



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL
BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL
ELÉCTRICO CON FIN TURÍSTICO EN LA
CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

LUIS MIGUEL TORRES DUARTE



ASESORES:

DOCTOR EN CIENCIAS TÉCNICAS JUAN FELIPE SORIANO PEÑA

DOCTOR EN INGENIERÍA ERASMO CADENAS CALDERÓN



**TRABAJO APOYADO POR EL CONSEJO NACIONAL DE CIENCIA Y
TECNOLOGÍA**

MORELIA, MICHOACÁN, AGOSTO 2015

Dedicatorias

A mi esposa Mayra Carina Pineda Ramírez que estuvo a mi lado apoyándome y animándome.

A mis padres Miguel Torres Pacheco y Lorenza Duarte Cruz que fueron los cimientos de mi educación y que siempre se esforzaron para que me mantuviera estudiando.

A mis hermanos Cruz Noé Torres Duarte, Juan Manuel Torres Duarte, Andrea de Berenice y Elfega de Jesús Torres Duarte.

A mi abuelita María de Jesús Pacheco Ibarra, que siempre nos aconseja que estudiemos para tener un mejor futuro.

A todos mis tíos y tías, particularmente al Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra y al Dr. Irineo Torres Pacheco que me motivaron para seguir estudiando y que son ejemplos de que con esfuerzo todo se puede lograr.

A mis suegros que me estuvieron animando para que saliera adelante.

A mis amigos y primos que de algún modo me animaban.

Agradecimientos

A dios en primer lugar, quien nos ha concedido, sabiduría, entendimiento y fortaleza para desenvolvernos en cada momento de nuestra vida.

A mi asesor el Dr. Juan Felipe Soriano Peña, que fue mi guía a lo largo de todo el trabajo.

A mis sinodales que gracias a sus comentarios se mejoró la calidad del trabajo. En especial al M en C. Víctor López Garza quien me apoyo como un segundo asesor.

A los profesores que me impartieron clases.

A mis compañeros de generación (moli, cristin, fer, miche, alma, danerick, lalo, poli y cristian), con los que compartí momentos agradables tanto en la escuela como afuera de ella

Al posgrado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.

Al Ing. José de Jesús Padilla Gómez, que me apoyo con el equipo y material para que se pudiera construir el bastidor diseñado.

A CONACYT que me apoyo con una beca para poder dedicarme exclusivamente a los estudios de maestría.

Resumen

El presente trabajo está enfocado en el análisis y construcción de un bastidor para un vehículo eléctrico usado anteriormente para repartir mercancía, se rediseño con el fin de que el vehículo pueda ser usado como un auto de turismo en la ciudad de Morelia Michoacán. El diseño del nuevo modelo de bastidor se realizó tomando en cuenta ciertos parámetros básicos, como su resistencia a la flexión y torsión, el peso a soportar y las dimensiones de la carrocería. Se modelaron seis posibles propuestas: dos geometrías distintas y tres perfiles diferentes. Los bastidores se modelaron en SolidWorks exportándolos a Ansys WorkBench para realizarles las pruebas antes mencionadas y poder seleccionar la propuesta con las mejores características de diseño. Se modelo el bastidor original del vehículo y se realizaron las mismas pruebas que a los modelos propuestos con el fin de comparar los resultados con el nuevo bastidor y poder visualizar las mejoras obtenidas en este último, además de verificar el cumplimiento de las normas técnicas.

Palabras clave: Bastidor automotriz, resistencia a la flexión, rigidez torsional, Normas Técnicas Mexicanas, análisis de elemento finito.

Abstract

The present work is focused on the design and construction of a frame for an electric vehicle previously used for goods delivery. It was redesigned to be used as a tourism vehicle in “Morelia Michoacán”. The design of the new frame model was performed considering certain parameters such as bending and torsion strength, as well as the amount of weight supported and bodywork dimensions. Six possible proposals, two different geometries and three different profiles were modeled in order to select the best proposal with the best design characteristics. All proposals, geometries and profiles were designed and modeled in SolidWorks to be subsequently analyzed in Ansys Workbench. It was modeled the original frame of the vehicle and it was carried the same tests that the proposed models in order to compare the results with the new frame and to view the improvements in the new model, besides verifying compliance with Mexican standards.

Contenido

Dedicatorias	I
Agradecimientos	II
Resumen	III
Abstract	IV
Contenido	V
Lista de Figuras	IX
Lista de tablas	XII
Nomenclatura	XIII
Capítulo I. Introducción	1
1.1. Planteamiento del problema	1
1.2. Objetivos de investigación	1
1.2.1. Objetivo General.....	1
1.2.2. Objetivos específicos.....	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Hipótesis	2
1.5. Metodología.....	2
1.6. Marco teórico.....	4
1.6.1. Autos eléctricos	5
1.6.1.1. Historia de los autos eléctricos	6
1.6.1.2. Autos eléctricos en la actualidad	7
1.6.2. El bastidor.....	11
1.6.2.1. Tipos de bastidores	13
1.6.2.1.1. Tipos de bastidor según su forma	13
1.6.2.1.1.1 Bastidor en escalera o en H	13
1.6.2.1.1.2. Bastidor de columna (en X).....	14
1.6.2.1.2. Tipos de bastidor según la carrocería	15
1.6.2.1.2.1. Carrocería y chasis separados.....	15
1.6.2.1.2.2. Carrocería y chasis juntos (Monocasco).....	15
1.6.2.2. Historia del bastidor.....	16
1.6.3. Resistencia y rigidez.....	20
Capítulo II. Criterios de diseño para el bastidor	22
2.1. Criterios de diseño en función de las Normas Mexicanas.....	22

2.1.1. Clasificación de vehículos	22
2.1.2. Clasificación de caminos	23
2.1.3. Pesos Máximos autorizados	24
2.1.4. Peso bruto vehicular máximo autorizado	25
2.1.5. Dimensiones máximas autorizadas.....	27
2.1.6. Capacidad máxima permitida de personas	28
2.1.7. Pruebas de resistencia.....	28
2.2. Criterios de diseño en función de la aplicación del vehículo	29
2.2.1. Cargas a soportar por el bastidor	29
2.2.1.1. Carga de flexión.....	30
2.2.1.2. Carga de torsión.....	30
2.2.2. Diseño de la carrocería	32
2.2.3. Cálculo de la distancia entre ejes.....	34
Capítulo III. Diseño y análisis de modelos	37
3.1. Modelado del bastidor original.....	37
3.2. Modelado de bastidores propuestos.....	39
3.2.1. Primera propuesta del bastidor con perfil original (PPO)	41
3.2.2. Primer propuesta del bastidor con perfil viga en “C” (PPC).....	42
3.2.3. Primera propuesta del bastidor con perfil rectangular cerrado (PPR)	43
3.2.4. Segunda propuesta del bastidor con perfil original (SPO)	44
3.2.5. Segunda propuesta del bastidor con perfil viga en “C” (SPC).....	45
3.2.6. Segunda propuesta del bastidor con perfil rectangular cerrado (SPR).....	46
Capítulo IV. Análisis y Simulación de modelos propuestos	48
4.1. Análisis de flexión mediante el método de elemento finito	51
4.1.1. Análisis de flexión de la configuración PPO.....	51
4.1.2. Análisis de flexión para la configuración PPC.....	55
4.1.3. Análisis de flexión para la configuración PPR.....	56
4.1.4. Análisis de flexión para la configuración SPO.....	57
4.1.5. Análisis de flexión para la configuración SPC.....	59
4.1.6. Análisis de flexión para la configuración SPR.....	60
4.1.7. Comparación de resultados en el análisis de flexión.....	61
4.2. Análisis de Torsión.....	61
4.2.1. Análisis de torsión para la configuración PPO.....	63

4.2.2. Análisis de torsión para la configuración PPC	64
4.2.3. Análisis de torsión para la configuración PPR	65
4.2.4. Análisis de torsión para la configuración SPO	66
4.2.5. Análisis de torsión para la configuración SPC	66
4.2.6. Análisis de torsión para la configuración SPR	67
4.2.7. Comparación de resultados en el análisis de torsión	68
4.3. Selección y Comparación de las mejores propuestas	69
4.3.1. Análisis de convergencia del análisis de flexión en la mejor propuesta	69
4.4. Prueba de frenado y arranque en la mejor propuesta del bastidor	70
4.4.1. Simulación de frenado	71
4.4.1.1. Análisis por medio de elemento finito de la prueba de frenado	72
4.4.2. Simulación de arranque	74
4.5. Análisis modal de la mejor propuesta del bastidor	75
4.5.1. Frecuencias naturales libres del bastidor	75
4.5.2. Frecuencias del bastidor aplicándole carga	76
4.5.3. Frecuencias de salida de un motor de corriente directa (CD).....	77
4.6. Análisis de impacto del bastidor.....	79
4.6.1. Deformación máxima en el bastidor al recibir un impacto frontal.....	79
4.7. Análisis por medio de elemento finito del bastidor original	80
4.7.1. Análisis de flexión en el bastidor original	80
4.7.2. Análisis de torsión en el bastidor original	83
4.7.3. Comparación de resultados entre la mejor propuesta y el bastidor original.....	85
4.8. Ensamble bastidor-carrocería-cabina	85
Capítulo V. Construcción del bastidor	87
5.1. Proceso de construcción del bastidor.....	90
Capítulo VI. Contaminación por CO₂ en Morelia Michoacán y su reducción al utilizar el vehículo proyectado.....	98
6.1. Contaminación ambiental	98
6.2. Contaminación de CO ₂ en Morelia Michoacán.....	99
6.2.1. Actividad de la flota vehicular.....	100
6.2.2. Cantidad de CO ₂ producido por los vehículos en la ciudad de Morelia Michoacán	101
6.2.2.1. Disminución de CO ₂ y ahorro de combustible en Morelia al poner en circulación el vehículo proyectado	103

Capítulo VII. Conclusiones	104
Referencias bibliográficas	105

Lista de Figuras

Figura 1. 1. Diagrama de la metodología.	3
Figura 1. 2. El CitiCar fabricado de 1974 a 1977.....	7
Figura 1. 3. Smart ForTwo Electric Drive.....	8
Figura 1. 4. Nissan Leaf	9
Figura 1. 5. Mini E.	9
Figura 1. 6. Ford Focus Electric	10
Figura 1. 7. Tesla Model S	10
Figura 1. 8. Bastidor de Vehículo.....	11
Figura 1. 9. Esfuerzos a los que se somete el bastidor y la carrocería	12
Figura 1. 10. Bastidor con elementos montados (chasis)	13
Figura 1. 11. Bastidor en escalera o en H.....	14
Figura 1. 12. Chasis con bastidor en X.....	14
Figura 1. 13. Carrocería y chasis independiente.....	15
Figura 1. 14. Carrocería y chasis juntos (Monocasco).	16
Figura 1. 15. Chasis con bastidor en escalera y miembros de sección abierta	16
Figura 1. 16. Carrocería utilizada en la década de 1920.....	17
Figura 1. 17. Chasis con travesaños en forma de cruz.	18
Figura 1. 18. Estructura integral de vehículos de 1939.	19
Figura 1. 19. Estructura integral moderna ultraligera.....	20
Figura 1. 20. Conceptos de rigidez y resistencia.	21
Figura 2. 1. Vista frontal del bastidor al aplicar el par de fuerzas (ángulo de giro).	31
Figura 2. 2. Dimensiones más significativas para la carrocería	32
Figura 2. 3. a) vista posterior de la carrocería propuesta, b) vista lateral de la carrocería. ..	33
Figura 2. 4. Vista isométrica de la carrocería propuesta	33
Figura 2. 5. Principio de la palanca.	34
Figura 2. 6. Principio de la palanca aplicado a un auto con carrocería	34
Figura 2. 7. Medidas generales del vehículo en el que se montará el bastidor.....	36
Figura 3. 1. Dimensiones del perfil usado para el modelado del bastidor original	37
Figura 3. 2. Vista lateral del bastidor original	38
Figura 3. 3. Vista superior del bastidor original	38
Figura 3. 4. Vista isométrica del bastidor original	39
Figura 3. 5. Eje trasero del vehículo.	40
Figura 3. 6. Eje delantero del vehículo.	40
Figura 3. 7. Vista lateral del primer modelo del bastidor con perfil original	41
Figura 3. 8. Vista superior del primer modelo del bastidor con perfil original	41
Figura 3. 9. Vista isométrica del primer modelo con perfil original.	42
Figura 3. 10. Segundo perfil utilizado en la primera propuesta del bastidor.....	42
Figura 3. 11. Isométrico de la primera propuesta del bastidor con perfil en “C”	43
Figura 3. 12. Tercer perfil utilizado para la primera propuesta del bastidor.	43
Figura 3. 13. Vista isométrica de la primera propuesta del bastidor con perfil PTR.	44
Figura 3. 14. Vista lateral de la segunda propuesta del bastidor con perfil original	44
Figura 3. 15. Vista superior de la segunda propuesta del bastidor con perfil original	45

Figura 3. 16. Vista isométrica de la segunda propuesta del bastidor con perfil original.....	45
Figura 3. 17. Vista isométrica de la propuesta SPC	46
Figura 3. 18. Vista isométrica de la propuesta SPR	46
Figura 4. 1. Configuración general del elemento resorte en una dimensión.	48
Figura 4. 2. Modelo de una estructura con dos elementos resorte	49
Figura 4. 3. Condiciones de frontera aplicadas en la propuesta PPO.	51
Figura 4. 4. Mallado de la configuración PPO.	52
Figura 4. 5. Vista aumentada del mallado de la configuración PPO.	52
Figura 4. 6. Deformación total en la configuración PPO.	53
Figura 4. 7. Esfuerzos de Von Mises en la configuración PPO.....	53
Figura 4. 8. Ubicación del máximo esfuerzo de Von Mises en la configuración PPO.	54
Figura 4. 9. Factor de seguridad en la configuración PPO.	54
Figura 4. 10. Deformación total obtenida en la propuesta PPC.	55
Figura 4. 11. Esfuerzos de Von Mises obtenidos en la propuesta PPC.....	56
Figura 4. 12. Deformación total en la propuesta PPR.	56
Figura 4. 13. Esfuerzos de Von Mises en la propuesta PPR.	57
Figura 4. 14. Condiciones de frontera aplicadas a la propuesta SPO.	57
Figura 4. 15. Deformación total obtenida en la propuesta SPO.	58
Figura 4. 16. Esfuerzos de von Mises obtenidos en la propuesta SPO.....	58
Figura 4. 17. Máxima deformación obtenida en la propuesta SPC.	59
Figura 4. 18. Esfuerzos de Von Mises obtenidos en la propuesta SPC.....	59
Figura 4. 19. Deformación máxima en la propuesta SPR.	60
Figura 4. 20. Esfuerzos de Von Mises obtenidos en la propuesta SPR.....	60
Figura 4. 21. Condiciones de frontera para prueba de torsión en auto de formula SAE.....	62
Figura 4. 22. Condiciones de frontera para el análisis de torsión de la primera propuesta. .	63
Figura 4. 23. Deformación en el eje “Y” de la propuesta PPO.	64
Figura 4. 24. Deformación en el eje “Y” de la propuesta PPC.....	64
Figura 4. 25. Deformación en el eje “Y” de la propuesta PPR.....	65
Figura 4. 26. Deformación en el eje “Z” de la propuesta SPO.....	66
Figura 4. 27. Deformación en el eje “Z” de la propuesta SPC.....	67
Figura 4. 28. Deformación en el eje “Z” de la propuesta SPR.....	68
Figura 4. 29. Grafica de deformación máxima en flexión Vs número de nodos.....	70
Figura 4. 30. Masa aplicada para la prueba de frenado.	72
Figura 4. 31. Condiciones de frontera aplicadas al bastidor para la prueba de frenado.	73
Figura 4. 32. Deformación máxima en condiciones críticas de frenado.	73
Figura 4. 33. Condiciones de frontera aplicadas en el análisis de arranque.	74
Figura 4. 34. Deformación total en el análisis de arranque.	75
Figura 4. 35. Deformación total de los primeros cinco modos de frecuencia natural.	76
Figura 4. 36. Deformación en cada modo de frecuencia del bastidor con carga.....	77
Figura 4. 37. Condiciones de frontera para la prueba de flexión en el bastidor original.....	81
Figura 4. 38. Mallado aplicado al bastidor original.....	82
Figura 4. 39. Deformación total obtenida en el bastidor original.....	82
Figura 4. 40. Factor de seguridad del bastidor original.	83
Figura 4. 41. Condiciones de frontera para el análisis de torsión en el bastidor original.....	84

Figura 4. 42. Máxima deformación del bastidor original en el análisis de torsión.	84
Figura 4. 43. Vista isométrica del ensamble bastidor-carrocería-cabina.....	86
Figura 4. 44. Vista lateral del ensamble bastidor-carrocería-cabina.	86
Figura 5. 1. Cortes en los que se tomó más importancia al fabricarlos	87
Figura 5. 2. Maqueta elaborada para visualizar los cortes más difíciles del bastidor.	88
Figura 5. 3. Puntos iniciales y finales de la primera parte de un larguero.....	88
Figura 5. 4. Medidas para obtener los cortes del primer larguero.....	89
Figura 5. 5. Medidas para obtener los cortes del segundo larguero.	89
Figura 5. 6. Tramos de PTR utilizados para la construcción del bastidor.....	90
Figura 5. 7. Proceso de obtención de la primera parte del larguero.	91
Figura 5. 8. Proceso de obtención de la segunda parte del larguero.....	92
Figura 5. 9. Partes de los largueros.....	93
Figura 5. 10. Acoplamiento de las dos primeras partes del primer larguero.....	93
Figura 5. 11. Ensamble y nivelación del primer larguero.	94
Figura 5. 12. Colocación y nivelación del travesaño trasero.....	95
Figura 5. 13. Unión y nivelación del segundo larguero.	95
Figura 5. 14. Colocación y nivelación de la última parte del segundo larguero.	96
Figura 5. 15. Cordones de soldadura aplicados en diferentes uniones del bastidor.	96
Figura 5. 16. Bastidor terminado.....	97
Figura 5. 17. Bastidor pintado.	97
Figura 6. 1. Parque vehicular vivo de las principales ciudades Mexicanas.....	99
Figura 6. 2. Promedio de kilómetros recorridos por día en ciudades Mexicanas.....	100

Lista de tablas

Tabla 2. 1. Clasificación vehicular según su clase y nomenclatura	22
Tabla 2. 2. Clases de camiones unitarios según número de llantas y ejes.....	23
Tabla 2. 3. Tipos de carreteras y nomenclatura.....	24
Tabla 2. 4. Pesos máximos autorizados por tipo de eje y camino	25
Tabla 2. 5. Peso bruto vehicular máximo autorizado por clase de vehículo y Camino.....	26
Tabla 2. 6. Largo máximo autorizado por clase de vehículo y camino.....	27
Tabla 2. 7. Pesos y masas de los componentes más significativos del vehículo.....	30
Tabla 3. 1. Dimensiones más significativas del bastidor original.	38
Tabla 3. 2. Dimensiones más significativas de los bastidores propuestos.	39
Tabla 3. 3. Masa y área de contacto de los bastidores modelados.	47
Tabla 4. 1. Propiedades del acero estructural	50
Tabla 4. 2. Comparación de resultados en la prueba de flexión.	61
Tabla 4. 3. Comparación de resultados en la prueba de torsión	68
Tabla 4. 4. Comparación de resultados de las mejores propuestas.....	69
Tabla 4. 5. Análisis de convergencia de la deformación total por flexión.	70
Tabla 4. 6. Modos de frecuencias naturales del bastidor.....	75
Tabla 4. 7. Primeros cinco modos de frecuencia del bastidor aplicándole una carga.	77
Tabla 4. 8. Frecuencias de salida de un motor de CD	78
Tabla 4. 9. Características del mallado aplicado al bastidor original.	81
Tabla 4. 10. Comparación entre la mejor propuesta y el bastidor original.....	85
Tabla 6. 1. Eficiencia y contaminación de los vehículos más usados	101

Nomenclatura

kW	Kilo watt
kW/h	Kilo watt por hora
km	Kilómetros
km/h	Kilómetros por hora
mi/h	Millas por hora
hp	Caballos de fuerza
N m/grado	Newton metro por grado
K	Rigidez
Δ	Deformación
K_B	Resistencia a la flexión
θ	Ángulo de giro
kg	Kilogramos
m	Metros
cm	Centímetros
mm	Milímetros
N	Newton
P_{BV}	Peso bruto vehicular
D_E	Distancia entre ejes
N_E	Número de ejes
NP_{Max}	Número máximo permitido de personas sentadas por unidad
P_v	Peso vehicular
P_{PP}	Peso promedio por persona
Ton	Toneladas
P_{EP}	Peso de equipaje por persona
P_{TP}	Peso total de personas
P_{TE}	Peso total de equipaje
P_F	Carga de flexión
F	Fuerza
d_1	Máxima deformación
d_2	Mínima deformación
π	Pi
C_A	Carga
H	Distancia del centro de la carga al centro de la rueda
F_R	Fuerza de reacción
2D	Dos dimensiones
m^2	Metros cuadrados
K_{EL}	Grados kelvin
MPa	Mega pascales
V_0	Velocidad inicial
V_F	Velocidad final
t	Tiempo
s	Segundos
a	Aceleración

m/s	Metros por segundo
a_frenado	Aceleración de frenado
m/s ²	Metros por segundo al cuadrado
CD	Corriente directa
a_arranque	Aceleración de arranque
Hz	Hertz
rpm	Revoluciones por minuto
EC	Energía cinética
m	Masa
v	Velocidad
K _{AX}	Rigidez axial
X _I	Deformación de impacto
GPa	Giga pascales
E	Módulo de elasticidad
A _S	Área de la sección transversal
CO ₂	Dióxido de carbono
CO	Monóxido de carbono
km/d	Kilómetros por día
km/l	Kilómetros por litro
gCO ₂ /km	Gramos de dióxido de carbono por kilómetro
Ef_promedio	Eficiencia promedio
Cont_pro	Contaminación promedio por día
CO ₂ _prod_d	Dióxido de carbono producido por día
Total_CO ₂ _d	Total de dióxido de carbono por día
Cons_gas_d	Consumo de gasolina por día
L, l	Litro

Capítulo I. Introducción

En este capítulo, además de exponer los objetivos a cumplir, se presenta la metodología a seguir, así como la hipótesis y justificación de la elaboración del presente trabajo.

1.1. Planteamiento del problema

La contaminación ambiental en la ciudad de Morelia, se incrementa cada día por el aumento descontrolado del parque vehicular automotor, de consumos de combustible fósil, además de la consecuente complicación del tráfico en las angostas calles que lo permiten dentro de la misma, por esta razón, se hace intolerable continuar aumentando la cantidad de coches circulando y emitiendo gases contaminante a la atmósfera local, siendo necesario buscar alternativas que disminuyan la contaminación ambiental sin perjudicar el transporte público y comercial en los años venideros. A lo anterior, se suma el incremento de visitantes y turistas que arriban diariamente a Morelia, aspecto que se debe promover.

Para darle solución a la problemática anterior, una de las formas es estimular el uso de vehículos de acción eléctrica y el mejoramiento de las señales y semáforos ubicados en las diferentes avenidas y calles de la ciudad, haciendo que la circulación sea más rápida y por ende con menor contaminación ambiental.

Reciclar vehículos eléctricos del mismo tipo o similitud que se contempla en este trabajo, para rediseñarlos y utilizarlos como vehículos turísticos evitando además la acumulación de chatarra metálica.

1.2. Objetivos de investigación

Se clasificaron dos tipos, el objetivo general, que es la meta a lograr en esta investigación y los objetivos específicos, que es el camino que se seguirá para la obtención del objetivo general.

1.2.1. Objetivo General

Construir un bastidor para auto ecológico (motor eléctrico) en la ciudad de Morelia, para fines del turismo, partiendo de un prototipo del auto existente.

1.2.2. Objetivos específicos

1. Diseñar, para su construcción, un bastidor para vehículo eléctrico que pueda circular por las calles y avenidas de la ciudad de Morelia, disminuyendo los incrementos en el consumo de combustibles fósiles y la contaminación del medio ambiente local.

2. Realizar la simulación del bastidor diseñado sometido a cargas, mediante software de elementos finitos (Ansys o SolidWorks).
3. Construir un prototipo de bastidor para el vehículo eléctrico propuesto, que avalé el correcto funcionamiento y su seguridad durante la explotación o uso del mismo.
4. Realizar un análisis relacionado con el ahorro de consumo de combustible fósil y la disminución de la contaminación local en la ciudad de Morelia, al utilizarse en la circulación el vehículo proyectado.

1.3. Justificación

Los altos índices de contaminación ambiental, debido al gran flujo vehicular, la mala coordinación de los semáforos y el abuso en el uso de topes y limitantes de velocidad en las calles de Morelia, demandan un plan que estimule la reducción de las emisiones de contaminantes y los grandes consumos de combustibles fósiles en dicha ciudad.

La implementación de vehículos ligeros que no contaminen y que puedan transitar de forma correcta en las calles de Morelia Michoacán. En ese sentido resulta interesante introducir sistemas de transporte accionados por motores eléctricos que puedan ser utilizados por ciudadanos o visitantes de la ciudad de Morelia Michoacán.

1.4. Hipótesis

Es posible construir un bastidor para un vehículo eléctrico con fines turísticos que contribuya a disminuir los incrementos en los consumos de combustibles fósiles y la consecuente contaminación del medio ambiente en la ciudad de Morelia, partiendo de recursos disponibles en la región, del conocimiento actual en la temática y que cumpla con los requisitos mínimos necesarios de resistencia y rigidez.

1.5. Metodología

La metodología a seguir para el diseño y construcción del bastidor automotriz se muestra en la Figura 1.1, donde como primer punto se especifica la carga a soportar por el bastidor, posteriormente se dimensiona de acuerdo a la geometría del vehículo y a las normas técnicas asociadas; como pasos siguientes se diseña el bastidor en un software (SolidWorks), se especifican las propiedades del material para posteriormente realizarle las pruebas necesarias (análisis de torsión y flexión), si los datos obtenidos son los correctos se verifica que se cuente con el material y equipo necesario para la fabricación del bastidor, en caso de que los valores obtenidos no sean correctos se cambian los parámetros de diseño.

CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN

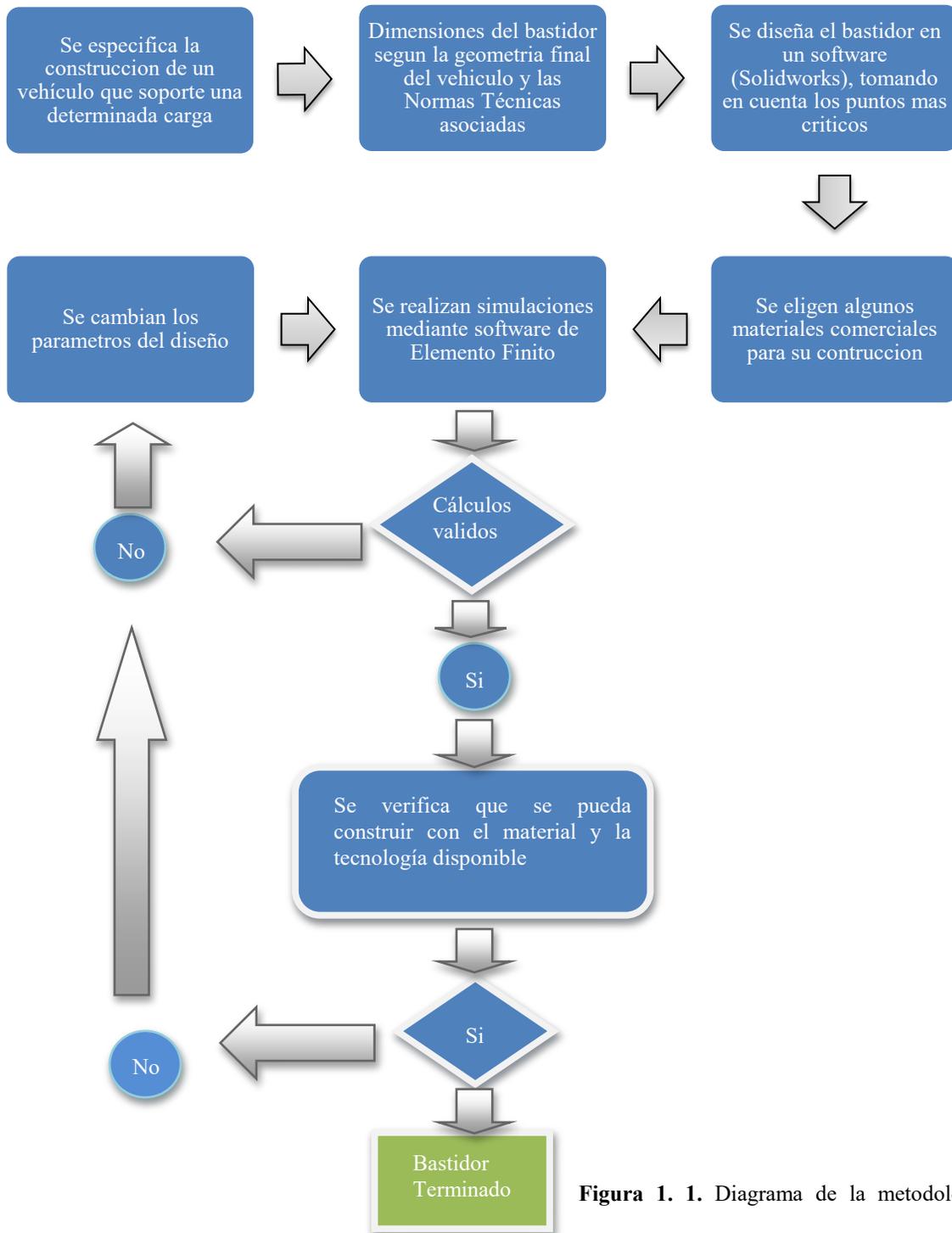


Figura 1. 1. Diagrama de la metodología.

1.6. Marco teórico

En los últimos años en la ciudad de Morelia, se ha incrementado, de forma acelerada, el parque vehicular que circula por las escasas calles y avenidas que permiten el flujo normal, si a esto se suma la falta de coordinación que tienen los semáforos en las principales avenidas de la ciudad, entonces puede apreciarse un aumento considerable del consumo de combustible, con sus implicaciones sobre las reservas de los combustible fósiles, la economía de los usuarios y la contaminación sobre el medio ambiente que se ha incrementado vertiginosamente. Por estas y otras razones de índole turísticas, se están dando pasos para contribuir positivamente en algunos de los aspectos señalados anteriormente.

El desarrollo de un auto propulsado a partir de fuentes que no contaminen la ciudad y/o que aproveche la energía eléctrica generada a nivel nacional, puede contribuir, de forma notable, a mejorar las condiciones del parque vehicular que circula en la ciudad y sobre todo, puede servir de apoyo al turismo.

En la actualidad una de las principales desventajas de los vehículos eléctricos es su baja potencia y la rápida descarga de las pilas de alimentación del motor. En el presente trabajo a partir de un prototipo dado, se rediseñó su bastidor con el fin de que el nuevo vehículo soportara una carrocería diseñada para transportar turistas en la ciudad de Morelia Michoacán, tratando de que la nueva estructura sea lo más ligera posible y mejore la eficiencia del auto eléctrico.

La reducción de peso del vehículo se ha considerado una solución importante para mejorar el consumo de combustible y reducir las emisiones nocivas. En los últimos años, ha habido crecientes preocupaciones sobre el consumo de combustible y la contaminación causada por el número creciente de los automóviles y la industria del automóvil se encuentra bajo una gran presión para reducir el consumo de combustible y las emisiones. Una solución a estos problemas es reducir el peso del vehículo, reduciendo 570 N de peso vehicular se logra un aumento de 0,09 a 0,21 kilómetros por litro en economía de combustible. Esta reducción es fundamental, especialmente en estos días, ya que los costos del combustible están aumentando y las preocupaciones sobre el cambio climático están aumentando [1]. Las emisiones de los motores de automóviles están reconocidas como una importante fuente de contaminación del aire. Con el fin de resolver este problema. Se ha sustituido el material metálico pesado de los componentes de automóviles con materiales más ligeros como el aluminio o de aleación de magnesio, acero de ultra alta resistencia o materiales compuestos de plástico reforzados con fibra [2]. Actualmente el uso de aleaciones de aluminio, que es un material ligero, ha ido incrementando; perfiles de aluminio se usan como partes de la estructura del automóvil para mayor rigidez y peso ligero [3].

En el siglo XXI el ahorro de energía y protección del medio ambiente son los problemas cruciales para resolver con urgencia frente a la industria del automóvil en todo el mundo. La reducción del peso del vehículo también ayuda a ahorrar energía y la economía del

petróleo. Se afirma que el consumo de aceite puede disminuir 6-8 % una vez que el efecto de peso ligero de vehículo completo llega a 10 % [4,5].

La durabilidad de la estructura de la carrocería del automóvil tiene dos grandes especificaciones: la resistencia de la estructura y su resistencia a la fatiga. La resistencia de la estructural es la capacidad de un sistema/subsistema/componente a la función principal cuando se somete a las cargas máximas. La resistencia a la fatiga es la capacidad para mantener la función cuando se somete a una carga cíclica repetitiva. Las cargas asociadas a la fatiga se producen en muchas ocasiones durante el tiempo de vida de la estructura. Los daños por la fatiga pueden ocurrir por un carga cíclica y la presencia de concentradores de tensión, incluso si la tensión máxima es menor que la tensión permisible del material [6].

El uso de la tecnología informática en el diseño y análisis de los automóviles se ha desarrollado a un ritmo creciente. Estos sistemas se utilizan actualmente y proporcionan soluciones a problemas muy específicos [7]. Existen métodos de simulación que ayudan a facilitar el diseño de estructuras automotrices ligeras y rígidas uno de ellos es el método de los elementos finitos.

El análisis de elementos finitos, es una técnica numérica basada en el ordenador que se utiliza para resolver el análisis de tensión, la transferencia de calor, el flujo de fluido y otros tipos de problemas de ingeniería. Fue utilizado por primera vez para resolver problemas de análisis de tensión, pero ahora se utiliza en la solución de muchos otros tipos de problemas. Se basa en resolver un sistema de ecuaciones que describen algunos parámetros (tales como el desplazamiento) sobre el dominio de un sistema físico continua (tal como la parte de una superficie) [8].

La mayoría de los autores, están de acuerdo en que la parte que más tiempo consume en un elemento finito (FE) es el estudio y la creación del modelo de análisis. Esto normalmente implica primero, la modelación a partir de un sistema de diseño asistido por ordenador (CAD) para importarlo al método de elemento finito (MEF), luego la limpieza de la geometría para eliminar algunos de los detalles innecesarios creados y finalmente el sistema de análisis. Algunos autores establecen que el modelo geométrico creado en un sistema CAD puede ser incoherente y ambiguo y puede necesitar una limpieza significativa y modificación de preparación para el mallado y análisis [9].

1.6.1. Autos eléctricos

Una solución para el problema de las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), es el vehículo eléctrico, que no genera ningún tipo de emisión. El motor de combustión interna es reemplazado por un motor eléctrico, que funciona con baterías recargables en vez de gasolina u otros combustibles. Hace mucho tiempo que se están desarrollando vehículos eléctricos, sin embargo, el mayor problema era y sigue siendo la tecnología de baterías. En este momento, muchos de los modelos actuales pueden recorrer únicamente de 80 km a 160 km antes de necesitar una recarga. Los expertos y las grandes industrias automotrices

consideran que los vehículos eléctricos son el futuro una vez que se resuelva el problema de las baterías [10].

A continuación se presentan algunas de las ventajas y desventajas que se encuentran en los autos eléctricos [11].

Ventajas:

- Este tipo de vehículo no emite gases contaminantes al medio ambiente.
- No presentan desechos como aceites, filtros, repuestos, etc., que luego podrían contaminar el medio ambiente.
- Pueden ser utilizados de 2 formas: Ya sea con un motor híbrido (usando combustión y electricidad) o solamente uno eléctrico.
- El costo de energía necesaria para mover la misma distancia entre un vehículo eléctrico y uno de combustión interna es menor.

Desventajas:

- Poseen poca autonomía, generalmente no más de 8 horas.
- Necesitan un tiempo de carga, lo que conlleva a que el vehículo este detenido.
- Su batería no puede ser cargada en cualquier lugar.
- Son de baja potencia.
- Sus dimensiones son menores en comparación con otros autos.
- Tiene un alto precio.

1.6.1.1. Historia de los autos eléctricos

Los vehículos eléctricos se encontraban entre los primeros automóviles construidos durante los primeros años de la industria automotriz. El primer vehículo independiente que funcionaba con electricidad se construyó en la década de 1830 en Escocia. La fuente de energía de este vehículo no era recargable, y esto constituía un problema importante. Otros vehículos eléctricos llegaron a las rutas a lo largo del siglo XIX, pero el primer automóvil eléctrico real apareció en 1891, salido del taller de William Morrison, de Des Moines, Iowa. Para el año 1897, funcionaba una flota de taxis eléctricas en la ciudad de Nueva York. En 1900, el 28 % de todos los automóviles de los Estados Unidos funcionaban con electricidad. Sin embargo, después de ese auge de popularidad, el automóvil eléctrico entró en decadencia. Henry Ford introdujo el Modelo T con motor a combustión fabricado en serie, lo que hizo que los automóviles comenzaran a ser más accesibles. Para el año 1920, el automóvil eléctrico casi había desaparecido y había sido reemplazado por automóviles que podían recorrer mayores distancias y más rápidamente con más energía. La rápida disponibilidad de la gasolina contribuyó a la transición al motor de combustión interna [10].

La idea de un automóvil eléctrico resurgió en la década de 1960. Pero no se puso en marcha hasta la década de 1970, cuando tomaron lugar ciertas preocupaciones acerca de la contaminación y los precios en aumento de la gasolina. El primer vehículo eléctrico fue el

CitiCar de Vanguard-Sebring (ver Figura 1.2), que salió en 1974. Este pequeño vehículo podía ir a más de 48 km/h y recorrer aproximadamente 64 km con cada carga. Se fabricaron alrededor de 2000. El CitiCar no era muy seguro, y en el año 1976 el fabricante dejó de construirlos [10].

Los vehículos eléctricos fueron probados para otros usos. El Servicio Postal de los Estados Unidos compró alrededor de 350 Jeeps eléctricos para repartir el correo en 1975. Estos vehículos podían recorrer hasta 64 km y tenían una velocidad máxima de 80 km/h. Cada vehículo requería 10 horas de tiempo de recarga. Éste parecía ser un buen uso para un vehículo eléctrico: distancias cortas para recorrer en un período limitado de tiempo. Sin embargo, el programa fue discontinuado.

El CitiCar, Figura 1.2, funcionaba con electricidad generada por ocho baterías de ácido-plomo. La mayor parte de la carrocería de este vehículo liviano estaba hecha de plástico. Por lo tanto, el CitiCar no pudo cumplir con las exigentes normas de seguridad de finales de la década de 1970.



Figura 1. 2. El CitiCar fabricado de 1974 a 1977 [10].

1.6.1.2. Autos eléctricos en la actualidad

En la actualidad el resurgimiento de los autos eléctricos es un hecho, se han construido modelos más eficientes, potentes y que operan a velocidades adecuadas. Ya en varios países europeos y, sobre todo, en Estados Unidos es muy común encontrarse con estos vehículos en el camino, así mismo el número de estaciones de servicio para recargar la batería de los autos se incrementa de manera importante.

En nuestro país, el gobierno del Distrito Federal en conjunto con la compañía japonesa Nissan, incorporaron el modelo Leaf, el cual funciona como taxi ecológico en las calles de la capital mexicana.

A continuación se presentan cinco de los principales autos eléctricos que operan a nivel mundial [12].

Smart ForTwo Electric Drive: Vehículo alemán con un motor de 30 kW que le permite un alcance de 140 km y entregar una potencia de 40 caballos de fuerza (Figura 1.3). Se comercializa desde 2009 y puede recargar en una toma de corriente normal de 220 volt: con un recorrido medio de 50 km al día, la batería se recarga completamente en 3 a 4 horas.



Figura 1. 3. Smart ForTwo Electric Drive [13].

Nissan Leaf: Vehículo japonés vendido por la marca Nissan, incorpora a su motor una batería de iones de litio recargable, lo cual ofrece un desempeño de 117 km, 107 caballos de fuerza y una velocidad de 90 km/h (Figura 1.4).

El Nissan Leaf es el automóvil eléctrico apto para carretera más vendido en el mundo. Desde diciembre de 2010 se vendieron un total de 57 mil unidades; este auto es utilizado como taxi ecológico en la Ciudad de México.



Figura 1. 4. Nissan Leaf [14].

Mini E: Desarrollado por la compañía alemana BMW, ha sido introducido en algunos mercados de América, también utiliza batería de iones de litio, tiene un alcance de 167 km y potencia de 201 caballos de fuerza. El Mini E se observa en la Figura 1.5.

En México se introdujo un modelo exclusivamente para pruebas, el cual no está a la venta, forma parte de un proyecto que tiene como objetivo acumular experiencias prácticas y datos representativos del uso de vehículos eléctricos, tales como rendimiento de la batería, tiempo de carga, cambio de hábitos del usuario, etc.; bajo condiciones reales en la Ciudad de México y zona metropolitana.



Figura 1. 5. Mini E [15].

Ford Focus Electric: Ford no se queda atrás en el mercado de los autos eléctricos y desde 2011 comercializa esta versión de su popular modelo Focus (Figura 1.6).

Cuenta con una batería de iones de litio y utiliza 23 kW/h, tiene un alcance de 122 km y una potencia de 141 caballos de fuerza; el Focus Electric es el coche más económico en combustible vendido en los Estados Unidos en el segmento de los compactos y fue galardonado con el Premio Visión Green Car 2011 en el Washington Auto Show.



Figura 1. 6. Ford Focus Electric [16].

Tesla Model S: Fabricado por la constructora estadounidense, Tesla Motors, el Modelo S (Figura 1.7) es uno de los autos con mejores ventas, en su sector, en Estados Unidos por encima de Mercedes, BMW y Audi. Es considerado como el automóvil eléctrico con la mayor autonomía disponible en el mercado, este vehículo va de 0 a 96.5 km/h en solamente 5.4 segundos alcanzando velocidades de hasta 209 km/h, cuenta con una potencia máxima de 416 caballos de fuerza en su versión de 85 kW/h y 302 en la versión de 60 kW/h, alcanza una distancia de 426 km con una carga de las baterías.



Figura 1. 7. Tesla Model S [17].

1.6.2. El bastidor

Cada vehículo tiene una estructura para soportar tanto su peso como todas las cargas asociadas a su montaje y funcionamientos, recibiendo el nombre de bastidor [18]. El bastidor es la estructura más importante del automóvil, en él se monta la gran mayoría de los componentes que dan funcionamiento al vehículo como: el motor, la transmisión, la dirección, los frenos, la carrocería, la suspensión, etc. Soporta las cargas producidas por estos elementos y las creadas al momento de acelerar, desacelerar y/o en las curvas. Además proporciona la estabilidad y resistencia que el vehículo requiera en diferentes condiciones de operación [19].

El propósito de la estructura es mantener la forma del vehículo y sirve de apoyo a los diferentes componentes que se le aplican; generalmente representa una gran proporción de los costos de desarrollo y fabricación del vehículo. Existen diferentes conceptos estructurales que están disponibles para el diseñador y es esencial elegir el mejor para asegurar un rendimiento estructural aceptable dentro de otras restricciones de diseño, por ejemplo: el costo, el volumen y el método de producción, la aplicación del producto, etc.

Las evaluaciones del rendimiento de la estructura del vehículo están relacionadas con su resistencia y rigidez. Un objetivo de diseño es lograr niveles suficientes de estos con la menor masa posible [20].

El bastidor está formado por un armazón de vigas (o largueros) de acero, aluminio, materiales compuestos, etc., A lo largo del vehículo que están unidas por travesaños (soldados, atornillados o remachados) colocados transversal o diagonalmente (ver figura 1.8) [21].

Los travesaños están situados en los puntos de tensión críticos a lo largo de los largueros. Para proporcionar una estructura en forma de caja rígida, los elementos transversales aseguran los dos carriles principales en posición paralela. Los travesaños están generalmente asociados a las piezas laterales por placas de conexión [22,23].

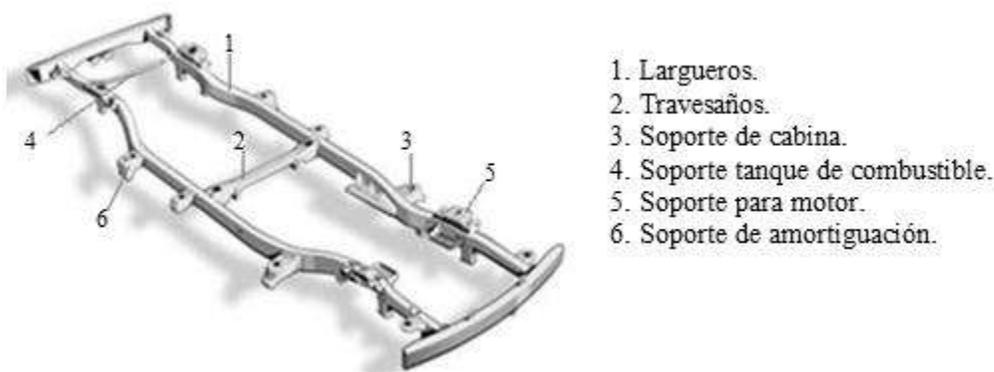


Figura 1. 8. Bastidor de Vehículo [23].

CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN

Al momento de diseñar un bastidor de automóvil, es muy importante tomar en cuenta ciertos parámetros de diseño que contribuyan al funcionamiento adecuado en las condiciones más críticas de operación, que su producción sea fácil y económica, algunos de estos parámetros son:

- **Ligereza:** El bastidor es uno de los elementos más pesados del vehículo, reduciendo su peso se puede mejorar mucho la potencia y rendimiento del motor, pero siempre tomando en cuenta su resistencia.
- **Rigidez:** Este es uno de los parámetros fundamentales del bastidor, es importante que la estructura sea resistente a los impactos. Debe de tener rigidez a la flexión y a la torsión, además de soportar la carga viva y la carga muerta. En la Figura 1.9, se muestran algunos de los esfuerzos a los que se somete el bastidor y la carrocería.
 - Carga muerta: Es la carga vertical aplicada sobre una estructura que incluye el peso de la misma estructura (largueros y travesaños), más la carga de los elementos permanentes en la estructura como radiador, motor, caja de velocidades, diferencial y asientos.
 - Carga viva: Es la carga externa movable sobre la estructura del bastidor que incluye el peso de los ocupantes y el combustible, que actúan verticalmente, por tanto no incluye la carga eólica también llamada carga variable.
- **Economía:** La fabricación debe ser económicamente viable. Los bastidores con presupuestos elevados son únicamente utilizados en vehículos de gama alta.



Figura 1. 9. Esfuerzos a los que se somete el bastidor y la carrocería [22].

Muchas veces se suele utilizar el término chasis para referirse al bastidor o viceversa, pero son dos términos diferentes. Es importante tener en cuenta que el bastidor es la estructura única que da soporte a los demás componentes y que una vez que se montan en él, el motor, el sistema de frenos, la transmisión, la suspensión, la dirección etc. recibe el nombre de chasis (ver Figura 1.10).

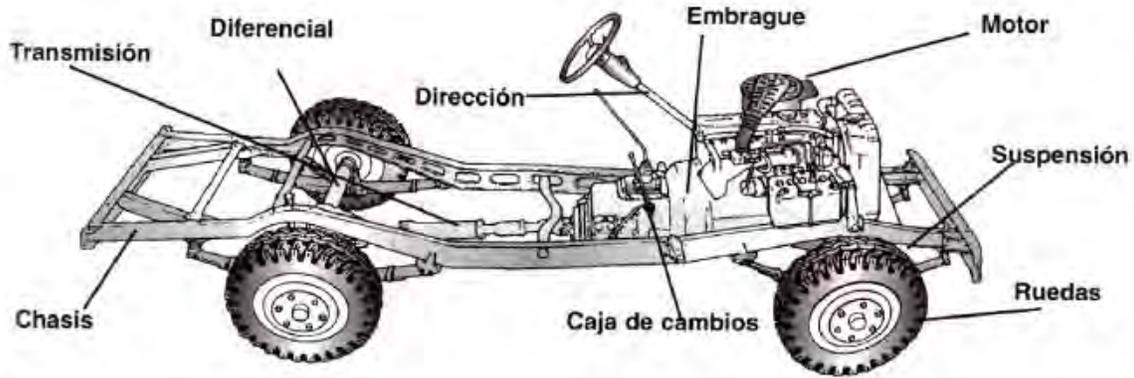


Figura 1. 10. Bastidor con elementos montados (chasis) [23].

1.6.2.1. Tipos de bastidores

Existen diferentes tipos de bastidores dependiendo de su forma de diseño o del tipo de incorporación con la carrocería.

1.6.2.1.1. Tipos de bastidor según su forma

Existen principalmente dos tipos diferentes de bastidores en función de la forma en que está diseñado, el bastidor en escalera y el de columna o en “X”.

1.6.2.1.1.1 Bastidor en escalera o en H

Consiste en dos vigas en sección tubular laterales o de cualquier otro perfil, unidas por refuerzos transversales, diagonales o ambos (ver Figura 1.11). Estos refuerzos entregan rigidez en torsión y permite fijar los componentes mecánicos. El material más común para este tipo de chasis es tubería o perfil estructural [22].

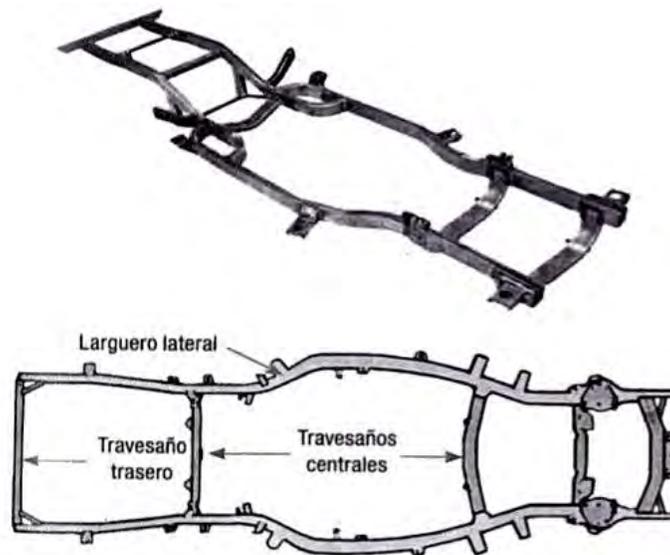


Figura 1. 11. Bastidor en escalera o en H [23].

1.6.2.1.1.2. Bastidor de columna (en X)

Se estrecha por el centro, proporcionando al vehículo una estructura rígida, diseñada para contrarrestar los puntos de rotación elevada (ver Figura 1.12). El travesaño delantero es muy robusto para el anclaje de la suspensión delantera, cuenta con una viga gruesa longitudinal en la sección central con perfil cuadrado o redondo [22].

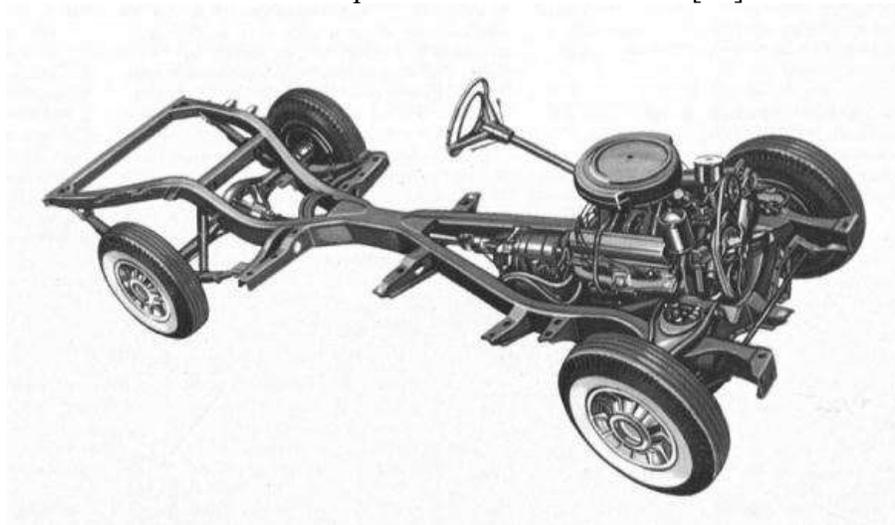


Figura 1. 12. Chasis con bastidor en X [24].

1.6.2.1.2. Tipos de bastidor según la carrocería

Existen dos tipos diferentes de bastidores en función de la carrocería, los que forman dos cuerpos (chasis y carrocería) unidos mediante soldadura, remaches o tornillos y los que forman un solo cuerpo rígido con la carrocería (monocasco).

1.6.2.1.2.1. Carrocería y chasis separados

En este tipo la carrocería va unida al bastidor mediante tornillos perfectamente fijados (ver Figura 1.13), proporcionando una gran resistencia, usualmente se utiliza en vehículos de carga o todo terreno.



Figura 1. 13. Carrocería y chasis independiente [25].

1.6.2.1.2.2. Carrocería y chasis juntos (Monocasco)

El modelo de mayor implantación en la actualidad, es el que integra chasis y carrocería, el llamado monocasco (ver Figura 1.14). Puede encontrarse de distintos materiales, como acero, aluminio o materiales compuestos, dándose éstos últimos sólo en algunos coches de lujo debido a su alto costo y en coches de competición como los de fórmula 1. Sin duda el modelo más utilizado en la actualidad es el monocasco de acero [26].



Figura 1. 14. Carrocería y chasis juntos (Monocasco) [26].

1.6.2.2. Historia del bastidor

En la década de 1920, cuando la producción en masa se había establecido, la configuración estándar del coche fue la construcción separada de carrocería sobre chasis. Esto tenía ciertas ventajas, incluyendo la flexibilidad de fabricación, lo que permite diferentes estilos de carrocería para ser fácilmente incorporados y permitiendo que el chasis fuera tratado como una unidad separada que incorpora todos los componentes mecánicos. La forma del bastidor del chasis era ideal para el montaje del resorte semi-elíptico en el sistema de suspensión del eje de la viga, que era universal en ese momento [20]. En los inicios de la industria del automóvil muchas personas dedicaron sus esfuerzos financieros e intelectuales en la fabricación de este producto, dándole a esta estructura la misma importancia que el motor, la transmisión o la suspensión [27].

El bastidor del chasis fue considerado la estructura del coche, consistía en un marco en escalera plana como se observa en la Figura 1.15, que incorporaba dos secciones abiertas (sección C) que son las vigas laterales del bastidor que recorre la longitud total del vehículo, conectados entre sí por miembros de sección transversal abierta que se colocan lateralmente y se remachan a 90° de las vigas laterales. Este tipo de bastidor fue llamado comúnmente emparrillado [20].

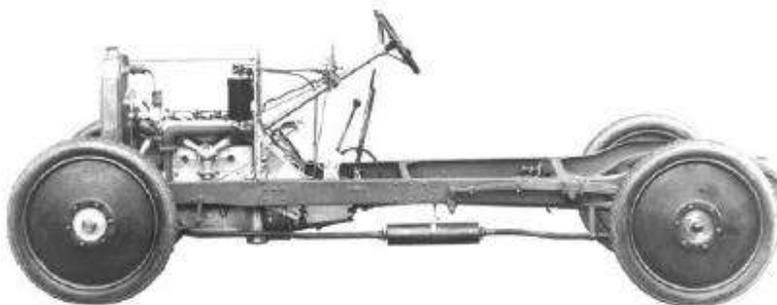


Figura 1. 15. Chasis con bastidor en escalera y miembros de sección abierta [20].

Los miembros de sección abierta, que se utilizaron en 1920 y 1930 en el bastidor, eran particularmente flexibles a la torsión. Además, las remachadas en las uniones en T eran pobres en la transferencia de los momentos de flexión de los extremos de los miembros en la torsión de los miembros unidos y viceversa. El bastidor del chasis de la época por lo tanto tenía muy baja resistencia a la torsión. Dado que, por caminos en mal estado, la torsión es una carga muy importante, esta situación no fue satisfactoria. La rigidez a la flexión también fue relativamente baja [20].

Un buen diseño de torsión es importante para asegurar la maniobrabilidad del vehículo satisfactoriamente, para evitar las vibraciones no deseadas, y para evitar problemas de incompatibilidad entre la carrocería y el bastidor. La rigidez de torsión se utiliza a menudo como uno de los puntos de referencia de la competencia estructural de la estructura del vehículo.

Los bajos rendimientos de torsión de los primeros bastidores, fue quizás debido a que las carrocerías en la década de 1920 (ver Figura 1.16) eran construidos especialmente de madera por los carpinteros, lo que llevo a que las estructuras fueran de baja rigidez. En la primera parte de la década de 1920, la mayoría de los vehículos tenían cuerpos abiertos que son intrínsecamente flexibles. En ese momento, se asumía que la carrocería no soportaba ninguna de las cargas de carretera (sólo peso propio del cuerpo, los pasajeros y la carga útil), y por consiguiente, no eran diseñadas para ser soporte de carga [20].

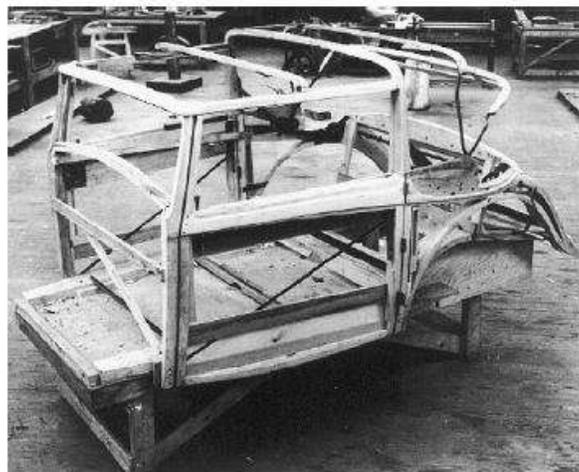


Figura 1. 16. Carrocería utilizada en la década de 1920 [20].

Las primeras experiencias con carrocerías blindadas, particularmente en forma de sedán (es decir, con un techo), en donde la rigidez de torsión fue construido en forma fortuita y sin darse cuenta, dio lugar a problemas de ruidos entre el chasis y la carrocería, y también grietas en varios puntos de la carrocería, que eran, sin querer, la transmisión de cargas estructurales.

La raíz de estos problemas radica en el hecho de que la carrocería está dispuesta sobre chasis, en esencia, en dos estructuras (la carrocería y el chasis) que actúan como resortes de torsión en paralelo. En el caso de que una carrocería sea flexible y el bastidor del chasis rígido, la mayor parte de la carga de torsión pasaría a través del chasis. Por el contrario, si la carrocería fuera rígida y flexible el chasis, la carrocería debería llevar una mayor proporción de la carga de torsión [20].

En la década de 1930 la estructura del chasis todavía estaba hecha de elementos de perfiles abiertos, y todavía se considera como la estructura del vehículo. Sin embargo, ahora una mayor proporción de la carga fue tomada a través de la carrocería, debido a su mayor rigidez. Esto condujo a problemas de contacto entre la carrocería y el bastidor del chasis, es decir, ruidos, o daños a los montajes de la carrocería causados por la transferencia de carga no deseada. Para intentar contrarrestar este problema se añadieron soportes flexibles (elastómero) entre el bastidor del chasis y la carrocería. Estos soportes actuaron como resortes de torsión alrededor del eje longitudinal del vehículo [20].

Otra solución que se empleó para mejorar la rigidez torsional fue el uso de refuerzos en forma de cruz. Para ello, una abrazadera en forma de cruz, hecho generalmente de miembros de sección de canal abierto, se incorporó en el bastidor del chasis como se observa en la Figura 1.17 [20].

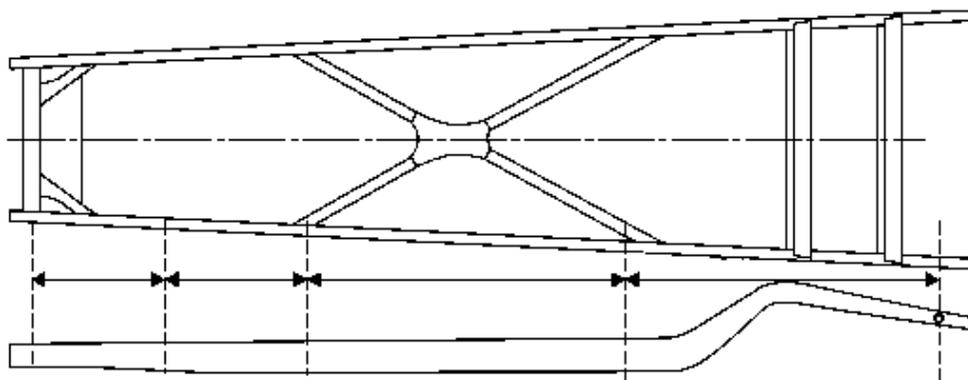


Figura 1. 17. Chasis con travesaños en forma de cruz [20].

A mediados de la década de 1930, una razonable necesidad de rigidez a la torsión fue reconocida. Un documento de la época a partir del cual se toman los valores globales de rigidez de torsión entre 1000 y 1750 N m / grado. Para varios bastidores con refuerzos en forma de cruz. Uno de los mejores chasis en forma de cruz de sección abierta fue la del Lagonda V12 de finales de 1930. Su rigidez de torsión se midió que era un poco más de 2000 N m / grado [20].

La última forma y la usada hoy en día para mejorar la rigidez de torsión del bastidor es incorporar travesaños cerrados. Los miembros de sección cerradas son mucho más rígidos en torsión que las secciones abiertas equivalentes [20]. Esto sigue siendo esencialmente un

marco de enrejado tipo escalera, con largueros unidos por travesaños laterales. Sin embargo, ahora tanto a los miembros laterales y los travesaños consisten de tubos de sección cerrada.

La ventaja de esta disposición es que normalmente, para los miembros de dimensiones transversales similares, un miembro con una sección cerrada será muchas veces más rígido en torsión que un miembro equivalente con sección abierta. También los miembros adyacentes se soldan entre sí, lo que condujo a que la rigidez total de torsión del chasis mejora en consecuencia.

La unificación de la estructura del vehículo (chasis y carrocería), dio nacimiento a vehículos más ligeros y con mucha mayor resistencia a la torsión. Hoy en día la estructura moderna más utilizada, es la integral (o unitaria), que están soldadas por puntos presionados de chapa metálica. Este tipo de estructura es adecuada para los métodos de producción en masa. El cuerpo es auto portante, por lo que se omite el chasis separado de la carrocería, con lo que se ahorra gran cantidad de peso [20].

Un estudio realizado en 1938 mostro que cuando se cambió la estructura, de carrocería sobre chasis independiente a la construcción integral, los vehículos siendo en su mayor parte idénticos, el comportamiento torsional era demasiado diferente. La rigidez de torsión subió de 934 N m / grado para vehículos con chasis y carrocería separados y 3390 N m / grado para el cuerpo integral (Figura 1.18) [20].

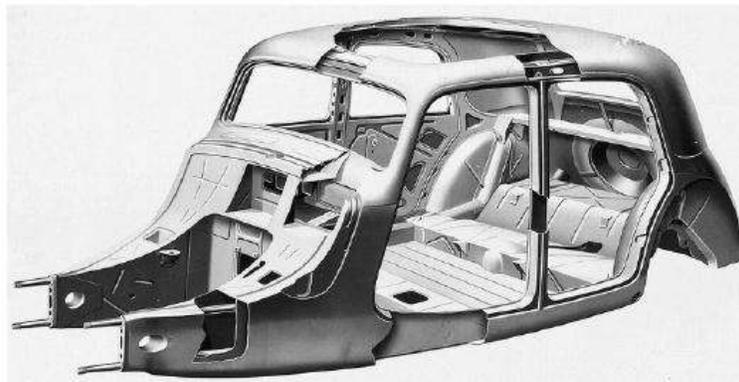


Figura 1. 18. Estructura integral de vehículos de 1939 [20].

Las estructuras íntegres modernas (ver Figura 1.19) a pesar de ser muy ligeras han ido evolucionando al cambiar el material de fabricación (acero) por otros más livianos como el aluminio o compuestos de plástico.



Figura 1. 19. Estructura integral moderna ultraligera [20].

Si se construye correctamente, una estructura integral esta será capaz de soportar la torsión, flexión y otras cargas. Debido a que la estructura comprende la superficie externa de la carrocería, es mucho más rígida que la mayoría de los otros tipos de estructura del vehículo. Los valores típicos de la rigidez de torsión de los cuerpos modernos de automóviles integrales son aproximadamente 8000 - 10 000 N m / grado para sedanes y más alto (alrededor de 12 000 a 15 000 N m / grado, o más) para los vehículos de lujo [20].

1.6.3. Resistencia y rigidez

Hablar de resistencia implica que ninguna parte de la estructura perderá su función cuando se somete a cargas producidas en el camino. La pérdida de función puede ser causada por sobrecargas instantáneas debido a los casos de carga extrema, o por la fatiga del material. Un fallo instantáneo puede ser causado por (a) sobre tensado de los componentes más allá del límite elástico, o (b) por pandeo de los elementos de compresión o cizallamiento, o (c) por el fallo de las articulaciones.

La resistencia se puede definir alternativamente como la fuerza máxima que puede soportar la estructura (ver Figura 1.20). Los diferentes casos de carga causan diferentes comportamientos a los componentes, pero la estructura debe tener la resistencia suficiente para todos los casos de carga. [20].

La rigidez es la propiedad de un cuerpo, elemento o estructura de oponerse a las deformaciones. También podría definirse como la capacidad de soportar cargas o tensiones sin deformarse o desplazarse excesivamente. La rigidez K de la estructura se relaciona con la deformación Δ producida cuando se aplica una fuerza F , es decir, $F = \Delta * K$ Se aplica sólo a las estructuras en el rango elástico y es la pendiente de la carga vs deflexión que se puede apreciar en la Figura 1.20.

La rigidez de una estructura de vehículo tiene influencias importantes en la manipulación y el comportamiento vibratorio. Es importante asegurarse de que las deflexiones debidas a cargas extremas no son tan grandes como para poner en peligro el funcionamiento del vehículo, por ejemplo para que las puertas no se cierren, o que la geometría de la suspensión se altere [27].

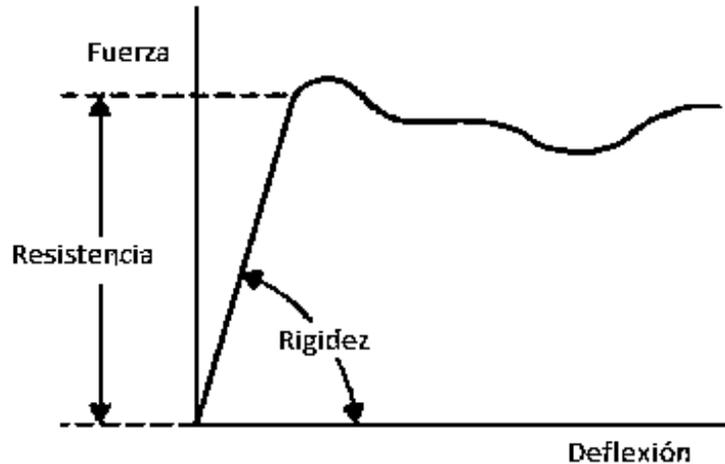


Figura 1. 20. Conceptos de rigidez y resistencia [20].

Baja rigidez puede llevar a vibraciones inaceptables. Una vez más, los diferentes casos de carga requieren diferentes definiciones de rigidez, y algunos de ellos se utilizan a menudo como puntos de referencia para el desempeño estructural del vehículo. Los dos más comúnmente usado de esta manera son:

- Resistencia a la flexión K_B , que relaciona la deflexión vertical simétrica de un punto cerca del centro de la distancia entre ejes a múltiplos del total de cargas estáticas en el vehículo. Una versión simplificada de este es relacionar la deflexión a una sola carga, aplicada simétricamente cerca del centro de la distancia entre ejes [20].
- K_T , relaciona la deflexión torsional θ de la estructura a un torque T , aplicado alrededor del eje longitudinal del vehículo. El vehículo se somete a un par de torsión como parejas iguales y opuestas que actúan sobre puntos de montaje de suspensión en la parte delantera y trasera, y el giro θ se mide entre la parte delantera y los montajes de la suspensión trasera. Giro en puntos intermedios a lo largo de la distancia entre ejes a veces también se mide con el fin de destacar las regiones de la estructura que necesitan refuerzo [20].

Capítulo II. Criterios de diseño para el bastidor

Para diseñar un bastidor, es importante especificar el fin para el cual se empleará, en qué ambiente desempeñará su función, bajo qué criterios de carga operará y contar con documentación válida que proporcione los rangos de deformaciones aceptables para que el producto opere correctamente.

2.1. Criterios de diseño en función de las Normas Mexicanas

Con el fin de atender los requisitos establecidos por las Normas Mexicanas que aseguran el correcto funcionamiento de los distintos vehículos que circulan por las carreteras nacionales, se clasificó el vehículo proyectado en función de las Normas Mexicanas.

2.1.1. Clasificación de vehículos

Atendiendo a las clasificaciones establecidas por las Normas Mexicanas de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes. Se eligió la clase de vehículo adecuada para el diseño del auto para normalizar los pesos máximos autorizados establecidos por las mismas, según su nomenclatura, eje y número de llantas.

De acuerdo a la Norma Mexicana NOM-012-SCT-2-2008, los vehículos se clasifican [28].

- Según su clase y nomenclatura (Tabla 2.1)

Tabla 2. 1. Clasificación vehicular según su clase y nomenclatura [28].

Clase	Nomenclatura
Autobús	B
Camión unitario	C
Camión remolque	C-R
Tractocamión articulado	T-S
Tractocamión doblemente articulado	T-S-R y T-S-S

- Según su clase, nomenclatura, número de ejes y llantas.

Para esta clasificación (en función del número de ejes y llantas) solo se muestra la correspondiente al camión unitario, por ser la clase de vehículo que más se asemeja al proyectado en este trabajo (vehículo conformado principalmente por cabina y carrocería). Los dos diferentes tipos de camión unitario en función del número de ejes y llantas, se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2. 2. Clases de camiones unitarios según número de llantas y ejes [28].

CAMIÓN UNITARIO (C)			
NOMENCLATURA	NÚMERO DE EJES	NÚMERO DE LLANTAS	CONFIGURACIÓN DEL VEHÍCULO
C2	2	6	
C3	3	8-10	

En la Tabla 2.2, no se muestra un vehículo que cuente con las mismas características a las del vehículo proyectado, sin embargo, se tomó como base el vehículo C2 por tener el mismo número de ejes, con la única diferencia el número de llantas (dos más que el vehículo proyectado). La clase de camión unitario C2 se utilizó como parámetro para identificar los pesos y dimensiones máximos autorizados por las Normas Técnicas Mexicanas.

2.1.2. Clasificación de caminos

Para poder determinar el peso y dimensiones máximas autorizadas de acuerdo a las Normas Mexicanas, primero debe de identificarse el tipo de camino por el cual transitará el vehículo proyectado. Los caminos se clasifican en [29];

- Carretera tipo ET

Son aquellas que forman parte de los ejes de transporte que establezca la Secretaría, cuyas características geométricas y estructurales permiten la operación de todos los vehículos autorizados con las máximas dimensiones, capacidad y peso, así como de otros que por interés general autorice la Secretaría, y que su tránsito se confine a este tipo de caminos.

- Carretera tipo A

Son aquellas que por sus características geométricas y estructurales permiten la operación de todos los vehículos autorizados con las máximas dimensiones, capacidad y peso, excepto aquellos vehículos que por sus dimensiones y peso sólo se permitan en las carreteras tipo ET.

- Carretera tipo B

Son aquellas que conforman la red primaria y que atendiendo a sus características geométricas y estructurales prestan un servicio de comunicación interestatal, además de vincular el tránsito.

- Carretera tipo C

Red secundaria; son carreteras que atendiendo a sus características prestan servicio dentro del ámbito estatal con longitudes medias, estableciendo conexiones con la red primaria.

- Carretera tipo D

Red alimentadora, son carreteras que atendiendo a sus características geométricas y estructurales principalmente prestan servicio dentro del ámbito municipal con longitudes relativamente cortas, estableciendo conexiones con la red secundaria.

En la Tabla 2.3, se muestra la organización del tipo de carretera según sus características geométricas.

Tabla 2. 3. Tipos de carreteras y nomenclatura [29].

Tipo de Carretera	Nomenclatura
Carretera de cuatro carriles, Eje de Transporte	ET4
Carretera de dos carriles, Eje de Transporte	ET2
Carretera de cuatro carriles	A4
Carretera de dos carriles	A2
Red primaria	B4
Red primaria	B2
Red secundaria	C
Red alimentadora	D

De acuerdo a la clasificación de los tipos de carretera mencionados, se eligió el tipo D por ser el ambiente para el cual será destinado el vehículo eléctrico (la función para la cual se destinará el vehículo es para ser usado como auto de turismo en la ciudad de Morelia, Michoacán).

2.1.3. Pesos Máximos autorizados

Después de haber identificado el tipo de vehículo que se asemeja al propuesto, así como el tipo de camino por el cual transitará, el siguiente paso fue verificar que las cargas, a las cuales se someterá el bastidor no sobrepasen los pesos máximos autorizados por eje, establecidos en la norma NOM-012-SCT-2-2008. En la Tabla 2.4, se observan los pesos en

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

toneladas autorizados por eje y tipo de camino, para este caso se eligió el camino tipo D y ejes sencillos con dos llantas.

Tabla 2. 4. Pesos máximos autorizados por tipo de eje y camino [28].

CONFIGURACIÓN DE EJES	TIPO DE CAMINO			
	ET4 Y ET2 A4 Y A2	B4 Y B2	C	D
 SENCILLO DOS LLANTAS	6,50	6,00	5,50	5,00
 SENCILLO CUATRO LLANTAS	10,00	9,50	8,00	7,00
 MOTRIZ SENCILLO CUATRO LLANTAS	11,00	10,50	9,00	8,00
 MOTRIZ DOBLE O TANDEM SEIS LLANTAS	15,00	13,00	11,50	11,00
 DOBLE O TANDEM OCHO LLANTAS	17,00	15,00	13,50	12,00
 MOTRIZ DOBLE O TANDEM OCHO LLANTAS	18,00	17,00	14,50	13,50
 TRIPLE O TRIDEM DOCE LLANTAS	23,50	22,50	20,00	NA

En la Tabla 2.4, se observa que el peso máximo autorizado en la configuración de eje sencillo con dos llantas es de 5 toneladas, este valor no se logra superar en los ejes del vehículo eléctrico ya que se diseñara para transportar un máximo de 10 personas.

2.1.4. Peso bruto vehicular máximo autorizado

El peso bruto vehicular máximo autorizado para cada vehículo según su configuración vehicular y tipo de camino en que transitan, es el indicado en la Tabla 2.5. Considerando la suma de pesos por eje y la fórmula puente (ecuación (2.1)), se puede estimar un peso bruto vehicular [28].

$$P_{BV} = 870 * \left[\frac{D_E * N_E}{N_E - 1} + (3.66 * N_E) + 11 \right] \quad (2.1)$$

Donde:

P_{BV} =Peso bruto vehicular (kg)

D_E = Distancia entre ejes medida del centro del eje delantero, al centro del ultimo eje del vehículo o configuración vehicular (m)

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

N_E = Número de ejes

Cálculo del peso bruto vehicular máximo según la ecuación (2.1)

$$P_{BV} = 870 * \left[\frac{1.65 * 2}{2 - 1} + (3.66 * 2) + 11 \right] = 870 * (3.3 + 7.32 + 11) = 18809.4 \text{ kg}$$

El peso bruto vehicular que se obtuvo, fue de 18809.4 kg, sin embargo, el valor que se toma como referencia se muestra en la Tabla 2.5, que muestra el peso bruto vehicular en función del número de ejes, número de llantas, tipo de vehículo y tipo de camino. Para este caso la configuración utilizada fue la C2 en un tipo de camino D.

Tabla 2. 5. Peso bruto vehicular máximo autorizado por clase de vehículo y Camino [28].

VEHÍCULO O CONFIGURACIÓN VEHICULAR	NÚMERO DE EJES	NÚMERO DE LLANTAS	PESO BRUTO VEHICULAR (toneladas)			
			ET y A	B	C	D
B2	2	6	17.5	16.5	14.5	13
B3	3	8	21.5	19	17	16
B3	3	10	24.5	23	20	18.5
B4	4	10	27	25	22.5	21
C2	2	6	17.5	16.5	14.5	13
C3	3	8	21.5	19	17	16
C3	3	10	24.5	23	20	18.5
C2-R2	4	14	37.5	35.5	NA	NA
C3-R3	5	18	44.5	42.5	NA	NA
C3-R3	6	22	51.5	47.5	NA	NA
C2-R3	5	18	44.5	41	NA	NA
T2-S1	3	10	27.5	26	22.5	NA
T2-S2	4	14	34.5	31.5	28	NA
T3-S2	5	18	41.5	38	33.5	NA
T3-S3	6	22	48	45.5	40	NA
T2-S3	5	18	41	39	34.5	NA
T3-S1	4	14	34.5	32.5	28	NA
T2-S1-R2	5	18	47.5	45	NA	NA
T2-S1-R3	6	22	54.5	50.5	NA	NA
T2-S2-R2	6	22	54.5	50.5	NA	NA
T3-S1-R2	6	22	54.5	51.5	NA	NA
T3-S1-R3	7	26	60.5	57.5	NA	NA
T3-S2-R2	7	26	60.5	57.5	NA	NA

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

T3-S2-R4	9	34	66.5	66	NA	NA
T3-S2-R3	8	30	63	62.5	NA	NA
T3-S3-S3	8	30	60	60	NA	NA
T2-S2-S2	6	22	51.5	46.5	NA	NA
T3-S3-S2	7	26	58.5	53	NA	NA

2.1.5. Dimensiones máximas autorizadas.

El ancho máximo autorizado para todas las clases de vehículos que transitan en los diferentes tipos de caminos, es de 2,60 m, este no incluye los espejos laterales, elementos de sujeción y demás aditamentos para el aseguramiento de la carga. Estos accesorios no deben sobresalir de 20 cm a cada lado del vehículo [28].

La altura máxima autorizada para todas las clases de vehículos que transitan en los diferentes tipos de caminos, es de 4,25 m. El largo máximo autorizado para los vehículos clase camión unitario (indicados por la letra C) se indica en la Tabla 2.6 [28].

Tabla 2. 6. Largo máximo autorizado por clase de vehículo y camino [28].

VEHÍCULO O CONFIGURACIÓN VEHICULAR	NÚMERO DE EJES	NÚMERO DE LLANTAS	LARGO TOTAL (m)			
			ET y A	B	C	D
B2	2	6	14	14	14	12.5
B3	3	8	14	14	14	12.5
B3	3	10	14	14	14	12.5
B4	4	10	14	14	14	12.5
C2	2	6	14	14	14	12.5
C3	3	8	14	14	14	12.5
C3	3	10	14	14	14	12.5
C2-R2	4	14	31	28.5	NA	NA
C3-R2	5	18	31	28.5	NA	NA
C3-R3	6	22	31	28.5	NA	NA
C2-R3	5	18	31	28.5	NA	NA
T2-S1	3	10	23	20.8	18.5	NA
T2-S2	4	14	23	20.8	18.5	NA
T3-S2	5	18	23	20.8	18.5	NA
T3-S3	6	22	23	20.8	18.5	NA
T2-S1-R2	5	18	31	28.5	NA	NA
T2-S1-R3	6	22	31	28.5	NA	NA
T2-S2-R2	6	22	31	28.5	NA	NA
T3-S1-R2	6	22	31	28.5	NA	NA

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

T3-S1-R3	7	22	31	28.5	NA	NA
T3-S2-R2	7	26	31	28.5	NA	NA
T3-S2-R4	9	34	31	28.5	NA	NA
T3-S2-R3	8	30	31	28.5	NA	NA
T3-S3-S2	8	30	25	25	NA	NA
T2-S3	5	18	23	20	18	NA
T3-S1	4	14	23	20	18	NA
T2-S2-S2	6	22	31	28.5	NA	NA
T3-S2-S2 7	7	26	31	28.5	NA	NA

2.1.6. Capacidad máxima permitida de personas

La capacidad máxima de personas sentadas por unidad vehicular, está en función del peso bruto vehicular especificado por el fabricante, el peso vehicular incluyendo la carrocería y el peso promedio por persona, esta capacidad se determina de acuerdo a la siguiente fórmula y considerando un peso promedio por persona de 70 kg [30].

$$NP_{Max} = \frac{P_{BV} - P_V}{P_{PP} + P_{EP}} \quad (2.2)$$

NP_{Max} = Número máximo permitido de personas sentadas por unidad (capacidad)

P_{BV} = Peso bruto vehicular (kg)

P_V = Peso vehicular (kg)

P_{PP} = Peso promedio por persona (kg)

P_{EP} = Peso de equipaje por persona (kg)

$$NP_{Max} = \frac{(700 + 750 + 135) - 750}{70 + 15}$$

$$NP_{Max} = 9.82 \cong 10$$

2.1.7. Pruebas de resistencia

La estructura debe soportar los esfuerzos de torsión y flexión bajo las condiciones de deformación que a continuación se establecen [30]:

Para prueba de Torsión: El vehículo con su máximo peso bruto vehicular no debe presentar deformaciones elásticas en su estructura, que originen mal funcionamiento de los componentes de la carrocería. Esto se verifica de acuerdo con el siguiente procedimiento. El vehículo a su máximo peso bruto vehicular será sometido respecto a su plano horizontal con un desnivel en sus puntos de apoyo (llantas) hacia arriba y hacia abajo de 0.15 m de forma alterna en cada una de sus llantas, las llantas restantes del vehículo no deben

despegarse del suelo. Se observarán las deformaciones elásticas y verifica el funcionamiento de cada uno de los componentes de la carrocería.

Para prueba de Flexión: El vehículo cargado a 2.5 veces su carga útil, uniformemente distribuida a lo largo del mismo, será soportado en los cuatro puntos de apoyo de la suspensión. Las deformaciones elásticas que se presenten no deben ser superiores a 0.015 m [30].

2.2. Criterios de diseño en función de la aplicación del vehículo

El diseño de cada producto se realiza en función de la aplicación que desempeñará en el futuro, por esta razón es importante especificar bajo qué criterios se diseña o elabora un determinado producto. En este caso se diseña un bastidor que pueda ser usado en un vehículo con aplicación turística.

2.2.1. Cargas a soportar por el bastidor

Las dos principales cargas que soporta el bastidor son: la carga viva y la carga muerta, definidas anteriormente. De acuerdo a la aplicación del bastidor, el peso bruto vehicular P_{BV} queda definido por las siguientes cargas;

- Carga viva

Deberá transportar un total de 10 pasajeros con una masa promedio de 70 kg por persona, dando un peso promedio $P_{TP}=6900$ N. En este caso no se contempla el peso de la gasolina debido a que el vehículo cuenta con motor eléctrico, se tomaron 15 kg de masa por equipaje de cada persona, dando un peso por equipaje de $P_{TE}=1472$ N.

- Carga muerta

Se estimó un total en masa de 750 kg equivalente a un peso promedio de $P_V= 7400$ N en el cual se incluyeron todos los elementos del vehículo, bastidor, carrocería, motor, diferencial, pilas del motor, etc.

El peso bruto vehicular está definido por la ecuación (2.3)

$$P_{BV} = \text{Cargas vivas} + \text{Cargas muertas} \quad (2.3)$$

$$P_{BV} = P_{TP} + P_{TE} + P_V = 6900 \text{ N} + 1472 \text{ N} + 7400 \text{ N} = 15772 \text{ N}$$

2.2.1.1. Carga de flexión

Para asegurar un correcto funcionamiento y dar cumplimiento a los reglamentos establecidos por las normas nacionales, la prueba de flexión se realizó de acuerdo a los criterios y parámetros establecidos por la Norma Mexicana de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes NOM-012-SCT-2-2008. La cual establece que en esta prueba sólo se aplique la carga útil, sin embargo, en este caso se tomaron en cuenta las principales cargas que influyen en el análisis, mostradas en la Tabla 2.7, con el fin de obtener resultado más precisos.

Tabla 2. 7. Pesos y masas de los componentes más significativos del vehículo.

ELEMENTOS	MASA (kg)	PESOS (N)
Pasajeros	700	6900
Equipaje	135	1472
Carrocería	250	2453
Cabina	100	981
Componentes del motor	60	589
Pilas	80	785

La carga de flexión P_F , de acuerdo a los datos proporcionados por la Tabla 2.7, queda definida por la ecuación (2.4).

$$P_F = (P_{TP} + P_{TE} + P_B + P_C + P_M + P_P) * 2.5 \quad (N) \quad (2.4)$$

Donde P_B es el peso de la carrocería, P_C el peso de la cabina, P_M es el peso de los componentes del moto y P_P el peso de las pilas.

$$P_F = (6900 + 1472 + 2453 + 981 + 589 + 785) * 2.5 = 32950 \text{ N}$$

La carga que se le aplica a la estructura para obtener los resultados de deformación en flexión será de 32950 N.

2.2.1.2. Carga de torsión

La prueba mencionada en la norma NOM-012-SCT-2-2008 solo es posible realizarla en un auto físico, por tal motivo, esta prueba se realizó aplicando un par de fuerzas en la posición de la suspensión delantera y restringiendo la suspensión trasera y viceversa.

La rigidez torsional K_T , está dada por la ecuación (2.5):

$$K_T = \frac{T}{\theta} \quad (2.5)$$

Donde:

K_T = Rigidez a la torsión (N m/grado)

T= Torque aplicado (N m)

θ = Ángulo de giro (grados)

El ángulo de giro θ se deduce del esquema mostrado en la Figura 2.1, que muestra una vista frontal del bastidor en su posición inicial (línea negra) y final (línea azul) al momento de aplicar el par de fuerzas [31,32].

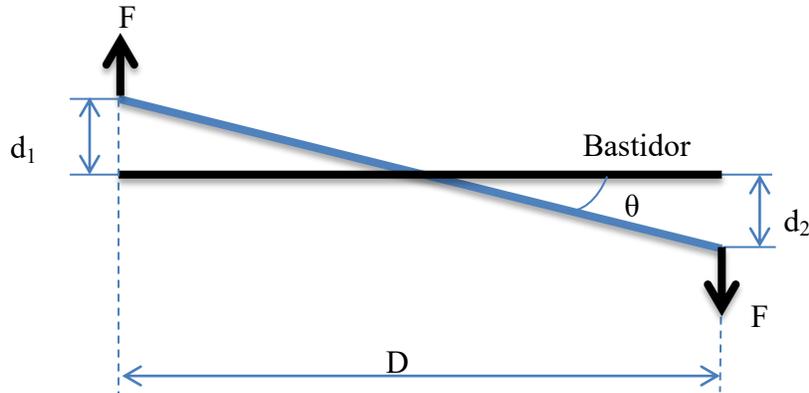


Figura 2. 1. Vista frontal del bastidor al aplicar el par de fuerzas (ángulo de giro).

$$\theta = \tan^{-1} \frac{(d_1 - d_2)}{D} = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} \quad (2.6)$$

Donde:

d_1 = máxima deformación (mm)

d_2 = mínima deformación (mm)

D= brazo de palanca (m)

F=fuerza (N)

El torque está dado por la ecuación (2.7)

$$T = F D \quad (2.7)$$

Sustituyendo el torque y el ángulo de giro, la rigidez queda definida por la ecuación (2.8)

$$K_T = \frac{F D}{\tan^{-1} \left(\frac{d_1 - d_2}{D} \right)} = \frac{T D \pi}{180 (d_1 - d_2)} \quad (2.8)$$

Las deformaciones elásticas que se presenten, no deben generar mal funcionamiento de los componentes de la carrocería, tales como: puertas, ventanillas y salidas de emergencia; rupturas en cristales y parabrisas; desprendimiento de asientos, pasamanos o cualquier elemento estructural interno o externo del vehículo.

2.2.2. Diseño de la carrocería

La carrocería es la estructura que aloja a los pasajeros y puede estar soldada, atornillada o remachada al bastidor, para este caso se propone que se fije al bastidor a través de tornillos, con el fin de facilitar su desmontaje en el momento necesario. Como se mencionó anteriormente el vehículo transportará un total de 10 personas, pero las pasajeros que se alojarán en la carrocería solo serán 8 y el resto en la cabina.

Tomando en cuenta las dimensiones máximas permitidas por la Norma Mexicana NOM-012-SCT-2-2008, se dimensionó la carrocería que se montará en el bastidor del vehículo eléctrico. Las medidas más significativas (el largo, ancho y alto) se observan en la Figura 2.2.

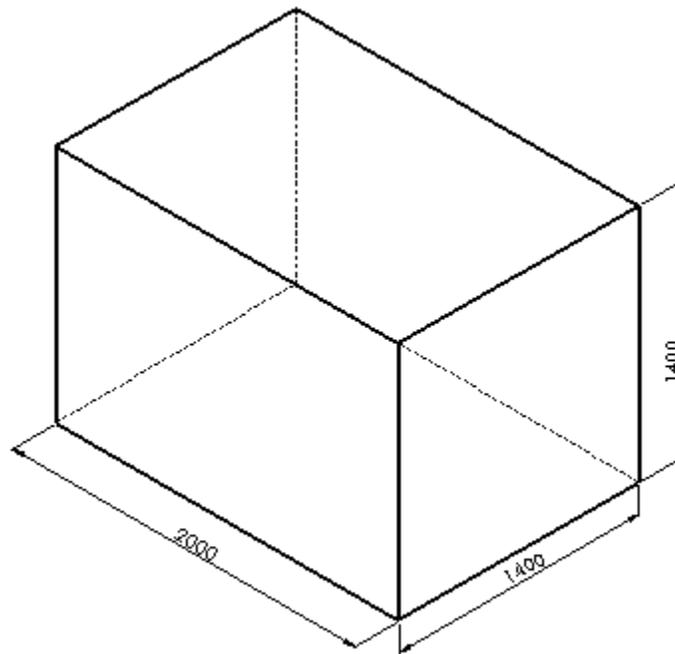


Figura 2. 2. Dimensiones más significativas para la carrocería (escala 1: X).

Estas medidas están en función de la distribución de los pasajeros, cuya ubicación será en dos filas a lo largo de la carrocería. Se consideró un ancho promedio por persona de 425 mm, se propuso una sola silla a lo largo de la carrocería con dimensiones de 1700 mm. El espacio entre cada sillón se acotó a 450 mm. En Figura 2.3, se puede apreciar el modelo propuesto de la carrocería para el vehículo turístico.

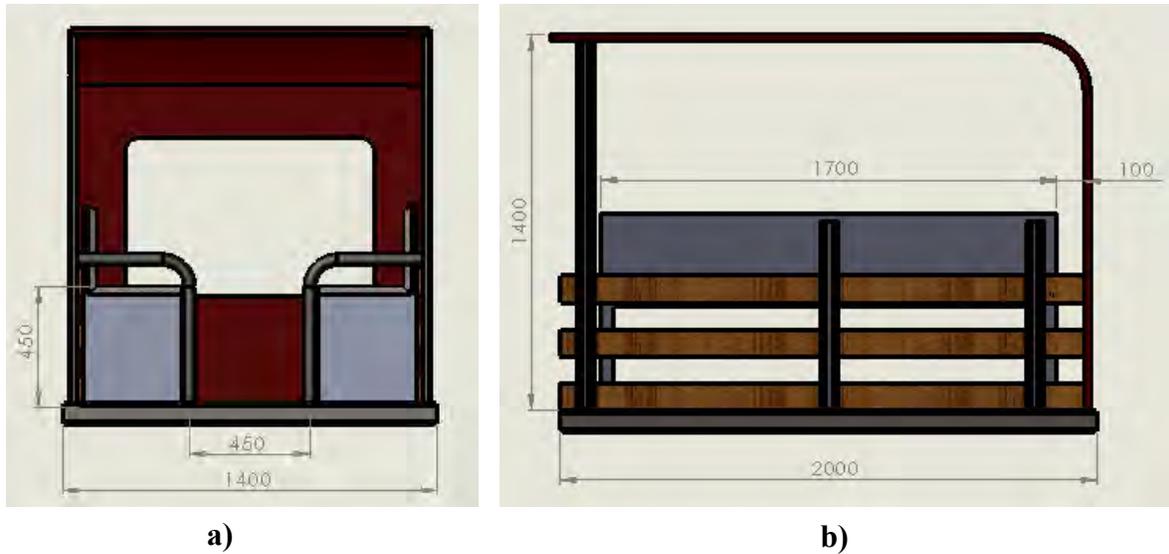


Figura 2. 3. a) vista posterior de la carrocería propuesta, b) vista lateral de la carrocería (escala 1: X).

El diseño de la carrocería solo es una variante de la propuesta real, las dimensiones (largo, ancho y alto de la carrocería) no se pueden cambiar debido a que algunos cálculos están en función de sus medidas (la distancia entre ejes), la colocación de los asientos tampoco puede ser cambiada. Pero referente a la apariencia exterior, puede variarse al gusto del diseñador, puesto que en este trabajo solo se analizó el bastidor y quedaron establecidas las dimensiones generales de la carrocería. Una vista isométrica del modelo propuesto de la carrocería se muestra en la Figura 2.4.

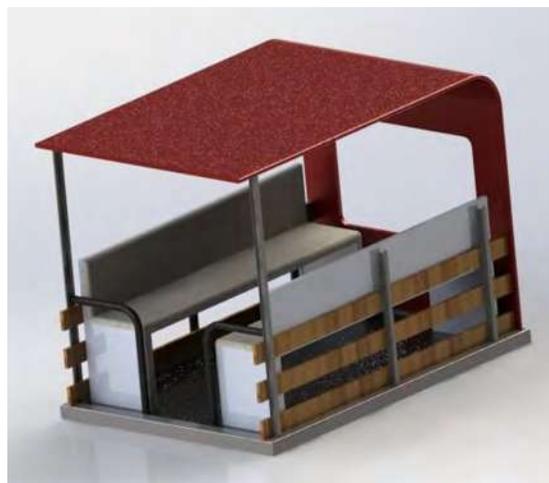


Figura 2. 4. Vista isométrica de la carrocería propuesta (escala 1: X).

2.2.3. Cálculo de la distancia entre ejes

La distancia entre ejes es un factor muy importante y se puede obtener un buen valor tomando en cuenta las dimensiones de la carrocería, de la cabina y considerando la carga que se desee que soporte cada eje. La distancia entre los ejes se obtuvo de la siguiente manera, si se pretende que el eje trasero soporte aproximadamente un 80% del peso de la carrocería, aplicando el principio de la palanca se puede determinar dicha distancia, en la Figura 2.5, se muestra el principio de la palanca y en la Figura 2.6, su aplicación a un vehículo con carrocería [33].

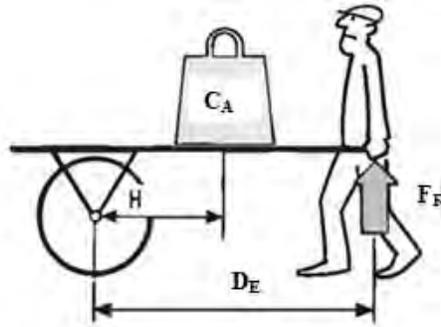


Figura 2. 5. Principio de la palanca [33].

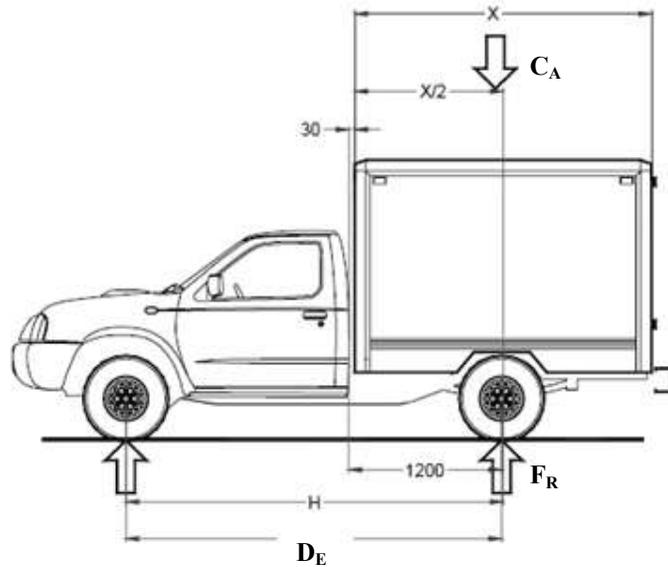


Figura 2. 6. Principio de la palanca aplicado a un auto con carrocería (escala 1: X) [33].

La ecuación (2.9) representa matemáticamente el principio de la palanca

$$C_A * H = F_R * D_E \quad (2.9)$$

Donde

C_A =carga (N)

H =distancia del centro de la carga al centro de la rueda (mm)

F_R =fuerza de reacción (N)

D_E =distancia entre el centro de la rueda y la fuerza de reacción (mm)

La cabina es una de las partes que se reciclan del anterior vehículo y tiene una dimensión de longitud de 950 mm. Si se suma la longitud de la carrocería, la dimensión total (2000 mm de la carrocería más 950 mm de la cabina) resulta de 2950 mm que es también la longitud que tendrá el bastidor.

Teniendo estas dimensiones establecidas es posible calcular una distancia entre ejes adecuada en función de la carrocería. Requiriendo un voladizo de 700 mm entre el eje delantero y el frente del vehículo, la distancia H que va desde el eje delantero al centro de la carrocería tendría un valor de 1250 mm. La carga C_A en este caso es la suma de los pesos de los pasajeros, equipaje y peso propio de la carrocería

$$C_A = P_{TP} + P_{TE} + P_B \quad (\text{N}) \quad (2.10)$$

$$C_A = 6900 + 1472 + 2453 = 10823 \text{ N}$$

Si se desea que la reacción F_R tenga un valor equivalente al 80% de la carga C_A , se obtiene F_R con un valor de 8660 N.

El valor de la distancia entre ejes D_E queda definido por:

$$D_E = \frac{C_A * H}{F_R} = \frac{10823 \text{ N} * 1250 \text{ mm}}{8660 \text{ N}} = 1562.2 \text{ mm}$$

La distancia que debe haber entre los ejes es de 1562.2 mm, sin embargo, se acotó a 1600 mm para proporcionar un voladizo de 650 mm entre el eje trasero y el extremo trasero del vehículo, con el fin de evitar deformaciones excesivas en el mencionada voladizo. En la Figura 2.7, se muestra un esquema general en dos dimensiones (2D) del auto en el que se montará el bastidor y sus dimensiones típicas.

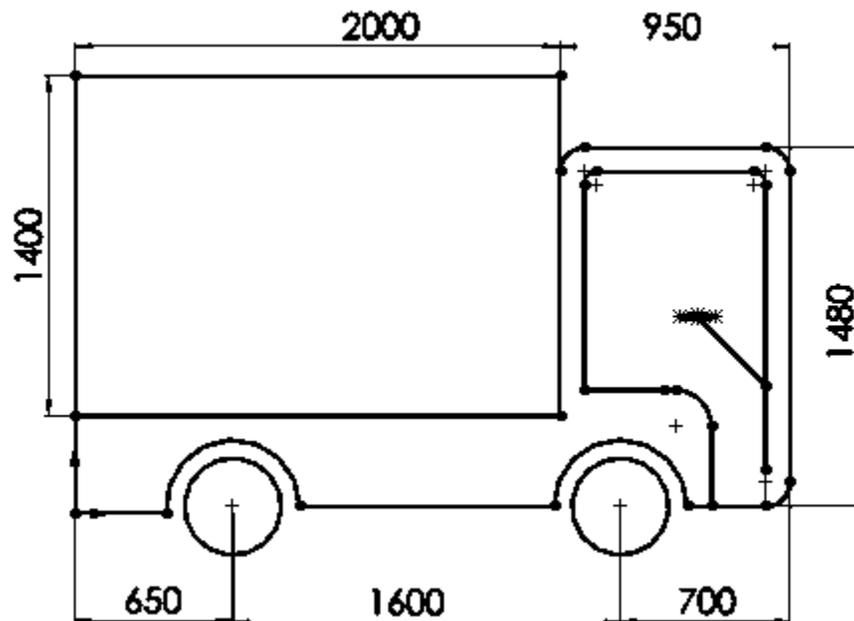


Figura 2. 7. Medidas generales del vehículo en el que se montará el bastidor (escala 1: X).

Teniendo establecido la dimensión total del vehículo así como la distancia entre ejes, el siguiente paso fue el modelado del bastidor.

Capítulo III. Diseño y análisis de modelos

El modelado de los bastidores se realizó en el software SolidWorks, se modelaron dos configuraciones del bastidor, cada una con tres diferentes perfiles, con el fin de seleccionar la configuración con los mejores resultados. También se modeló el bastidor original del vehículo para comparar los resultados de deformación con la mejor propuesta.

3.1. Modelado del bastidor original

El bastidor original se modeló lo más real posible, tomando en cuenta las dimensiones significativas como el largo total, el ancho y la distancia entre ejes. El perfil utilizado se observa en la Figura 3.1.

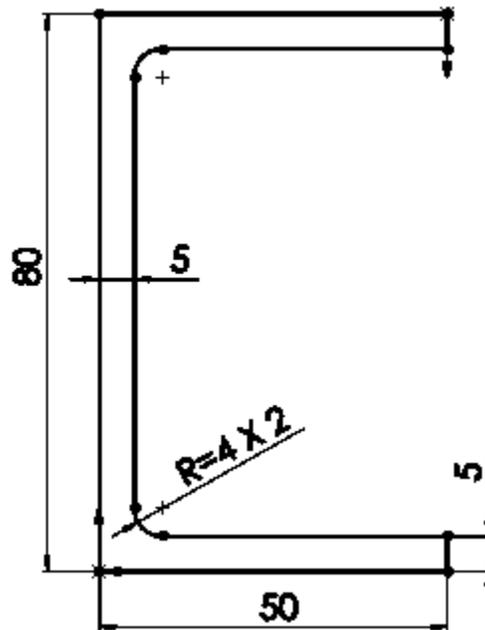


Figura 3. 1. Dimensiones del perfil usado para el modelado del bastidor original (escala 1: X).

Este tipo de perfil no es muy comercial por lo que adquirirlo puede llevar a tiempos excesivos y costos extras. Se puede obtener en una empresa de laminado de perfiles pero aun así los costos serian elevados.

Las dimensiones más importantes para el modelado del bastidor original se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3. 1. Dimensiones más significativas del bastidor original.

Dimensiones más significativas del bastidor original	
Largo total	2500 mm
Ancho de la parte trasera	650 mm
Ancho de la parte delantera	380 mm
Distancia entre ejes	1400 mm
Distancia de apoyo de ballestas	700 mm
Voladizo trasero	400 mm
Voladizo delantero	700 mm

Teniendo en cuenta las dimensiones de la Tabla 3.1, se modelo el bastidor original en SolidWorks. En la Figuras 3.2, 3.3 y 3.4, se pueden visualizar las diferentes vistas del modelo.

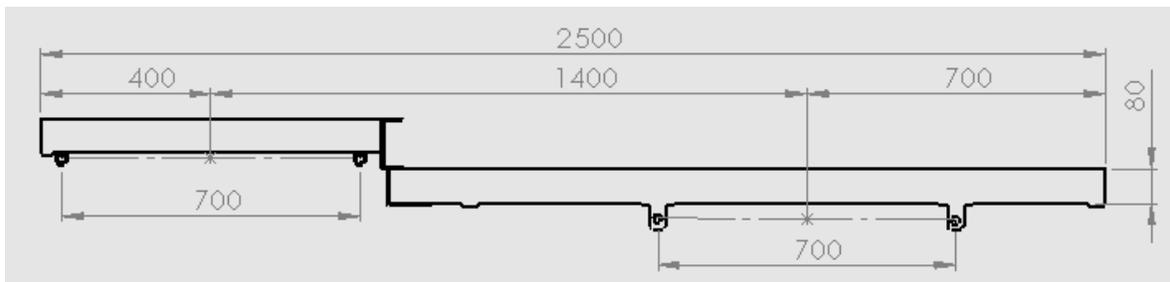


Figura 3. 2. Vista lateral del bastidor original (escala 1: X).

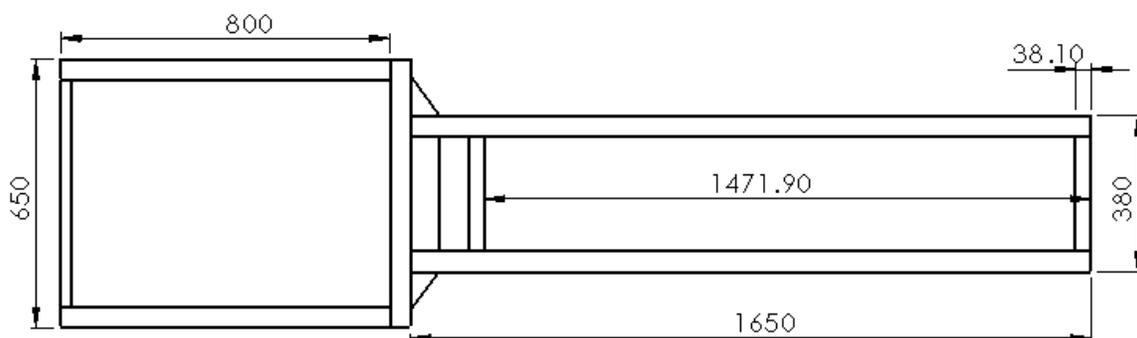


Figura 3. 3. Vista superior del bastidor original (escala 1: X).

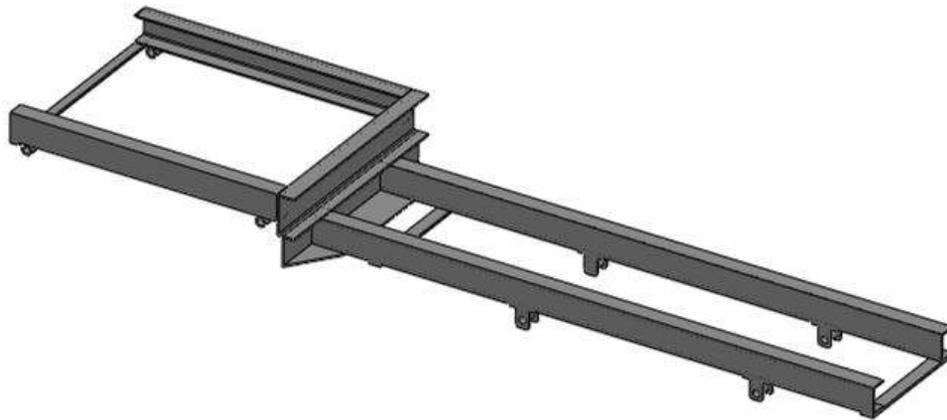


Figura 3. 4. Vista isométrica del bastidor original (escala 1: X).

La Figura 3.4, muestra una posición isométrica del bastidor original, en el cual se puede apreciar el diseño del modelo. La masa total de este bastidor fue de 48.495 kg y el área de contacto o de distribución de la fuerza fue de 0.2450 m².

3.2. Modelado de bastidores propuestos

Para el modelado de los bastidor propuesto se realizaron dos geometrías diferentes y tres variantes del perfil estructural con la fin de obtener una estructura con mejores características de diseño y economía, para este caso debe de tener resistencia a la flexión, torsión y ser ligera. Las dimensiones más importantes del modelado de los bastidores propuestos se observan en la Tabla 3.2.

Tabla 3. 2. Dimensiones más significativas de los bastidores propuestos.

Dimensiones más significativas de los bastidores propuestos	
Largo total	2950 mm
Ancho de la parte trasera	650 mm
Ancho de la parte delantera propuesta 1	400 mm
Ancho de la parte delantera propuesta 2	650 mm
Distancia entre ejes	1600 mm
Distancia de apoyo de ballestas	700 mm
Voladizo trasero	650 mm
Voladizo delantero	700 mm

La dimensión de la parte trasera se mantuvo igual al del bastidor original, debido a que es la longitud máxima permisible por la flecha trasera, de lo contrario se tendría que cambiar el eje y para este caso no es posible ya que se reciclara la mayor cantidad de componentes del vehículo. Además, en el eje trasero se encuentra incorporado el diferencial que es el eje motriz del vehículo y el cambiarlo implicaría un gasto excesivo. Sin embargo, en el eje delantero si es posible aumentar la distancia entre los largueros del bastidor debido a que el eje delantero permite más tolerancia respecto a la anchura del mismo. En las Figuras 3.5 y 3.6, se puede visualizar el eje trasero y delantero respectivamente del vehículo.



Figura 3. 5. Eje trasero del vehículo.



Figura 3. 6. Eje delantero del vehículo.

3.2.1. Primera propuesta del bastidor con perfil original (PPO)

Para la primera propuesta se utilizó el mismo perfil que el bastidor original, para después ver su comportamiento al ser sometido a las cargas de operación. En esta primera propuesta existen dos diferentes dimensiones del ancho del bastidor, el de la parte trasera que corresponde a la carrocería y el del frente correspondiente a la cabina, esto con el fin de ahorrar material en su construcción. La propuesta PPO se modelo considerando las dimensiones mostradas en la Tabla 3.2.

En las Figuras 3.7, 3.8 y 3.9, se pueden observar las distintas vistas de la primera propuesta del bastidor usando el perfil original.

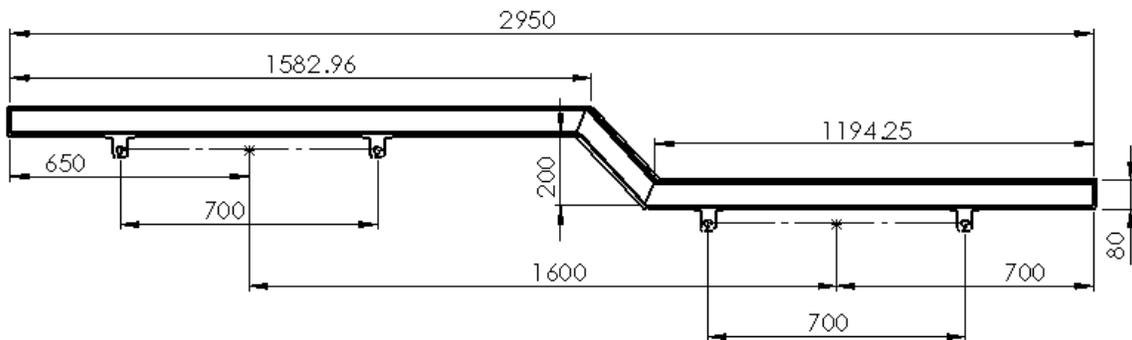


Figura 3. 7. Vista lateral del primer modelo del bastidor con perfil original (escala 1: X).

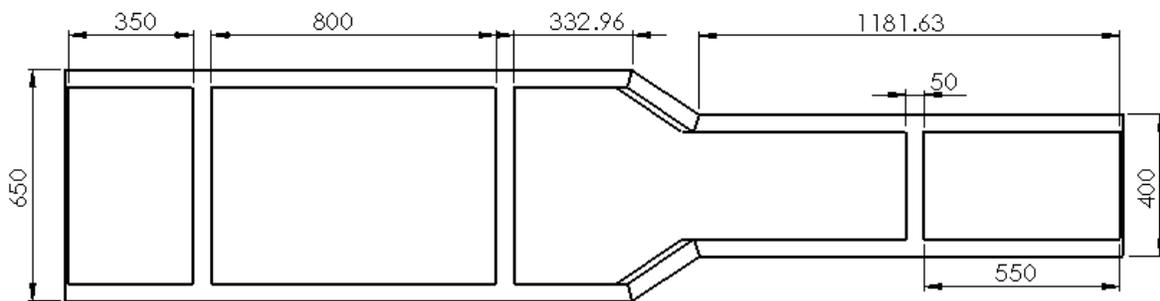


Figura 3. 8. Vista superior del primer modelo del bastidor con perfil original (escala 1: X).

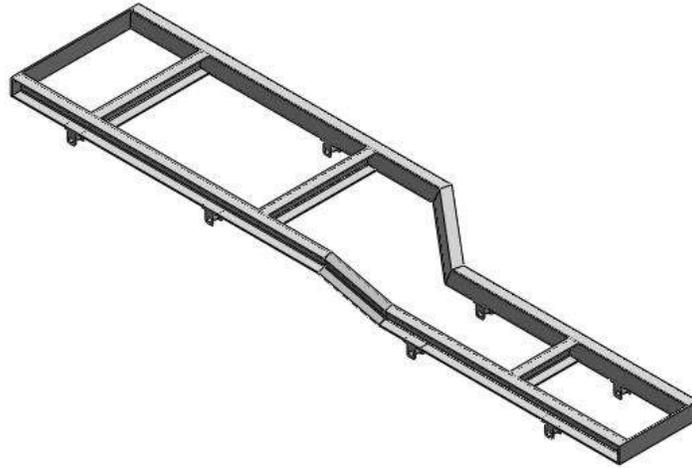


Figura 3. 9. Vista isométrica del primer modelo con perfil original (escala 1: X).

La masa total en este bastidor fue de 59.62 kg y el área de contacto de la distribución de fuerzas es de 0.3064 m^2 .

3.2.2. Primer propuesta del bastidor con perfil viga en “C” (PPC)

Con la misma propuesta de diseño se modeló otro bastidor pero con diferente perfil, en este caso una viga en “C”. En la Figura 3.10, se pueden observar las dimensiones del perfil utilizado para la primera propuesta con perfil en “C”. Para este modelo solo se presenta la vista isométrica del bastidor, ya que las dimensiones de la estructura son similares a las mostradas en la propuesta PPO.

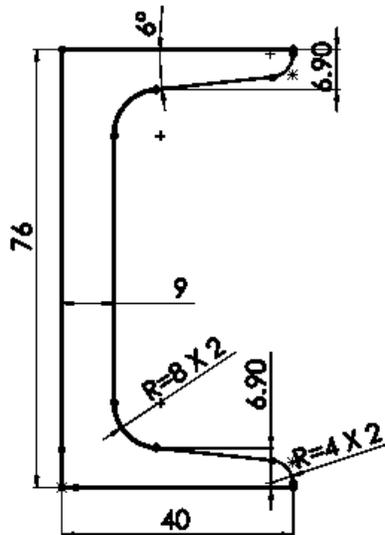


Figura 3. 10. Segundo perfil utilizado en la primera propuesta del bastidor (escala 1: X).

La Figura 3.11, muestra una vista isométrica de la primera propuesta del bastidor con perfil en “C” (PPC), se observa que el modelo es muy parecido a la propuesta PPO teniendo como una diferencia el perfil utilizado.

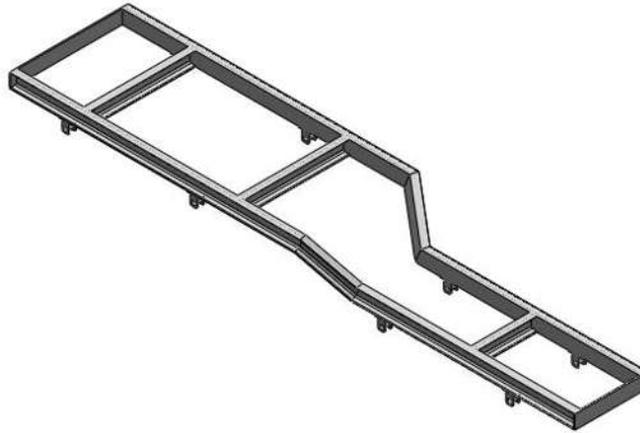


Figura 3. 11. Isométrico de la primera propuesta del bastidor con perfil en “C” (escala 1: X).

La masa total en este modelo fue de 72.26 kg y el área de contacto de la distribución de fuerzas fue 0.2451 m².

3.2.3. Primera propuesta del bastidor con perfil rectangular cerrado (PPR)

El tercer perfil utilizado para el modelado de la primera propuesta del bastidor fue un perfil rectangular cerrado o también llamado perfil PTR, sus dimensiones se pueden observar en la Figura 3.12. Al igual que en la propuesta PPC, solo se muestra la vista isométrica del modelo del bastidor con perfil PTR.

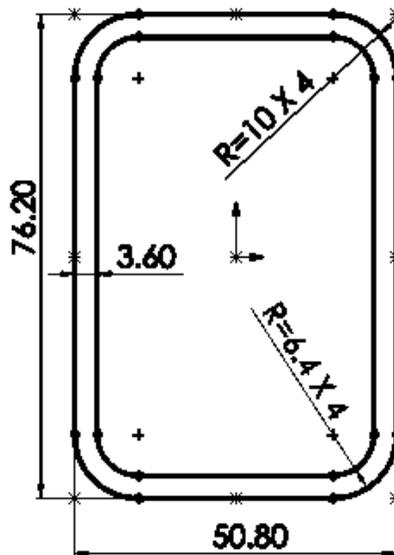


Figura 3. 12. Tercer perfil utilizado para la primera propuesta del bastidor (escala 1: X).

La Figura 3.13, muestra el modelo del bastidor de la primera propuesta con perfil PTR, las dimensiones generales en esta propuesta son las mismas que las mostradas en la propuesta PPO.

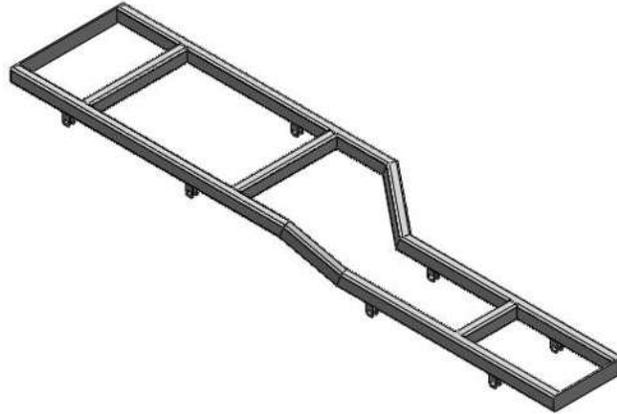


Figura 3. 13. Vista isométrica de la primera propuesta del bastidor con perfil PTR (escala 1: X).

En este último modelo de la primera propuesta se obtuvo una masa de 55.51 kg y un área de contacto de la distribución de fuerzas de 0.1884 m².

3.2.4. Segunda propuesta del bastidor con perfil original (SPO)

Esta propuesta del bastidor se realizó con una misma dimensión en el ancho de toda la estructura tanto en la parte trasera como delantera, el ancho único para todo el bastidor fue de 650 mm, explicado anteriormente el porqué de esta dimensión. En las Figuras 3.14, 3.15 y 3.16 se muestran las vistas del bastidor para la segunda propuesta utilizando el perfil original.

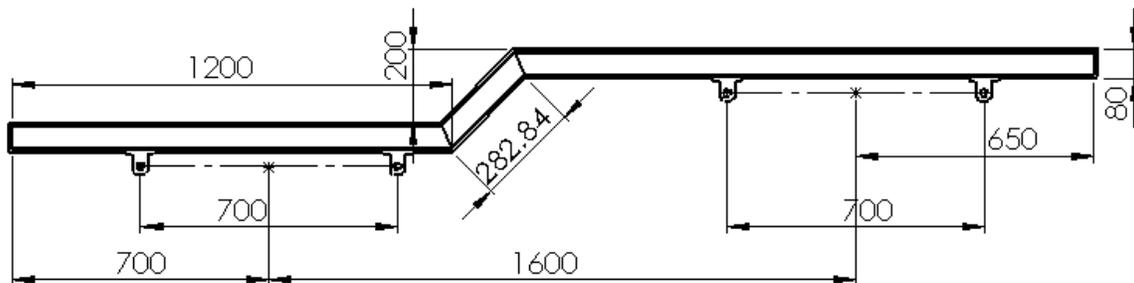


Figura 3. 14. Vista lateral de la segunda propuesta del bastidor con perfil original (escala 1: X).

En la Figura 3.15, se observa que el ancho que tiene toda la estructura es de 650 mm, en la Figura 3.16 se observa el modelo en su vista isométrica.

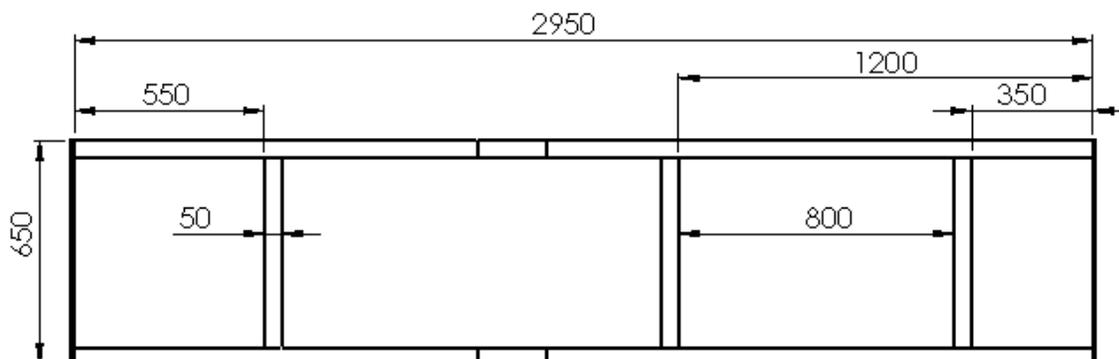


Figura 3. 15. Vista superior de la segunda propuesta del bastidor con perfil original (escala 1: X).

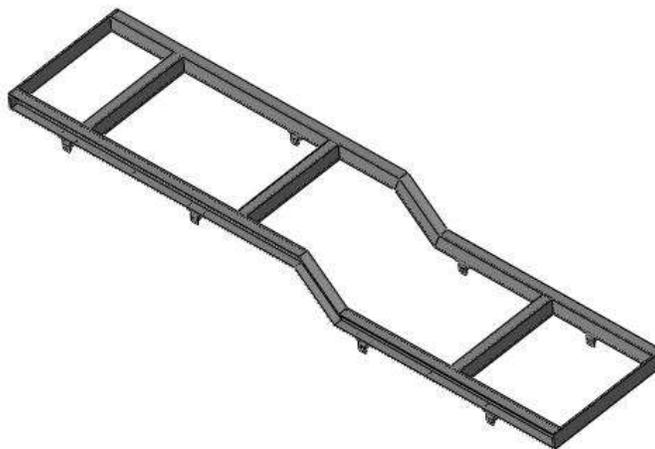


Figura 3. 16. Vista isométrica de la segunda propuesta del bastidor con perfil original (escala 1: X).

En esta propuesta con el mismo tipo de perfil que la propuesta PPO, la masa aumentó a 61.747 kg y su área de contacto fue 0.3032 m².

3.2.5. Segunda propuesta del bastidor con perfil viga en “C” (SPC)

Tomando las mismas dimensiones generales que la segunda propuesta con perfil original (SPO), se modeló la propuesta SPC, que en este caso el perfil utilizado es el perfil en “C”, la Figura 3.17 muestra la vista isométrica de esta propuesta. En este modelo se obtuvo una masa de 74.97 kg y un área de contacto de la distribución de fuerzas de 0.2426 m².

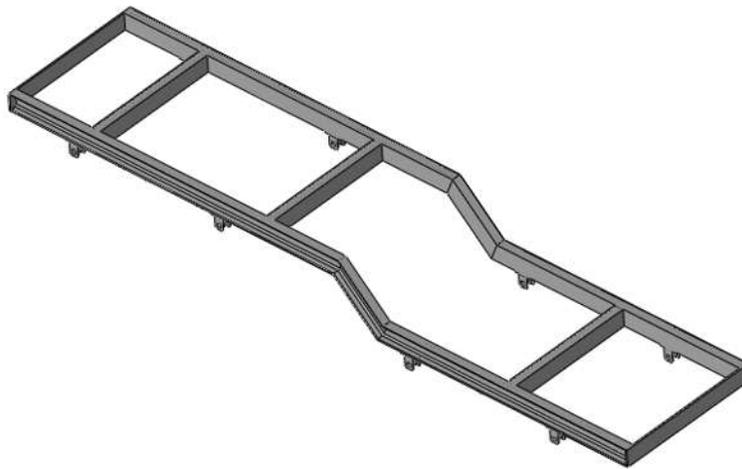


Figura 3. 17. Vista isométrica de la propuesta SPC (escala 1: X).

3.2.6. Segunda propuesta del bastidor con perfil rectangular cerrado (SPR)

Con las mismas dimensiones generales de las propuestas SPO y SPC se construyó el último modelo de la segunda propuesta, que en este caso utiliza el perfil PTR. La Figura 3.18, muestra la vista isométrica de la propuesta SPR. En esta propuesta con perfil rectangular cerrado se obtuvo una masa de 58.16 kg y un área de contacto de 0.1868 m².

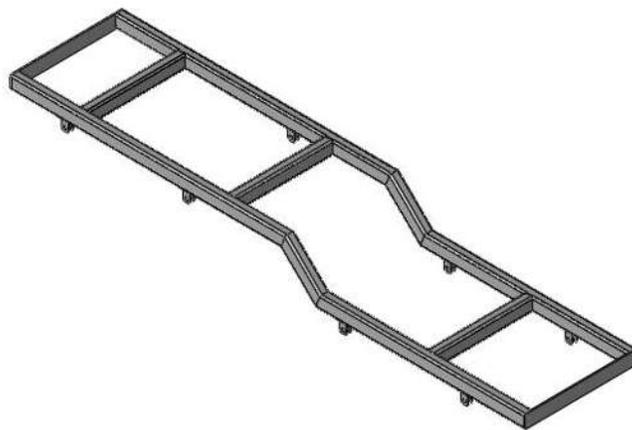


Figura 3. 18. Vista isométrica de la propuesta SPR (escala 1: X).

En la Tabla 3.3 se observan los resultados obtenidos en cada una de las configuraciones propuestas. Se observa que las configuraciones PPR y SPR (configuraciones con perfil rectangular) tienen menor masa que las demás, favoreciendo el diseño de estas configuraciones por ser más ligeras.

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

Tabla 3. 3. Masa y área de contacto de los bastidores modelados.

Masa y área de contacto de los bastidores modelados		
Configuración	Masa (kg)	Área de distribución de la fuerza (m²)
Primera propuesta		
Perfil original (PPO)	59.62	0.3064
Viga en "C" (PPC)	72.26	0.2451
Tubo rectangular PTR (PPR)	55.51	0.1884
Segunda propuesta		
Perfil original (SPO)	61.75	0.3032
Viga en "C" (SPC)	74.97	0.2426
Tubo rectangular PTR (SPR)	58.16	0.1868

Capítulo IV. Análisis y Simulación de modelos propuestos

El análisis por el método de elemento finito es una técnica numérica que ayuda a encontrar valores aproximados de deformaciones, tensiones y muchos otros parámetros importantes.

Como su nombre lo indica, el análisis por elemento finito implica la partición (también llamado discretización) de una estructura en un número finito de elementos. Los elementos se conectan entre sí por medio de puntos nodales o comúnmente llamados nodos. Los elementos pueden ser de diferentes formas geométricas, tal como un triángulo o un cuadrilátero, estas formas geométricas facilitan el desarrollo de las ecuaciones gobernantes que relacionan el comportamiento de desplazamiento y esfuerzo en el elemento [8].

Los pasos que realiza un software (por ejemplo ANSYS® WORKBENCH) en un análisis por elemento finito son [8]:

- Formula las ecuaciones que describen la rigidez de cada elemento, después ensambla todas estas ecuaciones, esto forma un conjunto de ecuaciones que representan la rigidez total de la estructura.
- Resuelve el sistema de ecuaciones para los desplazamientos en cada nodo.
- Usa los desplazamientos de cada nodo para encontrar los esfuerzos.

Para ilustrar los principios fundamentales del método de elemento finito, tomamos el elemento básico (elemento resorte en una dimensión). Este elemento solo soporta cargas aplicadas a lo largo del eje del resorte (a lo largo del eje “x”), cada resorte tiene un nodo en sus extremos.

En la Figura 4.1 se observa la configuración general de un elemento resorte, la rigidez del resorte se define por la letra k y sus nodos se indican por las letras i y j , se supone positivo hacia la derecha. El valor de u_i y u_j representan los desplazamientos en cada nodo, las fuerzas correspondientes se definen por la ley de Hooke (ecuación (4.1)) y son representadas como f_i y f_j (f_i es la fuerza en el nodo i y f_j es la fuerza en el nodo j) [8].

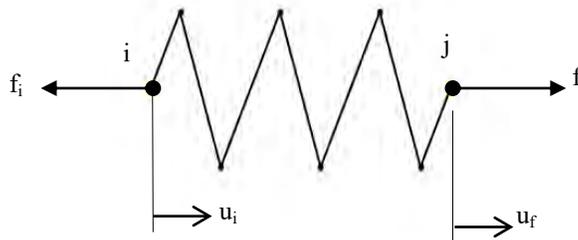


Figura 4. 1. Configuración general del elemento resorte en una dimensión.

$$f = k * u \quad (4.1)$$

Escribiendo las ecuaciones de equilibrio para cada nodo:

$$k(u_j - u_i) = -k * u_i + k * u_j = f_i \quad (4.2)$$

$$k(u_i - u_j) = k * u_i - k * u_j = f_j \quad (4.3)$$

Multiplicando estas ecuaciones por -1 y escribiéndolas en formas de matriz:

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -f_i \\ -f_j \end{Bmatrix} \quad (4.4)$$

Escribiendo en forma general la ecuación (4.4):

$$[k]\{u\} = \{f\} \quad (4.5)$$

Cuando se analizan modelos que contienen más de un elemento resorte el procedimiento a seguir es el mismo, en estos casos se debe ensamblar la matriz de rigidez global (K_G). En la Figura 4.2 se observa un ejemplo de una estructura formada por dos elementos resorte.

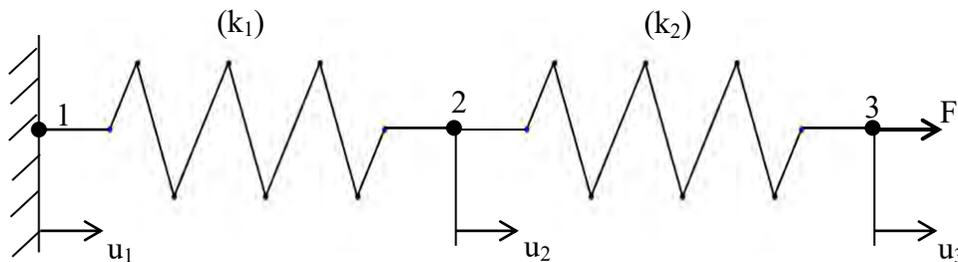


Figura 4. 2. Modelo de una estructura con dos elementos resorte.

Para mantener el equilibrio, la suma de las fuerzas internas debe ser igual a la suma de las fuerzas externas en cada nodo. Las fuerzas internas se representan por F_i , donde i indica el número del nodo donde se aplica la fuerza. Usando esta notación las ecuaciones de equilibrio para el ejemplo mostrado en la Figura 4.2 son:

$$\begin{aligned} k_1 * u_1 - k_1 * u_2 &= F_1 \\ -k_1 * u_1 + k_1 * u_2 + k_2 * u_2 - k_2 * u_3 &= F_2 \\ -k_2 * u_2 + k_2 * u_3 &= F_3 \end{aligned} \quad (4.6)$$

Escribiendo la ecuación (4.6) en forma de matriz:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (4.7)$$

Escribiendo la ecuación (4.7) en forma general:

$$[K_G]\{u\} = \{F\} \quad (4.8)$$

La matriz de rigidez global cambia en función del tipo de elemento que se utilice, sin embargo, la metodología es la misma que se explicó para el elemento resorte.

Entendiendo el concepto de elemento finito y del proceso que llevan a cabo los programas que realizan este tipo de análisis (por ejemplo ANSYS), después que se construyeron los modelos del bastidor en SolidWorks, el siguiente paso fue exportarlos a ANSYS® WORKBENCH que es el programa donde se realizó el análisis por elemento finito. Para poder llevar a cabo el análisis y obtener resultados correctos es importante especificar las propiedades del material, para el análisis de cada propuesta el material usado fue acero estructural. En la Tabla 4.1, se observan las propiedades del acero estructural.

El motivo de realizar la simulación en el programa ANSYS® WORKBENCH, fue que en él, se puede tener mejor control de la malla lo cual influye directamente en los resultados de la simulación.

Tabla 4. 1. Propiedades del acero estructural [34].

Propiedades	Valor	Unidades
Módulo elástico X	$2 * e^{11}$	N/m ²
Coefficiente de Poisson en XY	0.29	adimensional
Módulo a cortante XY	$7.7 * e^{10}$	N/m ²
Densidad de masa	79000	kg/m ³
Límite de Tracción en X	420507000	N/m ²
Limite elástico	351571000	N/m ²
Coefficiente de expansión Térmica en X	$1.5 * e^{-5}$	/K _{EL}
Conductividad Térmica	47	W/(m K _{EL})
Calor específico	420	J/(kg K _{EL})

Para poder realizar la simulación es necesario tener bien definidas las condiciones de frontera a utilizar, esto garantiza que los resultados que se obtengan sean los correctos.

La carga total que se utilizó fue la mencionada en la unidad 2.2.1.1, con un valor $P_F=32950$ N. Se calculó de acuerdo los requerimientos de la Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2008. La carga P_F se aplicó uniformemente distribuida en el área superior de los largueros de cada bastidor.

4.1. Análisis de flexión mediante el método de elemento finito

Para este análisis se siguió el procedimiento mencionado en las Normas Mexicanas, que consiste en colocar la carga uniformemente distribuida a lo largo de los largueros. En ambas propuestas se tomaron fijos los puntos de la suspensión (puntos de sujeción de los muelles).

4.1.1. Análisis de flexión de la configuración PPO

A continuación se muestra el procedimiento realizado en la simulación de la primera propuesta del bastidor con perfil original (PPO). La Figura 4.3, muestra las condiciones de frontera que se aplicaron a la propuesta PPO, la fuerza uniformemente distribuida (32950 N) se aplicó a lo largo de los largueros y los soportes de las muelles se fijaron.

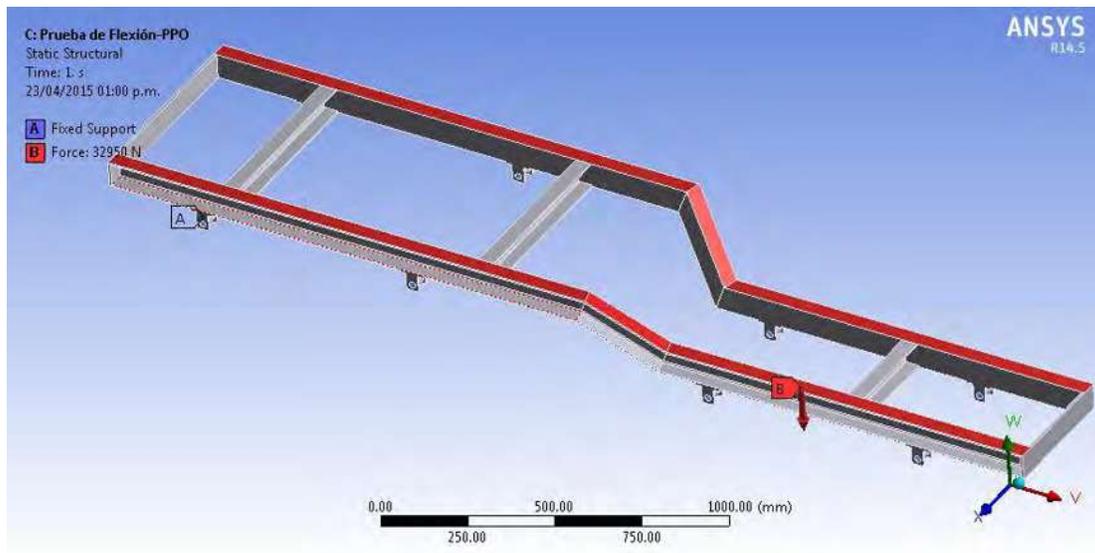


Figura 4. 3. Condiciones de frontera aplicadas en la propuesta PPO.

En la Figura 4.4, se observa el mallado aplicado en la propuesta PPO. El número de nodos fue de 208278 con un tamaño de elemento de 8 mm.

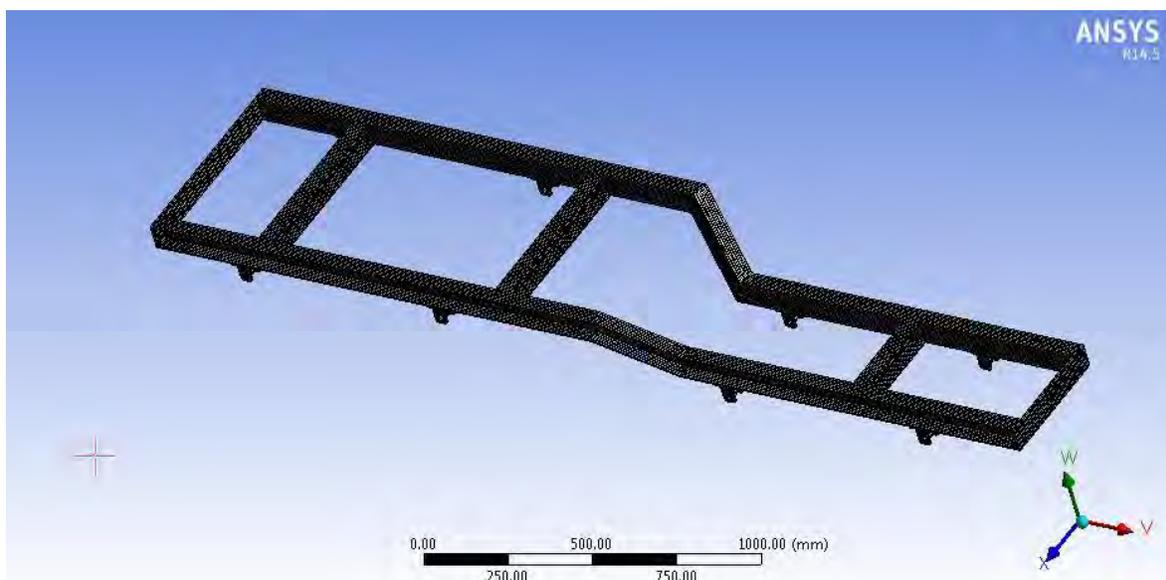


Figura 4. 4. Mallado de la configuración PPO.

La Figura 4.5, muestra una vista de detalle del mallado aplicado a la propuesta PPO, se puede observar que el mallado es uniforme en gran parte de la estructura.

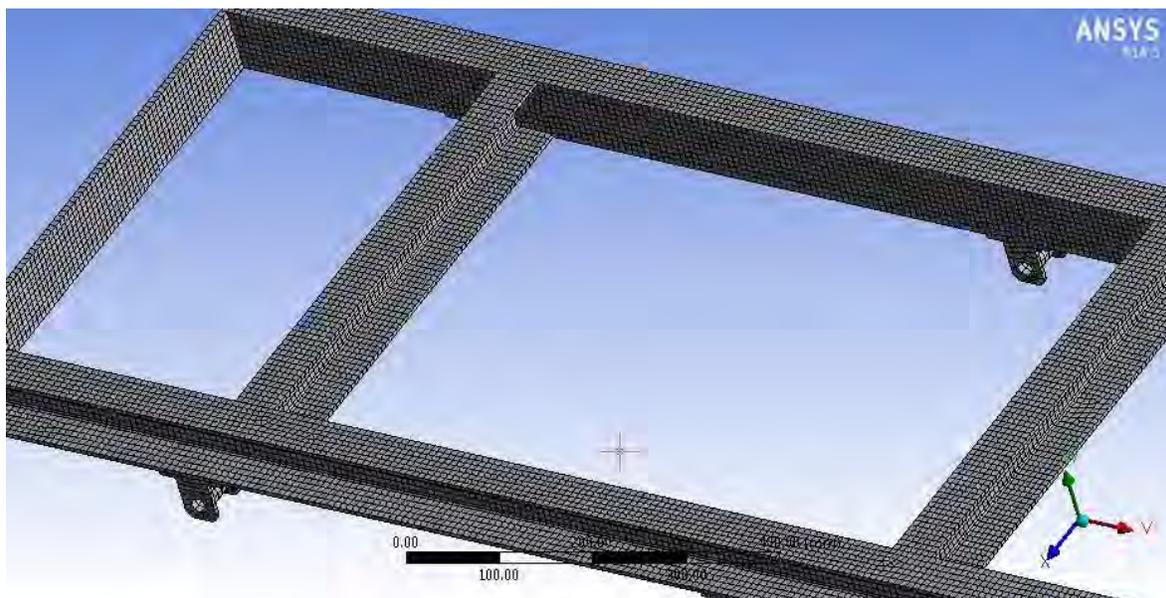


Figura 4. 5. Vista aumentada del mallado de la configuración PPO.

Teniendo las condiciones de fronteras definidas y un mallado adecuado, el siguiente paso fue realizar la simulación. La Figura 4.6, muestra los resultados de deformación. Se observa que la máxima deformación se encuentra en los extremos donde cambia el ancho del bastidor y es de 1.0045 mm.

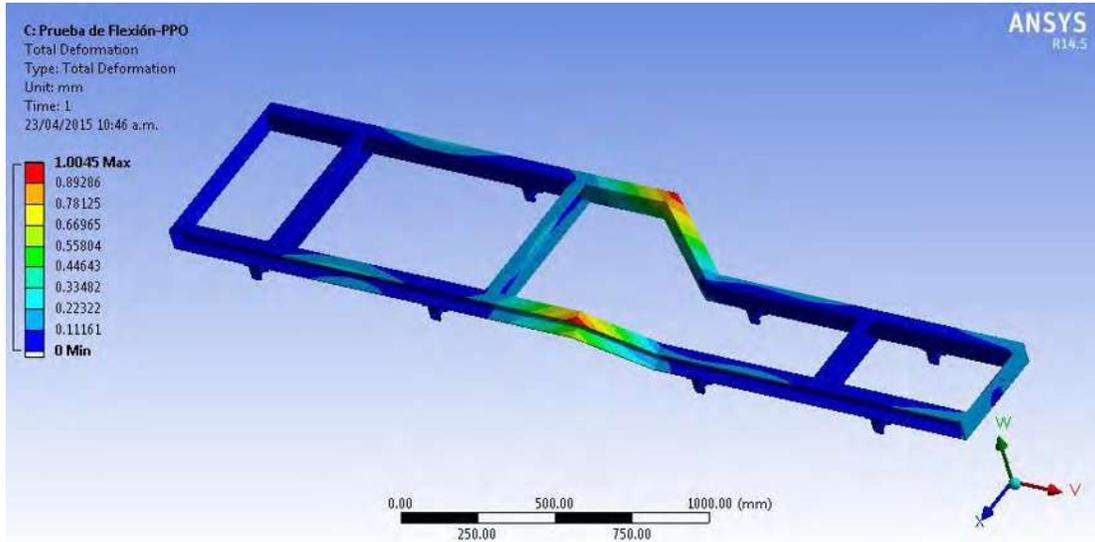


Figura 4. 6. Deformación total en la configuración PPO.

En la Figura 4.7, se observan los esfuerzos de Von Mises para la configuración PPO, el esfuerzo máximo fue de 114.72 MPa.

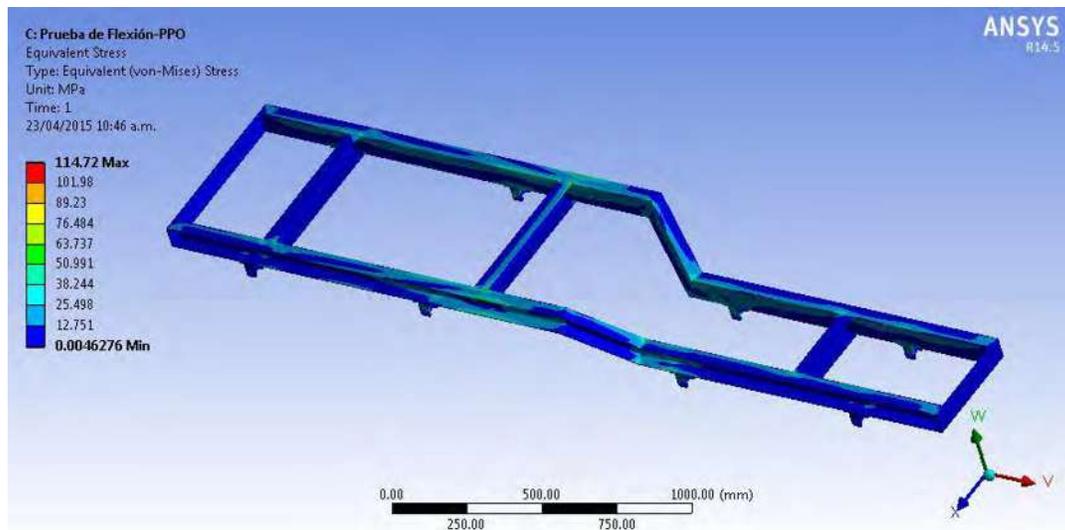


Figura 4. 7. Esfuerzos de Von Mises en la configuración PPO.

La ubicación del esfuerzo máximo de Von Mises que se obtuvo, se muestra en la Figura 4.8, se ubica en un soporte lo cual es verídico ya que son los encargados de soportar la estructura.

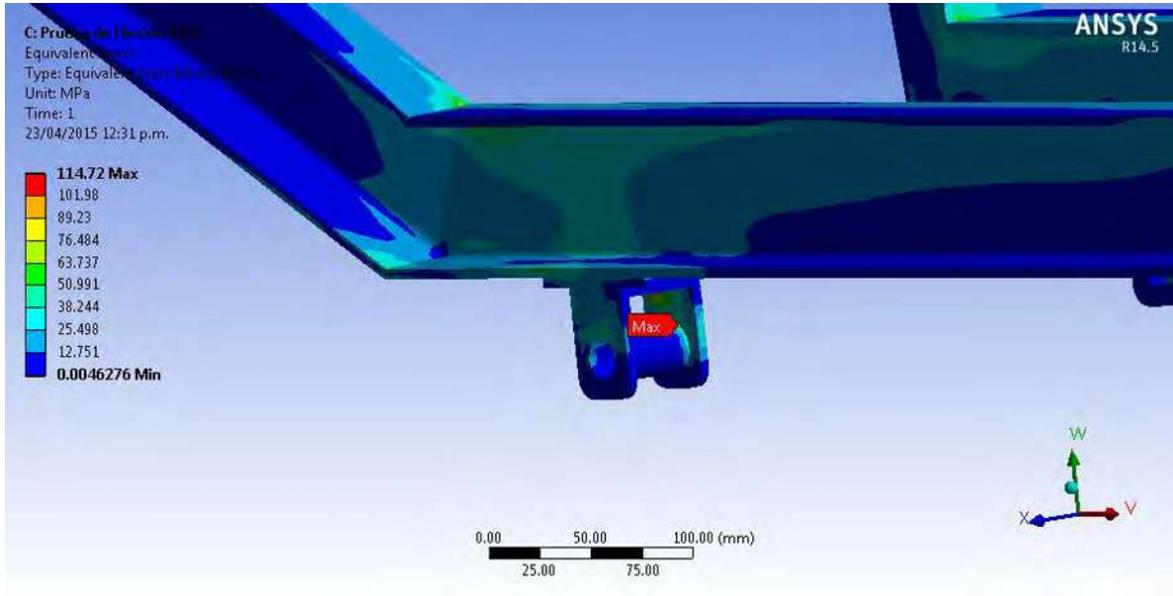


Figura 4. 8. Ubicación del máximo esfuerzo de Von Mises en la configuración PPO.

El factor de seguridad más bajo que se obtuvo fue de 2.1792 bajo las condiciones mencionadas, en la Figura 4.9 se observa este valor así como su ubicación.

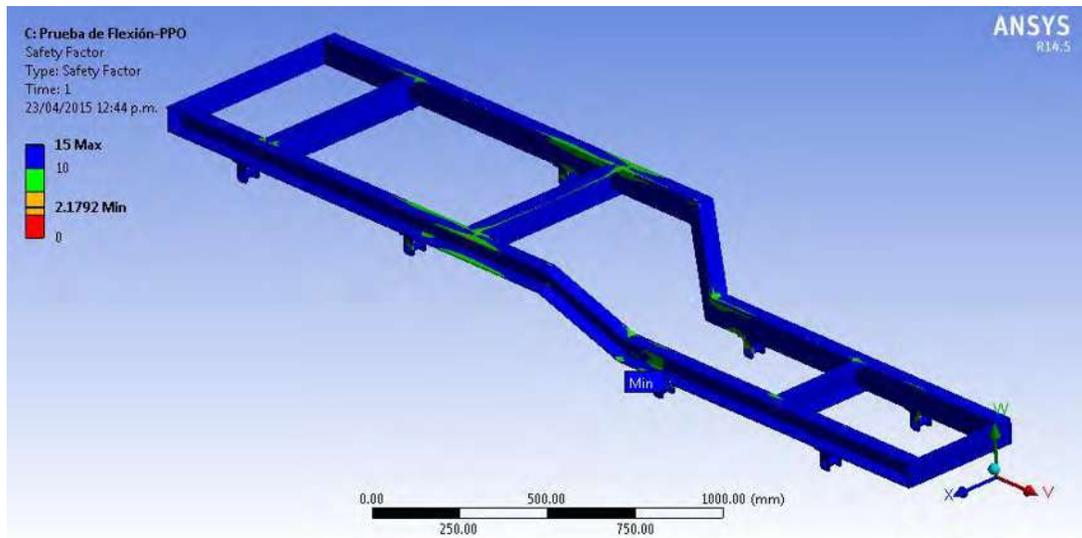


Figura 4. 9. Factor de seguridad en la configuración PPO.

4.1.2. Análisis de flexión para la configuración PPC

Para la simulación de esta propuesta, las condiciones de frontera fueron las mismas que en la propuesta PPO, el mallado fue similar en todos los casos por lo que no se contemplan las Figuras que hacen referencia a estos pasos. La Figura 4.10, muestra los resultados de la deformación total que se obtuvo en esta configuración.

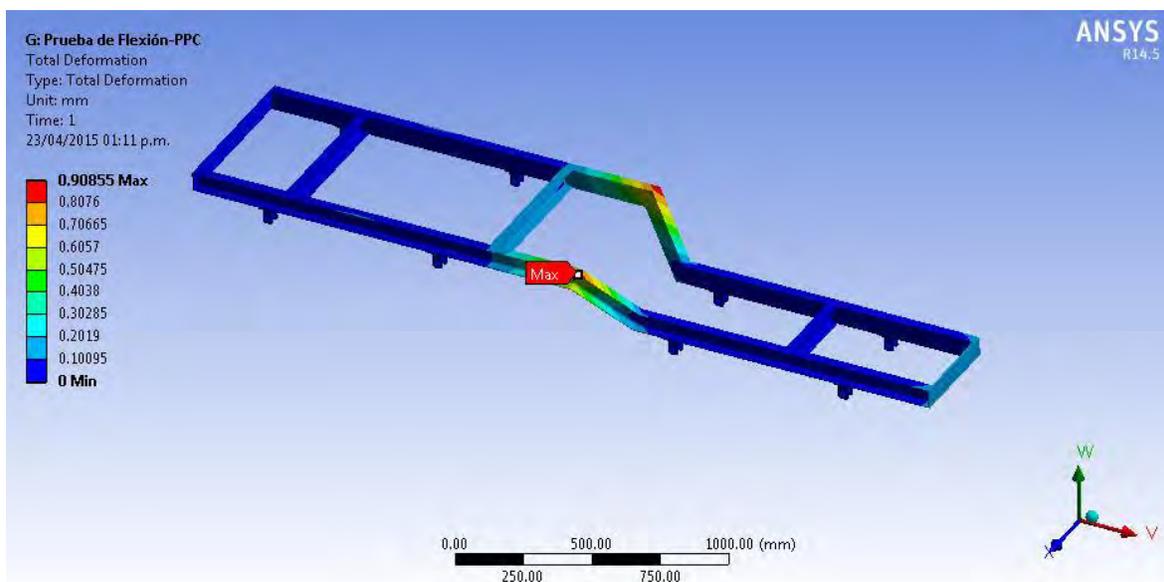


Figura 4. 10. Deformación total obtenida en la propuesta PPC.

Se observa nuevamente que la deformación máxima con valor de 0.9085 mm, se encuentra en los extremos donde se realiza el cambio longitud para el ancho de la parte delantera del vehículo.

La Figura 4.11, muestra los valores obtenidos de los esfuerzos de Von Mises que se presentan en esta propuesta. El valor máximo obtenido fue de 94.652 MPa y su ubicación es la misma que en el modelo anterior (en el soporte delantero). El factor de seguridad más bajo que se obtuvo en esta configuración fue de 2.6413.

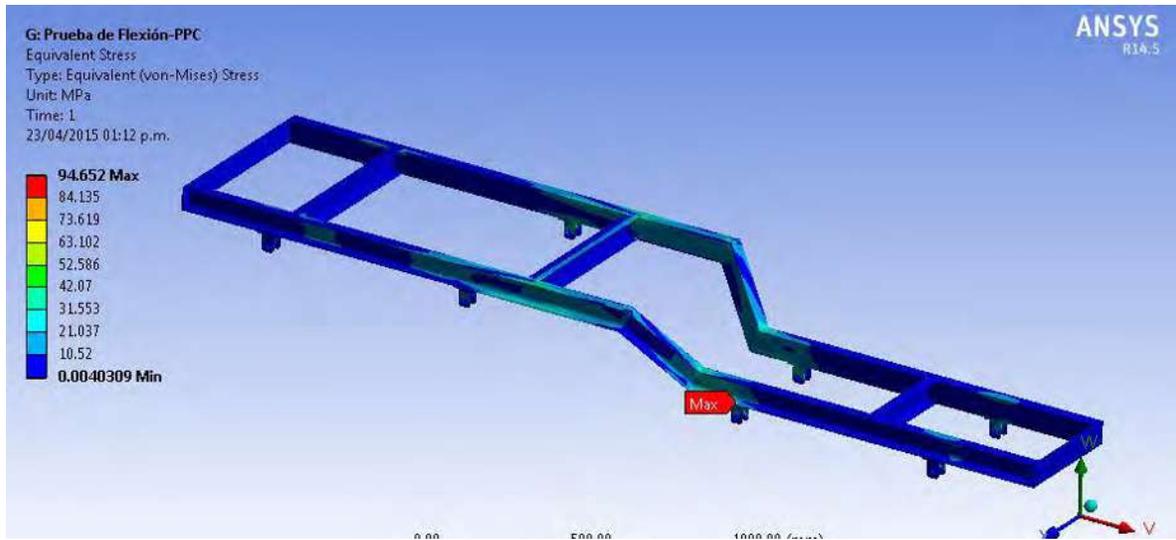


Figura 4. 11. Esfuerzos de Von Mises obtenidos en la propuesta PPC.

4.1.3. Análisis de flexión para la configuración PPR

La Figura 4.12, muestra la deformación máxima obtenida en esta configuración. Se puede observar que la ubicación es la misma que en los modelos anteriores. En este caso la deformación disminuyó 0.83736 mm en comparación con la propuesta PPO y 0.74136 mm menos que en la propuesta PPC.

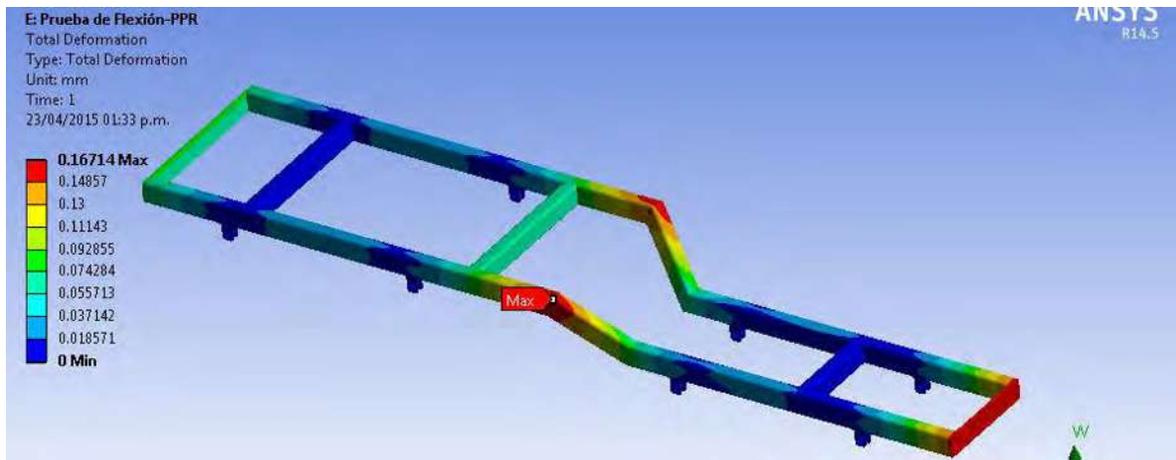


Figura 4. 12. Deformación total en la propuesta PPR.

En la Figura 4.13, se muestran los esfuerzos de Von Mises obtenidos en esta configuración, el valor máximo fue de 106.09 MPa. El factor de seguridad que se obtuvo en esta propuesta fue de 2.3564.

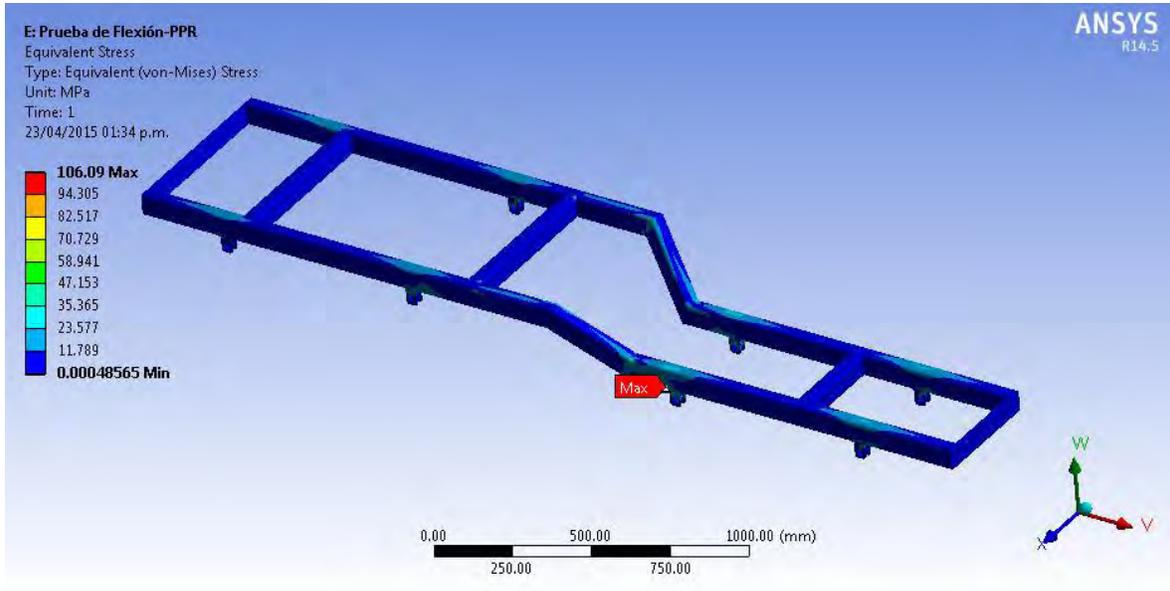


Figura 4. 13. Esfuerzos de Von Mises en la propuesta PPR.

4.1.4. Análisis de flexión para la configuración SPO

En esta propuesta la geometría es diferente a las anteriores (PPO, PPC y PPR), sin embargo, el proceso de simulación fue el mismo, se colocó la misma fuerza uniformemente distribuida en los dos largueros y se fijaron los soportes de la suspensión (ver Figura 4.14)

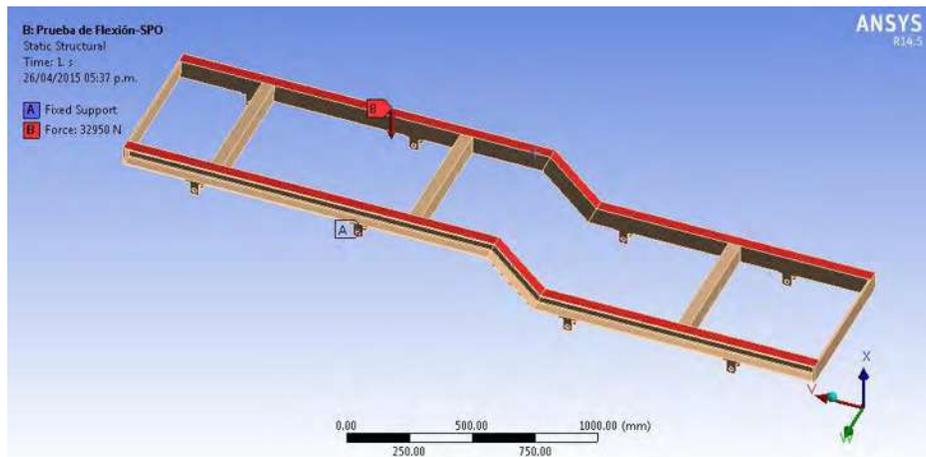


Figura 4. 14. Condiciones de frontera aplicadas a la propuesta SPO.

CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN

En la Figura 4.15, se observa los resultados obtenidos de deformación, el valor máximo fue de 0.3364 mm.

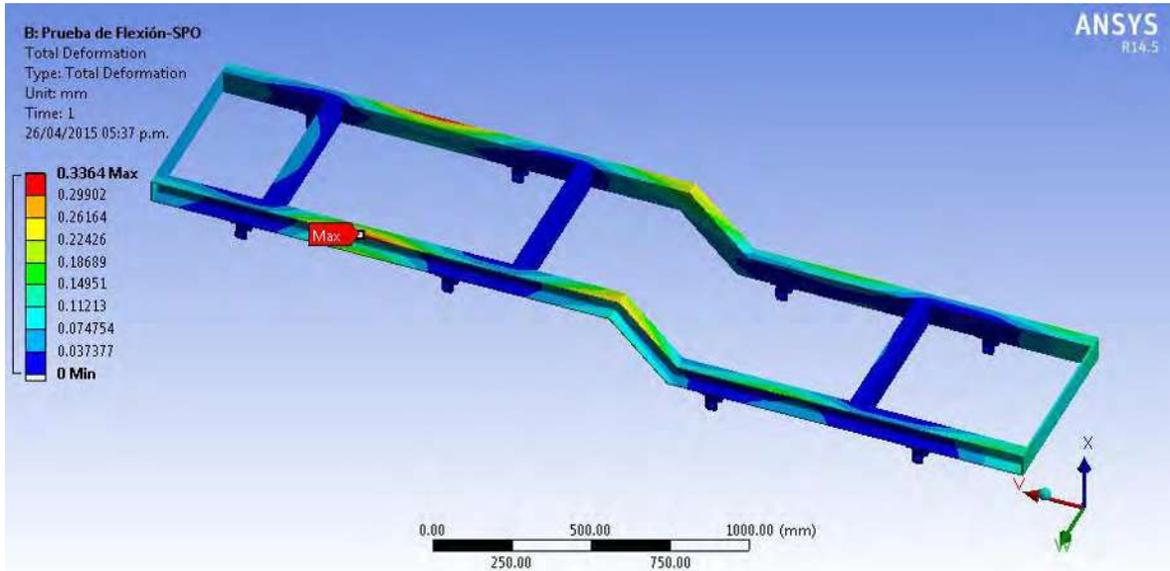


Figura 4. 15. Deformación total obtenida en la propuesta SPO.

El valor máximo del esfuerzo de Von mises que se obtuvo en esta propuesta fue de 77.055 MPa (ver Figura 4.16). El factor de seguridad obtenido fue de 3.2445.

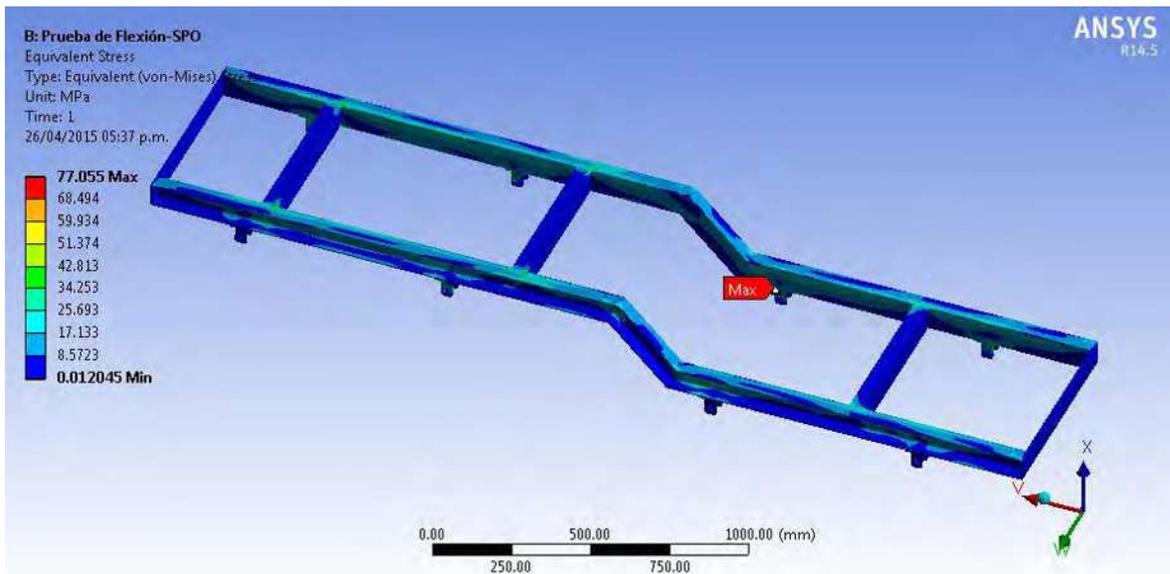


Figura 4. 16. Esfuerzos de von Mises obtenidos en la propuesta SPO.

4.1.5. Análisis de flexión para la configuración SPC

El proceso realizado en esta configuración fue el mismo que en las anteriores, el mallado utilizado fue semejante y las condiciones de frontera aplicadas fueron las mismas, por tal motivo las Figuras correspondientes a estos pasos no se proporcionan. La Figura 4.17, muestra la deformación total obtenida en la configuración SPC. Se puede observar que los valores máximos de deformación se encuentran en la pendiente de la estructura (parte roja), el valor de la deformación máxima que se obtuvo fue de 0.17995 mm.

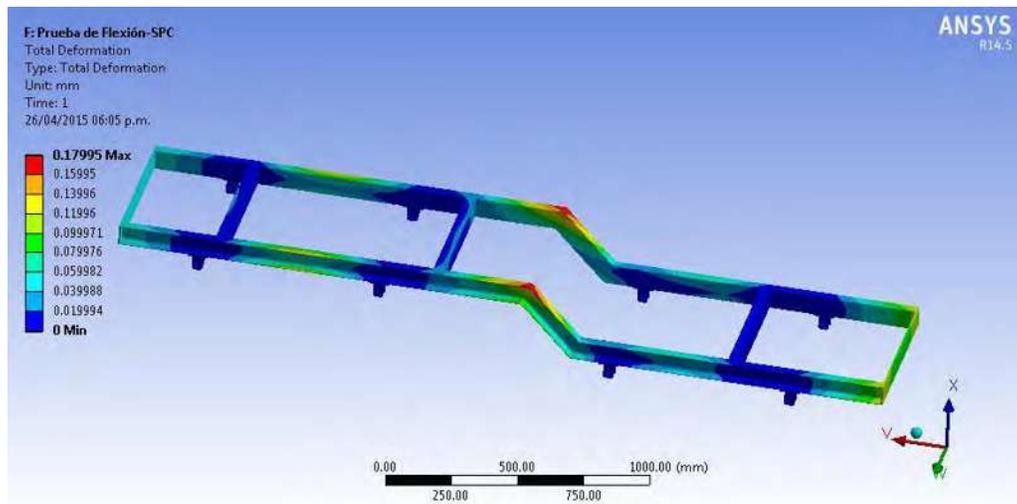


Figura 4. 17. Máxima deformación obtenida en la propuesta SPC.

El esfuerzo máximo de Von Mises que se obtuvo fue de 67.245 MPa (ver Figura 4.18). El factor de seguridad de esta propuesta fue de 3.7177.

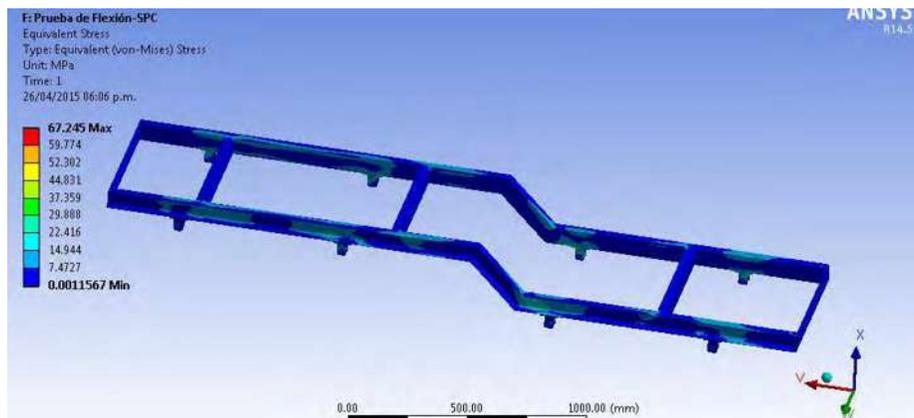


Figura 4. 18. Esfuerzos de Von Mises obtenidos en la propuesta SPC.

4.1.6. Análisis de flexión para la configuración SPR

Aplicando un mallado semejante y las mismas condiciones de frontera que en los modelos anteriores, la deformación total que se obtuvo en esta configuración fue de 0.14778 mm (ver Figura 4.19).

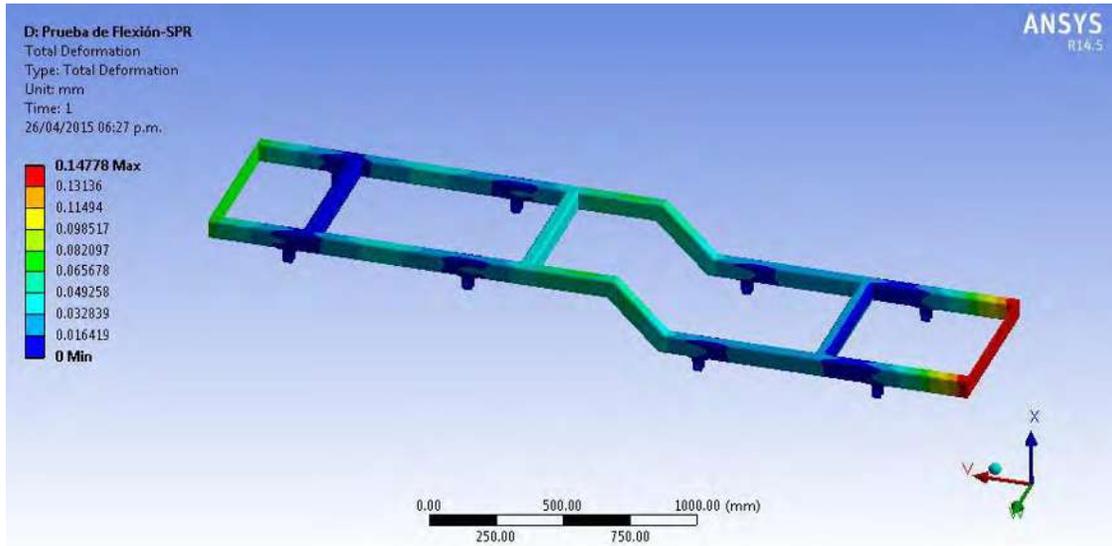


Figura 4. 19. Deformación máxima en la propuesta SPR.

El esfuerzo máximo de Von mises fue de 73.375 MPa (ver Figura 4.20). El factor de seguridad mínimo que se obtuvo fue de 3.4072.

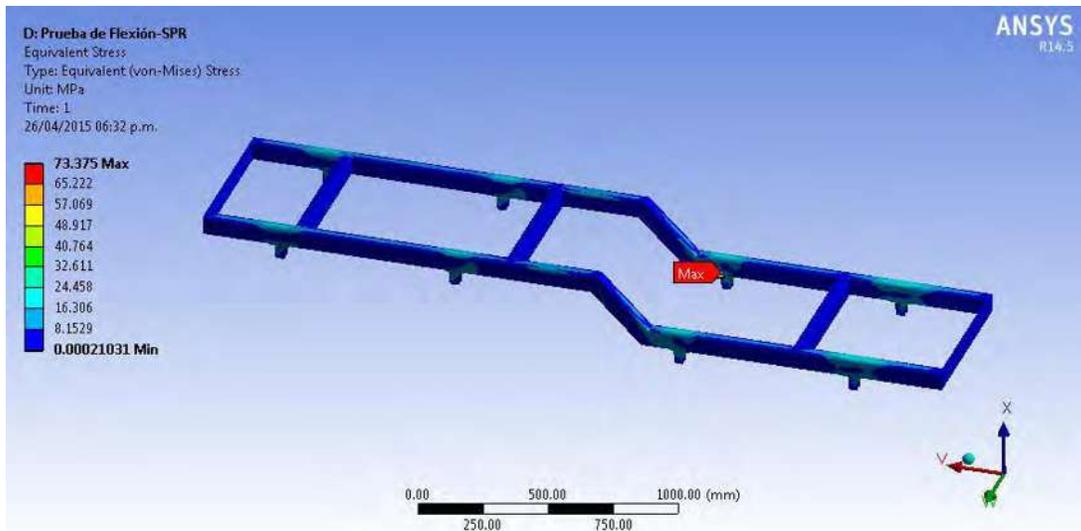


Figura 4. 20. Esfuerzos de Von Mises obtenidos en la propuesta SPR.

4.1.7. Comparación de resultados en el análisis de flexión

Para cada configuración del bastidor se obtuvieron resultados favorables, en unos casos mejores que en otros. En la Tabla 4.2, se muestran los resultados obtenidos en cada configuración.

Tabla 4. 2. Comparación de resultados en la prueba de flexión.

Comparación de resultados en la prueba de flexión						
Resultados y características	Propuesta					
	PPO	PPC	PPR	SPO	SPC	SPR
Número de nodos	208278	198635	248998	137596	206866	255536
Número de elementos	42494	43721	48591	28802	45412	49005
Tamaño del elemento	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm
Tipo de elemento	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri
Deformación total	1.0045 mm	0.9085 mm	0.16714 mm	0.3364 mm	0.1799 mm	0.14778 mm
Von Mises máximo	114.72 MPa	94.652 MPa	106.09 MPa	77.055 MPa	67.245 MPa	73.375 MPa
Factor de seguridad mínimo	2.1792	2.6413	2.3564	3.2445	3.7177	3.4072

De acuerdo a la información de la Tabla 4.2, se puede observar que en ambas propuestas los resultados de deformación favorecen a las propuestas con perfil rectangular (PPR y SPR). Al ver que los resultados obtenidos en el análisis de flexión favorecieron al perfil rectangular cerrado, se puede deducir que la configuración que tendrá mejores características de diseño será una de estas dos, ya que para el análisis de torsión se sabe que los perfiles cerrados tienen mejor resistencia.

4.2. Análisis de Torsión

Como se mostró en el capítulo 1 la rigidez a la torsión es un factor importante, hoy en día es un parámetro que mide la eficiencia de la estructura. La rigidez de cada propuesta se calculó con las ecuaciones 2.5 y 2.6 mostradas en el capítulo 2.

$$K_T = \frac{T}{\theta} \tag{2.5}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{(d_1 - d_2)}{T} = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} \quad (2.6)$$

El proceso de simulación para la prueba de torsión, consistió en fijar los soportes de la suspensión trasera de cada bastidor y colocar un par de fuerzas en la suspensión delantera. La magnitud del torque aplicado no es de importancia para este caso, debido a que solo se requiere encontrar la deformación en el eje paralelo al par aplicado para poder encontrar la rigidez de la estructura. Para este caso se aplicó un par de fuerzas de 1000 N en cada lado de la suspensión.

Es importante señalar que la rigidez encontrada no será la rigidez total del vehículo, ya que existen otros componentes que aportan rigidez al sistema, como lo son la carrocería y la cabina por mencionar algunos.

La Figura 4.21, muestra las condiciones de frontera aplicadas a un auto de formula SAE (Society of Automotive Engineers) para la prueba de rigidez a la torsión, las condiciones de frontera aplicadas son similares a las que se aplicarán en las propuestas del bastidor, con la diferencia de que los modelos propuestos son más sencillos.

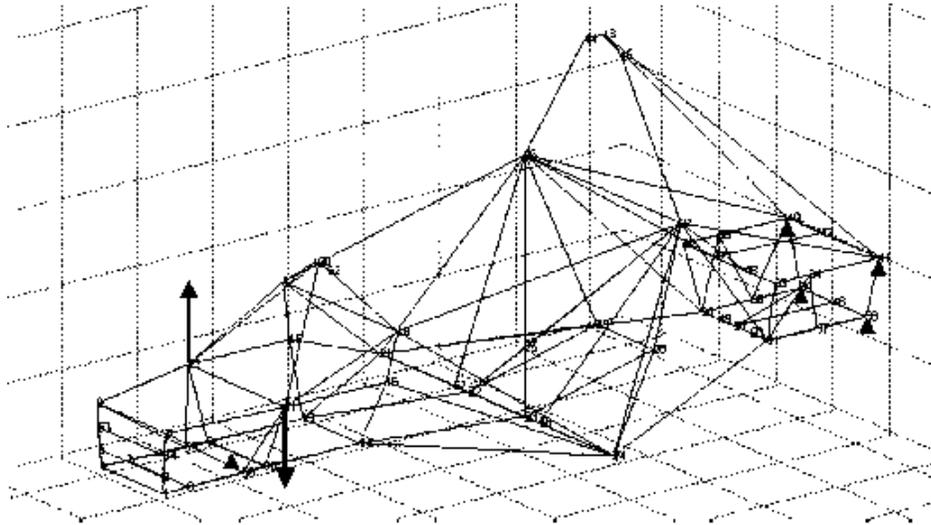


Figura 4. 21. Condiciones de frontera para prueba de torsión en auto de formula SAE [35].

4.2.1. Análisis de torsión para la configuración PPO

A continuación se muestran los resultados obtenidos de la simulación para el análisis de torsión de la configuración PPO.

En la Figura 4.22, se observan las condiciones de frontera que se aplicaron a todas las configuraciones, que como se mencionó anteriormente, se aplica un par de fuerzas de 1000 N en cada lado de los soportes delanteros de la suspensión y se fijan los traseros.

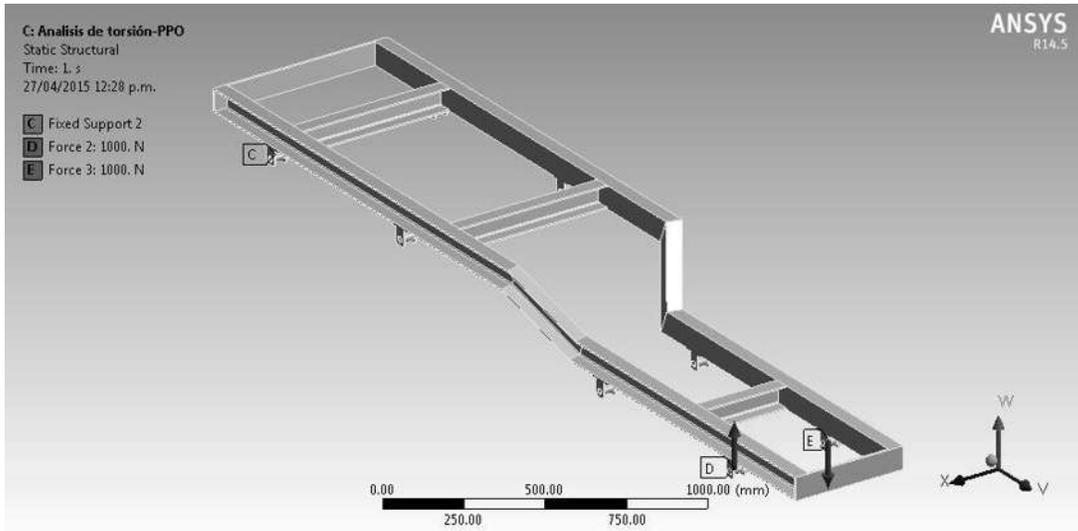


Figura 4. 22. Condiciones de frontera para el análisis de torsión de la primera propuesta.

En la Figura 4.23, se observa que la dirección en la que se midió la deformación, fue en el eje “Y” por ser el eje paralelo al par de fuerzas aplicado, este eje fue el mismo para todos los modelos de la primera propuesta (PPO, PPC, PPR). Los valores de deformación utilizados para calcular el ángulo de giro en la propuesta PPO fueron 10.292 mm y -10.326 mm.

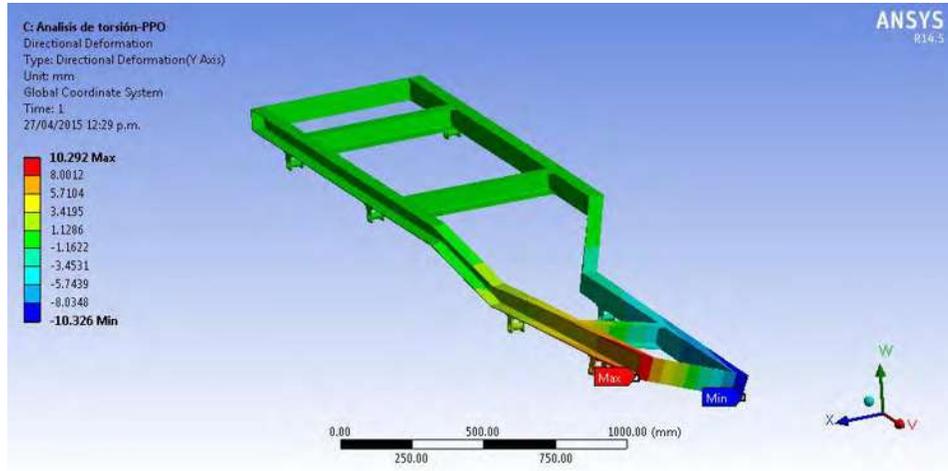


Figura 4. 23. Deformación en el eje “Y” de la propuesta PPO.

El ángulo de giro θ , y la rigidez para esta configuración se muestran a continuación.

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.010292 - (-0.010326))}{3.1416 * 0.4} = 2.95^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.4}{2.95} = 135 \frac{\text{N m}}{\text{grado}}$$

4.2.2. Análisis de torsión para la configuración PPC

La Figura 4.24, muestra los resultados de deformación obtenidos en la configuración PPC.

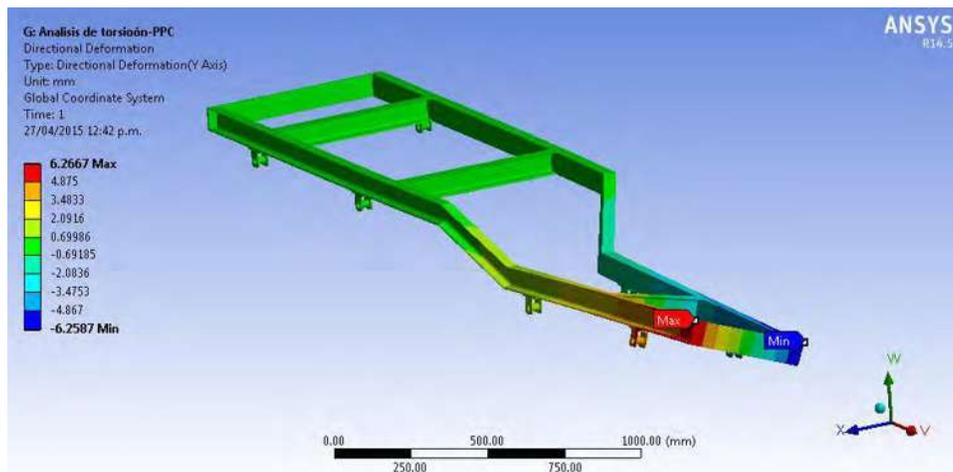


Figura 4. 24. Deformación en el eje “Y” de la propuesta PPC.

El valor de rigidez y ángulo de giro obtenido en esta configuración son:

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.006267 - (-0.0062587))}{3.1416 * 0.4} = 1.79^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.4}{1.79} = 223 \frac{\text{N m}}{\text{grado}}$$

4.2.3. Análisis de torsión para la configuración PPR

La Figura 4.25, muestra los valores de deformación obtenidos en la configuración PPR

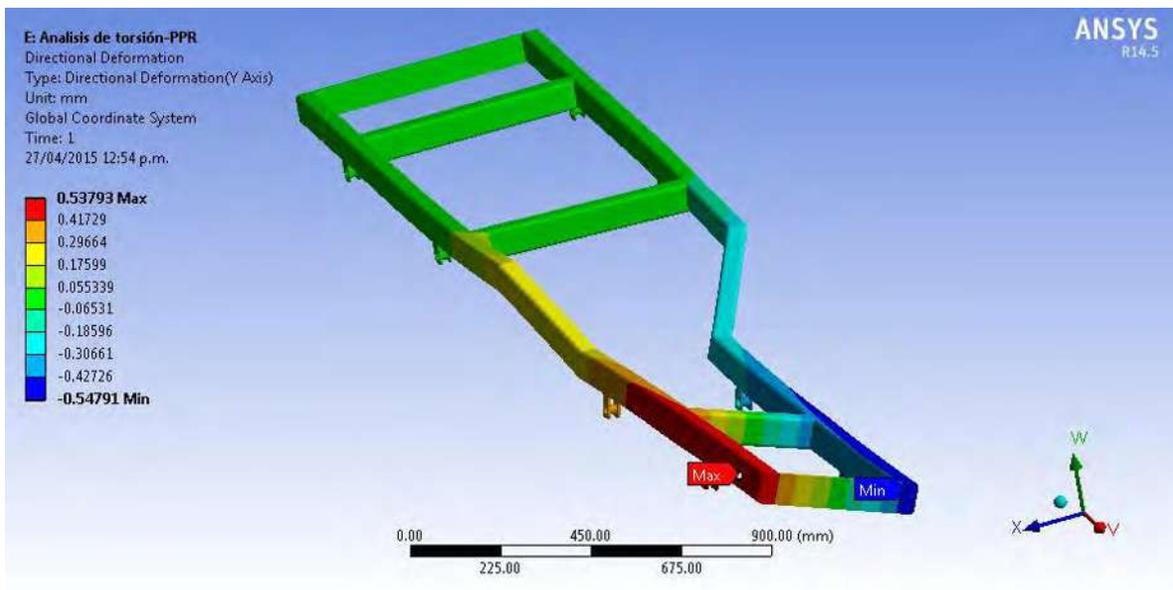


Figura 4. 25. Deformación en el eje “Y” de la propuesta PPR.

Para la primera configuración con perfil rectangular los valores obtenidos del ángulo de giro y de la rigidez son:

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.00053793 - (-0.0005479))}{3.1416 * 0.4} = 0.155^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.4}{0.155} = 2571 \frac{\text{N m}}{\text{grado}}$$

4.2.4. Análisis de torsión para la configuración SPO

En la Figura 4.26, se muestra el resultado de la deformación total en el eje “Z” que en este caso y en todas las demás configuraciones de la segunda propuesta (SPO, SPC, SPR) fue el eje paralelo al par de fuerzas aplicado.

Con solo observar el modelo se deduce que la deformación que se obtendrá en todos los modelos de la segunda propuesta será mayor a los obtenidos en primera propuesta, esto debido a que al tener una distancia mayor entre las fuerzas aplicadas el torque aumenta.

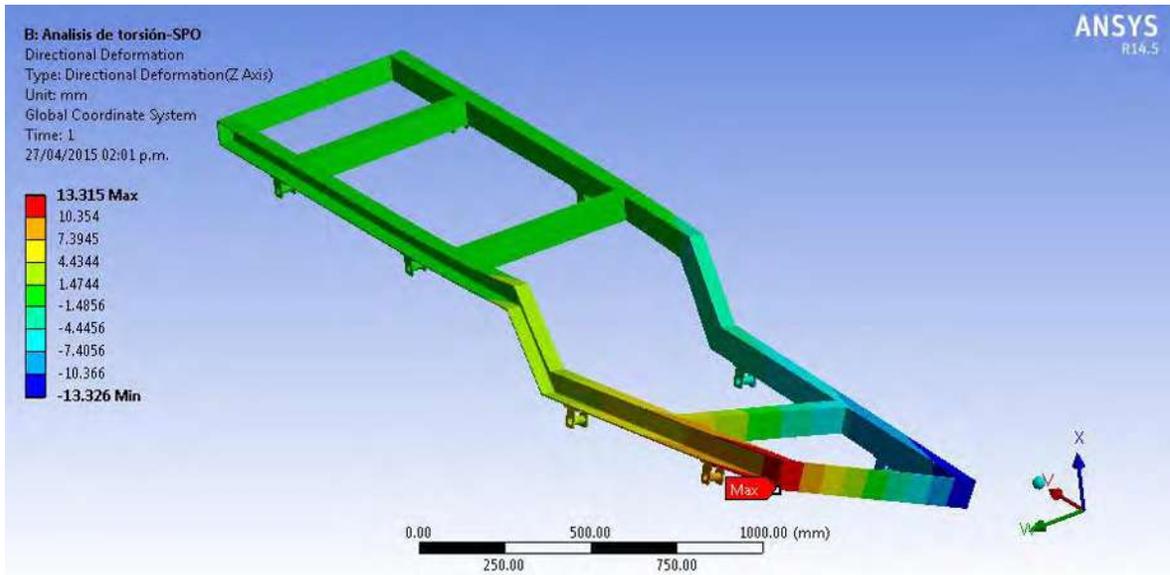


Figura 4. 26. Deformación en el eje “Z” de la propuesta SPO.

De acuerdo a las deformaciones obtenidas, el ángulo de giro y rigidez a la torsión que se obtiene en esta configuración son:

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.013315 - (-0.013326))}{3.1416 * 0.65} = 2.33^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.65}{2.34} = 278.6 \frac{\text{N m}}{\text{grado}}$$

4.2.5. Análisis de torsión para la configuración SPC

La Figura 4.27, muestra la deformación de la configuración SPC, en este caso la deformación máxima fue 4.57 mm menor que la configuración SPO.

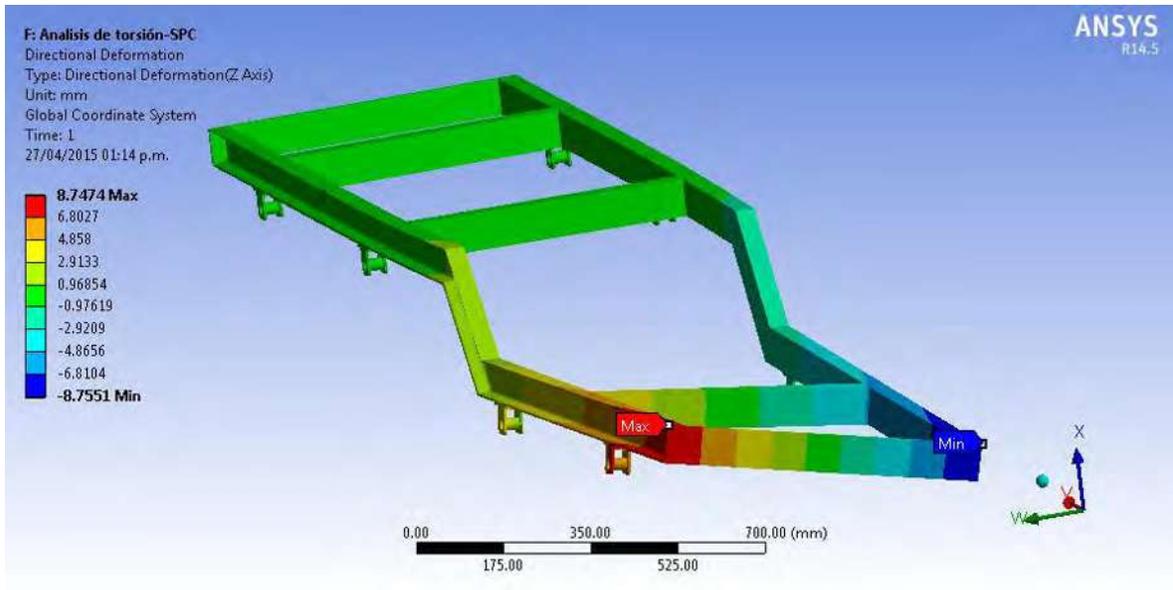


Figura 4. 27. Deformación en el eje “Z” de la propuesta SPC.

El ángulo de giro y rigidez para este tipo de configuración se muestra a continuación.

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.0087474 - (-0.0087551))}{3.1416 * 0.65} = 1.54^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.65}{1.54} = 422 \frac{\text{N m}}{\text{grado}}$$

4.2.6. Análisis de torsión para la configuración SPR

La última configuración de la segunda propuesta fue con el perfil rectangular, en la Figura 4.28, se observa que la deformación en este caso fue 7.27 mm menor que la configuración SPC y 11.84 mm menor que la configuración SPO.

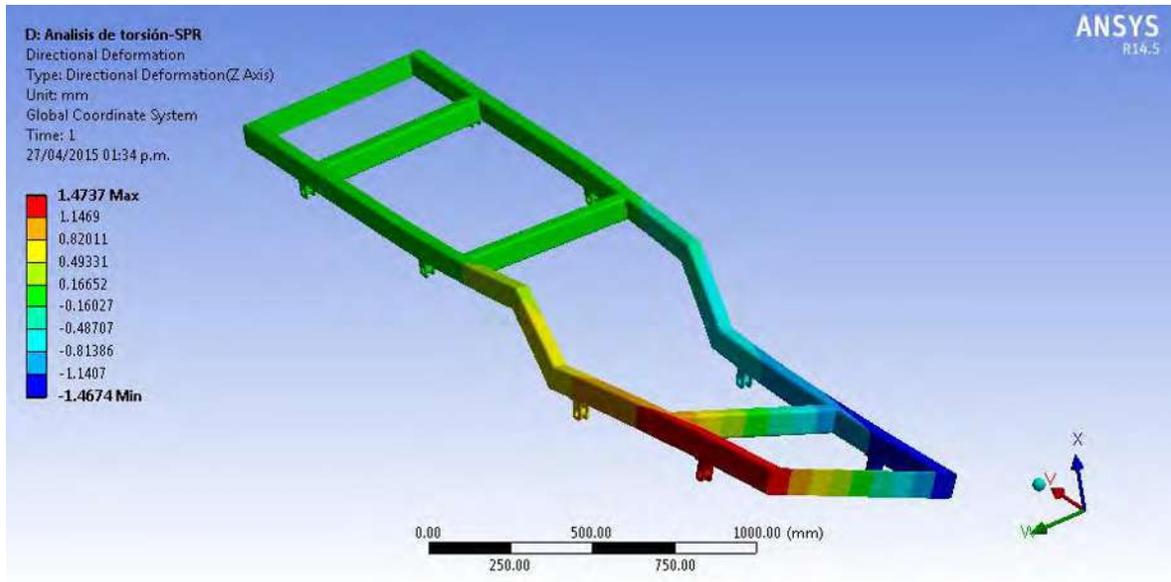


Figura 4. 28. Deformación en el eje “Z” de la propuesta SPR.

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.0014737 - (-0.0014674))}{3.1416 * 0.65} = 0.259^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.65}{0.259} = 2509.6 \frac{\text{N m}}{\text{grado}}$$

4.2.7. Comparación de resultados en el análisis de torsión

Con el fin de ver y poder seleccionar la configuración con mejor resistencia en torsión, en la Tabla 4.3, se muestran los resultados y características de las simulaciones, ángulos de giro obtenidos y la rigidez en cada configuración.

Tabla 4. 3. Comparación de resultados en la prueba de torsión.

Comparación de resultados en el análisis de torsión						
Resultados y características	Propuestas					
	PPO	PPC	PPR	SPO	SPC	SPR
Número de nodos	208278	198635	248998	137596	206866	255536
Número de elementos	42494	43721	48591	28802	45412	49005
Tamaño del elemento	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

Tipo de elemento	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri	Quad/Tri
Deformación Máxima	10.292 mm	6.266 mm	0.5379 mm	13.315 mm	8.747 mm	1.4737 mm
Deformación Mínima	-10.326 mm	-6.2587 mm	-0.5479 mm	-23.326 mm	-8.7551 mm	-1.4674 mm
Ángulo de giro	2.95 grados	1.79 grados	0.155 grados	2.33 grados	1.54 grados	0.259 grados
Rigidez a la torsión	$\frac{135}{\text{grados}}$ N m	$\frac{223}{\text{grados}}$ N*m	$\frac{2571}{\text{grados}}$ N m	$\frac{276.6}{\text{grados}}$ N m	$\frac{422}{\text{grados}}$ N m	$\frac{2509.6}{\text{grados}}$ N m

4.3. Selección y Comparación de las mejores propuestas

De acuerdo a los resultados obtenidos en las diferentes pruebas realizadas a cada configuración del bastidor, mostrados en las Tablas 4.2 y 4.3, se observa que los resultados favorecen al perfil rectangular cerrado en ambas propuestas. En la configuración PPR se obtuvo mayor deformación en flexión que en la configuración SPR, pero también se obtuvo mayor rigidez en torsión, en la Tabla 4.4, se muestran las características de las mejores propuestas del bastidor.

Tabla 4. 4. Comparación de resultados de las mejores propuestas.

Comparación de resultados de las mejores configuraciones del bastidor		
Propiedad	PPR	SPR
Masa	55.61 kg	58.16 kg
Deformación en flexión	0.16714 mm	0.14778 mm
Rigidez a la torsión	2571 N m/grado	2509.6 N m/grado

Tomando en cuenta los tres parámetros mostrados en la Tabla 4.4, se eligió la propuesta PPR como la mejor, ya que su masa es menor que las demás, tiene mayor rigidez en torsión y su deflexión es cercana a la mínima obtenida.

4.3.1. Análisis de convergencia del análisis de flexión en la mejor propuesta

Para asegurar que los resultados obtenidos del análisis de flexión realizado a la mejor propuesta del bastidor se aproximan al valor real, se realizó un análisis de convergencia el cual consistió en aumentar el número de nodos, esto lográndose al cambiar el tamaño del elemento.

CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN

Se tomaron cuatro tamaños diferentes para el análisis de convergencia, en la Tabla 4.5, se observan los resultados obtenidos para cada tamaño de elemento así como el número de nodos y elementos utilizados.

Tabla 4. 5. Análisis de convergencia de la deformación total por flexión.

Convergencia de resultados en el análisis de flexión				
Tamaño del elemento	9 mm	8 mm	7 mm	6 mm
Número de elementos	41254	48591	71079	90992
Número de nodos	209176	248998	340671	443673
Deformación máxima en flexión (mm)	0.16611	0.16714	0.16743	0.16758

En la Tabla 4.5, se observa que la diferencia de deformación para cada tamaño de elemento es poca, sin embargo, el número de nodos para cada caso aumenta significativamente. Con esto se puede verificar que el valor que se obtiene con un tamaño de elemento de ocho milímetros es aproximado al verdadero, ya que al aumentar el número de nodos el valor de la deformación no cambia significativamente. La Figura 4.29, muestra la gráfica de convergencia en el análisis de flexión.

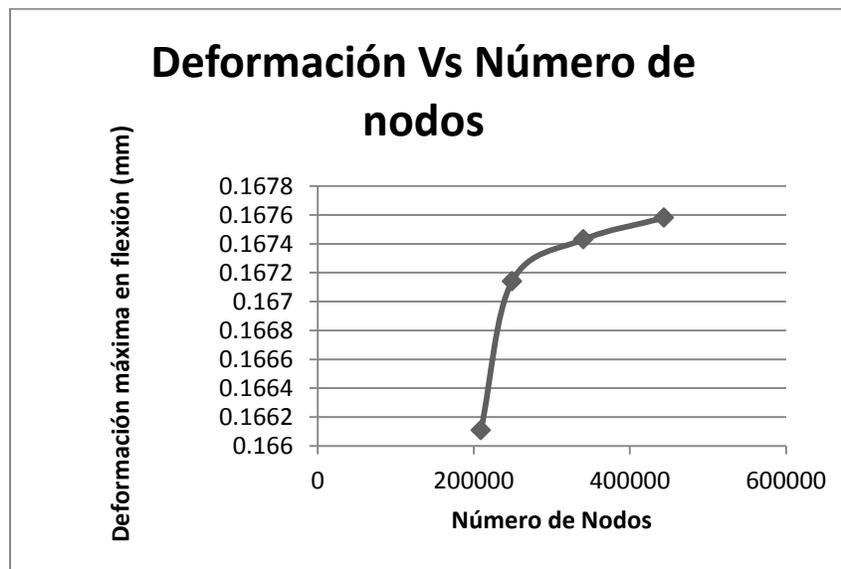


Figura 4. 29. Grafica de deformación máxima en flexión Vs número de nodos.

4.4. Prueba de frenado y arranque en la mejor propuesta del bastidor

Las pruebas de resistencia a la flexión y rigidez torsional, son las principales pruebas que se tomaron en cuenta para la selección de la mejor propuesta del bastidor. Pero también es

importante tener en cuenta el comportamiento de la estructura bajo cargas de aceleración y de frenado, estas pruebas solo se realizaron en la mejor propuesta.

4.4.1. Simulación de frenado

Para esta prueba se consideran las masas que carga el vehículo (ver Tabla 2.7), la masa total que se aplicó fue de 1325 kg y se colocó en la parte superior del bastidor.

La aceleración de frenado se calculó bajo condiciones críticas de frenado del vehículo. El bastidor está destinado para un vehículo con aplicación en el turismo y las velocidades de operación son bajas, sin embargo, se consideró que pudiera viajar 80 km/h y llegar al reposo en 5 segundos, este valor se tomó considerando las aceleraciones de frenado que sufren los autos de carrera de fórmula SAE, estas aceleraciones son de valores cercanos a 1.2 gravedades [36]. El tiempo que tardaría en llegar al reposo el vehículo viajando a 80 km/h y sufriendo una desaceleración de 1.2 gravedades, sería de 1.88 segundos, sin embargo, estos tiempos se logran obtener en carros de competencia de fórmula SAE, por esta razón para nuestro caso se decidió utilizar un tiempo de duración de frenado de 5 segundos ya que las condiciones de operaciones de vehículos destinados al turismo son menos extremas.

Las condiciones mencionadas anteriormente (viajar a velocidad de 80 km/h y llegar al reposo en 5 segundos) no se logra alcanzar, sin embargo, se realiza el análisis por elemento finito para verificar que el bastidor pueda soportar fuerzas de frenado que se generen en condiciones extremas.

Para este análisis se consideró que la desaceleración que sufre el vehículo es contante y su valor puede ser calculado utilizando la ecuación 4.9.

$$\frac{dv}{dt} = a = \text{constante} \quad (4.9)$$

Despejando e integrando, desde una velocidad inicial V_0 hasta una velocidad final V_F y un tiempo 0 hasta t.

$$\int_{v_0}^{v_F} dv = a \int_0^t dt$$

$$v_F - v_0 = a t$$

Despejando la aceleración

$$a = \frac{v_F - v_0}{t} \quad (4.10)$$

La velocidad inicial del vehículo es 22.22 m/s, la velocidad final es cero, el tiempo que tarda en llegar al reposo es 5 segundos. Al sustituir estos datos en la ecuación 4.10, se logra encontrar la aceleración crítica de frenado para el vehículo. Este valor es de -4.44 m/s^2 , el signo negativo indica que el vehículo se está desacelerando lo cual es correcto si se está hablando de una aceleración de frenado.

4.4.1.1. Análisis por medio de elemento finito de la prueba de frenado

Las condiciones de frontera para esta prueba fueron, fijos los cuatro puntos de apoyo de la suspensión del bastidor, la aceleración de frenado y la masa de 1325 kg.

Para este caso que se refiere a las fuerzas que se generan al frenar, la aceleración se consideró en sentido contrario al movimiento que seguiría el vehículo. En la Figura 4.30 se muestran la masa que se colocó a la estructura y en la Figura 4.31, se muestran todas las condiciones de frontera aplicadas al modelo. En este análisis solo se obtuvo la deformación total que sufre la estructura en condiciones críticas de frenado.

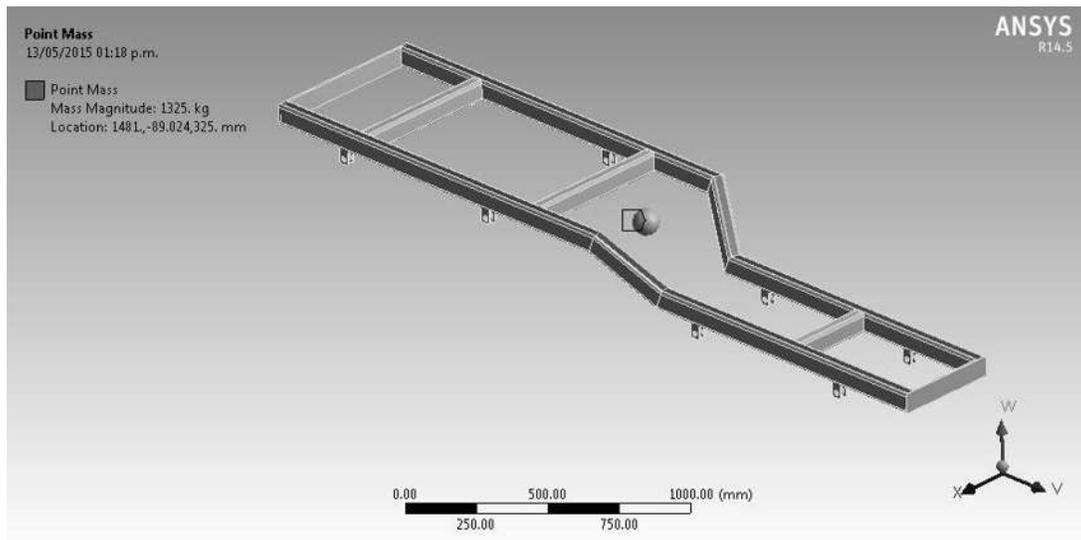


Figura 4. 30. Masa aplicada para la prueba de frenado.

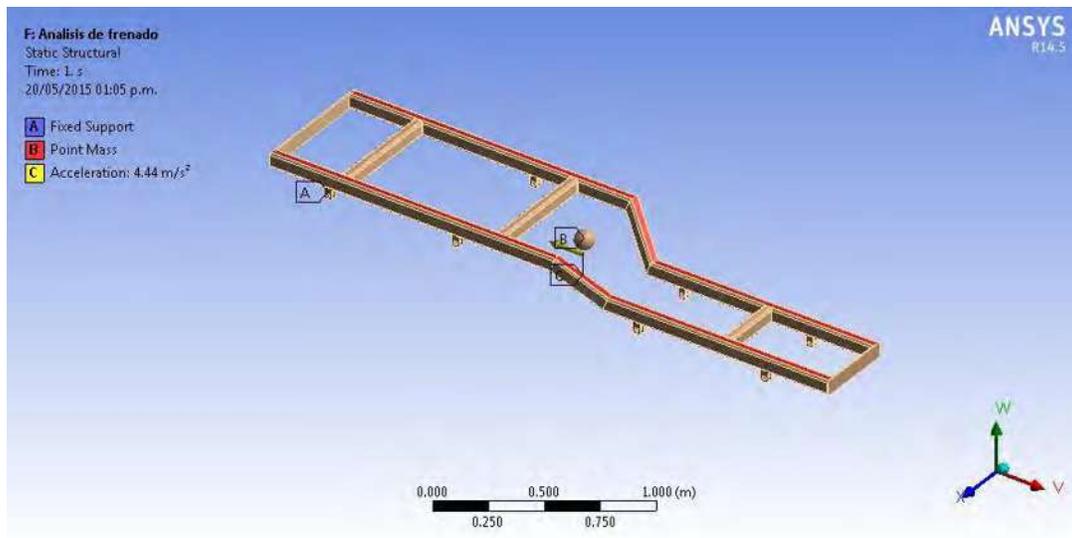


Figura 4. 31. Condiciones de frontera aplicadas al bastidor para la prueba de frenado.

En la Figura 4.32, se observa la deformación máxima obtenida bajo condiciones críticas de frenado. Se observar que la deformación máxima para esta prueba es pequeña ($2.2327 \cdot 10^{-5}$ mm) y no altera significativamente la geometría de la estructura.

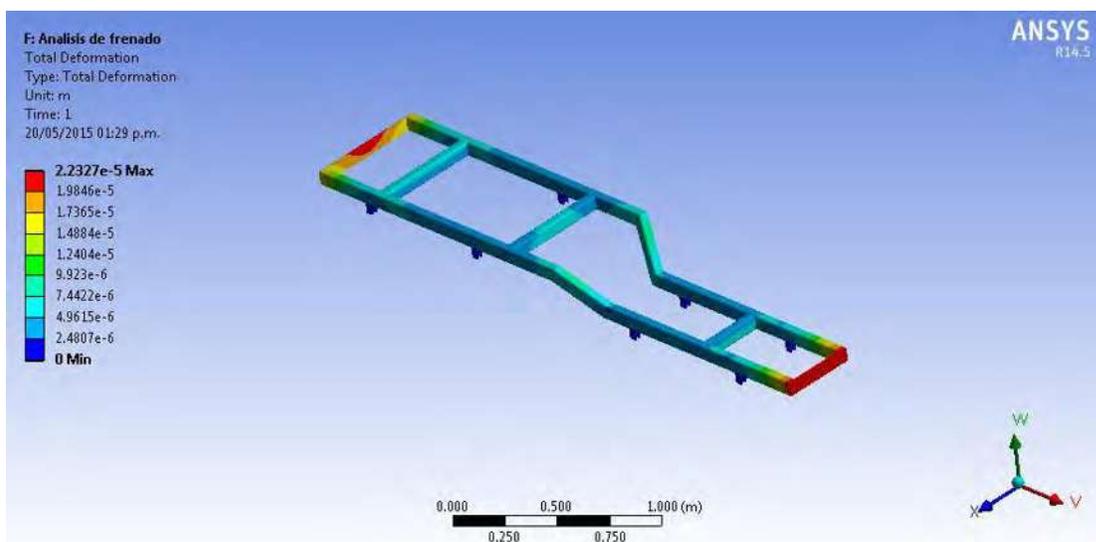


Figura 4. 32. Deformación máxima en condiciones críticas de frenado.

4.4.2. Simulación de arranque

La prueba de arranque es similar a la prueba de frenado, una diferencia es la dirección de la aceleración, para este caso el sentido es el mismo que el movimiento del vehículo.

Las aceleraciones de arranque alcanzadas por los carros de formula SAE andan alrededor de 0.7 gravedades [36]. Considerando esta aceleración, un vehículo de carreras de fórmula SAE tardaría un tiempo de 3.2 segundos en llegar de 0 a 80 km/h.

Como se explicó en el capítulo 4.4.1, las condiciones de operación de un vehículo destinado al turismo son menores que las de los vehículos de carreras de fórmula SAE, por este motivo se consideraron como condiciones críticas de arranque que el vehículo despegara de 0 a 80 km/h en 7 segundos, esta es una condición extrema que no llegaría a suceder, sin embargo, se toman estos valores para asegurar que en velocidades inferiores las deformaciones generadas no afectan la estructura.

Aplicando la ecuación 4.10, para encontrar la aceleración de arranque, se obtiene un valor de 3.17 m/s^2 . La aceleración obtenida para el análisis de arranque es menor que la aceleración de frenado, esto debido a que al momento de frenar se generan aceleraciones más bruscas que al momento de acelerar.

Para este caso las condiciones de frontera que se aplicaron fueron; la aceleración en el mismo sentido del movimiento, se fija el eje trasero ya que es el eje motriz, el eje delantero se restringen los movimiento verticales y lateral permitiendo únicamente los paralelos al movimiento, la masa se coloca a lo largo de la parte superior del bastidor.

En la Figura 4.33, se observan las condiciones de frontera aplicadas para el análisis de arranque y en la Figura 4.34, se observa que el valor máximo de deformación obtenido es de $8.6241 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$, este valor es pequeño en comparación con las dimensiones de la estructura y no afecta el funcionamiento de la misma.

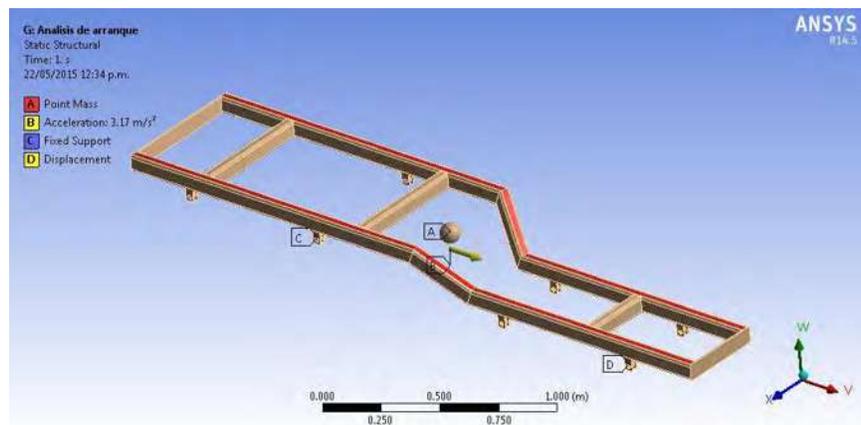


Figura 4. 33. Condiciones de frontera aplicadas en el análisis de arranque.

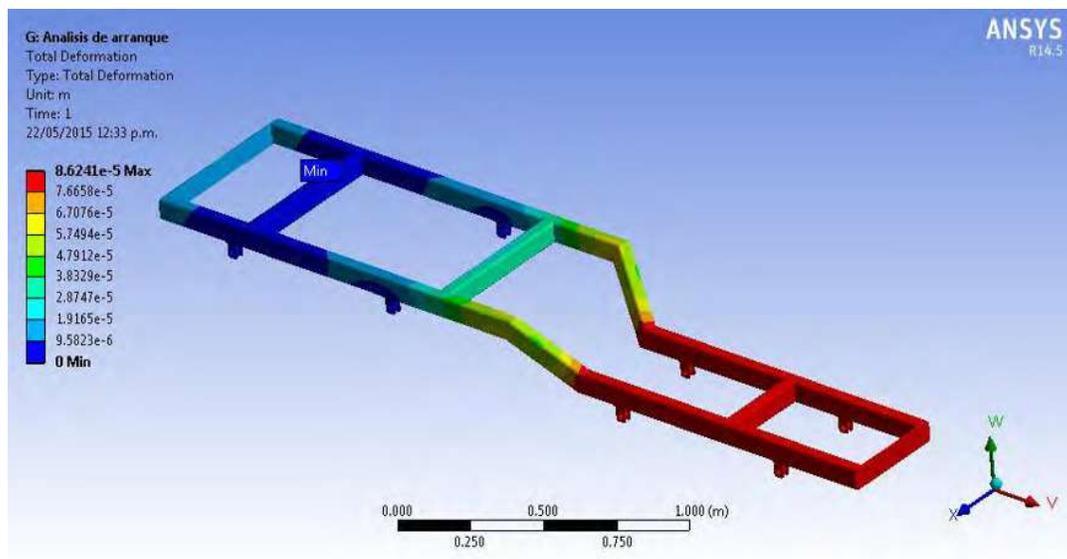


Figura 4. 34. Deformación total en el análisis de arranque.

4.5. Análisis modal de la mejor propuesta del bastidor

Es importante conocer las frecuencias naturales de la estructura, teniendo en cuenta esto se puede evitar que se generen altos índices de vibración. La frecuencia natural de una estructura está asociada a su masa y la distribución de la misma en la estructura. Toda estructura posee una o varias frecuencias naturales de forma que al ser excitadas se puede producir el fenómeno de resonancia. Si la frecuencia de excitación se iguala a la natural se provocarían grandes amplitudes en las vibraciones, pudiendo causar la destrucción de la estructura, sus componentes o apoyos.

La resonancia es un estado de funcionamiento en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños rápidamente.

Los modos de frecuencias de la flexión global y de vibraciones de torsión son comúnmente utilizados como puntos de referencia para el rendimiento estructural del vehículo. La flexión y la rigidez de torsión influyen en el comportamiento de vibración de la estructura, en particular su primera frecuencia natural [20].

4.5.1. Frecuencias naturales libres del bastidor

Para encontrar las frecuencias naturales libres del bastidor, se realizó un análisis modal en ANSYS® WORKBENCH, para este caso no se aplicó ninguna condición de carga a la estructura. En la Tabla 4.6, se observan las cinco primeras frecuencias naturales, se observa que las primeras tres frecuencias son muy bajas en comparación con las últimas dos.

Tabla 4. 6. Modos de frecuencias naturales del bastidor.

Modos de vibración	Frecuencia Hz
1	1.8983e-003
2	2.1083e-003
3	5.6523e-003
4	35.797
5	55.115

En la Figura 4.35, se observan las deformaciones que se provocan en cada uno de los cinco modos de frecuencias naturales

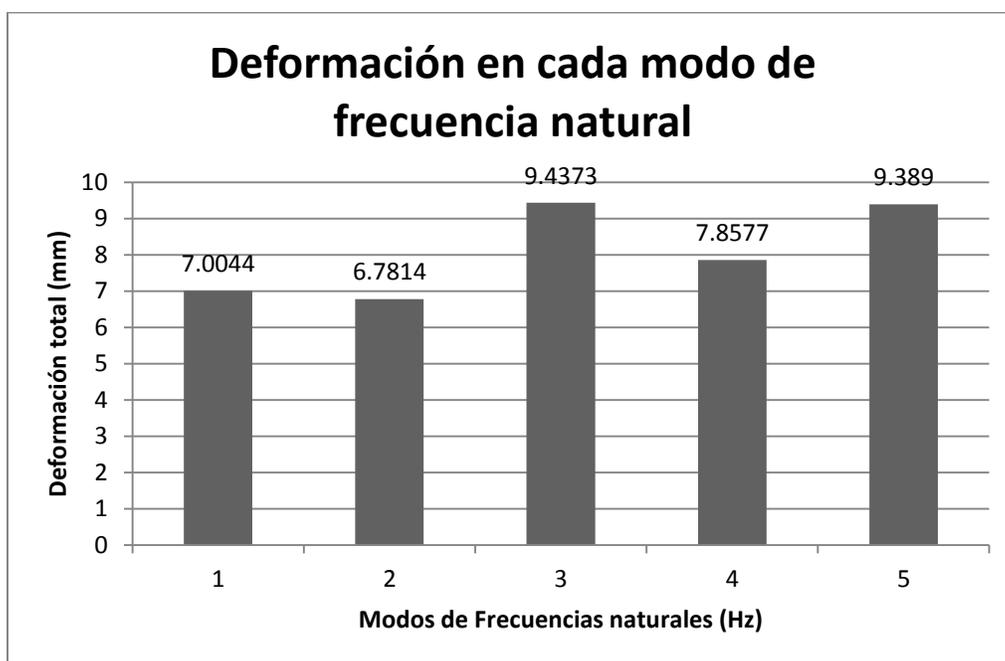


Figura 4. 35. Deformación total de los primeros cinco modos de frecuencia natural.

4.5.2. Frecuencias del bastidor aplicándole carga

Las frecuencias y formas de los modos naturales pueden ser calculadas para el chasis en general mediante la adición de elementos en representación de la distribución de masa presente en el vehículo [35]. Para esto, se le aplicó el mismo peso que en el análisis de flexión y del mismo modo se consideró como una fuerza uniformemente distribuida a lo largo de los largueros. Las frecuencias encontradas en este análisis se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4. 7. Primeros cinco modos de frecuencia del bastidor aplicándole una carga.

Modos de Vibraciones	Frecuencias (Hz)
1	128.09
2	166.32
3	182.22
4	203.65
5	246.18

En la Figura 4.36, se muestran las deformaciones totales correspondientes a cada uno de los modos de frecuencia, encontrados al aplicarle una carga al bastidor.

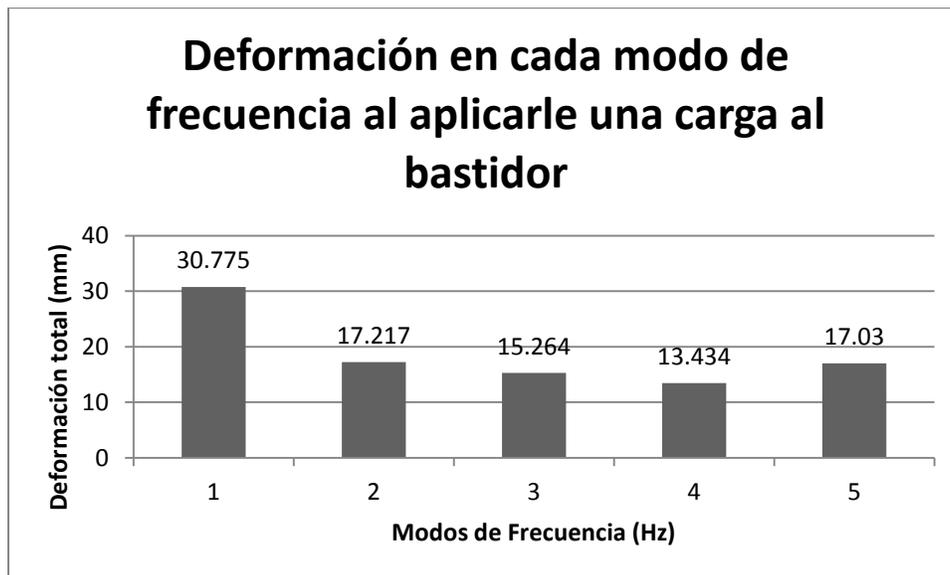


Figura 4. 36. Deformación en cada modo de frecuencia del bastidor con carga.

4.5.3. Frecuencias de salida de un motor de corriente directa (CD)

En la Tabla 4.8, se observan las frecuencias de salida a las que trabaja cualquier motor de corriente directa de acuerdo a las revoluciones por minuto a las que opere.

Tabla 4. 8. Frecuencias de salida de un motor de CD.

Frecuencias de salida de un motor de CD	
rpm	Hertz
100	1.666666667
300	5
500	8.333333333
600	10
800	13.333333333
900	15
1000	16.666666667
1200	20
1300	21.666666667
1500	25
1600	26.666666667
1800	30
1900	31.666666667
2100	35
2200	36.666666667
2400	40
2500	41.666666667
2700	45
2800	46.666666667
3000	50
3100	51.666666667
3300	55
3400	56.666666667
3600	60
3700	61.666666667

Se observa que si el motor opera a 2100 y 3300 rpm y se mantiene constante en estas velocidades, existe la posibilidad de que entre en resonancia con el bastidor, debido a que las frecuencias en estas velocidades son cercanas a las frecuencias naturales libres del bastidor en los modos 4 y 5 respectivamente. Por tal motivo no se recomienda que el motor trabaje grandes periodos de tiempo en estas velocidades.

4.6. Análisis de impacto del bastidor

En la industria automotriz actual, los análisis de impacto son costosos y consisten en hacer colisionar autos de gran valor con paredes especiales. El objetivo de estos análisis es ver el comportamiento y daño que recibe la estructura y principalmente el daño que reciben los pasajeros en caso de accidentes. Estas pruebas son costosas por que se desperdicia una gran cantidad de vehículos y por el empleo de equipos sofisticados, esto ha llevado a que las grandes industrias automotrices contraten o paguen a empresas externas para realizarlas [20].

La prueba recomendada es el impacto frontal, por ser el más común. Pueden existir variantes de este tipo de análisis, como el hecho de que el impacto solo sea en una parte del frente del vehículo, pero se considera más crítico el impacto que ocurre en todo el frente del vehículo. La velocidad utilizada según normas técnicas Europeas para este tipo de prueba es de 57 km/h, aunque en algunos países como gran Bretaña suelen usar velocidades hasta 64 km/h [20].

Un vehículo al momento del choque, debe de absorber gran cantidad de energía cinética y disiparla en forma de energía de deformación con el fin de que los usuarios no reciban tanto daño. El componente que recibe la mayor cantidad de energía cinética en un impacto frontal es la cabina y específicamente el chasis. Realizar un análisis de este tipo únicamente al bastidor, es difícil debido a que estos análisis se realizan en autos completos y se le da prioridad a los daños que sufren los usuarios.

La metodología empleada para realizar este análisis consistió en calcular la deformación máxima que sufriría el bastidor si recibiera completamente las cargas generadas en un impacto frontal.

4.6.1. Deformación máxima en el bastidor al recibir un impacto frontal.

Para este caso se calculó la energía cinética del vehículo al viajar a 57 km/h, tomando la masa total del vehículo de 1585 kg, la energía cinética se determina por la ecuación (4.11).

$$EC = \frac{1}{2}mv^2 \quad (4.11)$$

Donde

m= masa total del vehículo con los pasajeros (kg)

v= velocidad del vehículo según norma técnica Europea (m/s)

Suponiendo que toda la energía cinética es absorbida por la estructura en forma de energía de deformación, se obtiene la ecuación (4.12).

$$EC = ED = \frac{1}{2} K_{AX} X_I^2 \quad (4.12)$$

Donde

K_{AX} = rigidez axial (N/m)

X_I = deformación total en impacto frontal (m)

Despejando la deformación total (X_I) de la ecuación (4.12)

$$X_I = \sqrt{\frac{mv^2}{K_{AX}}} \quad (4.13)$$

La rigidez axial (K_{AX}) se encuentra definida por la ecuación (4.14)

$$K_{AX} = \frac{EA_S}{L_T} \quad (4.14)$$

Donde

E = Módulo de elasticidad (200 GPa)

A_S = Área de la sección transversal del perfil ($8.12 * 10^{-4} \text{ m}^2$)

L_T =Longitud total (2.95 m)

Realizando los respectivos cálculos se determinó que la deformación total (X_I) que sufriría el bastidor en un impacto frontal sería de 0.0850 m aproximadamente.

4.7. Análisis por medio de elemento finito del bastidor original

Se realizó un análisis para determinar las características más importantes del bastidor original del vehículo eléctrico, con la finalidad de apreciar las mejoras realizadas u obtenidas en el nuevo modelo, los análisis que se realizaron fueron el de torsión y flexión.

4.7.1. Análisis de flexión en el bastidor original

Esta prueba se realizó bajo las mismas condiciones que en los bastidores propuestos (misma carga, mismo punto de sujeción). La Figura 4.37, muestra las condiciones de frontera aplicadas.

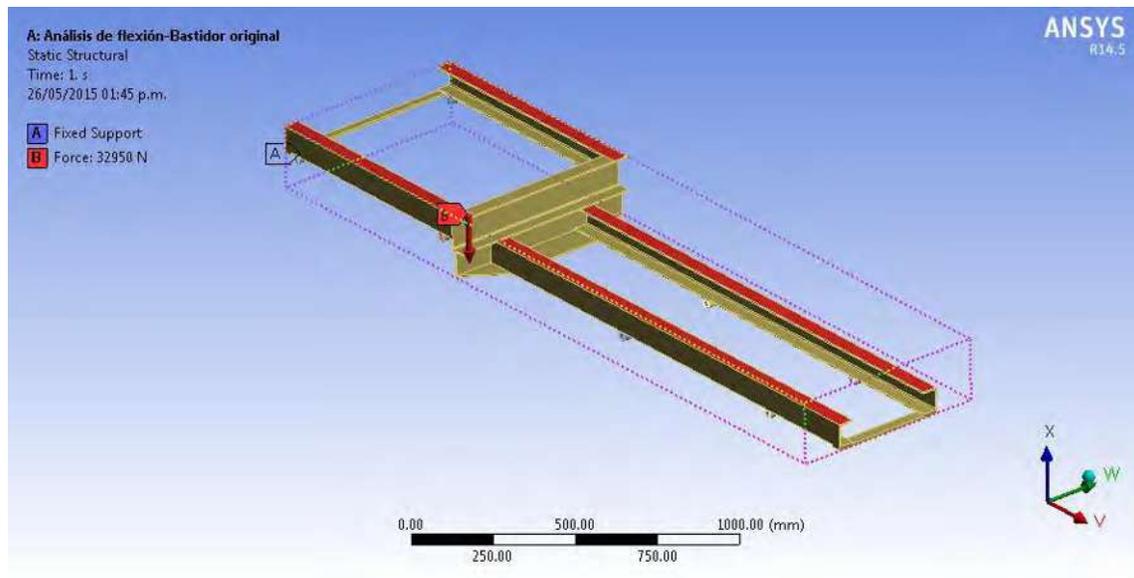


Figura 4. 37. Condiciones de frontera para la prueba de flexión en el bastidor original.

La Tabla 4.9, muestra las características del mallado que se utilizó para la simulación del de la prueba de flexión en el bastidor original.

Tabla 4. 9. Características del mallado aplicado al bastidor original.

Características del mallado aplicado en el bastidor original	
Número de nodos	103524
Número de elementos	19004
Tamaño del elemento	10 mm
Tipo de elemento	Quad/Tri

En la Figura 4.38, se muestra una imagen del mallado implementado en el bastidor original.

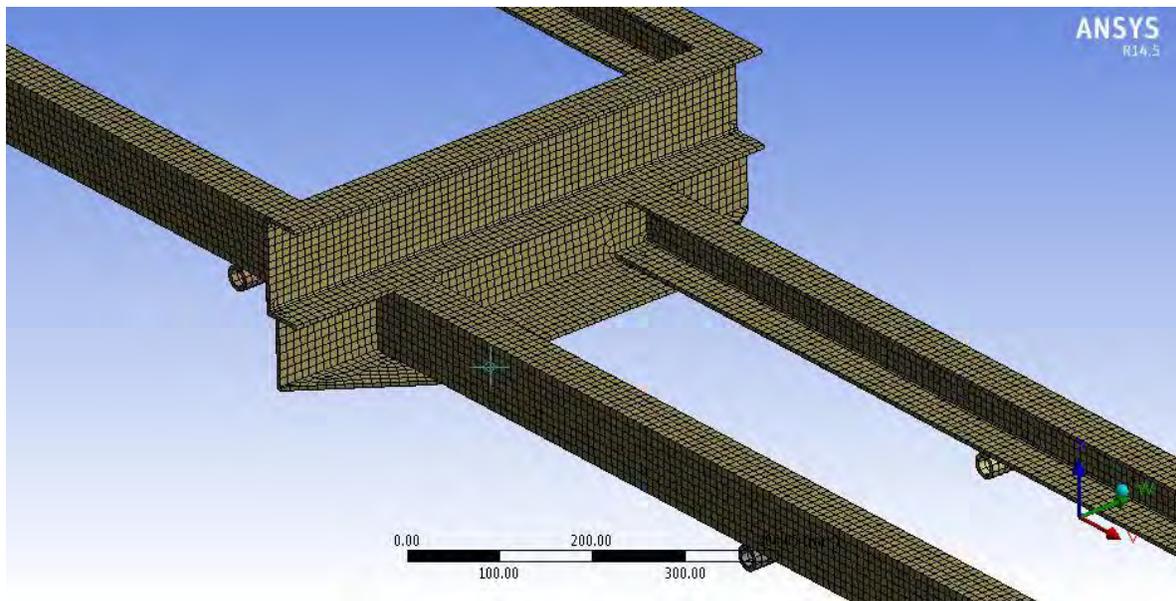


Figura 4. 38. Mallado aplicado al bastidor original.

El resultado obtenido de la deformación total, se muestra en la Figura 4.39, el factor de seguridad obtenido con las condiciones de operación empleadas en este modelo se muestran en la Figura 4.40.

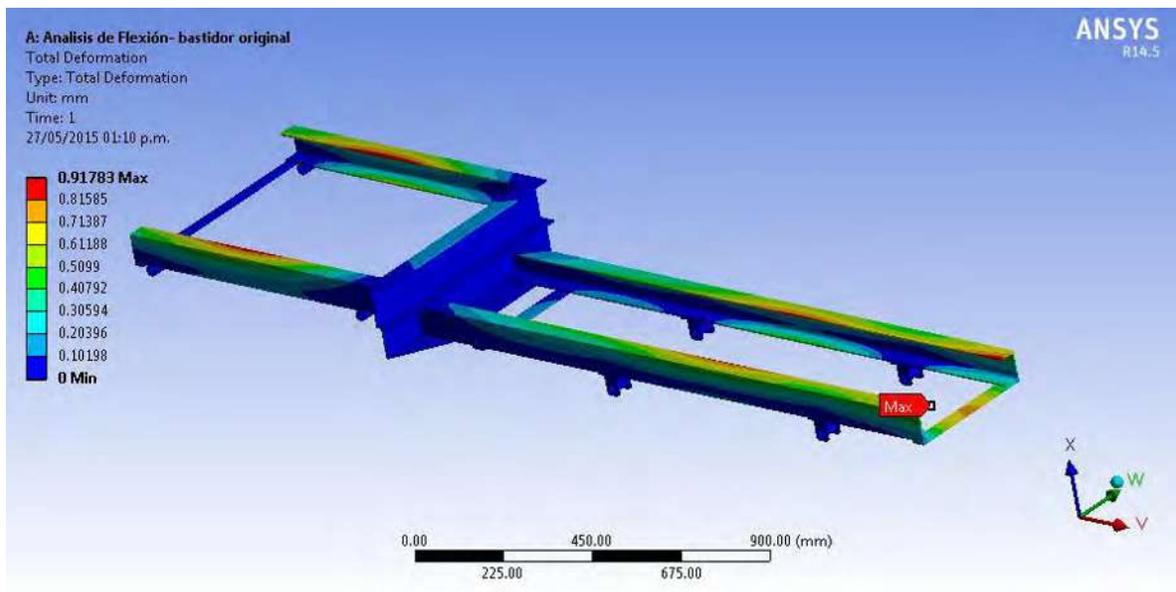


Figura 4. 39. Deformación total obtenida en el bastidor original.

En la Figura 4.39, se observa que la deformación total que alcanza la estructura es 0.91783 mm, este valor de deformación está por encima del obtenido en la mejor propuesta del bastidor (0.16714 mm).

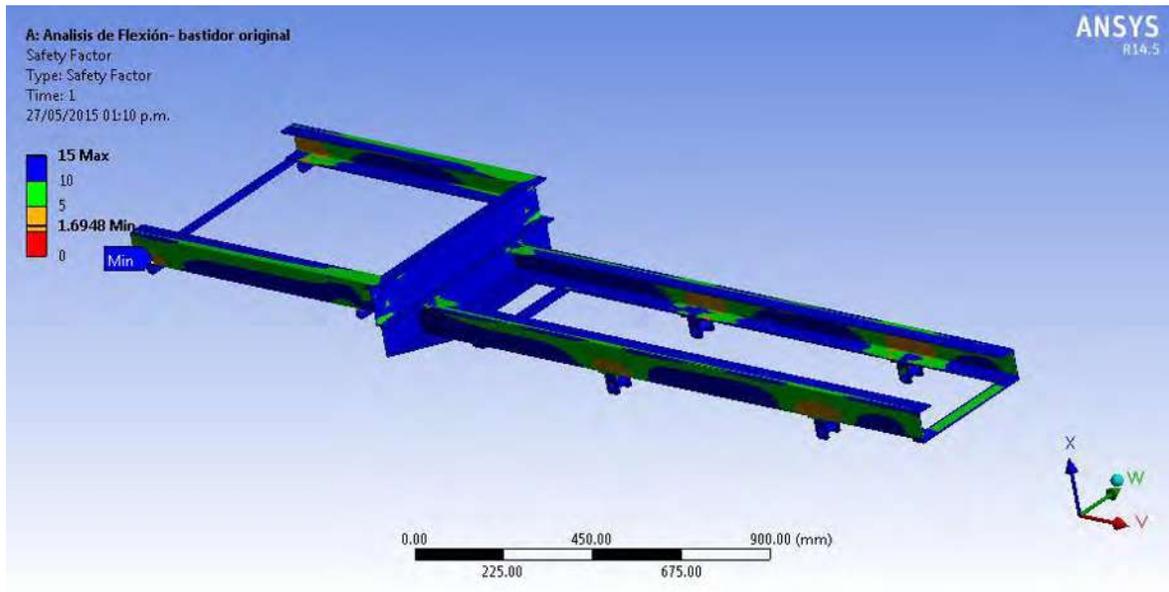


Figura 4. 40. Factor de seguridad del bastidor original.

En la Figura 4.40, se puede observar el factor de seguridad mínimo que se obtuvo (1.6948) el cual es más bajo que el obtenido en el modelo que se seleccionó como la mejor propuesta del bastidor (2.3564).

4.7.2. Análisis de torsión en el bastidor original

Otra de las características que se analizó en el bastidor original fue la resistencia a la torsión, al igual que en el análisis de flexión, se sometió a las mismas características (mismo par de fuerzas) aplicadas en el análisis de torsión de las nuevas propuestas. Las características del mallado son las mismas que se muestran en la Tabla 4.9.

En la Figura 4.41, se muestran las condiciones de frontera aplicadas al bastidor original para el análisis de torsión

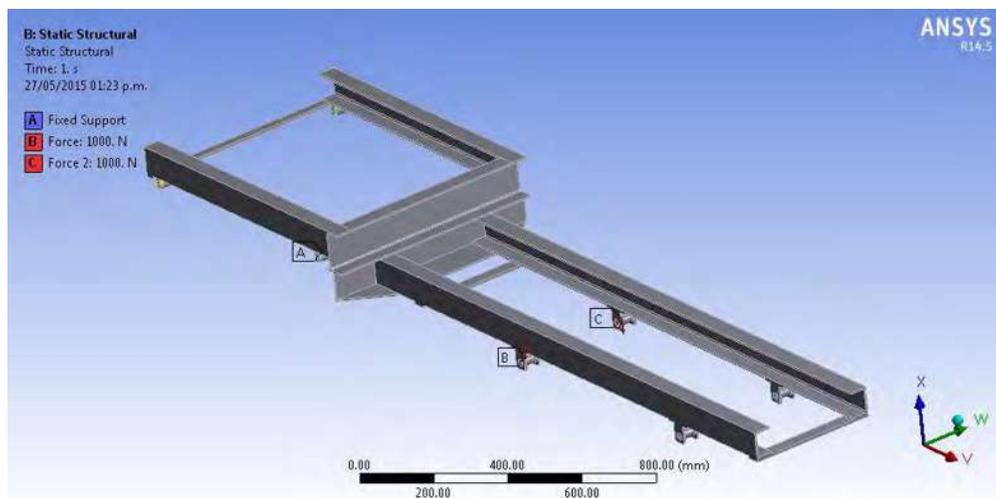


Figura 4. 41. Condiciones de frontera para el análisis de torsión en el bastidor original.

En la Figura 4.42, se muestran los resultados de deformación obtenidos en el análisis de torsión, el valor máximo obtenido (19.16 mm) está muy por encima del obtenido en la mejor propuesta del bastidor (0.53793 mm), con esto se puede predecir que su resistencia a la torsión será muy baja.

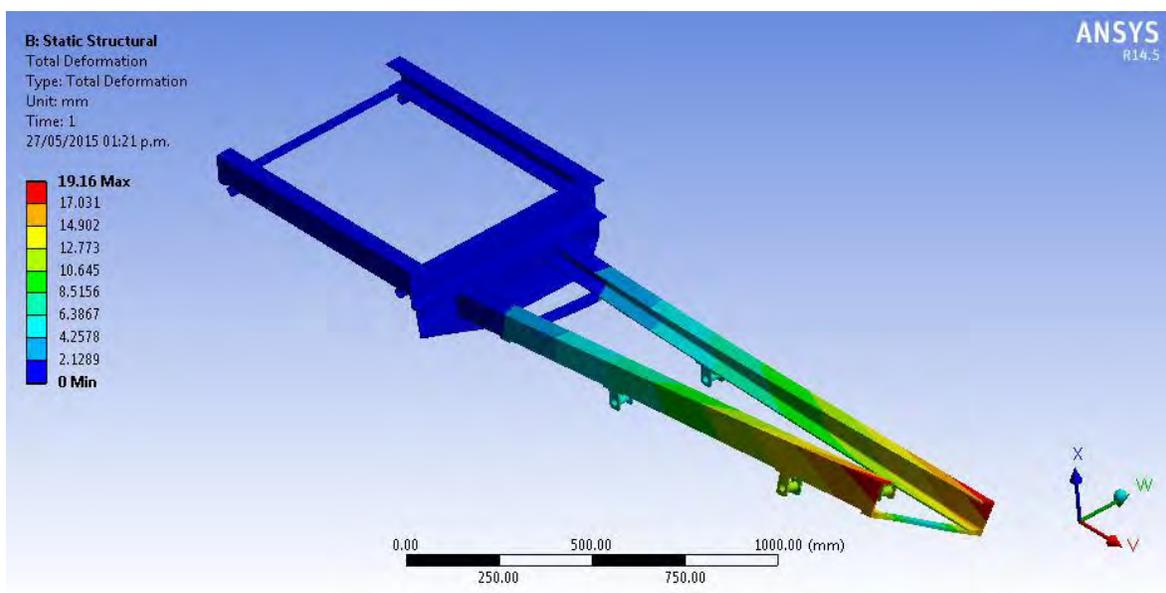


Figura 4. 42. Máxima deformación del bastidor original en el análisis de torsión.

Aplicando la ecuación 2.5 y 2.6, para encontrar el ángulo de giro y la rigidez del bastidor original del vehículo.

$$\theta = \frac{180 * (d_1 - d_2)}{\pi D} = \frac{180 * (0.01916 - (-0.0021289))}{3.1416 * 0.38} = 3.2^\circ$$

$$K_T = \frac{F * D}{\theta} = \frac{1000 * 0.38}{3.2} = 118.75 \frac{N * m}{grado}$$

Como se puede observar la rigidez calculada para el bastidor original es 118.75 N m/grado, este valor de rigidez torsional se encuentra por debajo del obtenido en la mejor propuesta del bastidor que fue de 2571 N m/grado.

4.7.3. Comparación de resultados entre la mejor propuesta y el bastidor original

Como se mencionó anteriormente, con la finalidad de apreciar las ventajas y características que se obtuvieron en la mejor propuesta en comparación con el bastidor original en la Tabla 4.10, se comparan los resultados obtenidos en los análisis realizados a ambos bastidores.

Tabla 4. 10. Comparación entre la mejor propuesta y el bastidor original.

Comparación de resultados				
Resultados	Mejor propuesta del Bastidor	Bastidor original	% de diferencia	Observaciones
Masa total	55.51 m	48.495 kg	12.637 %	En contra
Área de distribución de fuerza	0.18 m ²	0.25 m ²	28 %	Favorable
Longitud	2950 mm	2500 mm	15.25 %	Favorable
Deformación por flexión	0.167 mm	0.917 mm	549 %	Favorable
Resistencia a la torsión	2571 N m/grado	118.75 N m/grado	2165 %	Favorable

Como se puede apreciar en la Tabla 4.10, la mayoría de los resultados favorecen a la nueva propuesta del bastidor, teniendo como única desventaja mayor peso, esto es debido a que las dimensiones del bastidor aumentaron 450 mm en su longitud.

4.8. Ensamble bastidor-carrocería-cabina

Con el fin de visualizar un esquema general del vehículo proyectado, se modelo la cabina y se ensambla junto al bastidor y la carrocería. En las Figuras 4.43 y 4.44, se pueden visualizar las diferentes vistas del ensamble realizado.

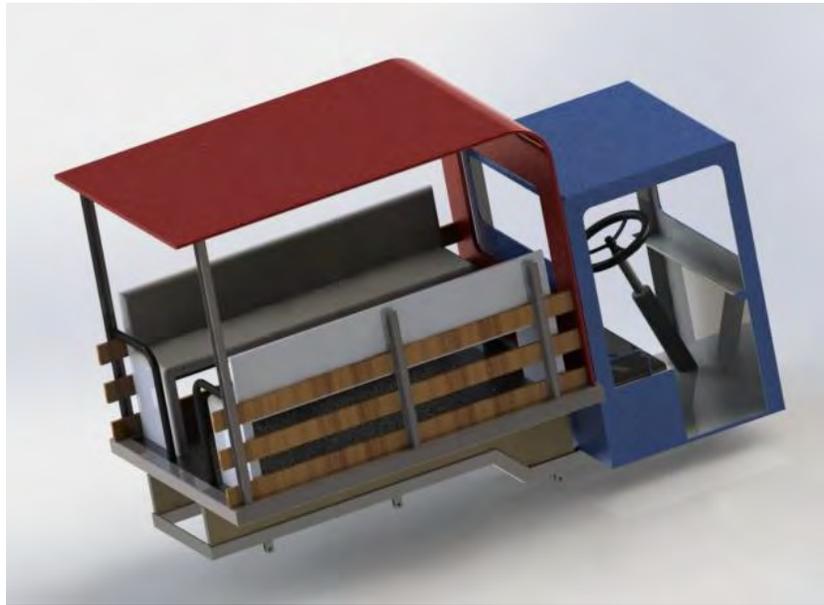


Figura 4. 43. Vista isométrica del ensamblaje bastidor-carrocería-cabina (escala 1: X).

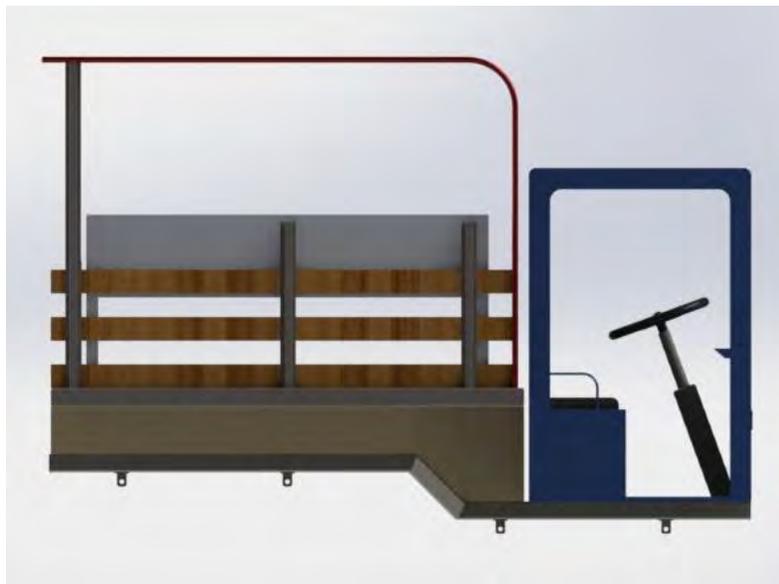


Figura 4. 44. Vista lateral del ensamblaje bastidor-carrocería-cabina (escala 1: X).

Capítulo V. Construcción del bastidor

Después de seleccionar la mejor propuesta del bastidor en función de las características y resultados obtenidos en cada análisis realizado, el siguiente paso fue la construcción física del bastidor.

Con el fin de facilitar el proceso de construcción del bastidor se elaboró una metodología de seguimiento, esto además de asegurar la obtención de un producto de calidad asegura que no se altere su geometría por parte del fabricante.

Los cortes más complicados en el bastidor son los mostrados en la Figura 5.1 (partes encerradas en los círculos), en estas partes se realizan dos funciones, la primera es bajar el nivel de la estructura y la segunda es acortar la distancia entre los largueros, por esta razón, se tomó mucha precaución al momento de realizarlos.

Con el fin de apreciar y entender mejor los cortes antes mencionados se elaboró una maqueta de ambos, la Figura 5.2 muestra uno de ellos construidos con papel cascaron correspondiente al corte señalado por el círculo inferior de la Figura 5.1.

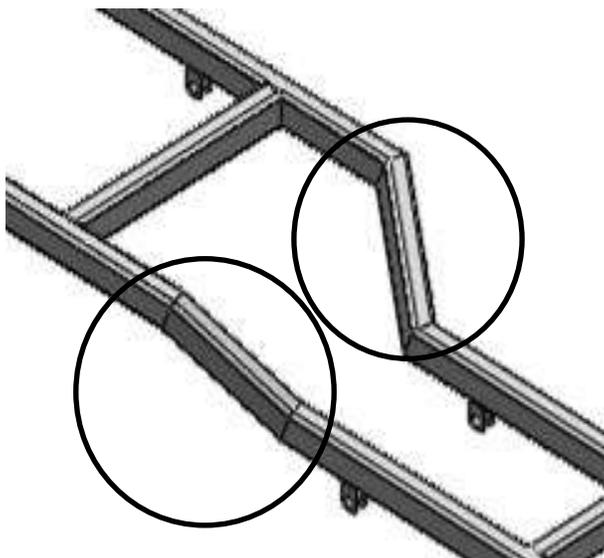


Figura 5. 1. Cortes en los que se tomó más importancia al momento de realizarlos.

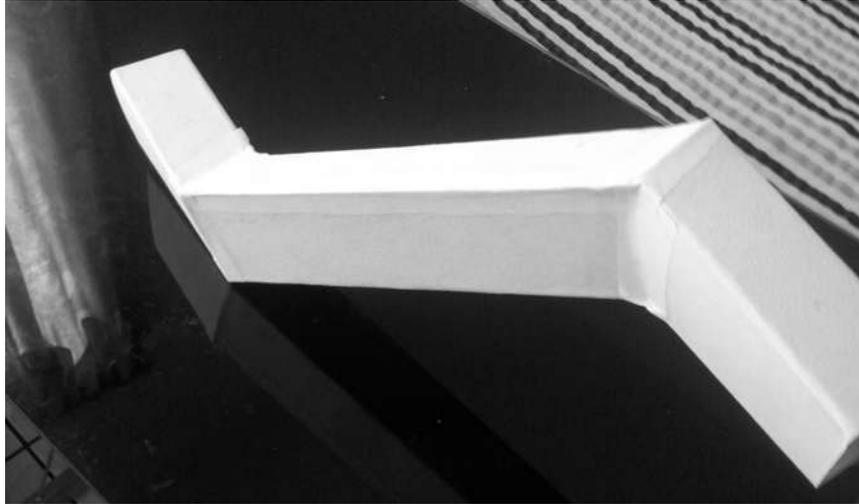


Figura 5. 2. Maqueta elaborada para visualizar los cortes más difíciles del bastidor.

Después de haberse observado los cortes más difíciles de realizar, el siguiente paso fue la elaboración de la metodología que consistió en tomar las distancias del origen de la primera parte del larguero hasta cada una de las cuatro esquinas del siguiente corte (parte dos) y así sucesivamente con el siguiente corte, con estas medidas establecidas se logra obtener cada parte del bastidor con su respectivo corte, esto se puede visualizar en las Figuras 5.3, 5.4 y 5.5.

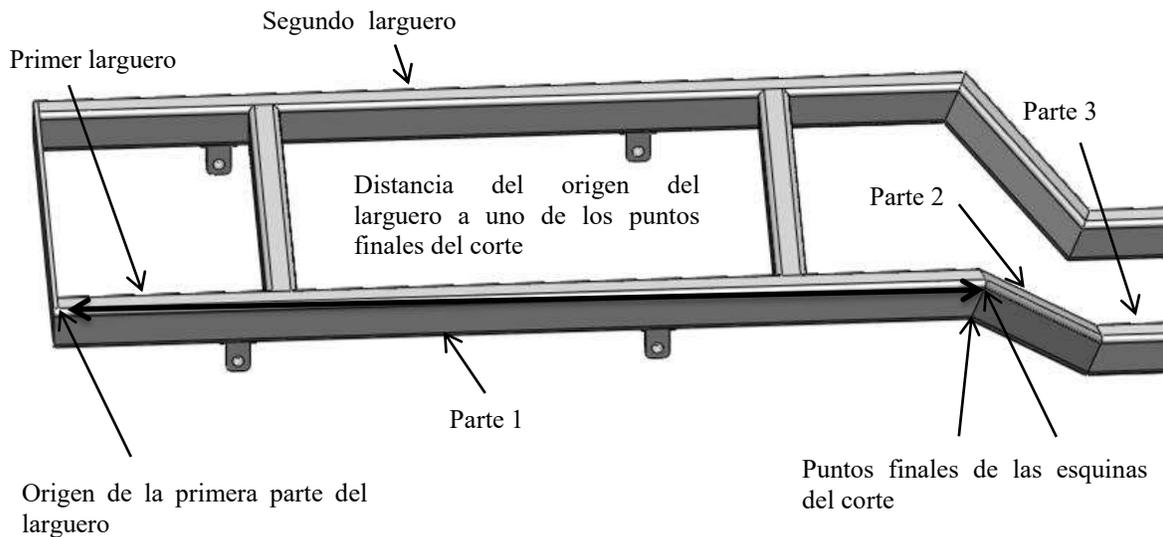


Figura 5. 3. Puntos iniciales y finales de la primera parte de un larguero (escala 1: X).

Las medidas que se tomaron en cada esquina del tramo de PTR (Tubo rectangular cerrado) hasta las esquinas de cada corte a realizar, se muestran en la Figura 5.4. Teniendo las distancias marcadas y unidos los puntos finales de cada una de las partes del larguero, al momento de cortarlas se genera el corte que debe de llevar cada una de ellas.

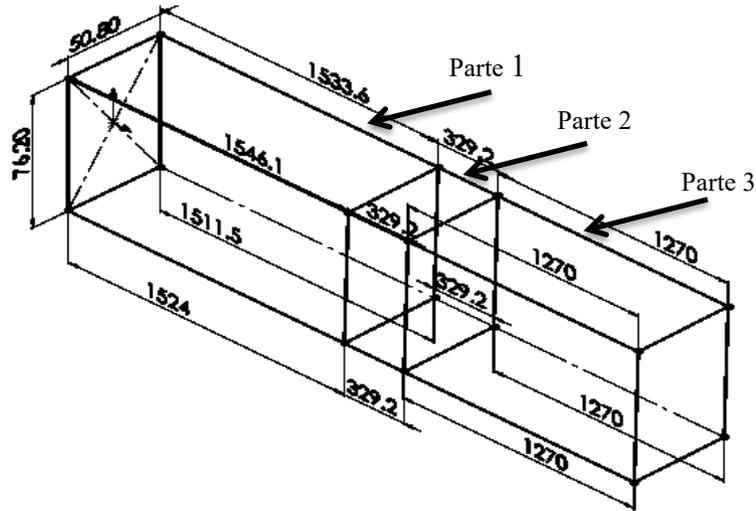


Figura 5. 4. Medidas para obtener los cortes del primer larguero (escala 1: X).

La Figura 5.5, muestra las medidas de los cortes para el segundo larguero del bastidor, se observa que las medidas son las mismas, la única diferencia es que en la primera parte las medidas se intercambian.

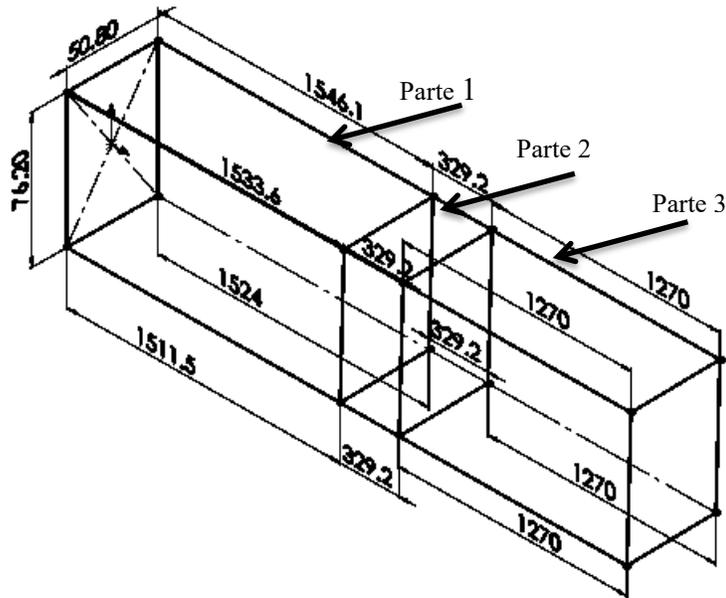


Figura 5. 5. Medidas para obtener los cortes del segundo larguero (escala 1: X).

Una vez obtenidas las partes de los dos largueros el siguiente paso fue buscar su orientación de tal modo que se formara la geometría del bastidor, las dimensiones que señala la parte tres en las Figuras 5.4 y 5.5, no son las medidas reales que dan el largo total del bastidor, su valor de 1270 mm fue puesto como una medida de seguridad en caso de que algún corte se hubiera realizado mal, en caso de que todo saliera bien solo sería necesario acotar el bastidor a sus 2950 mm y cortar el material sobrante.

La metodología antes mencionada se les explico a los técnicos encargados de la construcción del bastidor, se les proporciono los esquemas con las dimensiones para generar cada uno de los cortes, también se les proporciono los planos generales del bastidor (largo total, el ancho delantero, ancho trasero, distancia de cada uno de los travesaños).

5.1. Proceso de construcción del bastidor

A continuación se muestra el proceso de construcción del bastidor utilizando la metodología antes explicada.

Para la construcción del bastidor se necesitaron 2 tramos de material PTR de 6000 mm cada uno, estos pueden visualizarse en la Figura 5.6.



Figura 5. 6. Tramos de PTR utilizados para la construcción del bastidor.

En las Figura 5.7, se observa el proceso que se siguió para la obtención de la primera parte del primer larguero.

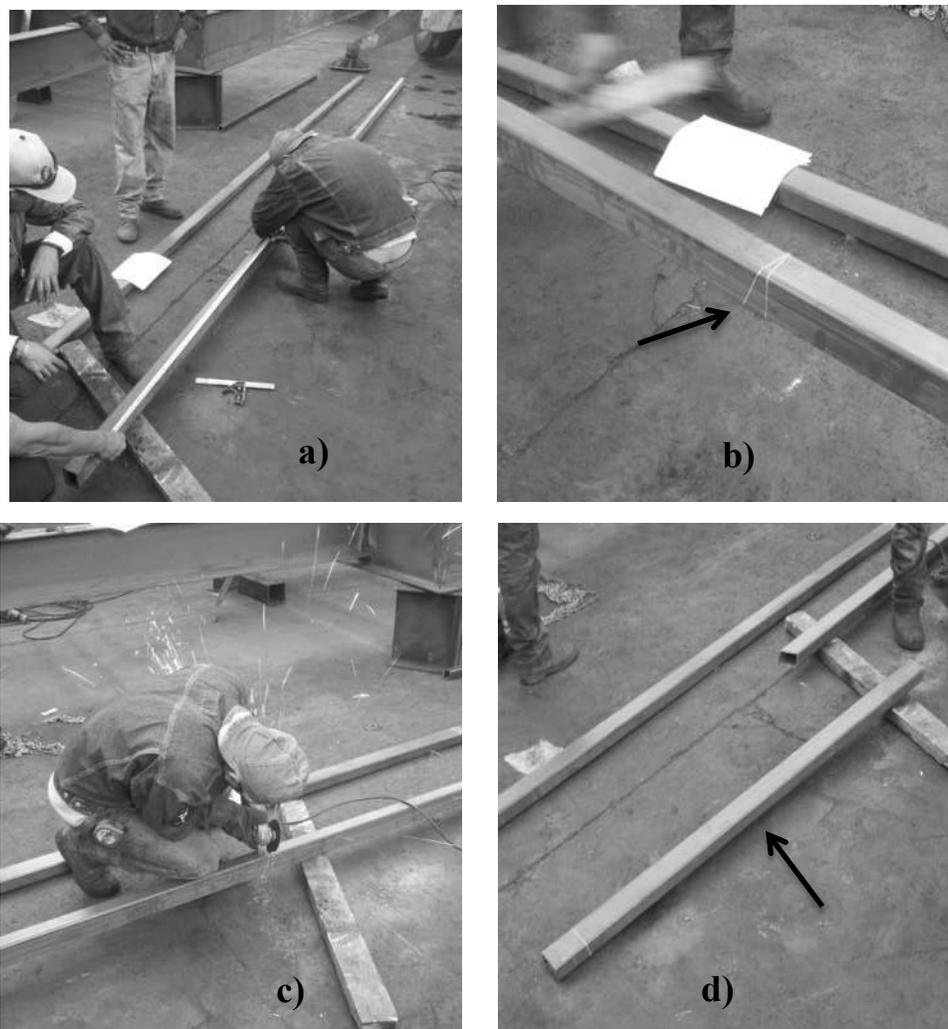


Figura 5. 7. Proceso de obtención de la primera parte del larguero.

En la Figura 5.7 a), se muestra el momento en el que se midieron las longitudes de las esquinas del corte de la primera parte del larguero, la Figura 5.7 b) muestra la forma del corte al final de la primera parte del primer larguero, en el inciso c) se muestra el momento en el que se empezó a cortar el material y en el inciso d) se observa la primera parte del primer larguero.

Una vez obtenida la primera parte del primer larguero el siguiente paso fue medir a partir del corte generado en el tramo de PTR las dimensiones de la segunda parte del larguero, recordando que estas medidas se tomaron a partir de cada uno de los puntos finales que dejaron el corte anterior, estas dimensiones se mostraron en la Figura 5.4. El proceso para obtener las partes del segundo larguero se muestra en la Figura 5.8.

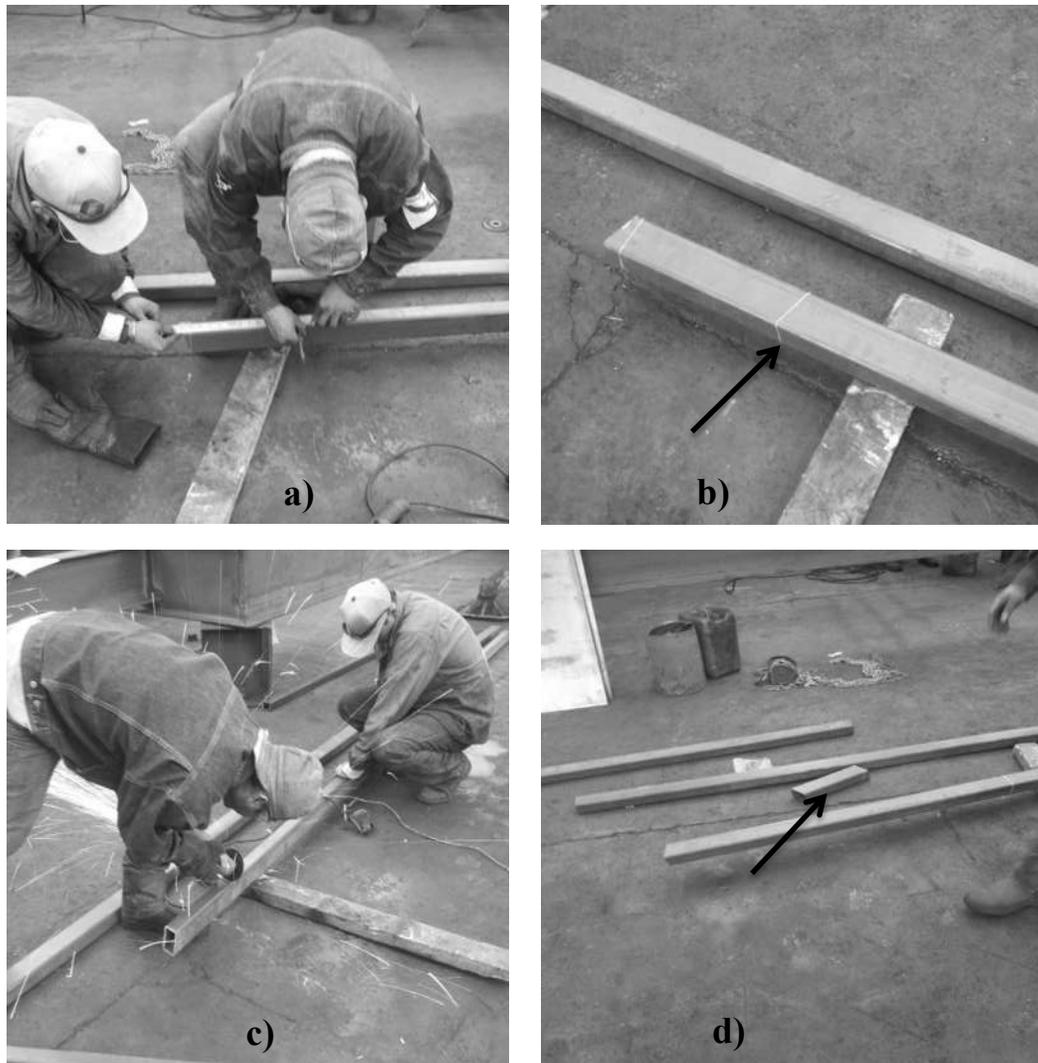


Figura 5. 8. Proceso de obtención de la segunda parte del larguero.

La Figura 5.8, muestra el procedimiento que se llevó para obtener la segunda parte del larguero, en el inciso a) se muestra el momento en el que se tomaron las medidas, la Figura 5.8 b) muestra el trazo del corte que se genera al cortar el material, en el inciso c) se muestra el momento en el que se cortó la segunda parte del larguero y en el inciso d) se muestra el corte realizado.

Del mismo modo este procedimiento se siguió para la obtención de la tercera parte del primer larguero.

Para la obtención de los componentes del segundo larguero, el procedimiento fue el mismo que se siguió para el primero, para este caso se tomaron las dimensiones mostradas en la Figura 5.5.

Todos los componentes que forman los dos largueros se pueden visualizar en la Figura 5.9.



Figura 5. 9. Partes de los largueros.

Antes de empezar a fijar los componentes de los largueros, se verifico la exactitud de los cortes realizados, en la Figura 5.10, se observa el acoplamiento entre las dos primeras partes del primer larguero.



Figura 5. 10. Acoplamiento de las dos primeras partes del primer larguero.

El siguiente paso fue unir y nivelar las partes del primer larguero tomando en cuenta las dimensiones generales que debería tener el bastidor, y posteriormente soldar un travesaño para poder sujetar las partes del segundo larguero.



Figura 5. 11. Ensamble y nivelación del primer larguero.

En el inciso a) de la Figura 5.11, se muestra la unión de las dos primeras partes que forman el primer larguero, en los incisos b) y c) se muestra la colocación y nivelación de la última parte del primer larguero y en el inciso d) se observa el primer larguero unido y nivelado.

Después de formar el primer larguero el siguiente paso fue colocar mediante pequeños puntos de soldadura los travesaños para posteriormente ir soldando los componentes que forman el segundo larguero, este procedimiento se puede visualizar en las Figuras 5.12, 5.13, 5.14.



Figura 5. 12. Colocación y nivelación del travesaño trasero.



Figura 5. 13. Unión y nivelación del segundo larguero.



Figura 5. 14. Colocación y nivelación de la última parte del segundo larguero.

Después de haber colocado y nivelado todos los componentes y travesaños que forman el bastidor, el paso siguiente fue soldar completamente cada una de las uniones. Algunos cordones de soldadura aplicados a la estructura se observan en la Figura 5.15.

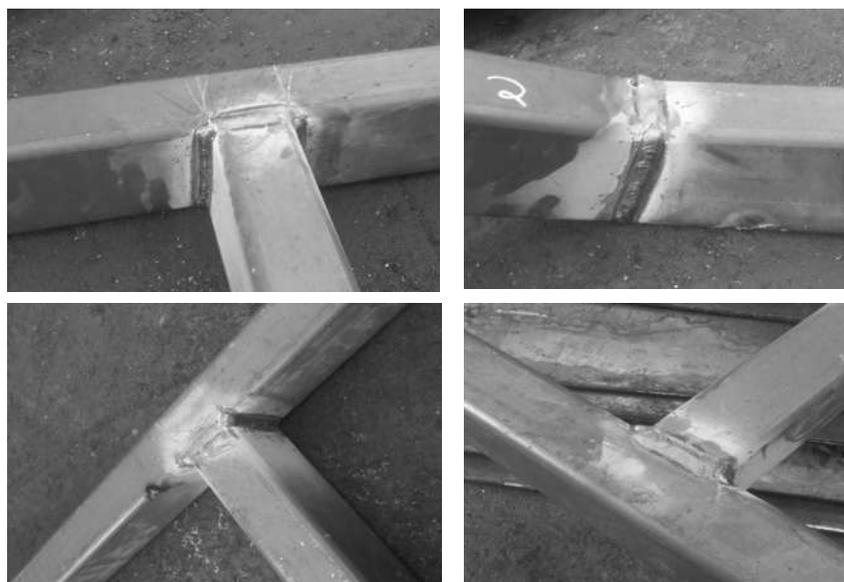


Figura 5. 15. Cordones de soldadura aplicados en diferentes uniones del bastidor.

Después de que se soldó completamente todo el bastidor el último paso fue poner las tapas de solera en los extremos, el bastidor construido se observa en la Figura 5.16.



Figura 5. 16. Bastidor terminado.

Para mejorar la apariencia del bastidor, se le aplicó una pintura simple. La Figura 5.17, muestra el bastidor construido y pintado.



Figura 5. 17. Bastidor pintado.

Capítulo VI. Contaminación por CO₂ en Morelia Michoacán y su reducción al utilizar el vehículo proyectado.

Todos los seres vivos interactúan entre sí y con el medio en donde habitan, es decir el Medio Ambiente. La relación entre el hombre y el medio ambiente ha existido siempre y sin ella el hombre no existiría. Siempre el hombre ha necesitado del medio ambiente para sobrevivir realizando actividades diarias que lo afectan.

6.1. Contaminación ambiental

La contaminación es la incorporación de sustancias en un medio que provoca alteraciones perjudiciales y la desestabilización de la función natural del medio en el que se presenta. La contaminación ambiental puede tener orígenes naturales o por actividades antrópicas. En el primer caso las fuentes de contaminación surgen como resultados de actividades naturales, como pueden ser erupciones volcánicas, inundaciones, incendios forestales o de pastizales, sobrepoblaciones de animales, etc. En todos estos eventos se producen emisiones de sustancias, o actividades de depredación, que pueden tener un gran impacto en el medio ambiente que se desarrolla, y el tamaño del impacto dependerá de la magnitud de los eventos. En el caso de las actividades antrópicas, es decir producidas por el hombre, también son concentraciones de sustancias que afectan el medio ambiente, entre una de las más importantes y que es de la que se hablara es la del transporte, los vehículos de combustión interna son una de las principales causas de la contaminación al medio ambiente. Los gases residuales de la combustión son dañinos tanto para los seres humanos como para la atmosfera entre ellos se encuentra el CO (Monóxido de carbono) y el CO₂ (Dióxido de carbono).

Monóxido de carbono (CO): El monóxido de carbono es un producto de la combustión incompleta y ocurre cuando el carbono en el combustible se oxida sólo parcialmente. El monóxido de carbono se adhiere con facilidad a la hemoglobina de la sangre y reduce el flujo de oxígeno en el torrente sanguíneo ocasionando alteraciones en los sistemas nervioso y cardiovascular.

Bióxido de carbono (CO₂): El bióxido de carbono no afecta la salud en bajas proporciones, pero es un gas con importante efecto invernadero que atrapa el calor de la tierra y contribuye seriamente al calentamiento global.

El bióxido de carbono es el contaminante que se analizará en este trabajo debido a que es el que afecta a la atmosfera y su reducción favorecería en gran escala a la disminución del efecto invernadero que provoca el calentamiento global.

El efecto invernadero es un fenómeno por el cual los gases que se encuentran en la atmósfera retienen el calor emitido por la tierra. Este calor proviene de la radiación natural del sol, pero cuando rebota sobre la superficie terrestre queda atrapado por la barrera de gases. Al quedarse estos gases entre suelo y atmósfera, sin poder quedar liberados al

espacio, el efecto producido a escala planetaria es muy similar al de un invernadero. El efecto invernadero es la principal causa del calentamiento global.

Los gases responsables de este efecto son principalmente el dióxido de carbono y el metano. Estos gases, junto a otros, han existido desde los orígenes de la tierra. Pero su presencia en la atmósfera empezó a multiplicarse durante la Revolución Industrial, momento en el que los avances tecnológicos obligaron al uso de combustibles fósiles. A partir de entonces, esta dinámica no ha hecho más que incrementarse.

El bióxido de carbono es uno de los contaminantes producidos por los motores de combustión interna de los vehículos y como se mencionó anteriormente es el contaminante que se tratara en este trabajo.

6.2. Contaminación de CO₂ en Morelia Michoacán

Morelia Michoacán es una ciudad con poco parque vehicular en comparación con las grandes ciudades como Guadalajara, Monterrey o Puebla. Pero a pesar de tener menor parque vehicular, la contaminación que se produce debido al uso cotidiano de los vehículos es grande.

Para poder obtener los valores de CO₂ que se generan en Morelia por el uso de automotores de combustión interna, primero se tiene que identificar el parque vehicular vivo que existe en la ciudad. La Figura 6.1, muestra el parque vehicular vivo en las principales ciudades Mexicanas [37].

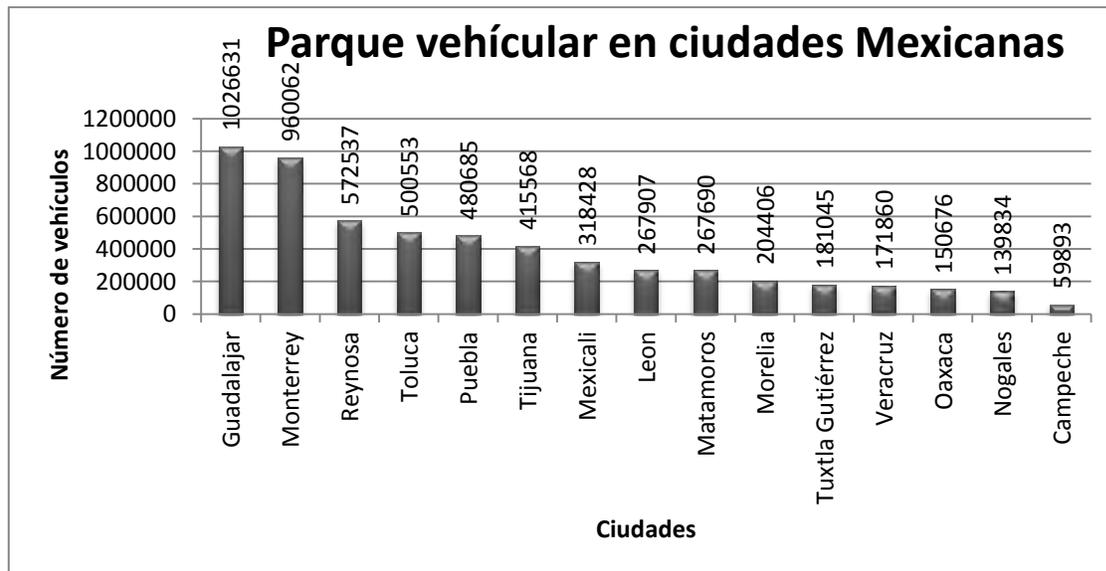


Figura 6. 1. Parque vehicular vivo de las principales ciudades Mexicanas.

De acuerdo a los datos representados en la Figura 6.1, el parque vehicular vivo en la ciudad de Morelia es 204406, aproximadamente cinco veces menos que en la ciudad de Guadalajara.

Para poder realizar una estimación de la cantidad de CO₂ que se genera en cualquier ciudad es necesario conocer la actividad o uso vehicular que existe.

6.2.1. Actividad de la flota vehicular

La actividad vehicular se refiere a la intensidad de uso de un vehículo, y está principalmente relacionada a la distancia recorrida en un cierto periodo de tiempo, generalmente expresada en kilómetros por día (km/d). En cuestión de emisiones vehiculares, la actividad determina en gran medida la cantidad de contaminante generado.

El valor de la actividad de la flota vehicular de Morelia al igual que de las principales ciudades mexicanas se representa en la Figura 6.2 [37].

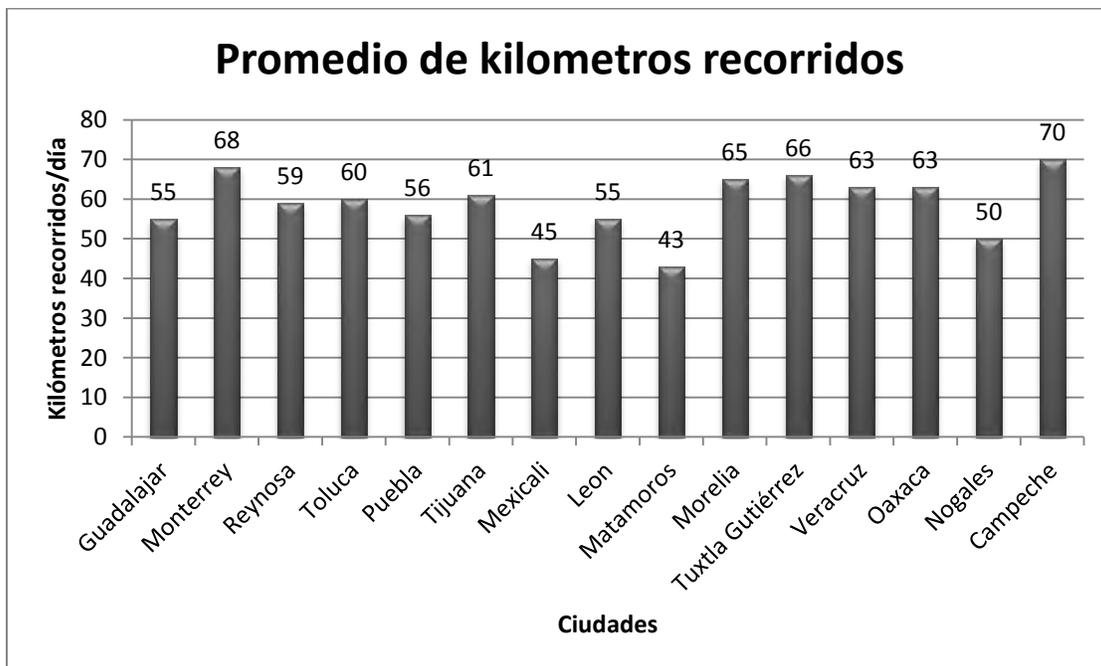


Figura 6. 2. Promedio de kilómetros recorridos por día en ciudades Mexicanas.

El valor correspondiente al recorrido diario de los vehículos de la ciudad de Morelia Michoacán es de 65 km/d. El cual es uno de los más altos solo por debajo de Campeche, Monterrey y Tuxtla Gutiérrez.

Se puede identificar que Campeche, Tuxtla Gutiérrez y Morelia son ciudades con poco parque vehicular lo cual ocasiona que la actividad vehicular sea mayor que en las otras ciudades como Guadalajara.

6.2.2. Cantidad de CO₂ producido por los vehículos en la ciudad de Morelia Michoacán

La cantidad de CO₂ producido por los autos puede depender de muchos factores como lo son; las condiciones de operación del vehículo (por ejemplo que se encuentre con carga), la forma de manejar (las aceleraciones bruscas), el número de cilindros y potencia del motor. Para estimar un valor promedio del CO₂ producido por el uso automovilístico en Morelia Michoacán, se utilizaron los parámetros antes explicados (número de vehículos que circulan en la ciudad y su uso cotidiano promedio) y la cantidad de CO₂ que se produce por cada kilómetro recorrido.

Para obtener el valor del promedio de CO₂ por kilómetro recorrido del parque vehicular, se evaluaron los rendimientos en eficiencia y contaminación de 10 vehículos, los cuales se consideraron como los más usados en Morelia (ver Tabla 6.1) [38].

Tabla 6. 1. Eficiencia y contaminación de los vehículos más usados.

Especificaciones de km/l y g CO₂/km en automóviles		
Modelo	Rendimiento en ciudad km/l	g CO₂/km
Nissan / Tsuru gs / 2010/ versión: GS 4pts 1.6l 4cil 105hp man	13.80	191
Vw / Jetta / 2010 versión: GP 4pts 2.0l 4cil 115hp man	11.63	212
Chevrolet / Aveo / 2010 versión: 4pts 1.6l 4cil 103 hp man	13.81	193
Nissan / Altima / 2010 versión: 4pts 2.5l 4cil 175hp cvt	12.2	217
Nissan / Sentra / 2010 versión: 4pts 2.0l 4cil 140hp man	13.3	205
Ford / Ranger / 2010 versión: xl hd cab reg pick up 112" 2pts 2.3l 4cil 138hp man	9.5	290

**CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DEL BASTIDOR PARA AUTOMÓVIL ELÉCTRICO CON FIN
TURÍSTICO EN LA CIUDAD DE MORELIA MICHOACÁN**

Nissan / NP300 / 2010 versión: pick up 2pts 2.4l 4cil 143hp man	9.57	285
Nissan / Urvan / 2010 versión: pasajeros 3pts 2.5l 4cil 144hp man	7.30	367
Chevrolet / Chevy / 2010 versión: 4pts 1.6l 4cil 100hp man	14.32	188
Ford / Fiesta / 2010 versión: 1.6l 4cil 95hp man	10.40	233

De acuerdo a los datos mostrados en la Tabla 6.1, se obtuvo un valor promedio de eficiencia (Ef_pro) y contaminación promedio (Cont_pro) que tendría un auto promedio.

$$Ef_Pro = \frac{115.83 \frac{\text{km}}{\text{l}}}{10} = 11.583 \frac{\text{km}}{\text{l}}$$

$$Cont_Pro = \frac{2381 \frac{\text{g CO}_2}{\text{km}}}{10} = 238.1 \frac{\text{gCO}_2}{\text{km}}$$

Para obtener el valor de CO₂ que se genera en un día en la ciudad de Morelia (CO₂_prod_d) solo fue necesario multiplicar el valor obtenido de la contaminación promedio (por kilómetro recorrido) por la actividad vehicular de la ciudad.

$$CO_2_prod_d = 0.2381 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{km}} * 65 \frac{\text{km}}{\text{d}} = 15.4765 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{d}}$$

Un vehículo promedio contamina 15.4765 kilogramos de CO₂ por día, si a esto lo multiplicamos por el total de vehículos en circulación que existen en la ciudad de Morelia se obtiene la contaminación total de CO₂ producido en un día por el parque vehicular existente.

$$Total_CO_2_d = 15.4765 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{d}} * 204406 = 3163489.46 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{d}}$$

Lo que es equivalente a 3163.5 toneladas $\frac{\text{CO}_2}{\text{d}}$ y si este valor se tomara para todos los días del año, la producción anual de CO_2 sería aproximadamente 1154677.5 toneladas.

6.2.2.1. Disminución de CO_2 y ahorro de combustible en Morelia al poner en circulación el vehículo proyectado

Como se pudo apreciar los valores de CO_2 producidos anualmente en la ciudad Morelia son elevados, rebasando más del millón de toneladas. Pero esto se puede lograr reducir al poner en circulación vehículos eléctricos que no contaminen o produzcan CO_2 , como el vehículo proyectado en este trabajo.

La disminución anual de CO_2 que se lograría al poner en circulación un solo vehículo como el que se indica en este trabajo sería de 5.65 toneladas por año.

El ahorro de combustible fósil se encuentra en función de la eficiencia de cada vehículo, pero obteniendo un promedio de la eficiencia de los autos mostrados en la Tabla 6.1, se pudo estimar este valor dando una eficiencia promedio de 11.583 km/l.

Con la actividad vehicular de la ciudad de Morelia y la eficiencia promedio vehicular fue posible estimar un valor del consumo diario de combustible por unidad vehicular.

$$\text{Cons_gas_dia} = \frac{65\text{km}}{11.583 \frac{\text{km}}{\text{l}}} = 5.61 \text{ L}$$

En promedio un vehículo en Morelia gasta 5.61 L de combustible por día y 2047.65 L anualmente, tomando en cuenta el costo del combustible en \$13.57 pesos para gasolina Magna y \$14.38 pesos para gasolina Premium [39], una persona gasta en su auto un promedio de \$27787 y \$29445 pesos respectivamente en gasolina para su auto en un año.

Capítulo VII. Conclusiones

La selección del tipo de bastidor a utilizar, es un factor muy importante que está en función de la aplicación destinada y de la economía de construcción. Es muy importante especificar las condiciones con las que trabajará el bastidor para poder optimizarlo y evitar la utilización de material innecesario.

Utilizar los perfiles adecuados puede contribuir notablemente a obtener estructuras que posean gran resistencia a deformaciones por flexión y con altos índices de rigidez torsional. En este trabajo se comprobó que los perfiles con sección cerrada son más eficaces y aportan mayor rigidez (rigidez torsional) que los perfiles abiertos. La optimización del perfil estructural puede contribuir directamente a obtener estructuras más ligeras, pero como consecuencia los costos aumentan ya que es necesario mandar fabricarlos, por tal motivo se utilizaron perfiles comerciales en los diferentes modelos de los bastidores.

Las características obtenidas en la propuesta PPR, fueron mejores que las del bastidor original, el porcentaje de diferencia de cada una de ellas fue notable. No se obtuvo un bastidor más ligero debido a que las dimensiones aumentaron, sin embargo, se obtuvo un modelo optimizado, ya que se evaluaron diferentes variantes del bastidor para seleccionar la mejor propuesta.

Los análisis de impacto en el bastidor son muy complejos y generalmente solo se realizan a automóviles completos debido a que existen diferentes componentes que absorben la energía cinética y la transforman en energía de deformación. Se podría estimar la fuerza generada en un impacto y aplicarla al bastidor para ver su comportamiento, pero para esto es necesario tener valores que solo es posible obtenerlos al realizar una prueba físicamente, como la duración del impacto y la velocidad final (después del impacto).

La reducción de CO₂ que se obtiene al poner en circulación el vehículo proyectado no se nota en comparación con el total de contaminación, debido a que el porcentaje de reducción de CO₂ solo se calculó con un vehículo, sin embargo, si se lograra que un gran número de vehículos eléctricos circulara por la ciudad, se lograría reducir una cantidad considerable de CO₂. El ahorro de combustible que se lograría con un vehículo eléctrico sería de 2048 L y el gasto económico que se ahorraría el usuario sería de un promedio de \$27000 a \$30000 pesos dependiendo del tipo de gasolina que se utilice.

Referencias bibliográficas

- [1] Xintao, C., Hongwei, Z., Shuxin, W., Lianhong, Z., Jeonghan, K. (2011). *Design of lightweight multi-material automotive bodies using new material performance indices of thin-walled beams for the material selection with crashworthiness consideration*, vol. 32 (2), 815-821.
- [2] Do Hyoung, K., Dong Hoon, C., Hak Sung, K. (2014). *Design optimization of a carbon fiber reinforced composite automotive lower arm*, vol.58, 400-407.
- [3] Choi, Y., Yeo, H.T., Park, J.H., Oh, G.H., Park, S.W. (2007). *A study on press forming of automotive sub-frame parts using extruded aluminum profile*. 187–188,85–88.
- [4] Yu Zhang, Ping Zhu, Guanlong Chen. *Lightweight Design of Automotive Front Side Rail Based on Robust Optimisation*, Vol. 45, No. 7-8, pages 670-676, Año 2007
- [5] Zhu, P., Zhang, Y., Chen, G. (2011). *Metamodeling development for reliability-based design optimization of automotive body structure*, vol. 62 (7), 729-741.
- [6] Dong Chan, L., Chang Soo, H. (2009). *CAE (computer aided engineering) driven durability model verification for the automotive structure development*, vol. 45, 324-332.
- [7] Craig, C., Martyn, P. (2001). *The application of a knowledge based engineering approach to the rapid design and analysis of an automotive structure*, vol. 32, 903-912.
- [8] Dadkhah, F., y Zechers, J. *ANSYS Workbench*. Schroff Development Corporation.
- [9] Martyn, P., Craig, C. (2001). *The application of KBE techniques to the FE model creation of an automotive body structure*, vol. 44, 1-10.
- [10] Schlumberger Excellence in Education Development (SEED), Inc. Vehículos energéticamente eficientes: vehículos completamente eléctricos.
<http://www.planetseed.com/es/node/102355>
- [11] Vehículos eléctricos: Ventajas y Desventajas.
<http://electricmotorsccc.blogspot.mx/2008/10/ventajas-y-desventajas.html>
- [12] UNIÓN, Los 5 autos eléctricos más populares del planeta.
<http://www.unionpuebla.mx/articulo/2013/11/03/automovilismo/los-5-autos-electricos-mas-populares-del-planeta>
- [13] CAR AND DRIVER, Smart Updates ForTwo Electric Drive for 2012, Adds More Performance.
<http://blog.caranddriver.com/smart-updates-fortwo-electric-drive-for-2012-adds-more-performance-geneva-auto-show/>

[14] EXTREME TECH, Will high-mileage Nissan Leafs need costly battery replacements soon?.

<http://www.extremetech.com/extreme/136894-will-high-mileage-nissan-leafs-need-costly-battery-replacements-soon>

[15] The New York Times, Coming Soon, Mini's Electric Kool Aid Test.

http://www.nytimes.com/2008/11/20/automobiles/autoshow/mini-e.html?_r=0

[16] Coches con enchufe para el 2014.

<http://blogs.20minutos.es/coches-electricos-hibridos/2013/12/31/coches-con-enchufe-para-el-2014/>

[17] Auto blog, Tesla Model S. <http://www.autoblog.com/tesla/model+s/>

[18] Karaoglu, C., Kurala, S. (2002). *Stress analysis of a truck chassis with riveted joints*, vol. 38, 1115-1130.

[19] Mohd Hanif, M., Amir Radzi, G. (2012). *Design and Analysis of 'Eco' Car Chassis*, vol. 41, 1756-1760.

[20] Crolla, D. A. (2009). *Automotive Engineering, powertrain, chassis system, vehicle body*, Amsterdam, Boston, Heidelberg, London, New York, Oxford, Paris, San Diego, San Francisco, Sydney, Tokyo: Elsevier.

[21] Manual del automóvil. (2002). *El Motor de Gasolina*. Madrid: Cultural, S.A.

[22] Águeda Casado, E., Gómez morales, T., Martín Navarro, J., Gonzalo Gracia, J., García Jiménez, J. L. (2010). *Elementos Estructurales del Vehículo*. Madrid: Paraninfo.

[23] Castillo Cárdenas, E. M., Colcha Guashpa, F. O. (2012). *Diseño y construcción de un bastidor para un módulo didáctico de chasis de auto liviano para la escuela de ingeniería automotriz de la epoch*. (Tesis). Escuela superior politécnica de Chimborazo. Riobamba Ecuador.

[24] MOTOR GIGA, X (Bastidor) – Definición – Significado.

<http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/x-bastidor-en-definicion-significado/gmx-niv15-con195990.htm>

[25] Cuadrilla Coronado, M. L. (2011). *Análisis estructural por medio del método de los elementos finitos del monocasco de un auto fórmula 3*. (Tesis). Escuela superior de ingeniería mecánica y eléctrica. Instituto politécnico nacional. México.

[26] Calvo Rodríguez, A. *Diseño y análisis de un chasis para un prototipo de fórmula SAE*. (Proyecto). Universidad pontificia de comillas.

- [27] Genta, G., Morello, L. (2009). *The Automotive Chassis*, Volume 1: components design: Springer.
- [28] Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2008. (2008). *Sobre el peso y dimensiones máximas con los que pueden circular los vehículos de autotransporte que transitan en las vías generales de comunicación de jurisdicción federal*. Dirección General de Autotransporte Federal.
- [29] Reglamento. (1994). *Sobre el peso dimensiones y capacidad de los vehículos de autotransporte que transitan en los caminos y puentes de jurisdicción federal*.
- [30] Norma Oficial Mexicana NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999. (1999.) *Transporte terrestre-servicio de autotransporte económico y mixto-midibús-características y especificaciones técnicas y de seguridad*.
- [31] Society of Automotive Engineers of China (SAE-China), International Federation of Automotive Engineering Societies (FISITA). (2012). *Vehicle Design and Testing (II), Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*: Springer.
- [32] Limwathanagura T., Sithananun C., Limchamroon T., Singhanart T. (2012). *The Frame Analysis and Testing for Student Formula*, World Academy of Science, Engineering and Technology, 6, 1056-1060
- [33] Nissan. (2010). *Normas de carroceros para el montaje de carrocerías, equipamientos y transformaciones*.
- [34] SolidWorks. (2013). *Tabla de propiedades de los materiales*.
- [35] William B., R., Albert R., G. (2002). *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*. Motorsports Engineering Conference & Exhibition Indianapolis: Indiana
- [36] Severino Pérez, O. (2004). *Análisis Numérico-Experimental de un Auto SAE Mini-Baja*. (Tesis). Escuela superior de ingeniería mecánica y eléctrica. Instituto politécnico nacional. México.
- [37] Martínez Salgado, H. (2011). *Estudio de emisiones y características vehiculares en ciudades Mexicanas*. Centro de Transporte Sustentable de México A.C.
- [38] Eco vehículos, Portal de Indicadores de Eficiencia Energética y Emisiones Vehiculares. <http://www.ecovehiculos.gob.mx/>
- [39] EXCELSIOR, Conoce los nuevos precios de las gasolinas en México para 2015. <http://www.excelsior.com.mx/nacional/2015/01/01/1000376>