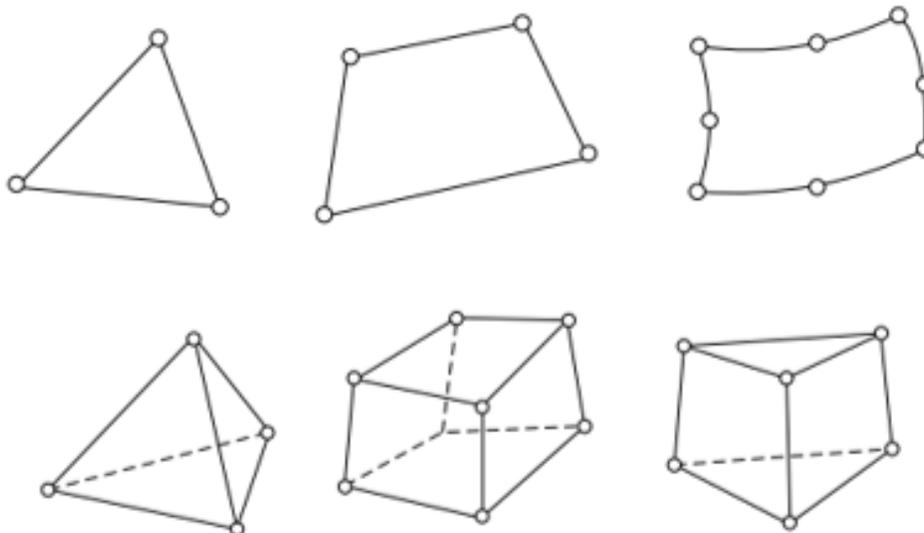


Figura 1.12 Elementos bidimensionales y tridimensionales

Fuente: Cenligüeta, J T, Método de los Elementos Finitos para Análisis Estructural [37].

El análisis por elementos finitos trajo consigo la facilidad de resolver modelos con geometrías complejas, así como la posibilidad de resolver estructuras indeterminadas. FEM es capaz de lidiar con situaciones de carga complejas como: cargas nodales, presiones, térmica, etc. Pero también tiene desventajas como la restricción de solo dar resultados aproximados, ya que el método tiene errores inherentes al proceso de discretización [38].

Para realizar un análisis por elementos finitos mediante una herramienta computacional es necesario cumplir los pasos mostrados en la **Tabla 1.1**.

Paso	Descripción
1	Definir qué tipo de estudio a realiza: lineal, no lineal, térmico, mecánica de fluidos, etc.
	Pre-proceso:
2	Realizar el modelamiento 3D de la geometría en un software CAD
3	Especificar los materiales, propiedades mecánicas
4	Especificar las propiedades geométricas del mallado y realizarlo
5	Especificar las cargas, apoyos, desplazamientos, temperatura, etc.
	Proceso
6	Determinar la solución
	Postproceso
7	Visualización y análisis de los resultados mediante graficas bidimensionales y tridimensionales, donde se muestra desplazamientos, esfuerzos, factor de seguridad, etc.

Tabla 1.1 Pasos para la resolución a través de FEM computacionalmente
Fuente: Finite Element Method [38].

1.4.3 Método por elementos finitos explícitos

El análisis dinámico comprende el análisis de la velocidad y aceleración de un modelo en 3D. Para determinar la aceleración de los grados de libertad, se utiliza la matriz de masa. La matriz de masa y rigidez se combinan en una sola para poder caracterizar los grados de libertad y determinar los desplazamientos y aceleraciones en los nodos. La relación entre estas variables se muestra en la **Ecuación 1.3** [39].

$$[m]\{a\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1.3)$$

Donde:

$[K]$ = Rigidez del elemento

$\{u\}$ = Desplazamiento

$\{F\}$ = Fuerza

$[m]$ = Masa

$\{a\}$ = Aceleración

1.4.4 Análisis modal

El análisis modal es un método de análisis dinámico el cual busca determinar las características de un sistema. Características como la frecuencia natural y coeficientes de amortiguamiento.

El análisis modal se basa en el hecho de que un sistema al ser excitado externamente reacciona vibrando de una determinada forma, estas vibraciones activan la vibración del sistema generando un modo de vibración. A estos modos de vibración se les conoce como frecuencia natural. Estos modos de vibración se caracterizan por tener determinados patrones de vibración dependiendo a la frecuencia a la que se excita la estructura (Véase **Figura 1.13**). Realizar la excitación externa de la estructura tomando en consideración todos los sistemas y grados de libertad, se obtendrá todos los modos de vibración y su patrón de vibración [40].

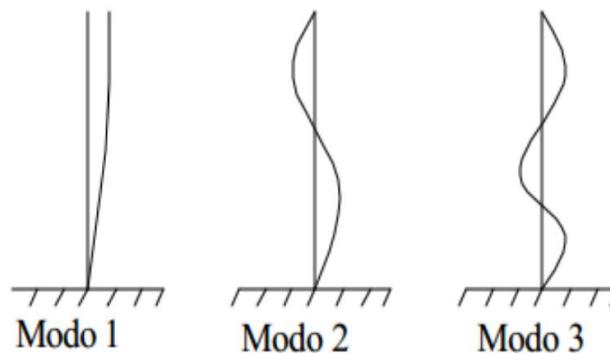


Figura 1.13 Modos de vibración

Fuente: P. Rojas, Análisis modal del banco de ensayo de vibraciones del laboratorio del departamento de ingeniería mecánica [41].

1.5 Dinámica de vehículos

Para asegurar que el chasis sea capaz de soportar las cargas a las cuales se somete durante el manejo, es necesario establecer condiciones de carga, las cuales representarán las condiciones a las que tienen que resistir el chasis en la realidad. Para el establecimiento y cálculo de estas, es necesario entender la física que envuelve a un carro en movimiento, la cual se detalla a continuación.

1.5.1 Terminología de la dinámica de los vehículos

El estándar J670 para terminología de dinámica de vehículos propuesto por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), fue usado durante este trabajo. En esta se establece el sistema de coordenada con origen en el centro de gravedad del vehículo, los cuales se muestran en la **Figura 1.14**.

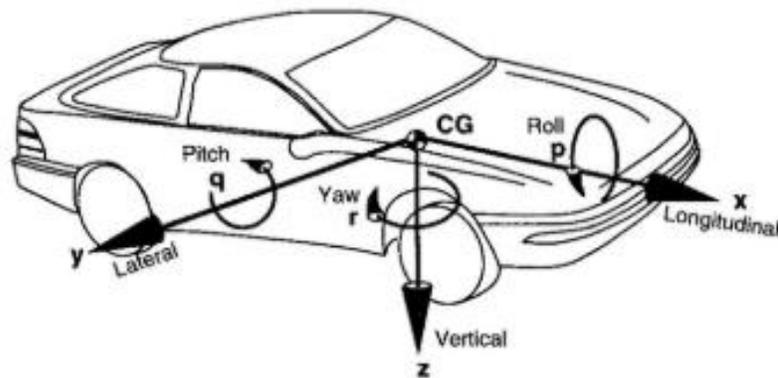


Figura 1.14 Sistema de coordenadas según SAE
Fuente: SAE. Vehicle Axis System J670 [42].

Dónde: X – Adelante longitudinal del vehículo, Y – Lateral hacia afuera del lado derecho del vehículo, Z – Abajo vertical en dirección de las ruedas del vehículo, p – Velocidad de volcadura respecto al eje x, q – Velocidad de giro respecto al eje Y, r – Velocidad de giro en el eje z.

1.5.2 Dinámica en curvas

Cuando un carro entra a una curva a determinada velocidad, debido a la fuerza centrífuga se genera un flexionamiento lateral del chasis. La ecuación de giro de un vehículo en condiciones estables se halla de la aplicación de la segunda ley de Newton a la geometría que describe la curva modificada por el ángulo de deslizamiento generado en las llantas. Es conveniente representar el vehículo como un modelo con dos ruedas lineales como se muestra en la **Figura 1.15** debido a que la diferencia de ángulo de giro entre la rueda exterior e interior es despreciable, ya que el radio de giro es mucho mayor a la distancia entre ruedas. Así, es adecuado considerar que el ángulo de giro de las ruedas exteriores e interiores del mismo eje es el mismo, haciendo que las fuerzas sean iguales en el eje delantero y trasero [6].

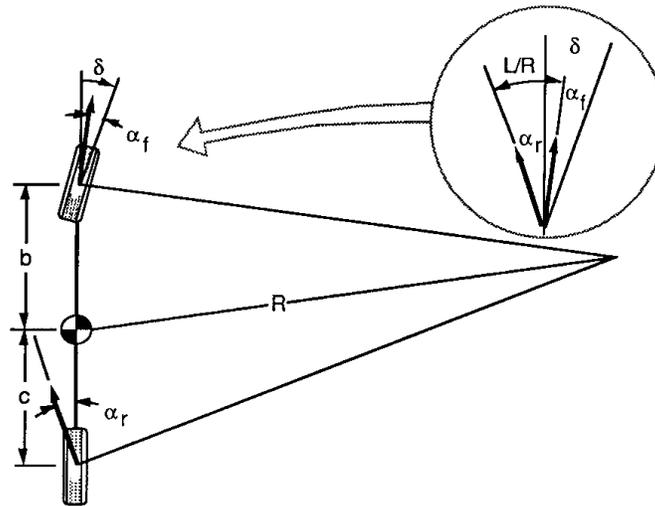


Figura 1.15 Modelo de giro de una bicicleta
Fuente: Gillespie, T. Fundamentals of Vehicle Dynamics [9].

Para un vehículo que viaja a una velocidad V , la suma de las fuerzas en las ruedas en el eje lateral debe ser igual a la suma de las masas por la velocidad tangencial al cuadrado dividido entre el radio de giro [43].

$$\Sigma F_y = F_{Yf} + F_{Yr} = MV^2/R \quad (1.4)$$

Donde:

F_{Yf} = Fuerza lateral en las ruedas del eje delantero (N)

F_{Yr} = Fuerza lateral en las ruedas del eje trasero (N)

M = Masa del carro (Kg)

V = Velocidad tangencial (m/s)

R = Radio de giro (m)

Adicionalmente, esa fuerza centrífuga genera un momento en las ruedas exteriores. Cuando esta es considerable se generen dos escenarios posibles. Si la fricción entre las ruedas exteriores y el piso es lo suficientemente grande, se genera un momento llamado momento de volcadura en el eje longitudinal, haciendo que todas las cargas se concentren en las ruedas exteriores (véase **Figura 1.16**). Si este momento es lo suficientemente fuerte termina por volcar el vehículo. El otro caso posible se da cuando la fricción entre las ruedas y el piso no es lo suficientemente fuerte para sustentar el momento. Como resultado, las ruedas se deslizan hacia afuera de la curva provocando sobregiro, el cual puede terminar en un choque con los vehículos de atrás o con las barreras exteriores de la pista [42].

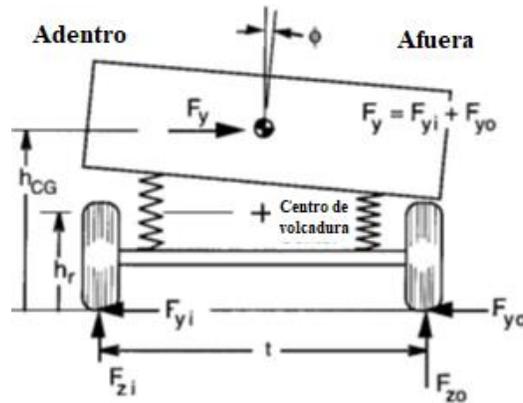


Figura 1.16 Momento de volcadura
Fuente: Fundamentals of Vehicle Dynamics [9].

El momento de volcadura se puede resolver realizando una simplificación de la suspensión por un equivalente a dos resortes, el cual se simplifica calculando la rigidez de toda la suspensión en conjunto como se muestra a continuación:

$$K_{\Phi} = 0.5 K_s S^2 \quad (1.5)$$

Donde:

K_{Φ} = Rigidez de la suspensión

K_s = Rigidez vertical de cada resorte

S = Separación lateral entre los dos resortes (m)

Con el uso de este modelo de momento de volcadura, se introduce un concepto que caracteriza geoméricamente a la suspensión, el centro de volcadura. Este es definido estáticamente como el punto donde la fuerza lateral es transferida a la masa suspendida, también se le suele definir como el punto donde si una fuerza lateral es aplicada no se genera ningún ángulo de rotación Φ [9].

El centro de volcadura se puede determinar usando la curva de media trazada modificada con el recorrido de la rueda [44], en el cual se usa la tangente del recorrido de la rueda para trazar una línea perpendicular y determinar el centro de volcadura en el eje centro longitudinal del vehículo (véase **Figura 1.17**).

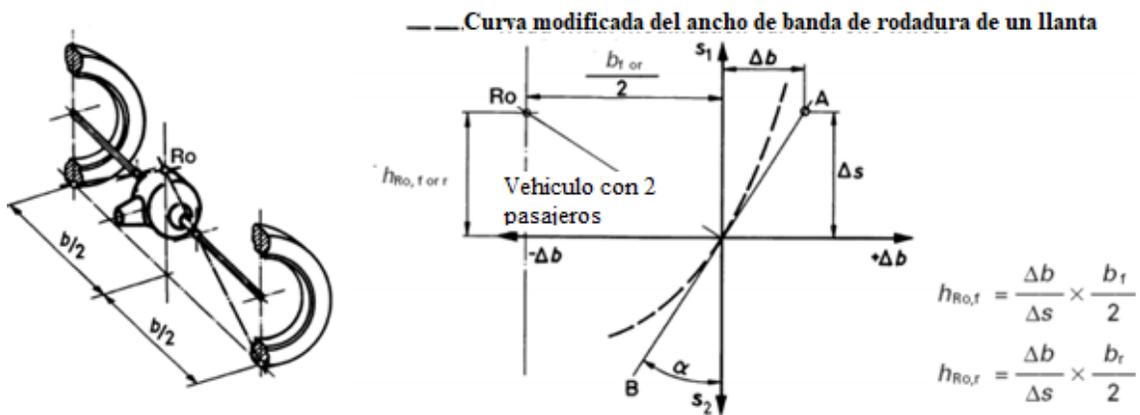


Figura 1.17 Curva de media trazada modificada con el recorrido de la rueda

Fuente: Reimpell, J. The Automotive chassis: Engineering Principles [44].

Después de aplicar la segunda ley de Newton sobre el eje, es posible relacionar el diferencial de fuerzas en el eje vertical con dos expresiones. Una representa a la carga lateral dada por la fuerza centrípeta y otra la expresión de transferencia de masa lateral dada por el giro en el eje longitudinal del vehículo. Estas son independientes entre ellas. La expresión es la siguiente [9].

$$F_{zo} - F_{zi} = 2 F_y \frac{h_r}{t} + 2 K_{\Phi} \frac{\Phi}{t} = 2\Delta F_z \quad (1.6)$$

Donde:

F_{zo} = Carga vertical de la rueda ubicada en el lado exterior de la curva (N)

F_{zi} = Carga vertical de la rueda ubicada en el lado interior de la curva (N)

F_y = Fuerza lateral (N)

h_r = Altura del centro de volcadura (m)

t = Ancho de pista (m)

K_{Φ} = Rigidez de la suspensión

Φ = Ángulo de volcadura ($^{\circ}$)

Para satisfacer esta ecuación, se requiere determinar el ángulo de volcadura del vehículo, el cual se calcula trazando un eje de volcadura entre los centros de volcadura del eje delantero y el trasero. Con este eje ya trazado, se plantea el momento de volcadura global (véase Figura 1.18). Este último, al ser simplificado y aplicarle la aproximación de ángulos pequeños, permite obtener la siguiente ecuación para el ángulo de volcadura (Φ) [9].

$$\Phi = \frac{Wh_1V^2}{(K_{\Phi f} + K_{\Phi r} - Wh_1)(Rg)} \quad (1.7)$$

Donde:

$K_{\Phi f}$ = Rigidez de la suspensión delantera

$K_{\Phi r}$ = Rigidez de la suspensión trasera

W = Peso del vehículo (Kg)

h_1 = Distancia longitudinal entre el eje de volcadura y el centro de masa del vehículo (m)

V = Velocidad lineal (m/s)

R = Radio de giro (m)

g = Aceleración gravitatoria (m/s^2)

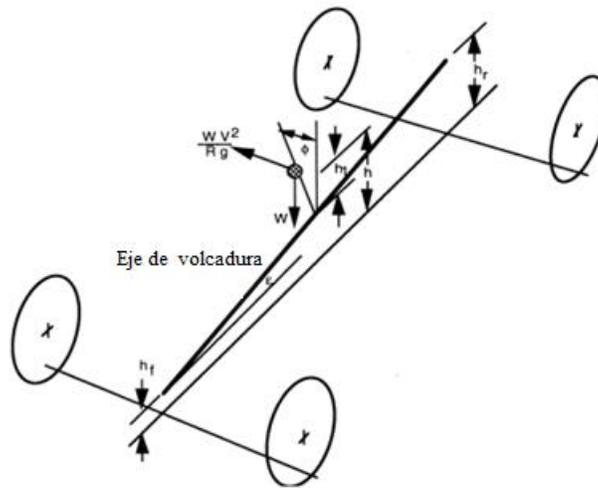


Figura 1.18 Eje de volcadura

Fuente: Gillespie, T. Fundamentals of Vehicle Dynamics [9].

1.5.3 Dinámica en el frenado y aceleración

Para describir el fenómeno físico de fuerzas que el chasis soporta cuando el vehículo desacelera o acelera se debe tener en consideración las leyes de Newton. Este concepto se presenta en el chasis en formas de fuerzas longitudinales que van en sentido contrario a la aceleración que el vehículo experimenta. La relación matemática para determinar la fuerza de frenado se presenta en la siguiente fórmula.

$$F_v = m_v a_x \quad (1.8)$$

Donde:

F_v = Fuerza de frenado (N)

m_v = Masa del vehículo (Kg)

a_x = Aceleración en el eje longitudinal al vehículo. (m/s^2)

Debido a que el centro de gravedad del vehículo no se encuentra en el mismo plano que la pista, se genera un fenómeno conocido como transferencia de masa entre los ejes delanteros y traseros. Cuando el vehículo acelera, la masa es transferida hacia el eje trasero haciendo que la fuerza sea mayor para este. El caso contrario se presenta cuando el carro frena, transfiriéndose la masa del vehículo hacia el eje delantero. La masa transferida entre los ejes se puede calcular con la siguiente relación [10].

$$WT = \frac{a_v h_{cg} V_t}{g WB} \quad (1.9)$$

Donde:

WT= Masa transferida entre los ejes (%)

WB= Distancia entre eje delantero y posterior (m)

h_{cg} = Altura del centro de gravedad (m)

V_t = Velocidad del vehículo (m/s)

1.5.4 Condiciones de carga

Un prototipo Shell eco-maratón está sometido a las siguientes cargas estáticas:

- Carga Muerta (M): Esta fuerza es la que representa el peso propio de la estructura, así como todos los componentes no estructurales permanentes como panel contra fuego, motor, carrocería, entre otros [45].
- Carga Viva (V): Corresponde al peso del piloto del prototipo en posición normal de manejo con los cinturones ajustados [3].
- Carga por giro (G): Dada cuando el vehículo atraviesa una curva a determinada velocidad, siendo el valor más crítico para esta cuando la velocidad es mayor y a su vez el radio de giro es menor [45].
- Carga por aceleración o frenado (AF): Esta carga como su nombre lo indica, actúa en el chasis cuando este acelera o frena. La condición crítica para esta carga se encuentra en el frenado, ya que la desaceleración de este vehículo en una posible situación de emergencia será mayor que la aceleración. La aceleración de los prototipos SEM suelen ser bajas debido a que una aceleración calmada disminuye las pérdidas de tracción [8].
- Carga por arrastre del viento (W): Esta surge a raíz del movimiento del vehículo a través del aire. La fuerza se opone a la dirección de movimiento de este [45].

- Carga de prueba jaula antivuelco (R): El presente reglamento de la competición estipula que la jaula antivuelco debe ser capaz de soportar una carga estática de 700 N aplicada en forma vertical, horizontal y/o perpendicular [13].

Estas cargas se suman unas con otras para poder cubrir todo el rango de posibles situaciones reales que el vehiculó podría experimentar en sus condiciones normales de uso. A continuación, en la Tabla 1.2 se hará un repaso de condiciones de carga usadas en trabajos previos, así como en el estándar INEN 1323:

Nombre	Condiciones de carga
INEN 1323	M M + V M + V + G M + V + AF M + V + AF + W M + V + W
Design of an efficient and lightweight chassis, suitable for an Electric car [8]	M + V M + V + G + AF
Design and development of a prototype vehicle for shell Eco-marathon [11]	M + V R
Design and Analysis of Composite Chassis for Shell Eco Marathon Prototype Vehicle 2016 using Finite Element Analysis [13]	M + V + G +R

Tabla 1.2 Comparación condiciones de carga
Fuente: Elaboración propia.

1.6 Impacto

Las normas relevantes para el análisis de un chasis Shell Eco-marathon serán las correspondientes a las protecciones de los ocupantes frente a choque frontal, lateral y volcadura. Entre las normas que regulan los procedimientos de prueba de choque están las dadas por el organismo estadounidense denominado Administración Nacional de Seguridad del Tráfico en las Carreteras (NHTSA por sus siglas en inglés). La NHTSA a través de las Normas Federales de Seguridad de Vehículos de Motor o FMVSS, por sus siglas en inglés, especifica los procedimientos, así como los criterios de lesión, bajo los cuales las pruebas de impacto se deben realizar y evaluar. A su vez, la legislación europea dada por la Comisión

Económica de las Naciones Unidas para Europa cuenta con la regulación WP.29. La cual tiene como objetivo regular los procedimientos de choque y especificar los criterios de evaluación de los mismo. A continuación, se hará un repaso de dichas regulaciones, teniéndose un enfoque en las regulaciones para choque frontal, lateral y volcadura.

1.6.1 Impacto frontal

Por un lado, está el estándar 208 de la FMVSS, el cual establece el procedimiento de choque frontal. Está dirigido para vehículo de pasajeros con un peso menor a 2.5tn, donde se especifica diversos tipos de pruebas de choque frontal. Así mismo, se especifica los requerimientos en términos de fuerza y aceleraciones máximas admisibles medidos en muñecos de prueba antropomórficos. Por otro lado, se encuentra la R94 regulación europea, la cual tiene objetivos similares a la norma americana, pero con algunas variaciones en el procedimiento de testeo [46].

Estos estándares consideran las pruebas de choque frontal mostradas en la siguiente Tabla 1.3. En estos estándares también se especifica un criterio de lesión, los cuales dan como valor máximo de fuerzas a las que un muñeco de prueba puede soportar, para asegurar que en un eventual choque los ocupantes no tengan lesiones graves. Los criterios de lesión especificados en la regulación FMVSS 208 y R.94 se especifican en la Tabla 1.4 [47].

Configuración de prueba	FMVSS 208 Ancho completo	FMVSS 208 Ancho al 40%	R.94 Ancho al 40%
Categoría de vehículo	Vehículo de pasajeros, Vehículos multipropósito, camionetas y buses	Vehículo de pasajeros, Vehículos multipropósito, camionetas y buses	M 1
Velocidad de prueba	32-40 km/h 48 km/h	40 km/h	56 km/h
Tipo de barrera	Rígida	Deformable	Deformable

Tabla 1.3 Procedimiento choque frontal
Fuente: FMVSS 208 [48], UN ECE R94 [46].

Estándar	FMVSS 208	R.94
Muñeco de prueba	Hybrid III 50th%	Hybrid III 50th%
Aceleración cabeza	≤ 80 G	-
Fuerza de tensión cuello	≤ 3.3 kN - 0 ms ≤ 2.9 kN - 35 ms ≤ 1.1 kN - ≥ 80 ms	$\leq 4,2$ kN
Fuerza de compresión cuello	≤ 4.0 kN - 0 ms	≤ 4.0 kN
Fuerza axial en el fémur	≤ 9.07 kN - 0 ms ≤ 7.58 kN - ≥ 10 ms	≤ 10 kN
Fuerza de compresión tibia	≤ 8 kN	-

Tabla 1.4 Criterio fuerzas de lesión para choque frontal
Fuente: FMVSS 208 [48], UN ECE R94 [46].

1.6.2 Impacto lateral

Por un lado, está el estándar 214 de la FMVSS, el cual establece el procedimiento de choque lateral. Las pruebas de impacto lateral tienen como objetivo garantizar una protección adecuada a las zonas vitales del cuerpo [49]. Debido a que existe un espacio reducido entre la pared interior y la exterior del vehículo, la estructura no es capaz de absorber gran cantidad de la energía de choque. Por otro lado, su equivalente europeo es la regulación R.95. Esta tiene los mismos objetivos que la estadounidense con la diferencia que la velocidad del impacto es menor y el ángulo es diferente [50].

Las diferentes configuraciones de choque lateral se muestran en la Tabla 1.5. Al igual que los estándares de impacto frontal, el criterio de medición de la prueba se hace mediante fuerzas y deflexiones máximas que el cuerpo puede soportar antes de resultar con lesiones graves, las cuales se puede observar en la Tabla 1.6.

Configuración de prueba	FMVSS 214	R.95
Categoría de vehículo	Vehículo de pasajeros, Vehículos multipropósito, camionetas y buses	M1 y N1
Peso máximo	4.5 Tn	3.5 Tn
Velocidad de prueba	54 km/h	50 km/h
Angulo	63°	90°
Tipo de barrera	Deformable	Deformable

Tabla 1.5 Procedimientos choque lateral
Fuente: FMVSS 214 [49], UN ECE R95 [50].

Estándar	FMVSS 214	R.95
Muñeco de prueba	Hybrid III 50th%	Hybrid III 50th%
Fuerza axial de tensión en el cuello	≤ 2.1 KN	-
Fuerza axial de compresión en el cuello	≤ 2.5 KN	-
Criterio de lesión cabeza (HIC)	-	≤ 1000
Deflexión en los hombros	≤ 60.0 mm	-
Deflexión promedio en costillas	≤ 24.0 mm	≤ 42.0 mm
Fuerza en la pelvis	≤ 4.0 KN	≤ 6.0 KN
Fuerza externa abdominal	-	≤ 4.5 KN
Fuerza lateral media fémur	$\leq \pm 3.9$ KN	-
Fuerza anterior posterior fémur	$\leq \pm 3.9$ KN	-

Tabla 1.6 Criterio de lesión para choque lateral
Fuente: FMVSS 214 [49], UN ECE R95 [50].

1.6.3 Vuelco

Los estándares de FMVSS 208 y ECE R66 son los encargados de normar los procedimientos de testeo de resistencia del techo de los vehículos frente a volcadura. Estas pruebas, a comparación de las de impacto frontal y lateral, miden el éxito de las pruebas basándose en las deflexiones de la estructura, con el objetivo de que esta no aplaste a los pasajeros durante la eventualidad.

La norma europea y estadounidense diferencia en la configuración del procedimiento, el cual se detallan en la Tabla 1.7. Para la evaluación de desempeño en los estándares americano y europeo se establece un espacio residual o zona de supervivencia, la cual asegura que habrá un volumen mínimo que mantendrá al pasajero sin lesiones mayores y suficiente espacio para no quedar atrapado entre la estructura deformada. Las dimensiones del espacio residual se muestran en la Figura 1.19.

Configuración de prueba	FMVSS 208	ECE R66
Velocidad de lanzamiento	40 km/h	Estático
Angulo de plataforma	23°	Variable 0° - Angulo crítico
Eje de rotación	Longitudinal	Longitudinal
Altura de plataforma con respecto al suelo	228.6 mm	800 mm

Tabla 1.7 Procedimientos volcadura
Fuente: FMVSS 208 [48], UN ECE R66 [51].

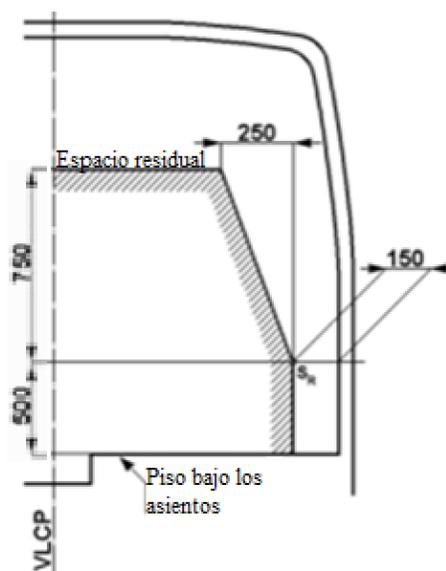


Figura 1.19 Espacio residual - Volcadura
Fuente: United Nations. ECE R66 [51]

1.7 Manufactura

En la construcción de un chasis es inevitable hacer uso de uniones. Siendo el chasis de la presente investigación de tipo tubular, se hizo uso de la soldadura como método para unir los elementos tubulares. En este capítulo se hará un repaso de los tres principales procedimientos de soldadura empleados actualmente.

1.7.1 Soldadura

El proceso de soldadura se describe como el acto de unir dos piezas metálicas por medio de la fundición de ellas mismas y/o la fundición de un tercer elemento denominado

metal de aporte [52]. La soldadura es un tipo de unión fija, esto quiere decir que no permite ningún movimiento relativo entre piezas. Por el efecto del calor, la zona soldada se ve debilitada; este fenómeno afecta en mayor medida a metales no ferrosos debido a su tendencia a la fatiga térmica. Actualmente existen tres principales procedimientos de soldadura, los cuales son:

- Soldadura por Arco o por Electrodo Revestido (SMAW): Este proceso de soldadura usa un electrodo el cual se consume durante el proceso. El electrodo usualmente tiene un revestimiento, el cual libera un gas de protección para asegurar la calidad del depósito de material de aporte.
- Soldadura Metal Gas (MIG/MAG): Este proceso de soldadura usa un alambre, el cual pasa un por tubo flexible. El alambre y el gas son suministrados mediante un dispositivo llamado antorcha, el cual, al presionar un gatillo, suministra alambre y flujo de gas continuamente a la zona de soldadura. Para este proceso se usan dos tipos de gases dependiendo de qué metales se van a soldar: Gas inerte como helio o argón y gas activo como dióxido de carbono.
- Soldadura de Gas Inerte Tungsteno: Este proceso es muy similar al explicado anteriormente en la soldadura MIG, a diferencia que en ese proceso el alambre consumible es remplazado por uno no consumible de tungsteno. El material de aporte es necesario, el cual se añade al arco que se crea entre el material base y el electrodo de tungsteno. Este método es el frecuentemente usado para la soldadura de metales no ferrosos como aluminio, titanio, etc.

CAPÍTULO II

METODOLOGIA

La investigación se enfocó en examinar un análisis estático y dinámico de un chasis Shell Eco-marathon. Para lograrlo, se modificó la metodología de investigación propuesta por S. Hernández [4], en la cual se usó la simulación asistida por computadora como método de recolección de datos como indica R. González [5], donde se presentan las siguientes fases: Elaboración de hipótesis y definición de variables, desarrollo del diseño de investigación, definición y selección de la muestra, recolección y análisis de datos. Obteniéndose la metodología para esta investigación, la cual se presenta en la **Figura 2.1**.

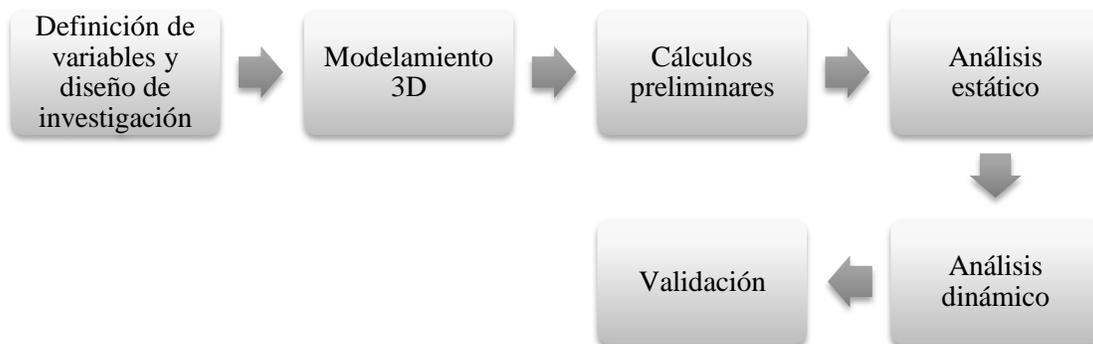


Figura 2.1 Diagrama de flujo de la metodología
Fuente: Elaboración propia.

En ese sentido, se empezó por la definición de variables y el diseño de investigación, para luego pasar al modelamiento 3D del chasis. Como parte de la recolección y análisis de datos en la presente tesis, este paso fue efectuado mediante los cálculos preliminares, análisis estático, análisis dinámico y validación.

2.1 Definición de variables y diseño de investigación

2.1.1 Variables

Las variables que cumplieron un papel principal en esta investigación son el espesor y diámetro exterior del perfil circular, tomando el papel de variables independiente. Dichas variables toman la nomenclatura, t para el espesor del perfil y D_o para el diámetro exterior del perfil circular. Por otro lado, están las variables dependientes, la cuales son: el peso del chasis, esfuerzo, deformación máxima y frecuencia natural. La nomenclatura y tipo de las variables se muestran en la **Tabla 2.1**.

Variabes	Nomenclatura	Tipo de variable
Espesor del perfil	t	Independiente
Diámetro exterior	D_o	Independiente
Esfuerzo máximo en el chasis	σ_{ch}	Dependiente
Deformación máxima en el chasis	d_{ch}	Dependiente
Frecuencia natural del chasis	ω_n	Dependiente
Peso	W_{ch}	Dependiente

Tabla 2.1 Tipo de variables
Fuente: Elaboración propia

Para la definir las relaciones de causa y efecto que existen entre nuestras variables se utilizó el diseño de investigación previamente mencionado. Como se observa en la **Figura 2.2**, las variables independientes ingresaron al análisis estático en donde, se le sometió al caso de carga más crítico. Tras obtener los esfuerzos máximos de cada iteración, se filtraron todas las estructuras cuyo esfuerzo máximo haya superado el permisible. Los perfiles que pasaron esta etapa, se le sometió a un análisis dinámico de choque, al igual que en la etapa anterior los perfiles que presenten una deformación menor a la permisible continuaron. El análisis modal determinó la frecuencia natural de los chasis, los perfiles que presenten una frecuencia natural lejana a la frecuencia de trabajo del motor continuaron a la última etapa de análisis. En la última etapa se juzgó a las estructuras por su peso. Siendo el perfil con menor peso en este grupo el perfil seleccionado.

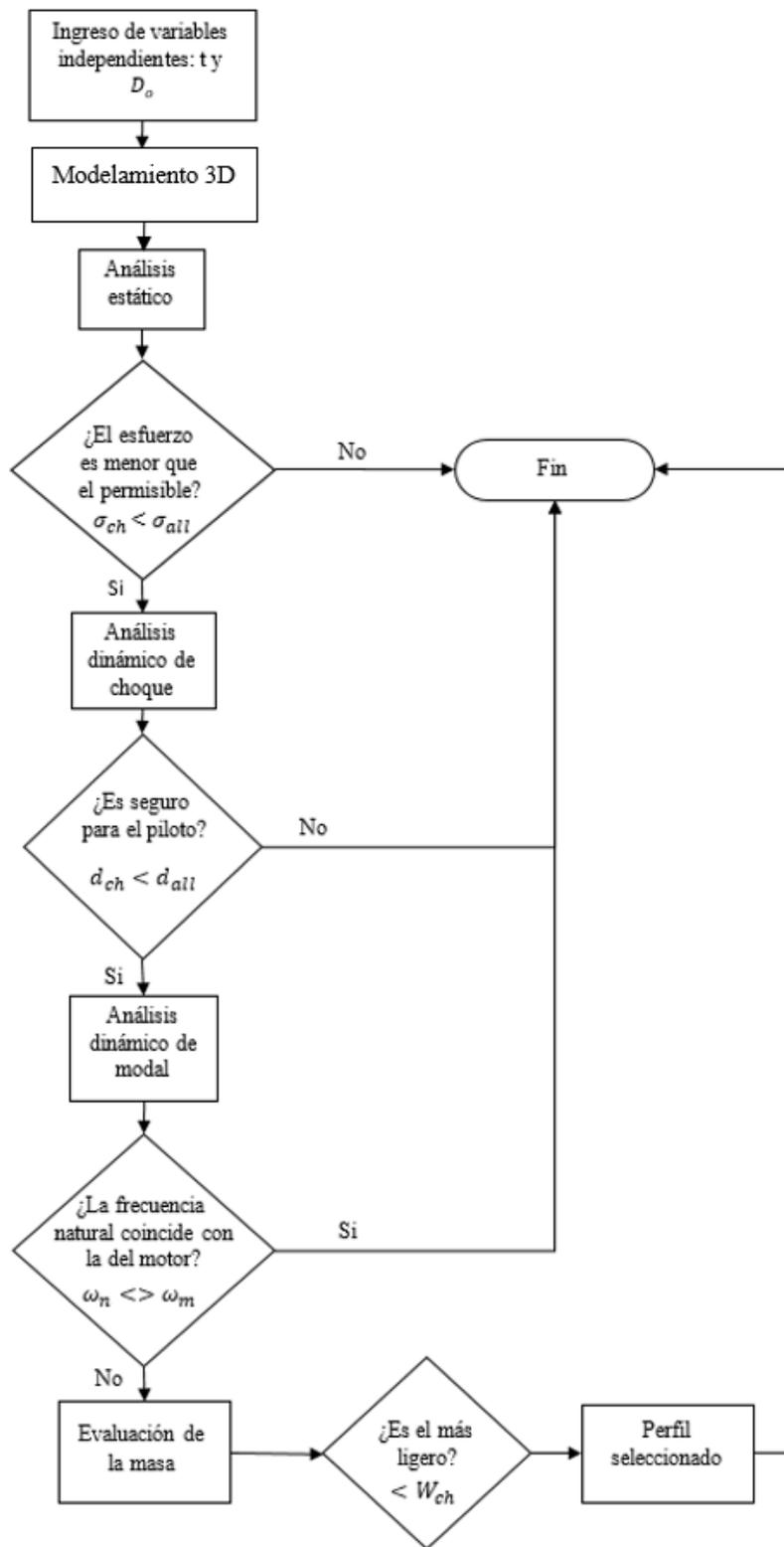


Figura 2.2 Diseño de investigación
Fuente: Elaboración propia

2.1.2 Parámetros

Dentro de los parámetros que intervienen en el análisis estático y dinámico del vehículo, están las cargas del peso propio de componentes y del piloto, cargas que fueron aseguradas al chasis en puntos de fijación específicos. Las cargas de peso propio de componente y piloto fueron estimadas por el equipo Shell Eco-marathon. Debido a que no se tenía data real de los componentes finales del prototipo en el momento de la redacción de esta investigación, la estimación fue dada por una aproximación al promedio de pesos de los componentes de otros equipos. Adicionalmente, como se muestra en la **Tabla 2.2**, la carga de prueba de las barras antivuelco fue establecida en 70 Kg como lo establece la regulación de la competición.

Carga	Valor
Piloto	50 kg
Butaca	10 kg
Motor	11.5 kg
Placa de protección	5 kg
Carrocería	15 kg
Carga prueba barra antivuelco	70 kg

Tabla 2.2 Cargas viva y muerta del vehículo
Fuente: Elaboración propia

Para lograr un análisis satisfactorio y la predicción del comportamiento real del chasis, es importante caracterizar mecánicamente el material del cual será fabricado el vehículo. Dado que esta investigación no incluye el diseño del chasis, se tomó el diseño previamente realizado por el equipo Utec Eco-racing, siendo el material de fabricación aluminio 6061 T6. En la **Tabla 2.3** se muestran las propiedades más relevantes requeridas para el análisis.

Propiedad	Valor
Esfuerzo último	310 MPa
Resistencia a la fluencia	276 MPa
Módulo de elasticidad	68.9 GPa
Relación de poisson	0.33

Tabla 2.3 Propiedades mecánicas aluminio 6061 T6
Fuente: ASM Material Data Sheet [53].

En adición a los parámetros mostrados anteriormente, es necesario conocer las condiciones de manejo críticas a los cuales está sometido el prototipo. Los parámetros que se muestran en la **Tabla 2.4** fueron tomados de las restricciones de diseño definidas por el equipo Utec Eco-racing. Para el caso del parámetro de radio de giro mínimo, esta fue tomada de las especificaciones mínimas que todo prototipo debe cumplir de acuerdo con el reglamento Shell Eco-marathon 2020 [3].

Condiciones de manejo	Valor
Velocidad máxima	25.00 Km/h
Radio de giro mínimo	8.00 m
Desaceleración máxima	6.87 m/s^2

Tabla 2.4 Condiciones de manejo
Fuente: Elaboración propia

2.2 Modelamiento 3D

Para el modelamiento 3D del chasis, se tomó como base el diseño previo realizado por el equipo Utec Eco-racing, de donde se obtuvieron las dimensiones completas de la estructura. Paso siguiente, se estableció un punto de origen para el eje de coordenadas. Este punto se ubicó en la esquina inferior derecha del arco antivuelco del chasis y sirvió como base para la ubicación de cada vértice del chasis en los ejes X, Y y Z (véase ANEXO 2). A continuación, se importó los puntos a Spaceclaim donde se trazó cada barra del chasis haciendo uso de la herramienta línea.

2.3 Cálculos preliminares

2.3.1 Determinación de centro de gravedad del vehículo

La determinación del centro de gravedad se realizó mediante el software Inventor, en donde al trazado unifilar se le extruyeron perfiles circulares para crear un chasis sólido. Con la herramienta bisel, recortar y alargar en el módulo de diseño de estructura; se logró conectar

correctamente los perfiles circulares. Adicionalmente, se modeló y escaló al piloto, butaca, motor, placa de protección y carrocería (véase **Figura 2.3**).

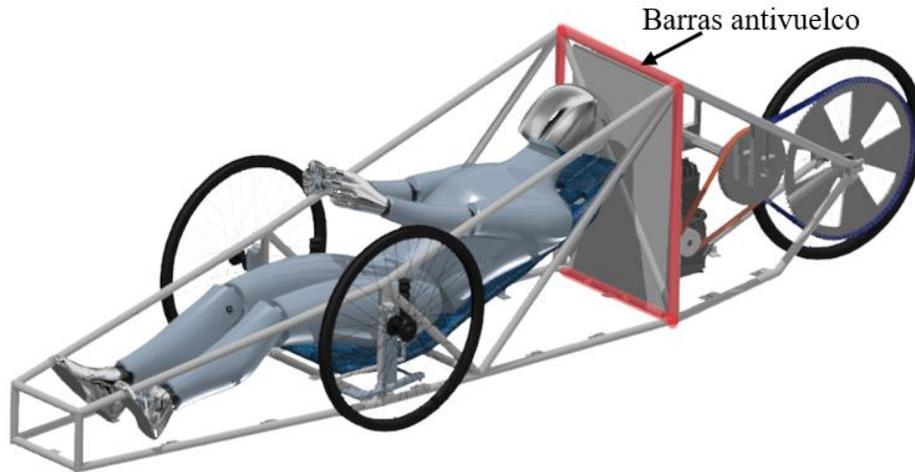


Figura 2.3 Modelo 3D para cálculo de centro de gravedad
Fuente: Elaboración propia.

Tras asignarles una densidad a cada uno de los componentes y asegurar que estos tengan el peso correcto, se procedió a usar la herramienta iproperties para saber la ubicación del centro de gravedad de todo el vehículo. Cabe resaltar que la ubicación del centro de gravedad dado por el software está basada con el punto de origen de coordenadas del chasis, el cual está ubicado en la arista inferior derecha de la jaula antivuelco. Siendo necesario ajustar la ubicación del centro de gravedad respecto a la rueda delantera derecha para poder realizar los cálculos previos.

2.3.2 Determinación de fuerzas de frenado y aceleración

La principal carga longitudinal que soportará el prototipo en condiciones de manejo normales viene dada cuando se realiza un frenado de emergencia, siendo esta la condición más crítica. Es por ello por lo que esta fue la condición para el análisis del chasis.

Durante un frenado de emergencia se espera que el vehículo sea capaz de desacelerar desde su velocidad máxima, que es 25 Km/h a 0 Km/h. Se tomó esta consideración debido a que la velocidad máxima de diseño del vehículo es 25 Km/h y la distancia mínima aproximada de frenado, que se puede lograr sin bloquear las ruedas y hacer el frenado más

ineficiente, es igual a 3.57 m. Para el cálculo de la transferencia de masa entre el eje delantero y trasero se hizo uso de la **Ecuación 1.9**, despreciando el efecto de la suspensión debido a que este tipo de vehículos cuentan con una suspensión muy rígida o en otros casos no cuentan con una. Adicionalmente, para el cálculo de la desaceleración se hizo uso de la tercera ecuación del movimiento rectilíneo uniforme variado y para el cálculo de la fuerza se hizo uso de la segunda ley de Newton (**Ecuación 1.8**), asumiéndose que el vehículo parte de su velocidad máxima a 25 km/h. Este proceso se realizó para cada una de las masas descritas en la **Tabla 2.2**.

2.3.3 Determinación de fuerzas lateral en curvas

La carga lateral es generada por la inercia que se da cuando el vehículo toma una curva. La condición más crítica de esta fuerza se generará cuando el vehículo esté a su velocidad máxima (25 km/h) y gire en el menor radio de giro, requerido por normativa Shell (8 m). Para el cálculo de la fuerza lateral se hizo uso de la **Ecuación 1.4**. Este proceso se realizó para cada una de las masas descritas en la **Tabla 2.2**.

Adicionalmente, se calculó de manera rápida la transferencia de masa entre las ruedas del lado derecho e izquierdo con la **Ecuación 1.6**. Cabe aclarar que esta fórmula es una aproximación ya que utiliza un modelo 2d de un par de ruedas, siendo una aproximación rápida para saber la transferencia de masa provocada por la fuerza lateral. Este cálculo ayudó a determinar si el vehículo tenderá a volcarse en las curvas.

2.4 Análisis estático

Dentro del análisis estático se tiene contemplado analizar el chasis bajo las cargas condiciones más críticas de manejo, como una curva rápida y un frenado brusco. Adicionalmente, con el objetivo de cumplir el reglamento Shell Eco-marathon 2020, se probará la resistencia de las barras de la jaula antivuelco, con una carga puntal de 70 Kg en la posición más crítica para el chasis.

2.4.1 Mallado para análisis estático

Con la geometría ya definida y trazada unifilarmente, se procedió a agregarle una sección transversal circular con la herramienta perfil en el software Spaceclaim. Paso siguiente, se abrió la geometría del chasis en ANSYS mechanical para realizar el mallado de la estructura como se muestra en la **Figura 2.4**.

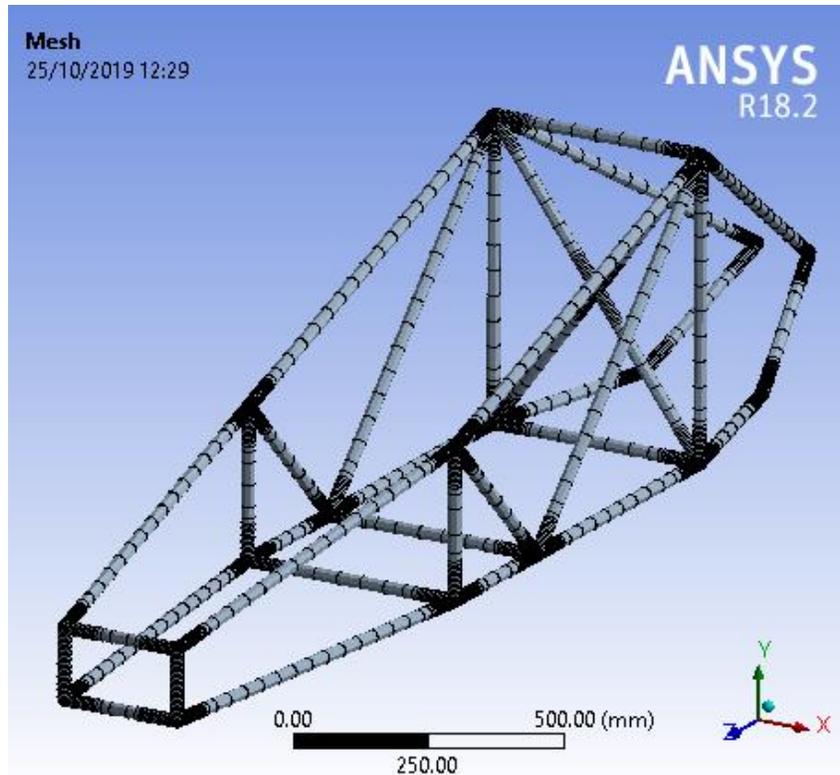


Figura 2.4 Mallado del chasis análisis estático
Fuente: Elaboración propia

Las propiedades del mallado general se muestra a la izquierda de la **Figura 2.5**, donde se observa que se limitó el tamaño máximo de los elementos a 0.05 m. Debido a que esta tamaño de elemento es muy grueso para mostrar más a detalle la concentración de esfuerzos en las uniones de los elementos tubulares, se redimensionó el tamaño de los elementos de dichas zonas. Como se observa a la derecha de la **Figura 2.5**, se creó esferas de influencia en las uniones de los elementos tubulares. Dichas esferas se configuraron con un radio de 0.07 m, dentro del volumen de estas esferas se limitó el tamaño de los elementos de malla a 0.005 m.

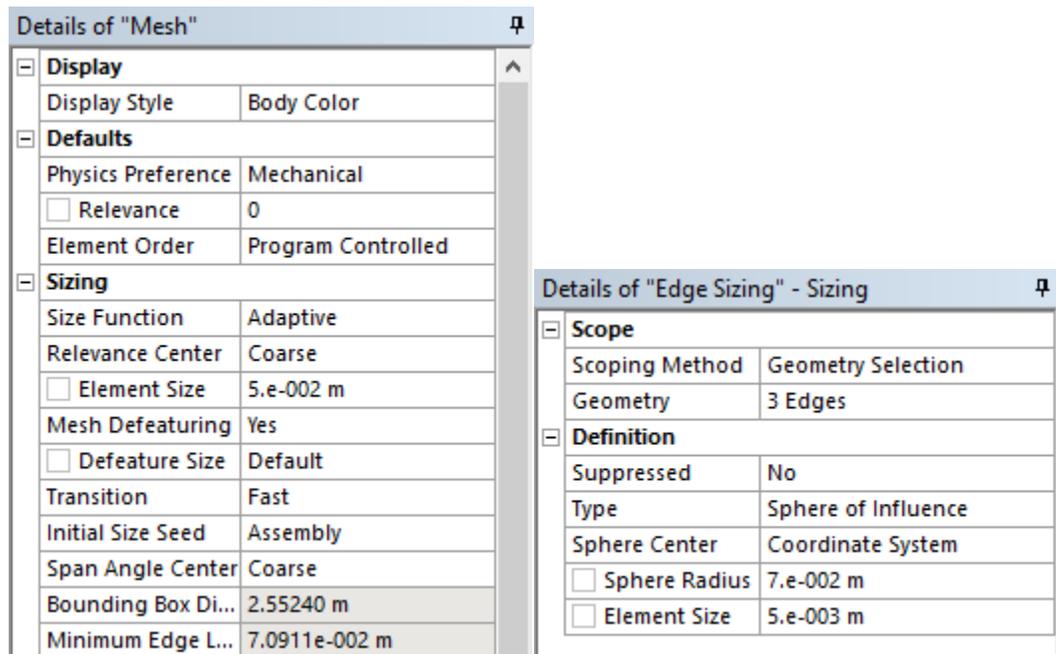


Figura 2.5 Detalles del mallado análisis estático
Fuente: Elaboración propia.

2.4.2 Condiciones de contorno del análisis estático

El posicionamiento de apoyos se realizó mediante el método de alcance de tipo punto remoto, para lograr un posicionamiento más real de esto con respecto al prototipo final (véase **Figura 2.6**). Se consideró que los apoyos se encuentran en los puntos de contacto de la pista con los neumáticos. Los tipos de apoyos usados fueron de tipo articulado, restringiendo el desplazamiento en los ejes X, Y y Z, como se observa en la **Figura 2.7**.

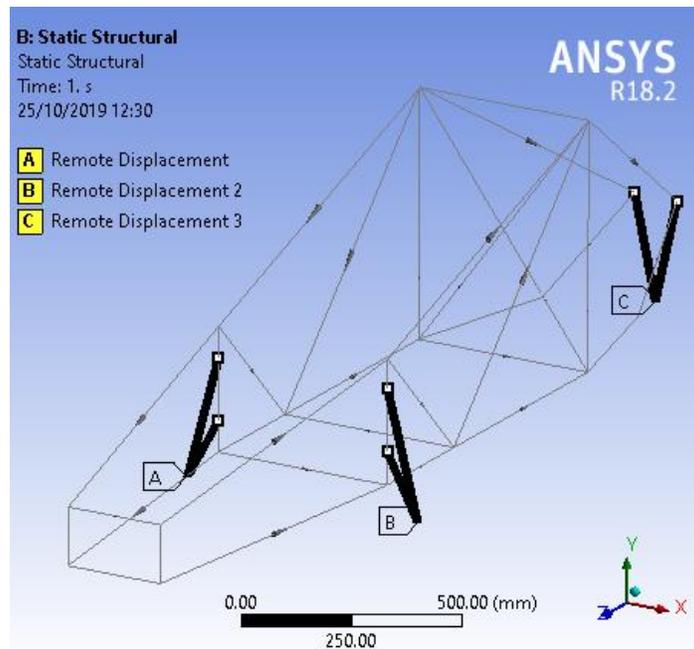


Figura 2.6 Posicionamiento de apoyos
Fuente: Elaboración propia.

Details of "Rueda derecha apoyo"	
[-] Scope	
Scoping Method	Remote Point
Remote Points	Rueda derecha
Coordinate System	Global Coordinate System
X Coordinate	-0.1 m
Y Coordinate	0.14847 m
Z Coordinate	0.9 m
Location	Click to Change
[-] Definition	
Type	Remote Displacement
<input type="checkbox"/> X Component	0. m (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0. m (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. m (ramped)
Rotation X	Free
Rotation Y	Free
Rotation Z	Free
Suppressed	No
[+] Advanced	

Figura 2.7 Detalles de restricción de movimiento apoyos estático
Fuente: Elaboración propia.

La aplicación de las cargas es el paso más crítico dentro del análisis estático. La validez de los resultados obtenidos depende altamente de este paso. Por un lado, se tiene el posicionamiento de las cargas de peso, giro y frenado. Como se observa en la izquierda de la

Figura 2.8: La carga A representa a el piloto y la butaca la cual generará reacciones en 6 puntos diferentes del chasis, puntos donde se anclaran la butaca y el cinturón de seguridad de piloto; la carga B generada por el motor, generará reacciones en 6 puntos, puntos en donde se anclara la plata sobre la cual se empernará el motor y sus componentes.

Las dos cargas previamente descritas fueron posicionadas haciendo uso de la herramienta de fuerza remota, aplicándolas en el centro de gravedad de dichos componentes. Por otro lado, a la derecha de la **Figura 2.8:** La fuerza A representa a la placa de protección, fuerza que será aplicada a lo largo de los elementos diagonales de las barras anti vuelco; la fuerza B generada por la carrocería se aplicará a 10 nodos ubicados en la base del chasis y 2 en los vértices superiores del arco anti vuelco.

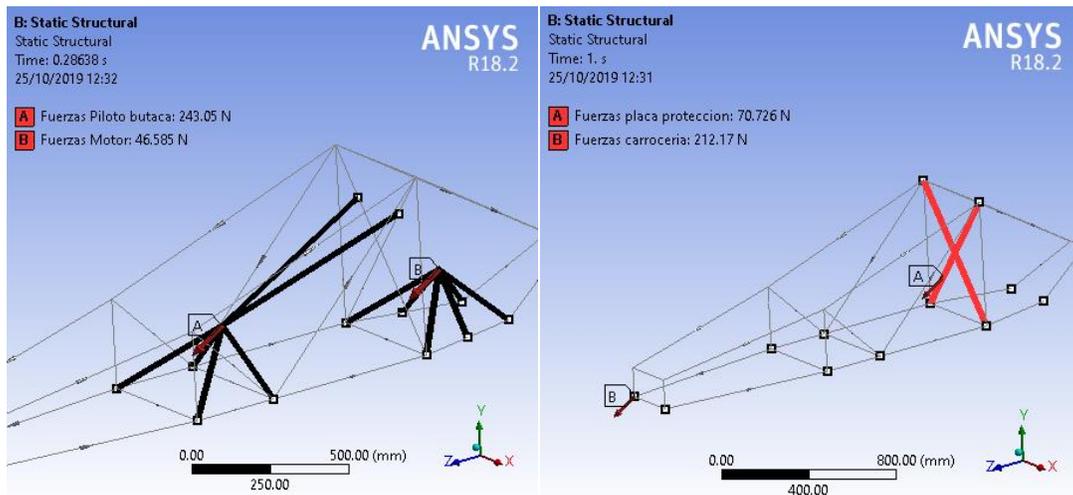


Figura 2.8 Posicionamiento de cargas análisis estático
Fuente: Elaboración propia

Una vez definido el posicionamiento de cada una de las fuerzas, se procedió a darles una magnitud. Como se observa en la **Figura 2.9**, el posicionamiento de cargas se realizó mediante la designación de valores en sus componentes X, Y y Z. Para nuestro caso se estableció un eje de coordenadas local para las fuerzas teniendo al eje X como longitudinal, colocando en este componente las fuerzas generadas por la desaceleración, el eje Y como lateral, colocando en este las fuerzas dadas por el cambio de dirección del vehículo y por último el eje Z siendo el vertical, tomando en si el peso de los componentes.

Details of "Fuerzas Piloto butaca"	
Scope	
Scoping Method	Remote Point
Remote Points	Butaca piloto
Coordinate System	Coordenadas para fuerzas
X Coordinate	630. mm
Y Coordinate	220. mm
Z Coordinate	200. mm
Location	Click to Change
Definition	
ID (Beta)	253
Type	Remote Force
Define By	Components
<input type="checkbox"/> X Component	489.36 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-367.5 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	-588. N (ramped)
Suppressed	No

Figura 2.9 Detalles de fuerza piloto butaca
Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, están el posicionamiento de la carga de prueba de la jaula antivuelco, la cual será simulada en un análisis distinto debido que esta condición de carga será ejecutada por técnicos de Shell en las paradas de inspección con el vehículo completamente en reposo. Como se indica en el reglamento Shell Eco-marathon esta condición de carga será aplicada en distintos lugares a lo largo de la barra antivuelco. Tras analizar los posibles puntos de carga, se determinó que, para la geometría del presente chasis, la condición crítica de esta carga se encuentra en la posición mostrada en la **Figura 2.10**. Condición de carga la cual comprimirá la jaula antivuelco en su eje lateral, siendo aplicadas en el punto medio de las barras verticales. Los detalles de la carga A se puede apreciar a la izquierda, y los detalles de la carga B a la derecha en la **Figura 2.11**.

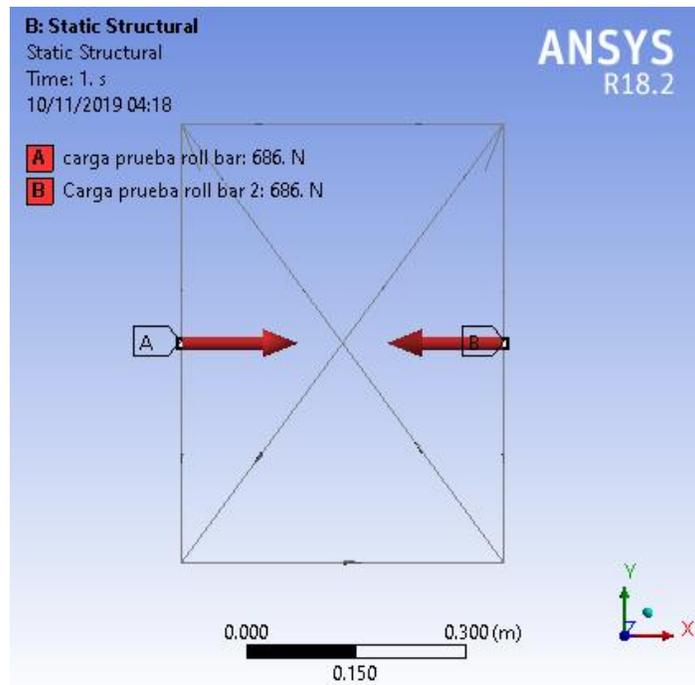


Figura 2.10 Ubicación carga de prueba roll bar
Fuente: Elaboración propia

Details of "carga prueba roll bar"		Details of "Carga prueba roll bar 2"	
Scope		Scope	
Scoping Method	Geometry Selection	Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Vertex	Geometry	1 Vertex
Definition		Definition	
ID (Beta)	730	ID (Beta)	732
Type	Force	Type	Force
Define By	Components	Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System	Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	686. N (ramped)	<input type="checkbox"/> X Component	-686. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0. N (ramped)	<input type="checkbox"/> Y Component	0. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)	<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No	Suppressed	No

Figura 2.11 Detalles de carga de prueba roll bar
Fuente: Elaboración propia

2.4.3 Parametrización

Con el objetivo de acelerar el proceso de iteración del análisis estático se parametrizó la geometría, estableciendo el radio interno y externo de perfil como parámetros. Al tener esta opción activa es posible modificar los radios mediante la designación de valores en la tabla de puntos de diseño. Adicionalmente se estableció como parámetro de salida el esfuerzo combinado máximo (véase **Figura 2.12**).

Table of Design Points								
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Name ▾	Upd... Order	P1 - Circular Tube_Ro ▾	P2 - Circular Tube_Ri ▾	P4 - Maximum Combined Stress Maximum ▾	<input type="checkbox"/> Retain	Retained Data	Note ▾
2	Units				MPa			
3	DP 119	5	12.7	10.7	32.125	<input type="checkbox"/>		
4	DP 118	4	12.7	11.05	37.515	<input type="checkbox"/>		
5	DP 117	3	12.7	11.12	38.888	<input type="checkbox"/>		
6	DP 116	2	12.7	11.53	50.286	<input type="checkbox"/>		
7	DP 115 (Current)	1	12.7	11.8	63.541	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
*						<input type="checkbox"/>		

Figura 2.12 Tabla de puntos de diseño
Fuente: Elaboración propia

2.5 Análisis dinámico

2.5.1 Mallado para choque frontal

Los pasos previos para el análisis dinámico iniciaron con la creación de una geometría 3D sólida, tomando como base el modelo unifilar creado en Spaceclaim. El modelo 3D sólido, al igual que el creado para la determinación del centro de gravedad, fue modelado en Autodesk inventor. En adición al chasis, en este modelo fue necesario añadir un sólido con el cual el chasis impactará. Para el caso de choque frontal se agregó un sólido horizontal que actuará como el suelo en donde el vehículo se desplazará y un sólido vertical el cual será la pared rígida contra la cual el vehículo chocará a una velocidad de 25 km/h.

Tras importar este modelo en el espacio de trabajo de ANSYS, se procedió a iniciar ANSYS mechanical para mallar el sólido. El mallado de esta geometría fue redimensionado en la zona de impacto, con el objetivo de lograr una mejor calidad de resultados y simular adecuadamente la concentración de esfuerzos (véase **Figura 2.13**).

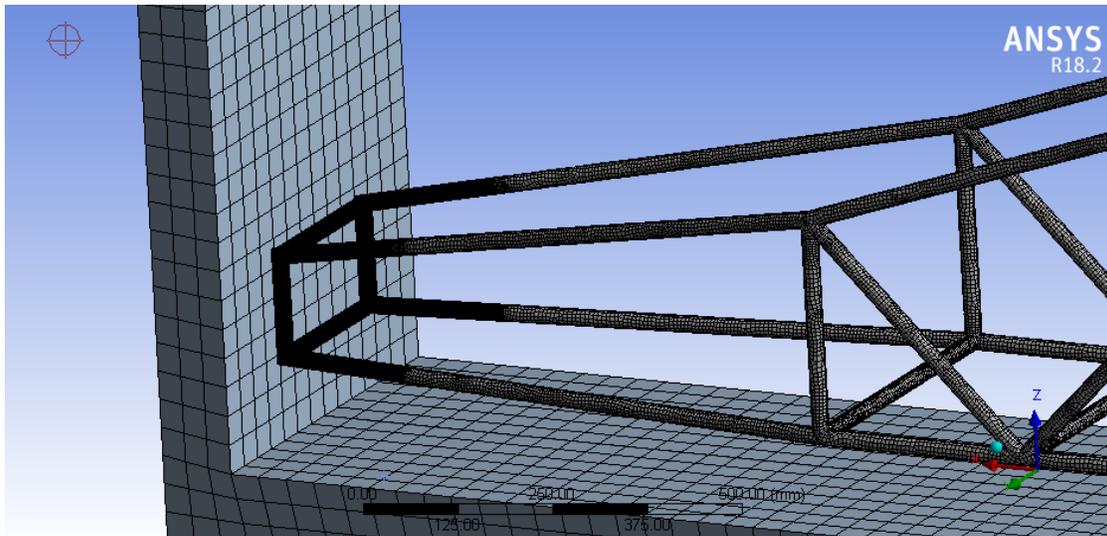


Figura 2.13 Redimensionamiento del mallado análisis dinámico – choque frontal

Fuente: Elaboración propia

Los detalles del mallado del chasis se muestran en la **Figura 2.14**, se tiene el detalle del mallado general al lado derecho y el redimensionado de la zona de choque al lado izquierdo.

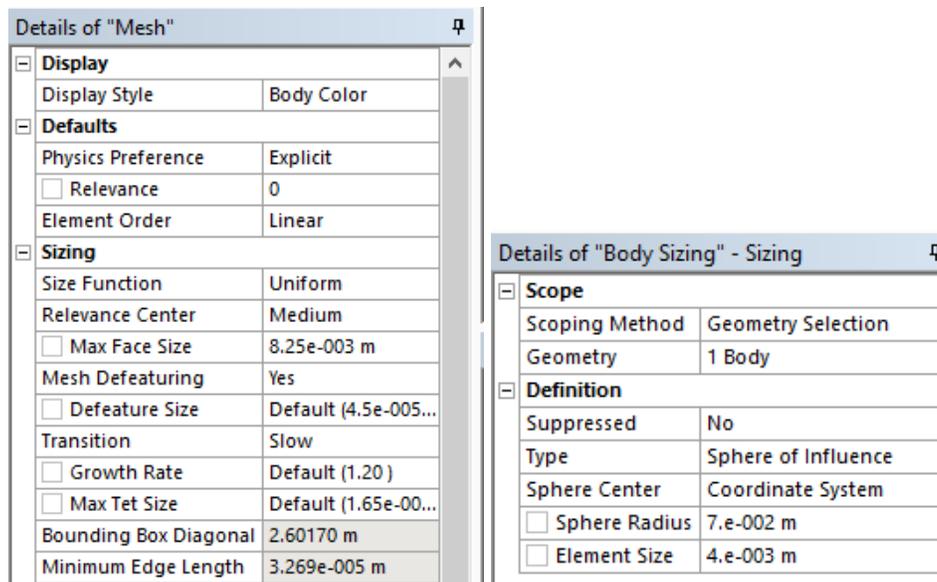


Figura 2.14 Detalles del mallado análisis dinámico

Fuente: Elaboración propia

Como último paso, se aseguró que la calidad del mallado sea la adecuada. Se revisaron las estadísticas de calidad de mallado (véase **Figura 2.15**), donde se muestra que

la calidad octogonal (OQ, orthogonal quality) de los elementos se encuentra en promedio en un 0.98 y la oblicuidad (skewness) de los elementos en un 0.08.

Details of "Mesh"	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
<input type="checkbox"/> Target Characteristic Le...	Default (0.202650 mm)
Smoothing	High
Mesh Metric	Orthogonal Quality
<input type="checkbox"/> Min	0.37892
<input type="checkbox"/> Max	1.
<input type="checkbox"/> Average	0.98478
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	3.4381e-002

Details of "Mesh"	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
<input type="checkbox"/> Target Characteristic Length ...	Default (0.202650 mm)
Smoothing	High
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	2.7171e-008
<input type="checkbox"/> Max	0.87465
<input type="checkbox"/> Average	8.7053e-002
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.10704

Figura 2.15 Calidad de mallado análisis dinámico
Fuente: Elaboración propia

El rango de valores sugerido por ANSYS [54] se muestra en la **Figura 2.16**, dándonos como resultado que la calidad de mallada para los dos criterios: oblicuidad y ortogonalidad se encuentran en el rango de excelente.



Figura 2.16 Calidad de mallada oblicuidad y octogonal.

Fuente: J. G. Ardila, Independencia De Malla En Tubos Torsionados Para Intercambio De Calor: Caso De Estudio [55]

2.5.2 Condiciones de contorno del impacto frontal

Para establecer las condiciones de contorno del análisis dinámico, se empezó con establecer los apoyos del sólido rígido con el que chocará el chasis. Para el caso de choque frontal, este fue restringido mediante el uso de apoyos fijos. Por otro lado, al chasis se le aplicó una velocidad inicial de 7m/s; los detalles de esta condición de contorno se muestran es la **Figura 2.17**.

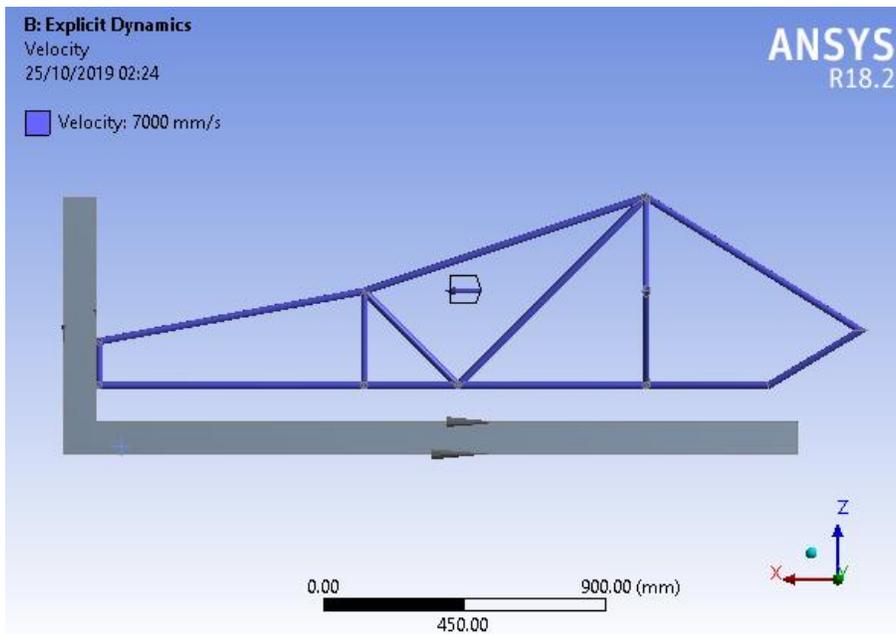


Figura 2.17 Condición de contorno para choque frontal
Fuente: Elaboración propia

Como último paso, se procedió a establecer el tiempo de simulación en 0.06 segundos, siendo tiempo suficiente para el análisis de todo el fenómeno. Los detalles de la configuración del análisis se muestran en la **Figura 2.18**.

Details of "Analysis Settings"	
[-] Analysis Settings Preference	
Type	Program Controlled
[-] Step Controls	
Resume From Cycle	0
Maximum Number of Cycles	1e+07
End Time	6,e-002 s
Maximum Energy Error	0,1
Reference Energy Cycle	0
Initial Time Step	Program Controlled
Minimum Time Step	Program Controlled
Maximum Time Step	Program Controlled
Time Step Safety Factor	0,9
Characteristic Dimension	Diagonals
Automatic Mass Scaling	No

Figura 2.18 Detalles de la configuración del análisis dinámico
Fuente: Elaboración propia

2.5.3 Análisis modal

El análisis modal se dio en el software ANSYS, con la herramienta "Modal". Donde se hizo uso de la misma geometría y malla aplicados en el análisis estático, explicado en el subcapítulo 2.4. Así mismo, se colocaron las masas respectivas en los centros de gravedad del piloto y el motor con la herramienta punto remoto (véase **Figura 2.19**).

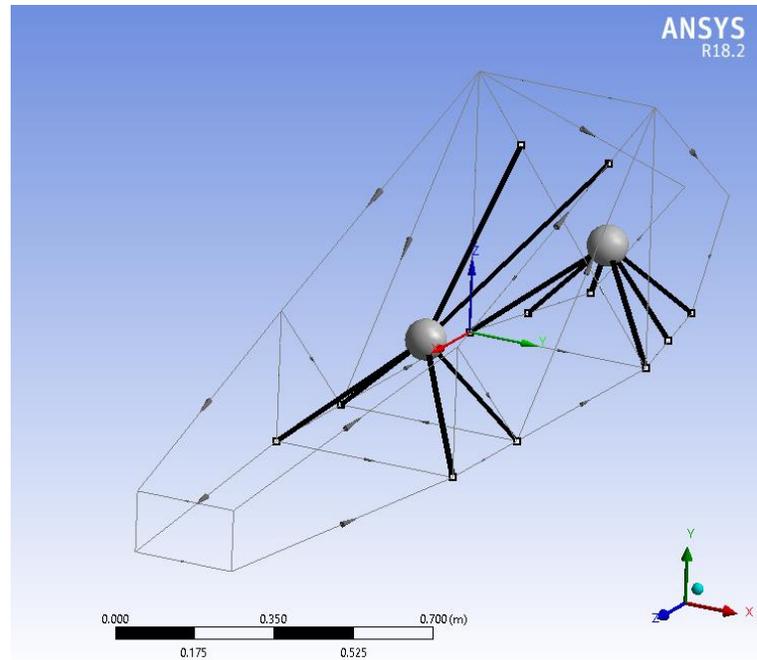


Figura 2.19 Posicionamiento de masas – análisis modal
Fuente: Elaboración propia

Paso siguiente, se procedió a asignarles conexiones de tipo resorte longitudinal de una rigidez de 19607.8 N/m. Coeficiente de rigidez que representan la rigidez de los neumáticos. Este valor fue tomado de Silca [56], de donde se consideró un valor promedio y se ajustó el coeficiente de rigidez a la longitud de los resortes que presenta el chasis (véase **Figura 2.20**).

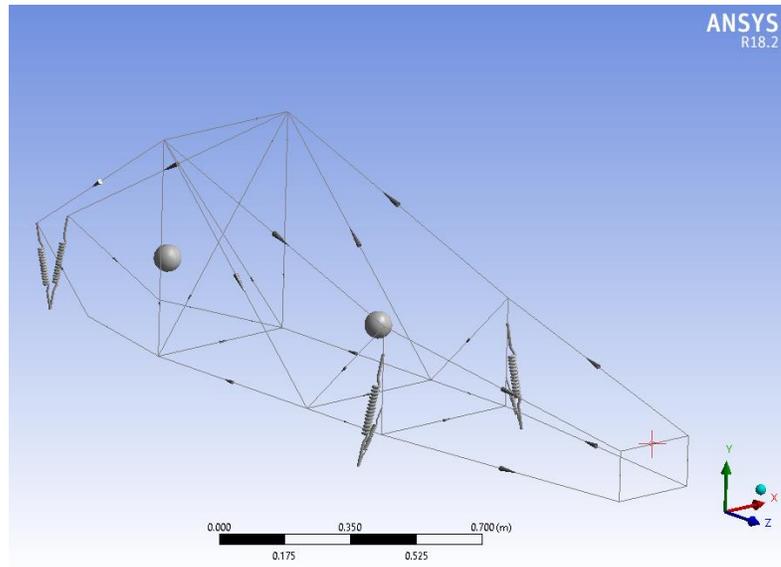


Figura 2.20 Soportes chasis
Fuente: Elaboración propia

En adición, la configuración del análisis se muestra en la **Figura 2.21**, como se muestra el número máximo de modos a encontrar se limitó a 10. Este fue limitado a 10 debido a que los primeros 10 modos de vibración que presentan los chasis logran cubrir el rango completo de vibración del motor siendo este de 0 a 60hz, correspondiendo en rpm de 0 a 3600 rpm.

Details of "Analysis Settings" ⌵	
[-] Options	
Max Modes to Find	4
Limit Search to Range	No
[-] Solver Controls	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
[+] Rotordynamics Controls	
[+] Output Controls	
[+] Analysis Data Management	

Figura 2.21 Detalles de la configuración del análisis modal
Fuente: Elaboración propia

2.6 Validación

2.6.1 Validación del análisis estático

La validación del análisis estático se realizó de manera analítica comparando los resultados del efecto de la transferencia de masa en las llantas del vehículo, cuando el vehículo gira. El método analítico para determinar las cargas verticales en las llantas se basó en el modelo matemático presentado por Gillespie, T [9]. Despejando el valor de la reacción en las ruedas se tienen las expresiones mostradas a continuación.

$$F_{aZ} = \frac{-F_y \cdot Z_r - F_{CZ} \cdot Y_r + M \cdot g \cdot Y_r}{t} \quad (2.1)$$

$$F_{bZ} = \frac{F_y \cdot Z_r - F_{CZ} \cdot Y_r + M \cdot g \cdot Y_r}{t} \quad (2.2)$$

$$F_{CZ} = \frac{M \cdot g \cdot X_r}{WB} \quad (2.3)$$

Donde:

F_{aZ} = Fuerza vertical de reacción en la rueda izquierda delantera (N)

F_{bZ} = Fuerza vertical de reacción en la rueda derecha delantera (N)

F_{CZ} = Fuerza vertical de reacción en la rueda trasera del prototipo (N)

X_r = Distancia en X del centro de gravedad a la rueda delantera derecha (m)

Y_r = Distancia en Y del centro de gravedad a la rueda delantera derecha (m)

Z_r = Distancia en Z del centro de gravedad a la rueda delantera derecha (m)

M = Masa del carro (Kg)

g = Gravedad (m/s²)

t = Ancho de pista (m)

WB = Distancia entre eje delantero y trasero

Una vez calculadas las fuerzas de reacción normal de manera analítica. Se procedió a calcular las mismas fuerzas en el análisis FEM. Para lo cual, debido a que la validación solo se dará bajo el caso de giro del vehículo, solo se consideraron las fuerzas generadas por

el peso del componente y las fuerzas centrípetas. Para lograr visualizar las fuerzas de reacción se utilizó la herramienta Force Reaction como se observa en la izquierda de la **Figura 2.22**. Dándonos como resultado la facultad de visualizar las fuerzas de reacción correspondiente a los ejes X, Y y Z, como se muestra en la **Figura 2.22**. Estas fuerzas serán las que se comparan con las fuerzas halladas por el método analítico.

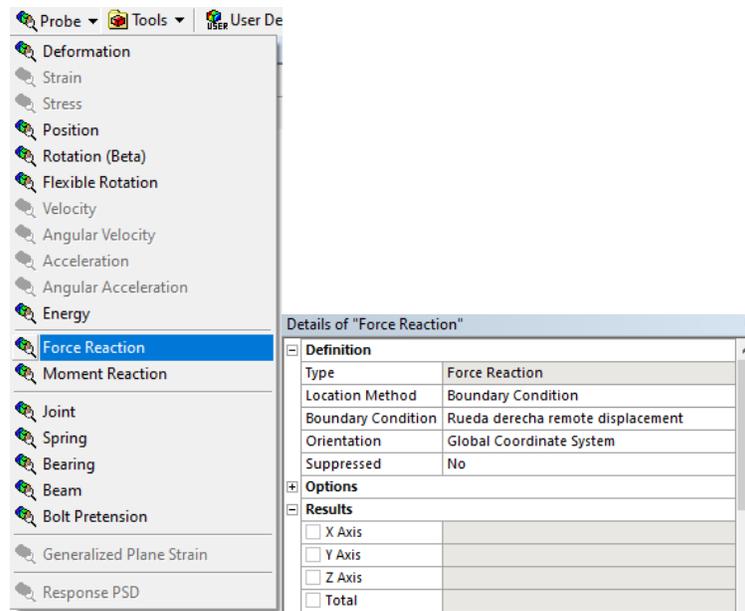


Figura 2.22 Fuerzo de reacción validación dinámica
Fuente: Elaboración propia

2.6.2 Validación del análisis dinámico

Debido a la imposibilidad de validar el análisis dinámico mediante un ensayo experimental, se planteó seguir con el proceso de validación sugerido por M. Menghini [57]. Donde se realiza una validación mediante la construcción, ensayo y prueba experimental de un pórtico estructural con barras de acero de 6.49 mm de diámetro y dos bloques de acero de 482.8 gr en las esquinas inferiores de la estructura. Los resultados en la prueba experimental fueron comparados con modelos realizados mediante elementos finitos con el software Abaqus. La validación de la presenta tesis se basará en los mismos resultados experimentales obtenidos por M. Menghini [57] y serán comparados con los resultados propios mediante simulación computacionales en el software ANSYS.

Para replicar la geometría del modelo de cuatro barras de M. Menghini se partió con las dimensiones mostradas en la **Figura 2.23**. Paso seguido se realizó la extrusión de cilindros de 6.49mm de diámetro, para las barras que forman la estructura. Adicionalmente se extruyó un cilindro de 134 mm de diámetro con el cual este impactará.

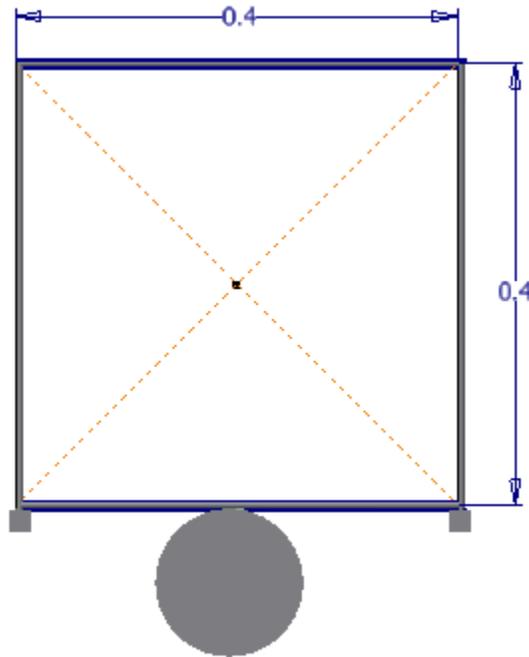


Figura 2.23 Dimensiones geometría de validación - análisis dinámico
Fuente: Elaboración propia

Tras terminar el modelamiento 3D de la estructura esta fue exportada a ANSYS Workbench donde se realizó el mallado y estableció las condiciones de contorno. Las condiciones de contorno usadas por M. Menghini fueron de caída libre desde una altura de dos metros, resultando con una velocidad inicial de 6.18 m/s en el momento de la colisión. Adicionalmente a esto, para modelar los 2 bloques de masa de 482,8 gr se agregó dos tetraedros a cuáles se les alteró la densidad del material para lograr el peso correcto. Al ser estos bloques parte no estructural se les consideró como geometrías rígidas. En la **Figura 2.24** se muestra la configuración final donde se le agregó la gravedad de la tierra y el soporte fijo para el cilindro de 134 mm de diámetro.

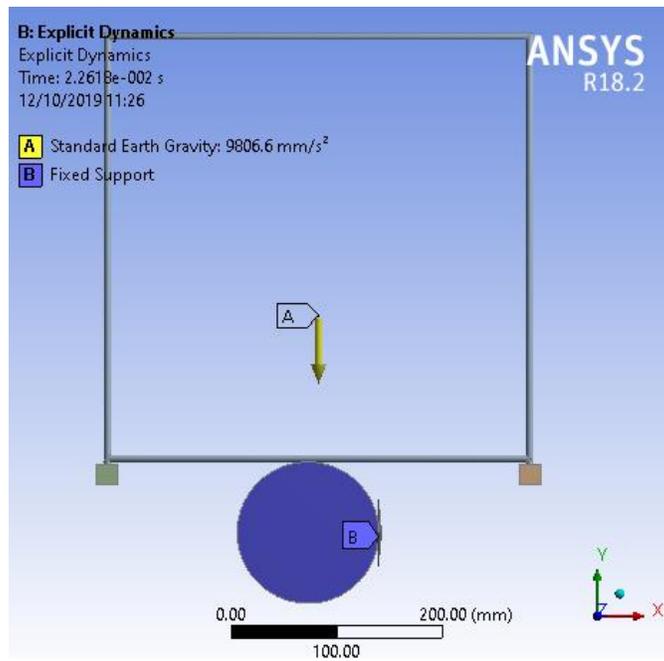


Figura 2.24 Condiciones de contorno validación análisis dinámico - impacto
Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO III

RESULTADOS

A continuación, se presentan los resultados obtenidos a lo largo de esta investigación, los cuales empezaron con la presentación de los resultados de la definición de las variables, modelamiento 3D y cálculos preliminares. Seguidos por los resultados y discusión de los análisis estáticos y dinámicos del chasis, siendo estos donde se pone mayor énfasis debido a su importancia para las conclusiones. Por último, se presentan los resultados del proceso de validación de los análisis.

3.1 Definición de variables

3.1.1 Variables

El rango de variación de magnitud de las variables independientes se definió tomando dimensiones estándar de tubos de aluminio de diversos fabricantes. El rango de variación obtenido de las variables dependientes se muestra en la **Tabla 3.1**.

Variables	Magnitud	Nomenclatura	Tipo de variable
Espesor del perfil	0.80 – 4.00 mm	t	Independiente
Diámetro exterior	8.00 – 51.00 mm	D_o	Independiente
Esfuerzo máximo en el chasis	-	σ_{ch}	Dependiente
Deformación máxima en el chasis	-	d_{ch}	Dependiente
Peso	-	W_{ch}	Dependiente

Tabla 3.1 Variables rango de magnitudes
Fuente: Elaboración propia

Para la selección de muestra se realizó una búsqueda de catálogos de proveedores, tras la recopilación se eliminó los perfiles duplicados, así como los perfiles que salen del rango descrito en la **Tabla 3.1**. Los perfiles seleccionados para el análisis estático se muestran en el **ANEXO 1**.

3.2 Modelamiento 3D

La geometría obtenida de la importación de los puntos dados en el **ANEXO 2**, se puede observar en la **Figura 3.1**. Esta geometría está compuesta por 19 vértices y 35 barras. Con las siguientes dimensiones generales: ancho 0.44 m, alto 0.60 m y largo 2.43 m.

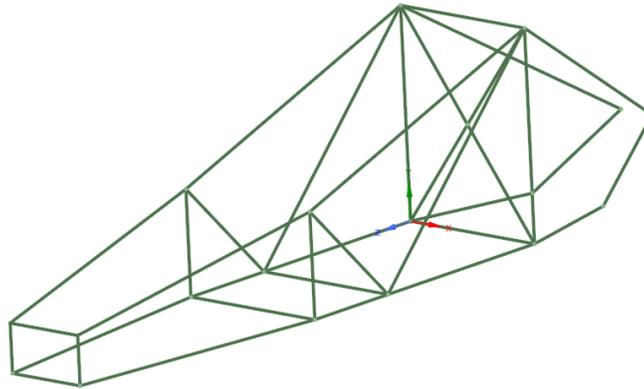


Figura 3.1 Trazado unifilar del chasis SEM
Fuente: Elaboración propia

3.3 Cálculos preliminares

3.3.1 Determinación de centro de masa del vehículo

El centro de gravedad del vehículo fue hallado respecto al origen de coordenadas del chasis, para el eje negativo X en 501.19 mm, para el eje negativo Y en 202.73 mm y para el eje positivo Z en 190.03 mm. Con estos valores se tiene un error relativo de 0.46%. Véase **Figura 3.2**

Center of Gravity	
X	-501.478 mm (Rela)
Y	-220.599 mm (Rela)
Z	194.294 mm (Relati)

Figura 3.2 Centro de gravedad - Inventor
Fuente: Elaboración propia.

Tras ajustar las distancias del centro de gravedad con respecto al punto de contacto de la rueda delantera derecha con el suelo, se tiene que la distancia entre el eje frontal y el centro de gravedad está a 398.8 mm en el eje longitudinal del vehículo. Para la dirección vertical el centro de gravedad está ubicado a 269.0 mm desde el suelo. Véase **Figura 3.3**.

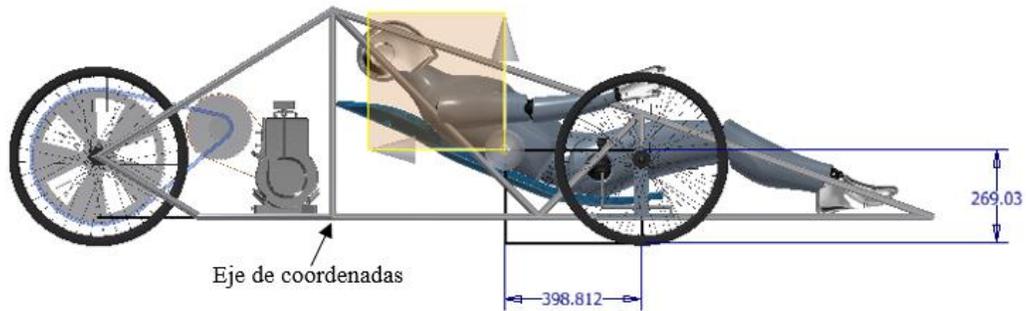


Figura 3.3 Determinación del centro de masa en eje x-z
Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en la **Figura 3.4**, el centro de gravedad se encuentra a 301.0 mm el eje lateral del vehículo del punto de contacto de la rueda derecha, pero se consideró que este está ubicado exactamente el centro del chasis tomando un valor de 300 mm. Los valores del centro de gravedad con respecto a la rueda delantera derecha se encuentran en la **Tabla 3.2**.

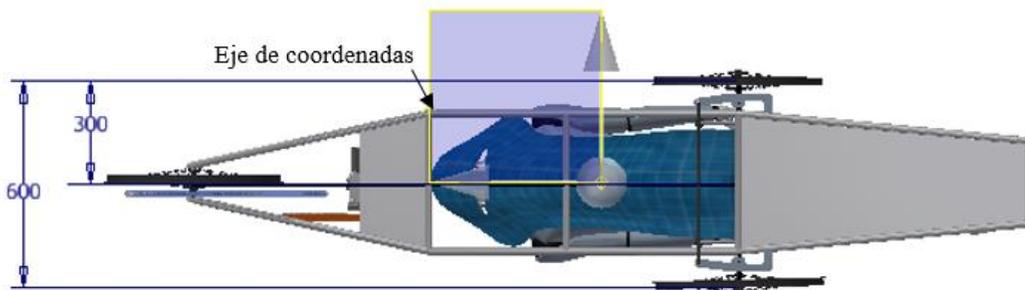


Figura 3.4 Determinación del centro de masa en eje y-z
Fuente: Elaboración propia.

Componente	Valor
X_r	398.81 mm
Y_r	300.00 mm
Z_r	269.03 mm

Tabla 3.2 Centro de gravedad relativo a rueda delantera derecha
Fuente: Elaboración propia

3.3.2 Determinación de fuerzas de frenado y aceleración

Para el caso de la masa del piloto la desaceleración se expresó en el chasis como una fuerza en el eje longitudinal positivo de 343.5 N. Este proceso se replicó para el cálculo de las fuerzas de los componentes del vehículo. Adicionalmente, se calculó que la transferencia de masa entre el eje delantero y trasero es de 83%. Debido a su alto porcentaje la transferencia de masa se consideró en el análisis (Véase **Tabla 3.3**)

Carga de frenado y aceleración		
Carga	Piloto	
Velocidad máxima	25.00	km/h
Velocidad máxima	7.00	m/h
Distancia de frenado	3.57	m
Desaceleración	6.87	(m/2) ²
Masa	50.00	Kg
Fuerza	343.5	N
Distancia entre ejes (WB)	1.50	m
Altura C.G (hcg)	0.27	m
Velocidad del vehículo (Vt)	7.00	m/s
Masa transferida (WT)	83	%

Tabla 3.3 Carga de frenado y aceleración
Fuente: Elaboración propia

3.3.3 Determinación de fuerzas lateral en curvas

Para el caso de la carga del piloto, la fuerza generada por el cambio de dirección será de 306.25 N en el eje lateral del vehículo, como se muestra en la **Tabla 3.4**.

Carga de giro		
Carga	Piloto	
Masa (M)	50	Kg
Peso (N)	490	N
Velocidad tang. (V)	7	m/s
Radio de giro (R)	8	m
Fuerza lateral (ΣF_y)	306.25	N

Tabla 3.4 Carga de giro
Fuente: Elaboración propia

En la **Tabla 3.5** se presenta un cálculo de los resultados del cálculo adicional que se realizó para determinar la transferencia de masa lateral, cuando el vehículo cambia de dirección.

Volcadura		
Velocidad del vehículo (Vt)	7.00	m/s
Radio de giro	8.00	m
Masa del vehículo	91.5	kg
Gravedad	9.80	m/s ²
X C.G	0.30	m
Y C.G	0.27	m
Distancia entre llantas (t)	0.60	m
Fricción llanta-concreto	0.80	
Fuerza normal llanta lejana al eje de la curva	197.05	N
Fuerza normal llanta cercana al eje de la curva	699.64	N

Tabla 3.5 Volcadura
Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la **Tabla 3.5**, la transferencia de masa nos da que las ruedas al exterior de la curva tienen una fuerza normal de 699.64 N y la rueda próxima a la curva tiene una fuerza normal a 197.06 N. Al ser esta mayor a cero nos indica que, el vehículo no se volcará. Siendo la transferencia significativa, también será considerada en el análisis estático.

3.4 Análisis estático

3.4.1 Análisis giro y frenado

Los resultados del análisis estático completo se muestran en el **ANEXO 3**. Siguiendo con la metodología, se filtraron todos los perfiles cuyos esfuerzos superaban el permisible.

El esfuerzo permisible se halló teniendo como base el esfuerzo máximo hallado por A. Cruz [58], siendo de 190 MPa para las zonas afectadas por el calor de la soldadura. A este esfuerzo se le dividió por el factor de seguridad. Los factores de seguridad (Fs) recomendados por J. Vidosic [59] se tomaron en consideración para la determinación del factor de seguridad (Véase

ANEXO 4). Teniéndose un Fs. de 2, el esfuerzo permisible con el cual se evaluaron todos los perfiles fue de 95 MPa. En la **Figura 3.5** se muestran todos los perfiles que no excedieron el esfuerzo máximo permisible.

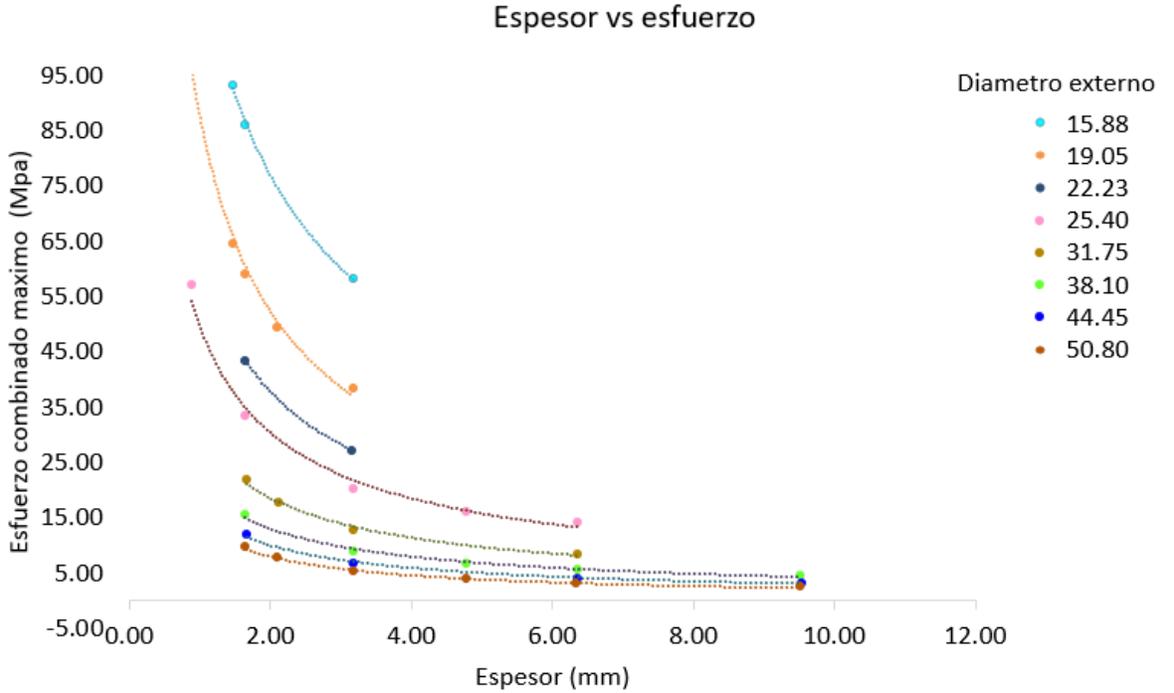


Figura 3.5 Perfiles dentro del esfuerzo permisible – análisis estático
Fuente: Elaboración propia.

Como se ve en la figura anterior, se logra distinguir un patrón consistente en los perfiles de un mismo diámetro. Nótese el caso de los perfiles de $D_o=25.4$ mm, los cuales son representados como puntos de color rosado, una línea de tendencia exponencial decreciente con un valor $y=49.857x^{-0.714}$. Siendo esta tendencia similar para los demás perfiles como se observa en la **Figura 3.5**.

Los perfiles que no fallarán estructuralmente suman un total de 33. Los perfiles que pasaron estos criterios de selección se muestran en la **Tabla 3.6**. A estos se les ordenó de acuerdo con el peso del chasis, siendo el perfil más destacado el de 15.88 mm de diámetro externo y 1.48 mm de espesor, por presentar un peso de 3.45 kg y cumplir con el criterio de evaluación.

N°	Do (mm)	t (mm)	Esfuerzo (MPa)	Peso del chasis (Kg)
1	15.88	1.48	93.18	3.45
2	25.40	0.89	57.24	3.54
3	15.88	1.65	86.05	3.80
4	19.05	1.48	64.49	4.20
5	19.05	1.65	58.97	4.67
6	22.23	1.65	43.35	5.51
7	19.05	2.11	49.45	5.78
8	25.40	1.65	33.42	6.35
9	15.88	3.18	58.15	6.54
10	31.75	1.65	21.84	8.08
11	19.05	3.18	38.24	8.17
12	38.10	1.65	15.73	9.75
13	22.23	3.17	27.19	9.80
14	31.75	2.11	17.82	10.12
15	25.40	3.17	20.43	11.43
16	44.45	1.65	12.00	11.48
17	50.80	1.65	9.63	13.15
18	31.75	3.18	12.91	14.71
19	25.40	4.78	16.09	15.98
20	50.80	2.11	7.69	16.66
21	38.10	3.17	9.06	17.95
22	25.40	6.35	14.29	19.61
23	44.45	3.18	6.81	21.25
24	50.80	3.17	5.39	24.48
25	38.10	4.78	6.70	25.83
26	31.75	6.35	8.42	26.14
27	38.10	6.35	5.62	32.69
28	50.80	4.78	3.86	35.67
29	44.45	6.35	4.08	39.20
30	38.10	9.52	4.65	44.12
31	50.80	6.35	3.13	45.77
32	44.45	9.53	3.26	53.94
33	50.80	9.52	2.44	63.72

Tabla 3.6 Perfiles seleccionados por análisis estático

Fuente: Elaboración propia

Adicionalmente se evaluó qué segmento del chasis es donde se presenta el mayor esfuerzo. Para el caso el perfil de 15.88 mm de diámetro externo y 1.48 mm de espesor, como se muestra en la **Figura 3.6**, el esfuerzo máximo combinado se encuentra en el soporte inferior de la rueda delantera

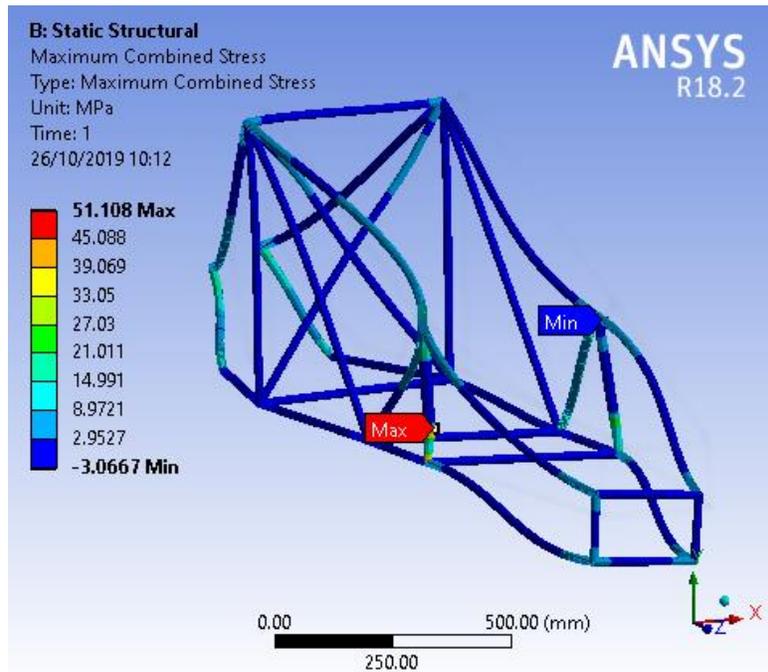


Figura 3.6 Localización de esfuerzo máximo combinado
Fuente: Elaboración propia.

Tras analizar la ubicación de los perfiles restantes, se verificó que el esfuerzo máximo combinado está ubicado en la misma posición. De esta manera se verificó que el soporte inferior de la rueda delantera es el área más crítica bajo el análisis estático. Siendo esta la zona que tenderá a fallar primero cuando el vehículo frene bruscamente mientras gira.

3.4.2 Análisis prueba de barra antivuelco.

Los resultados completos se encuentran en el **ANEXO 5**. Al igual que el análisis estático de giro y frenado, el criterio de selección será el mismo, siendo lo perfiles que presenten un esfuerzo menor a 95 MPa los que pasen el criterio de selección. Como se muestra en la **Tabla 3.7**, son 24 los perfiles que pasaron este criterio. Teniendo al perfil de 25.40 mm de diámetro externo y 1.65 mm de espesor como el perfil con mejor desempeño de este análisis.

N°	Do (mm)	t (mm)	Esfuerzo (MPa)	Peso del chasis (Kg)
1	25.40	1.65	80.18	6.35
2	31.75	1.65	49.22	8.08
3	38.10	1.65	33.40	9.75
4	22.23	3.17	69.10	9.80
5	31.75	2.11	40.41	10.12
6	25.40	3.17	50.13	11.43
7	44.45	1.65	24.03	11.48
8	50.80	1.65	18.21	13.15
9	31.75	3.18	29.70	14.71
10	25.40	4.78	40.33	15.98
11	50.80	2.11	14.63	16.66
12	38.10	3.17	19.63	17.95
13	25.40	6.35	36.52	19.61
14	44.45	3.18	13.90	21.25
15	50.80	3.17	10.38	24.48
16	38.10	4.78	14.82	25.83
17	31.75	6.35	20.15	26.14
18	38.10	6.35	12.65	32.69
19	50.80	4.78	7.58	35.67
20	44.45	6.35	8.65	39.20
21	38.10	9.52	10.83	44.12
22	50.80	6.35	6.27	45.77
23	44.45	9.53	7.16	53.94
24	50.80	9.52	5.06	63.72

Tabla 3.7 Perfiles seleccionados por análisis prueba de barra antivuelco
Fuente: Elaboración propia

3.5 Análisis dinámico

3.5.1 Impacto frontal

Los resultados del análisis dinámico para impacto frontal, para el caso del perfil Do=25.40 mm y t=1.65 mm, se muestran en la **Figura 3.7**. Como se observa el chasis absorbió principalmente la fuerza del impacto con la deformación de las barras longitudinales de la parte frontal del vehículo.

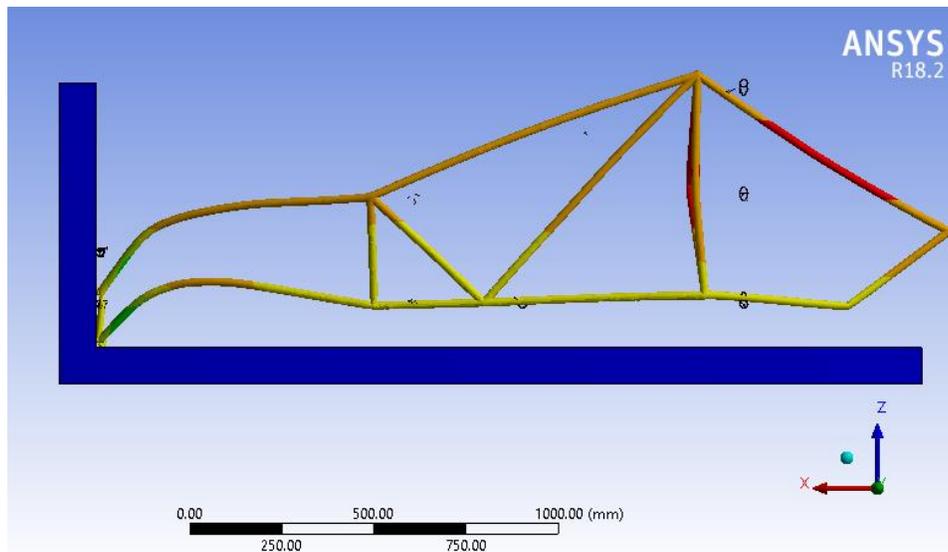


Figura 3.7 Deformación por impacto frontal
Fuente: Elaboración propia.

Los criterios de selección de perfiles para este análisis, por un lado, se basó en 2020 Official Rules Chapter I [3], el cual establece que la zona de absorción de impacto debe extenderse 100 mm de los pies. De esta manera, se definió que la deformación permisible para el impacto frontal es de 100mm. Así mismo, el segundo criterio de selección fue tomado de la normativa FMVSS 208, donde se especifica que la desaceleración máxima que la cabeza de los pasajeros puede soportar no debe superar los $80g^2$.

Tras realizar la medición de la deformación relativa de los 6 primeros perfiles que pasaron el criterio de selección del análisis estático, se obtuvieron los resultados que se muestran en la **Tabla 3.8**.

² Equivalente a $784,53 \text{ m/s}^2$

N°	Do (mm)	t (mm)	Deformación (mm)	Desaceleración (g)	Peso del chasis (Kg)
1	25.40	1.65	39.75	64.10	6.35
2	31.75	1.65	34.09	73.34	8.08
3	38.10	1.65	31.56	79.21	9.75
4	22.23	3.17	19.83	126.07	9.80
5	31.75	2.11	22.66	110.33	10.12
6	25.40	3.18	14.28	175.07	11.43

Tabla 3.8 Perfiles seleccionados por análisis dinámico
Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar los seis perfiles cumplen con el primer criterio de selección, deformándose menos de 100 mm, no obstante para el segundo criterio de selección se observa que solo los perfiles 1,2 y 3 son los que presentan una desaceleración menor a 80 g. Debido a que se muestra una tendencia a la reducción de la deformación a medida que la lista de perfiles avanza, se decidió limitar las iteraciones a los seis primeros perfiles, ya que si la deformación es menor la desaceleración experimentada por el piloto es mayor haciendo a los perfiles fallar por el segundo criterio. Quedando como perfiles elegidos para continuar con el siguiente análisis dinámico los numero 1, 2 y 3 de la **Tabla 3.8**.

3.5.2 Análisis modal

Los resultados del análisis modal se muestran en el **ANEXO 6** debido a que el motor tiene un rango de funcionamiento de 0 a 60 hz. Es inevitable hacer que algún modo de vibración del chasis no entre de este rango. Es por ello, que se estableció un rango de frecuencia de trabajo en el cual el motor trabajará a lo largo de la competencia. Como el objetivo de la competencia señala, se busca conseguir la mejor eficiencia de combustibles es por ello por lo que se tiene que establecer la frecuencia de trabajo a lo largo de las zonas de menor consumo de combustible específico. Debido a que no se cuenta con una curva de consumo específico de combustible, la elección del rango de frecuencia de servicio se basó en la cierta simetría que se tiene entre la curva del par del motor y la del consumo específico de combustible [60]. Como se puede apreciar en la **Figura 3.8** el máximo par entregado por el motor se encuentra entre los 2600 y 2700 rpm. Es por ello por lo que para los propósitos de esta investigación se asumirá un rango de trabajo de 2000 a 2700 rpm, siendo equivalente a 33.3 a 45 hz respectivamente.

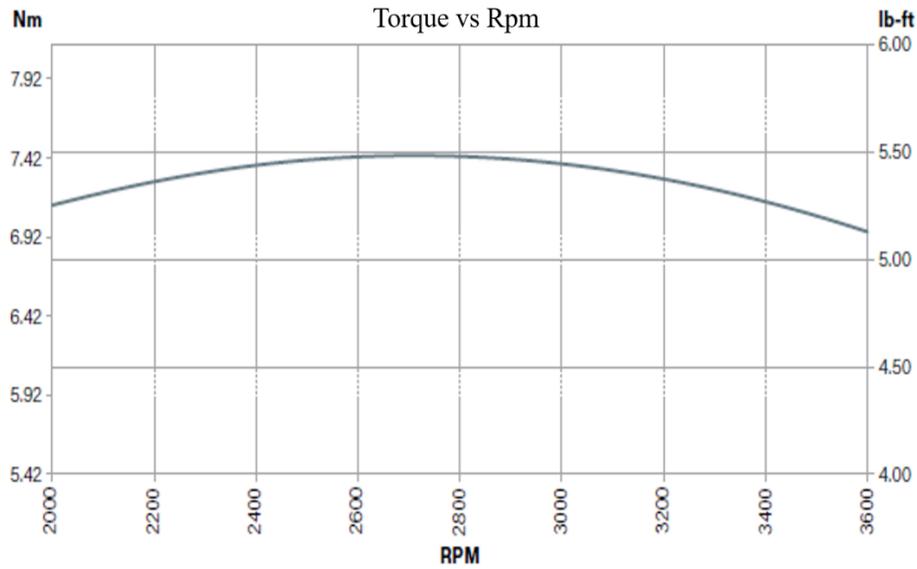


Figura 3.8 Curva motor briggs and stratton XR550
Fuente: Brigg and stratton, "Certified Power Rating," [61]

Como se muestra en la **Tabla 3.9**, se muestran los modos de vibración 5 y 6 de las frecuencias naturales del chasis. A los cuales se les modificó con la suma o resta del 41% de los mismos para asegurar que la frecuencia se aleje de la zona de resonancia. Resonancia que se trata de evitar, con el objetivo de que el chasis se vea comprometido estructuralmente [62].

N°	Do (mm)	t (mm)	ω_{n6} (hz)	$\omega_{n6} + 41\%$ (hz)	$\omega_{n7} - 41\%$ (hz)	ω_{n7} (hz)	Peso del chasis (Kg)
1	25.40	1.65	13.03	18.43	29.01	49.52	6.35
2	31.75	1.65	12.33	17.44	36.88	62.97	8.08
3	38.10	1.65	11.92	16.86	44.72	76.34	9.75

Tabla 3.9 Perfiles seleccionados por análisis modal
Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la **Tabla 3.9**, el perfil número tres es el que mejor se comporta modalmente. Si bien el perfil número tres coincide dentro del rango de frecuencia de trabajo de motor, nos da el rango de trabajo más cercano al requerido entre 1011.60 a 2683.2 rpm. Siendo este el perfil seleccionado bajo el criterio de selección del análisis modal.

3.6 Validación

3.6.1 Validación del análisis estático

Las fuerzas de reacción resultantes del modelo de validación FEM se muestran en la **Figura 3.9**. Como se observa la fuerza de reacción posee componentes en los ejes X, Y y Z. Para la comparación con el modelo analítico, se usó la componente en el eje Z, ya que este representa a la transferencia de masa generada por el cambio de dirección del vehículo.

Details of "Rueda A"		Details of "Rueda B"	
Definition		Definition	
Type	Force Reaction	Type	Force Reaction
Location Method	Boundary Condition	Location Method	Boundary Condition
Boundary Condition	Remote Displacement 2	Boundary Condition	Remote Displacement
Orientation	Coordenadas para fuerzas	Orientation	Coordenadas para fuerzas
Suppressed	No	Suppressed	No
Options		Options	
Results		Results	
<input type="checkbox"/> X Axis	81.322 N	<input type="checkbox"/> X Axis	-79.803 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	112.41 N	<input type="checkbox"/> Y Axis	336.38 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	85.693 N	<input type="checkbox"/> Z Axis	583.51 N
<input type="checkbox"/> Total	163.07 N	<input type="checkbox"/> Total	678.24 N

Details of "Rueda C"	
Definition	
Type	Force Reaction
Location Method	Boundary Condition
Boundary Condition	Remote Displacement 3
Orientation	Coordenadas para fuerzas
Suppressed	No
Options	
Results	
<input type="checkbox"/> X Axis	-1.5196 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	111.67 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	227.49 N
<input type="checkbox"/> Total	253.43 N

Figura 3.9 Resultados FEM – validación estática
Fuente: Elaboración propia.

Con los resultados del modelo analítico obtenidos, se logró obtener el porcentaje de error entre las magnitudes de las fuerzas en el Z para ambos modelos (véase **Tabla 3.10**). Como se observa, la comparación de los valores de las fuerzas normales de cada rueda hallada por el método analítico versus la hallada por el método de análisis de elementos finitos, se encontró un porcentaje de error de 1.87 % para la rueda delantera izquierda, 0.55% para la rueda delantera derecha y 0.75% para la rueda trasera. Teniendo estos bajos márgenes de error se logró validar que el posicionamiento de las cargas, así como las restricciones de movimiento consideradas en el análisis por elementos finitos, es la correcta.

Resultados de la validación						
Descripción	Nomenclatura	Resultados analíticos		Resultados Elementos finitos		Porcentaje de error
Rueda A	Faz	84.16	N	85.69	N	1.82%
Rueda B	Fbz	586.74	N	583.5	N	0.55%
Rueda C	Fcz	225.80	N	227.5	N	0.75%

Tabla 3.10 Resultados validación análisis estático
Fuente: Elaboración propia

3.6.2 Validación del análisis dinámico

Los resultados de la validación del modelo explícito FEM se muestran en la **Figura 3.10**. Estos muestran una deformación de 63.21 mm, la cual fue medida de manera geométrica trazándose una cuerda de los extremos de la barra impactada y obteniéndose la flecha de deformación, al igual que con el modelo experimental de M. Menghini [57].

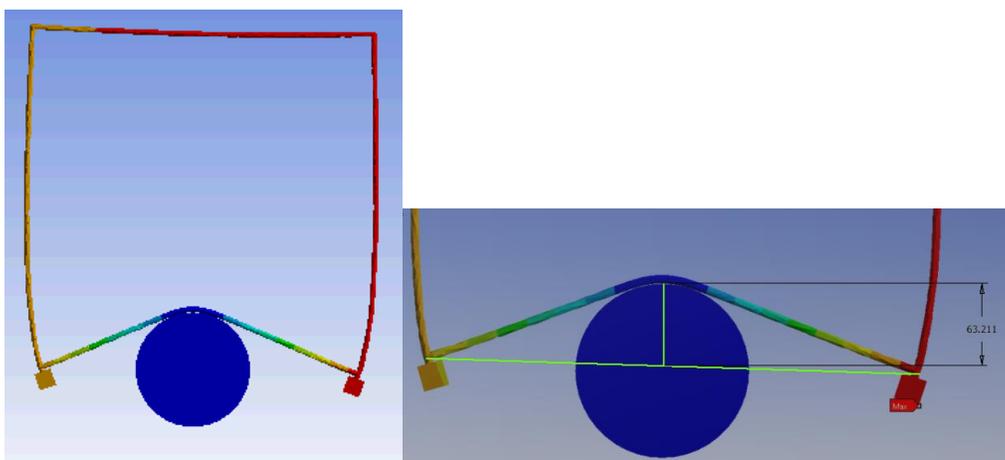


Figura 3.10 Deformación modelo FEM- validación dinámica
Fuente: Elaboración propia.

Con la deformación obtenida, se procedió a comparar los resultados experimentales de M.Menghini [57] y los propios, obteniéndose un porcentaje de error del 19.17% como se aprecia en la **Tabla 3.11**. M.Menghini [57] obtuvo un porcentaje de error del 19.05%, siendo este muy cercano al propio se afirma la validación como aceptable.

Resultados de la validación análisis dinámico					
Descripción	Resultados experimental M. Menghini		Resultados Elementos finitos		Porcentaje de error
Deformación	78.20	mm	63.21	mm	19.17 %

Tabla 3.11 Resultados validación análisis dinámico
Fuente: Elaboración propia

CONCLUSIONES

1. Se analizó un chasis Shell Eco-marathon bajo seis criterios de selección y cuatro distintos análisis para 39 secciones transversales de perfiles de aluminio 6061-T6. Para los dos análisis estáticos, se obtuvo que el número de perfiles que satisfacían los criterios de selección se redujo a 24 perfiles. De los cuales el perfil con mejor comportamiento esfuerzo máximo – peso de la estructura, fue el de diámetro exterior de 25.4 y 1.65 mm de espesor. Por otro lado, para los análisis dinámicos el número de perfiles que cumplían con los criterios de selección, para choque frontal, se redujo a tres. Número que se redujo a uno tras el análisis modal, siendo el perfil circular de diámetro exterior de 38.1 mm y espesor de 1.65 mm el seleccionado.
2. El perfil seleccionado con un peso de 9.75 kg (peso del chasis) presenta 15.73 MPa en el análisis de giro y frenado máximo, y 33.40 MPa para el análisis de carga de prueba de la barra de volcadura. Adicionalmente, en los análisis dinámicos presentó una deformación de 31.56 mm por el impacto frontal a una pared rígida a una velocidad de 25 km/h. Por otro lado, los modos de vibración 6 y 7 modificados con la suma o resta del 41% de los mismos para asegurar que la frecuencia se aleje de la zona de resonancia, nos da un rango de frecuencia de trabajo entre 16.86 y 44.72 hz. Teniendo un comportamiento óptimo del chasis en el rango de 1011.60 a 2683.2 rpm.
3. Como trabajo a futuro se buscará tomar en consideración el impacto de la carrocería como parte activa en la absorción de energía del impacto frontal, reduciendo la desaceleración experimentada por el piloto en un eventual choque frontal. En adición, se deberá buscar mejorar el diseño del chasis basándose en la data obtenida de los análisis desarrollados a lo largo de esta investigación.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] O. Edenhofer , "Climate Change 2014 Mitigation of Climate Change," Intergovernmental Panel on Climate Change, 2015.
- [2] Bureau of Transportation Statistics, "Average U.S. light duty vehicle fuel efficiency," United States Department of Transportation, [Online]. Available: <https://www.bts.gov/content/average-fuel-efficiency-us-light-duty-vehicles>.
- [3] Shell, "2020 Official Rules Chapter I," Shell eco-Marathon, [Online]. Available: https://www.shell.com/make-the-future/shell-ecomarathon/_jcr_content/par/toptasks_1617110573.stream/1535524274245/9d2f1507af6de1ab7745cf6a94c68aa9e631a89b/shell-eco-marathon-2020-global-rules-chapter-I.pdf.
- [4] R. S. Hernández, Metodología de la investigacion, Mexico: McGraw-Hill Interamericana, 2014.
- [5] R. González Castellano, M. Lavin and L. Curiel, Metodología de la Investigación Científica para las Ciencias Técnicas, Universidad de Matanzas, 2003.
- [6] Shell Eco-marathon, "Shell Eco-marathon History 03," [Online]. Available: https://www.flickr.com/photos/shell_eco-marathon/15309277214/in/album-72157649164161400/. [Accessed 14 9 2019].
- [7] Shell, "2018 Results and Awards Europe," Shell eco-Marathon, [Online]. Available: <https://www.shell.com/make-the-future/shell-ecomarathon/europe/results-and-awards.html>.

- [8] E. Tsirogiannis, "Design of an efficient and lightweight chassis, suitable for an Electric car," 2015.
- [9] T. Gillespie, "Fundamentals of vehicle dynamics," Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa, 1992.
- [10] J. Walker, " The Physics of Braking Systems," Jr. of scR motorsports, StopTech LLC, 2005.
- [11] S. S. Dol, "Design and development of a prototype vehicle for shell Eco-marathon," World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, 2016.
- [12] D. Vivek and D. Ashutosh, "Vehicle chassis analysis: load cases & boundary conditions for stress analysis," 11th National Conference on Machines and Mechanisms. , IIT, Delhi, India, 2003.
- [13] M. Omer, "Design and Analysis of Composite Chassis for Shell Eco Marathon Prototype Vehicle 2016 using Finite Element Analysis," German University of Technology in Oman, 2015.
- [14] P. Goma Golanó, "Design of a carbon fibre rim for a fuel efficient competition vehicle," Bachelor, University of Gavle, 2014.
- [15] W. . B. Riley and A. R. George, "Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis," Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis. SAE Technical Paper. USA: Cornell University, 2002.
- [16] O. S. Kaiser, V. Grimm and A. Zweck, "The future of car," *Vditz.de*, 2018.
- [17] R. Broda and A. Casadei, "Impact of Vehicle Weight Reduction on Fuel Economy for Various Vehicle Architectures," The Aluminum Association, Inc., 2007.

- [18] D. Hackenberg, "Hardware Counts The Properties of Today's Materials," VIAVISION, Volkswagen Group, Sharping The Future of Mobility, vol. 04, pp. 2-3, 2010.
- [19] Vernom, "A closer look at the UrbanConcept and Prototype Media Vehicles," 10 marzo 2018. [Online]. Available: <https://vernonchan.com/shell-eco-marathon-urbanconcept-prototype-media-vehicles/>. [Accessed 07 setiembre 2019].
- [20] J. Gloves, "Car magazine, Shell Eco-Marathon Prototype SEM 03 (2017) review," 15 Mayo 2017. [Online]. Available: <https://www.carmagazine.co.uk/car-reviews/other/shell-eco-marathon-prototype-sem-03-2017-review/>. [Accessed 07 Setiembre 2019].
- [21] Shell, "Shell Eco-marathon,How does it work?," [Online]. Available: <https://www.shell.com/make-the-future/shell-ecomarathon.html>. [Accessed 14 09 2019].
- [22] Shell, "Tech Tips Bars and Safety Belts," Shell eco-Marathon, [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=C8JMMMylHvs&list=PLEPIVJVCFQH3q4PLtFAsJujpELu0ywmpS&index=2>.
- [23] Shell, "Tech Tips Vehicle Design," Shell eco-Marathon, [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=6HfVGd7nXjE&list=PLEPIVJVCFQH3q4PLtFAsJujpELu0ywmpS&index=11>.
- [24] D. A. Crolla, Automotive engineering Powertrain, chassis system and vehicle body, Elsevier, 2009.
- [25] D. Knowles, Automotive Suspension & Steering Classroom Manual, Natef, 5 th edition.

- [26] A. J. Velastegui, Los materiales de fricción y su influencia en la eficiencia de frenado, Quito, 2015.
- [27] M. Costia and D. Phipps, Racing and Car Chassis Design, London: B.T. Batford.
- [28] S. Porwal , " Design And Analysis Of A Ladder Frame Chassis For Static And Dynamic Characteristics", Department Of Mechanical Engineering, National Institute Of Technology, India.
- [29] W. Wisozk, "justlike.pro," [Online]. Available: <http://justlike.pro/ladder-frame-chassis-14.html>. [Accessed 27 06 2019].
- [30] S. K. Mithun, "Session 2 Automotive Chassis," Ramaiah School of Advanced Studies.
- [31] Tecno Coche, "Características constructivas de la carrocería," 8 Enero 2015. [Online]. Available: https://www.tecnocoche.com/mecanica/mecanica_basica/caracteristica_carroceria.html.
- [32] Giordano Scuderia Corse, "Studio progettazione e realizzazioni di prototipi," Officina Elaborazioni Competizioni, [Online]. Available: http://www.scuderiagiordanocorse.it/index.php?&set=381&dom_id=&dom_sld=scuderiagiordanocorse&dom_tld=it&no_tags=1&sito_gratis=&sito=&news4_categoria=servizi&news4_id=641055&local_page=servizi.
- [33] L. Basset and A. Guardiola, "Celosia," Escuela Tecnica Superior De arquitectura Universidad Politecnica de Valencia, Valencia, 2019, 2019.
- [34] Build your own Race Car, "Car Chassis Basics and How-To Design Tips," [Online]. Available: <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-chassis-basics-and-design/>.

- [35] J. Blanco Claraco, A. Gonzalez Herrera and J. Garcia Manrique, Analisis estatico de estructuras por el metodo matricial, Universidad de Malaga, 2012.
- [36] E. Oñate, Calculo estructural por el Metodo de Elementos finitos, Barcelona: Artes Graficas Torres, 1995.
- [37] J. T. Cenligüeta, Metodo de los Elementos Finitos para Analisis Estructural, España: Tecnum, 2011.
- [38] I. Yong y O. Weck, Finite Element Method 16.810, MIT, 2004.
- [39] U. C. Boulder, Matrix Finite Element Methods in Dynamica Course Material, College Of Engineering & Applied Science, 2013.
- [40] G. White, "Introduccion al analisis de vibraciones," Azima DLI.
- [41] P. Rojas, "Analisis modal del banco de ensayo de vibraciones del laboratorio del departamento de Ingenieria mecanica," 2014.
- [42] Sociedad de ingenieros de automocion, Vehicle Dynamics Terminology J670_200801, 2008-01-24.
- [43] N. Reza, Vehicle Dynamics Theory and Application, Riverdale: Springer, 2008.
- [44] J. Reimpell, H. Stoll and W. Betzler, The Automotive Chassis:, Butterworth-Heinemann , 2001.
- [45] Instituto ecuatoriano de normalizacion, "INEN 1323 Vehiculos automotores, carrocerias de buses requisitos," Ecuador, 2009.
- [46] United Nations, "Uniform Provisions Concerning The Approval of Vehicles with Regard to the Protection of the Occupants in the Event of a Frontal Collision," Regulation No 94, [Online]. Available:

<http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2009/wp29grsp/ELSAsg-1-04e.pdf>.

- [47] D. Hynd and C. Vidvikis, Provision of information and services on the subject if the test, procedure and benefits of the requirement for the development of legislation on frontal impact protection, Transport Research Laboratory, 2009.
- [48] Government Publishing Office, "571.208 Standard No. 208, Occupant Crash Protection," [Online]. Available: <https://www.govinfo.gov/content/pkg/CFR-2011-title49-vol6/pdf/CFR-2011-title49-vol6-sec571-208.pdf>.
- [49] Legal Information Institute, "49 CFR § 571.214 - Standard No. 214; Side impact protection.," Fmvss, [Online]. Available: <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/49/571.214>.
- [50] United Nations, "Uniform provisions Concerning the Approval of Vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision," Regulation No 95, [Online]. Available: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/r095r1e.pdf>.
- [51] United Nations, "Uniform Technical Prescriptions Concerning The Approval Of Large Passenger Vehicle with Regard to the Strength of their Superstructure," Regulation No 66, [Online]. Available: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2009/wp29grsg/GRSG-96-04e.doc>.
- [52] Soldexa, Manual de Soldadura y catalogo de productos, OERLIKON.
- [53] ASM Aerospace Specification Metals Inc., "Aluminum 6061-T6; ASM Material Data Sheet," 2013.

- [54] ANSYS, Introduction to ANSYS meshing, Lecture 7: Mesh quality & advance topics.
- [55] J. G. Ardila Marin, "Independencia De Malla En Tubos Torsionados Para Intercambio De Calor: Caso De Estudio," 2016.
- [56] Silca, "Part 2: Tire Stiffness," 2018. [Online].
- [57] M. Menghini, "Análisis De Impacto Lateral De Chasis Jaula De Vehículo Unipersonal De Tres Ruedas," Departamento de Aeronáutica, Facultad de Ingeniería de La Plata.
- [58] A. Cruz, "Análisis Del Comportamiento Metalúrgico Y Propiedades Mecánicas En Uniones De Aleaciones De Aluminio 6061-T6 Y Y 7075-T6 Para Aplicaciones En Industria De Transporte Unidas Mediante El Proceso De Soldadura Gtaw," Mexico, 2015.
- [59] J. Vidosic, "Machine Design Projects," New york, 1957.
- [60] E. Pilataxi and K. Palomo, "Diseño y construccion de un sistema de medicion de consumo especifico de combustible con la utilizacion de un software para la optimizacion de dinamometro del laboratorio de motores diesel-gasolina," Escuela politecnica del ejercito, ESPE.
- [61] Brigg and stratton, "Certified Power Rating," [Online]. Available: https://www.briggsandstratton.com/eu/en_gb/product-catalog/engines/utility-engines/xr550.html.
- [62] J. A. Carbajo Dean, *Analisis Modal de un Autobus*, Navarra: Universidad Publica de Navarra, 2014.
- [63] M. Roney, "Students Set Fuel-Efficiency Records at Shell Eco-Marathon Events Worldwide," 10 octubre 2011. [Online]. Available:

<https://www.forbes.com/custom/2011/10/10/students-set-fuel-efficiency-records-at-shell-eco-marathon-events-worldwide/>. [Accessed 6 settembre 2019].

ANEXOS

ANEXO 1: Perfiles Circulares Aluminio 6061-T6 Astm B221

(Disponibles En El Mercado)

Ítem	Diámetro Exterior Do	Espesor t
1	9.53	1.651
2	11.11	1.651
3	12.70	1.473
4	12.70	1.651
5	12.70	3.175
6	15.88	1.473
7	15.88	1.651
8	15.88	3.175
9	19.05	0.889
10	19.05	1.473
11	19.05	1.651
12	19.05	2.108
13	19.05	3.175
14	22.23	1.651
15	22.23	3.175
16	25.40	0.889
17	25.40	1.651
18	25.40	3.175
19	25.40	4.775
20	25.40	6.350
21	31.75	1.651
22	31.75	2.108
23	31.75	3.175
24	31.75	6.350
25	38.10	1.651
26	38.10	3.175
27	38.10	4.775
28	38.10	6.350
29	38.10	9.525
30	44.45	1.651
31	44.45	3.175
32	44.45	6.350
33	44.45	9.525
34	50.80	1.651
35	50.80	2.108
36	50.80	3.175
37	50.80	4.775
38	50.80	6.350
39	50.80	9.525

ANEXO 2: Coordenadas De Nodos Del Chasis En X, Y, Z

Nodo	X	Y	Z
1	0.00	0.00	0.00
2	600.00	0.00	0.00
3	900.00	0.00	0.00
4	0.00	440.00	0.00
5	600.00	440.00	0.00
6	900.00	440.00	0.00
7	0.00	440.00	600.00
8	0.00	0.00	600.00
9	900.00	440.00	300.00
10	900.00	0.00	300.00
11	1746.23	100.00	0.00
12	1746.23	340.00	0.00
13	-390.71	94.29	0.00
14	-390.71	345.71	0.00
15	-683.74	165.00	175.00
16	-683.74	275.00	175.00
17	0.00	220.00	300.00
18	1746.23	340.00	140.00
19	1746.23	100.00	140.00

ANEXO 3: Análisis Estático Giro - Frenado

Ítem	Diámetro externo (mm)	Espesor (mm)	Esfuerzo máximo (MPa)
1	9.53	1.65	265.96
2	11.11	1.65	185.57
3	12.70	3.17	99.81
4	12.70	1.65	137.95
5	12.70	1.47	148.90
6	15.88	3.18	58.15
7	15.88	1.65	86.05
8	15.88	1.48	93.18
9	19.05	3.18	38.24
10	19.05	2.11	49.45
11	19.05	1.65	58.97
12	19.05	1.48	64.49
13	19.05	0.89	98.85
14	22.23	3.17	27.19
15	22.23	1.65	43.35
16	25.40	6.35	14.29
17	25.40	4.78	16.09
18	25.40	3.17	20.43
19	25.40	1.65	33.42
20	25.40	0.89	57.24
21	31.75	6.35	8.42
22	31.75	3.18	12.91
23	31.75	2.11	17.82
24	31.75	1.65	21.84
25	38.10	9.52	4.65
26	38.10	6.35	5.62
27	38.10	4.78	6.70
28	38.10	3.17	9.06
29	38.10	1.65	15.73
30	44.45	9.53	3.26
31	44.45	6.35	4.08
32	44.45	3.18	6.81
33	44.45	1.65	12.00
34	50.80	9.52	2.44
35	50.80	6.35	3.13
36	50.80	4.78	3.86
37	50.80	3.17	5.39
38	50.80	2.11	7.69
39	50.80	1.65	9.63

ANEXO 4: Factores De Seguridad Recomendados

Factores recomendados por J. Vidosic [59]

Caso	Factor de seguridad	Observación
1	1.25 – 1.5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2	1.5 – 2	Para materiales bien conocidos para condiciones de medio ambiente razonable constantes y sujetos a carga y esfuerzo que puedan calcularse con facilidad
3	2 – 2.5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse
4	2.5 – 3	Para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo
5	3 - 4	Para materiales no experimentales usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo
6	3 - 4	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales incierta o sujetos a cargas y esfuerzos inciertos

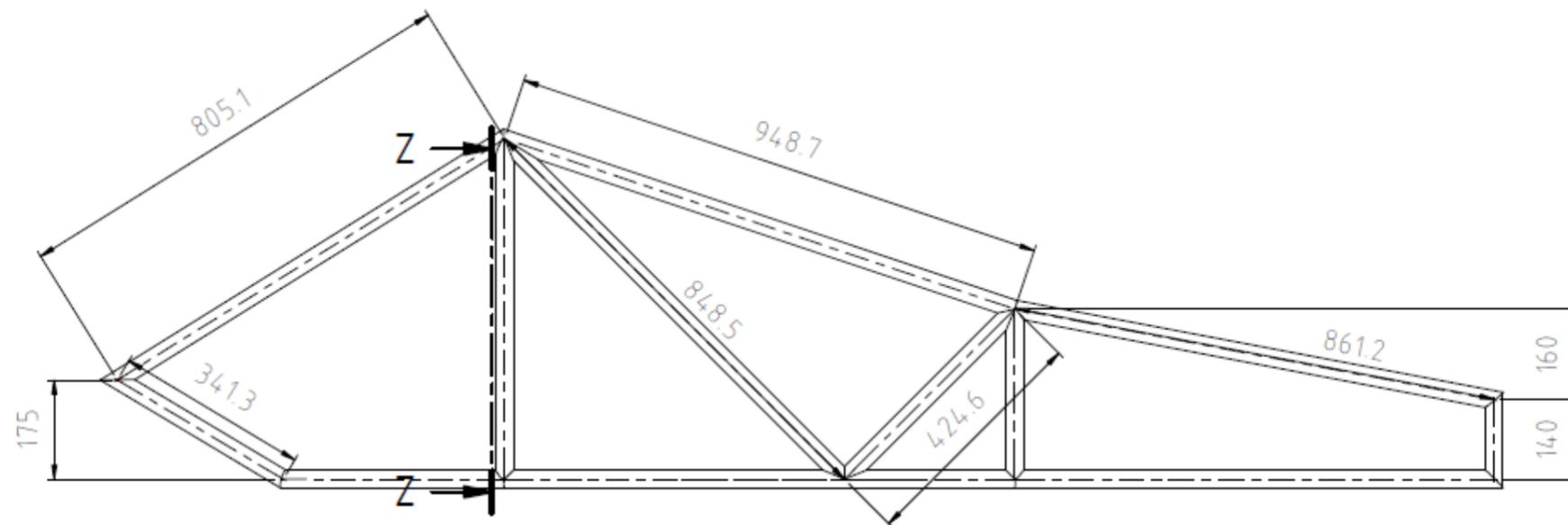
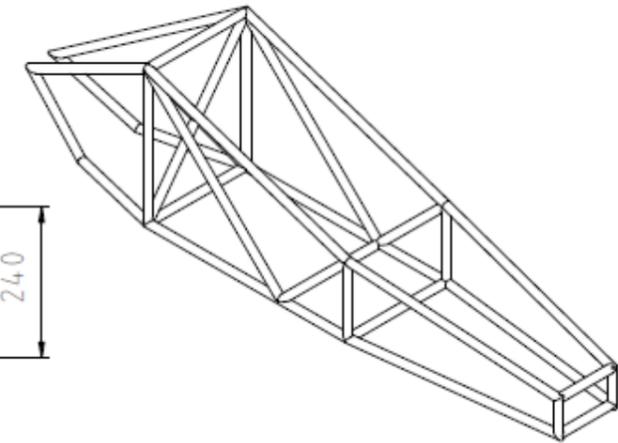
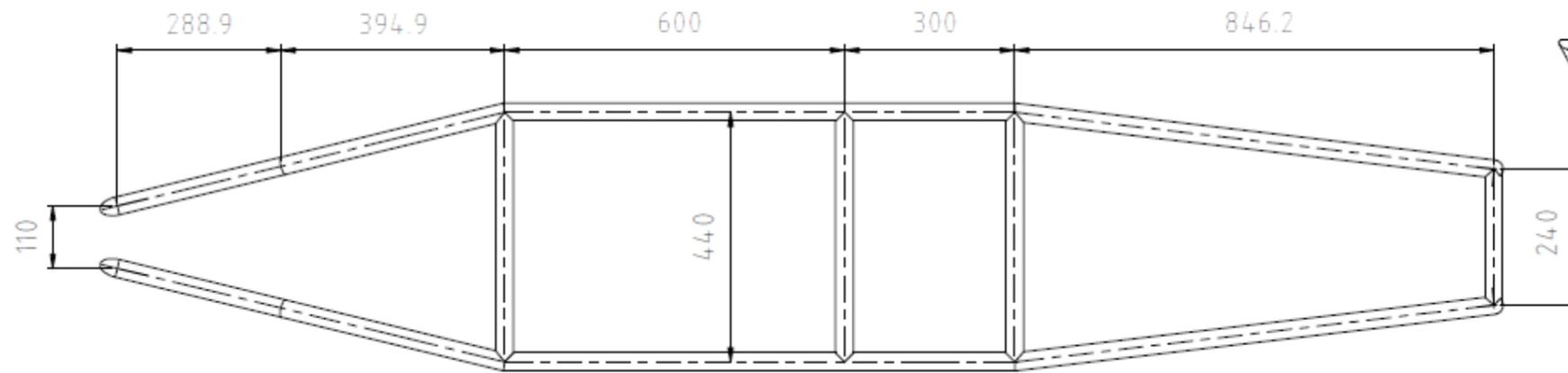
ANEXO 5: Análisis Estático - Prueba Barra Antivuelco

Do (mm)	t (mm)	Esfuerzo (MPa)
15.88	3.18	161.03
15.88	1.65	231.45
15.88	1.48	249.75
19.05	3.18	101.10
19.05	2.11	128.41
19.05	1.65	151.93
19.05	1.48	165.61
22.23	3.17	69.10
22.23	1.65	107.59
25.40	6.35	36.52
25.40	4.78	40.33
25.40	3.18	50.13
25.40	1.65	80.18
25.40	0.89	135.71
31.75	6.35	20.15
31.75	3.18	29.70
31.75	2.11	40.41
31.75	1.65	49.22
38.10	9.52	10.83
38.10	6.35	12.65
38.10	4.78	14.82
38.10	3.18	19.63
38.10	1.65	33.40
44.45	9.53	7.16
44.45	6.35	8.65
44.45	3.18	13.90
44.45	1.65	24.03
50.80	9.53	5.06
50.80	6.35	6.27
50.80	4.78	7.58
50.80	3.18	10.38
50.80	2.11	14.63
50.80	1.65	18.21

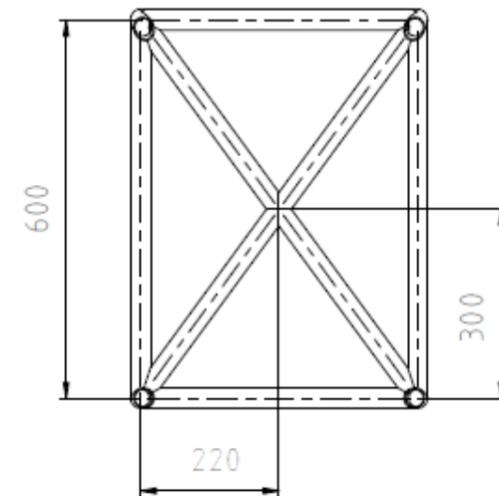
ANEXO 6: Análisis Modal

N°	1	2	3
Do (mm)	25.4	31.75	38.1
t (mm)	1.65	1.65	1.65
ω_{n1} (hz)	1.02E-05	0	2.66E-05
ω_{n2} (hz)	1.07	1.05	1.04
ω_{n3} (hz)	2.38	2.30	2.22
ω_{n4} (hz)	5.76	5.70	5.64
ω_{n5} (hz)	12.70	11.67	10.72
ω_{n6} (hz)	13.03	12.33	11.92
ω_{n7} (hz)	49.52	62.97	76.34
ω_{n8} (hz)	51.89	67.25	82.09
ω_{n9} (hz)	69.51	92.89	117.53
ω_{n10} (hz)	81.56	102.49	123.05
Peso del chasis (Kg)	6.35	8.08	9.75

ANEXO 7: Planos Del Chasis



Z-Z (1 : 10)



Nota:
 Todos los perfiles circulares son
 diametro ext. 1 1/2" y esp. de 1.65 mm
 Do = 38.1, Di= 34.8 mm

		Medida Nominal							
Grado de Exatitud		0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000	Mas de 1000 hasta 2000	Mas de 2000 hasta 4000
GRUESO		+0.15	+0.2	+0.5	+0.8	+1.2	+2	+3	+4

TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (GRUESO)		MATERIAL 6061-T6
UNIVERSIDAD DE INGENIERIA Y TECNOLOGIA ING. MECANICA		
SHELL ECO MARATHON CHASIS		ESCALA 1 : 10
201410030	CARRION LUYA FABRIZIO	FECHA 6/11/2019
		LAMINA A3 - 01