



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL

TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ

**TEMA: ANÁLISIS Y RECONSTRUCCIÓN ESTRUCTURAL DEL
BASTIDOR DE UN VEHÍCULO JEEP MODELO WILLYS DEL AÑO 1952**

POR ELEMENTOS FINITOS

AUTORES: BOHÓRQUEZ SUAREZ, DAVID ISAÍAS

CARRANZA ESCOBAR, CHRISTIAN RICARDO

DIRECTOR: ING. TORRES MUÑOZ, GUIDO RAFAEL; MG.

LATACUNGA

2019



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “ANÁLISIS Y RECONSTRUCCIÓN ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR DE UN VEHÍCULO JEEP MODELO WILLYS DEL AÑO 1952 POR ELEMENTOS FINITOS” fue realizado por los señores *Bohórquez Suarez, David Isaías y Carranza Escobar, Christian Ricardo*, el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 30 de octubre del 2019



ING. TORRES MUÑOZ, GUIDO RAFAEL

DIRECTOR

C.C.: 1801624352



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, *Bohórquez Suarez, David Isaías* y *Carranza Escobar, Christian Ricardo* declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de **“ANÁLISIS Y RECONSTRUCCIÓN ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR DE UN VEHÍCULO JEEP MODELO WILLYS DEL AÑO 1952 POR ELEMENTOS FINITOS”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Latacunga, 30 de octubre del 2019

Bohórquez Suarez, David Isaías

C.C.: 1721256020

Carranza Escobar, Christian Ricardo

C.C.: 1803824687



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, *Bohórquez Suarez, David Isaías* y *Carranza Escobar, Christian Ricardo* autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación “ANÁLISIS Y RECONSTRUCCIÓN ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR DE UN VEHÍCULO JEEP MODELO WILLYS DEL AÑO 1952 POR ELEMENTOS FINITOS” en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Latacunga, 30 de octubre del 2019

Firma manuscrita en tinta azul de David Isaías Bohórquez Suarez.

Bohórquez Suarez, David Isaías

C.C.: 1721256020

Firma manuscrita en tinta azul de Christian Ricardo Carranza Escobar.

Carranza Escobar, Christian Ricardo

C.C.: 1803824687

DEDICATORIA

Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: LA VOLUNTAD. “Albert Einstein” .

Dedicado a mi madre, aunque no la puedo ver sé que siempre ha estado ahí conmigo en todas partes. Para toda mi familia que en tiempos difíciles siempre me estuvieron apoyando incondicionalmente, se los agradezco de todo corazón.

En especial a mis hermanos Elena Bohórquez y Galo Bohórquez que son un gran ejemplo de superación y admiración personal.

A mi padre que de una u otra manera demostró el cariño que me tiene y a todas las personas que van a leer este trabajo y a utilizarlo como fuente de investigación.

AGRADECIMIENTO

Agradezco al apoyo de mis hermanos que a lo largo de esta carrera supieron guiarme con sus consejos y ayudarme de todos los sentidos a culminar mis estudios académicos.

A todas las personas que me conocen, con las cuales compartí algún momento especial y al director del proyecto que en lo personal supo guiarme.

“Si no cambias tú, no puedes cambiar el mundo que te rodea”

DAVID ISAÍ BOHÓRQUEZ SUAREZ

Dedicatoria

“Nuestras y virtudes y defectos son inseparables, como la fuerza y la materia. Cuando se separan el hombre no existe” NIKOLA TESLA

Este trabajo de titulación va dedicado primeramente a Dios que ha puesto en mi camino a las personas adecuadas para llevar a cabo su propósito, aparte de darme una gran familia y la guía para nunca claudicar.

A mis padres Sr. Ángel Carranza y Sra. Judith Escobar quienes han sido un ejemplo de sabiduría, fuerza, trabajo, amor que me han guiado durante toda mi vida. Por todo el esfuerzo que hicieron por sacarme adelante y creer en mí, a mi hermana quien me brinda su apoyo incondicional y siempre se preocupa por mí y los demás.

AGRADECIMIENTO

El agradecimiento principal a Dios por darme salud y la sabiduría necesaria para la culminación de este trabajo de titulación.

A mi madre Sra. Judith Escobar quien a lucha incansablemente por sacar adelante a nuestra familia.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, y a las personas que forman parte de la Carrera de Ingeniería Automotriz por todas las experiencias, vivencias y demás momentos que hoy forman parte de mi vida profesional

A mi hermana y familia quienes me brindaron su apoyo, paciencia y amor a pesar de las circunstancias de la vida.

Al Ing. Guido Torres por guiar la investigación, quien ha sabido dedicar el tiempo necesario para compartir sus valiosos conocimientos en el proyecto, y ser parte de este logro.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARATULA

CERTIFICACIÓN.....	I
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	II
AUTORIZACIÓN.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO	V
ÍNDICE DE CONTENIDO	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	XVIII
RESUMEN.....	XX
ABSTRACT.....	XXI

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1	Antecedentes investigativos.....	1
1.2	Planteamiento del problema	3
1.3	Descripción resumida del proyecto	4
1.4	Justificación e importancia	5
1.5	Objetivos.....	6
1.5.1	Objetivo general.....	6
1.5.2	Objetivos específicos	6
1.6	Metas.....	7
1.7	Hipótesis	8
1.8	Variables de investigación.....	8

1.8.1	Variable Independiente:	8
1.8.2	Variable Dependiente:	8
1.9	Metodología de desarrollo del proyecto	9

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1	Historia de vehículo Jeep Willys	12
2.2	Especificaciones para un Jeep Willys	14
2.2.1	Tren motriz	15
2.2.2	Dimensiones	15
2.2.3	Rendimiento.....	16
2.3	Bastidor para vehículos.....	16
2.3.1	Función:	16
2.3.2	Constitución del bastidor:	17
2.4	Tipo de bastidores.....	18
2.4.1	Bastidor independiente	18
2.4.2	Bastidor perimétrico o bastidor perimetral:	19
2.5	Bastidor para el vehículo Jeep Willys	20
2.5.1	Generalidades.	20
2.5.2	Especificaciones del Bastidor	20
2.5.3	Componentes y partes del Bastidor	22
2.5.4	Descripción del chasis para Jeep Willys.....	24

2.6	Caracterización del bastidor.	25
2.7	Materiales empleados para la fabricación del bastidor.....	27
2.8	Estudio Mecánico del bastidor.....	28
2.9	Casos de Carga	29
2.9.1	Carga de flexión.....	29
2.9.2	Carga de torsión.....	31
2.9.3	Flexión y torsión combinadas.....	33
2.9.4	Carga lateral.....	34
2.10	Distribución de Carga Lateral Transferida	39
2.11	La rigidez	43
2.11.1	Análisis de la rigidez en el eje delantero y trasero.	46
2.11.2	Importancia de la rigidez torsional del chasis.....	49
2.12	Criterio de diseño Permisible para los casos de Carga	49
2.13	Esfuerzo equivalente.....	50
2.14	Sujetadores para bastidores.....	51
2.14.1	Carga de Apriete	53
2.14.2	Par torsional de apriete.	54
2.15	Método de elementos finitos.....	55
2.15.1	Elementos importantes.....	57
2.15.2	Elasticidad tridimensional	58

2.16	Elementos MEF utilizados en el análisis del bastidor	59
2.16.1	Elemento lineal de ocho nudos	59
2.16.2	Elemento cuadrático de veinte nudos	59
2.16.3	Elemento tetraedro cuadrático de diez nudos	60
2.17	Generación de malla	61
2.17.1	Generación manual de mallas.	61
2.17.2	Generación semiautomática de malla.	61
2.17.3	Generación completamente automatizada de mallas.	62

CAPÍTULO III

ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA DEL BASTIDOR

3.1	Conceptualización.....	63
3.2	Dimensionamiento y diseño del chasis.....	63
3.3	Cargas estáticas.....	65
3.3.1	Designación de carga muerta (CM).....	65
3.3.2	Designación de carga viva (CV).....	66
3.4	Distribución de cargas según su punto de acción.	68
3.4.1	Cargas Distribuidas en el bastidor.	68
3.4.2	Cargas puntuales en el bastidor.	68
3.5	Elementos para el análisis estático.	69
3.5.1	Material designado para el análisis del Bastidor.	69
3.6	Análisis estático en los largueros del bastidor.....	71

3.6.1	Cálculo de reacciones en los apoyos.	72
3.6.2	Resolución Viga Hiperestática	72
3.6.3	Momento máximo en la Viga:	77
3.6.4	Esfuerzo de diseño:.....	78
3.6.5	Tensión normal a la sección debida al momento flector máximo	79
3.6.6	Esfuerzo cortante máximo	80
3.6.7	Esfuerzo equivalente de Von Mises	82
3.6.8	Determinación del factor de seguridad.....	82
3.6.9	Análisis del factor de diseño.....	83
3.7	Estudio estático del bastidor Jeep Willys mediante elementos finitos.	84
3.7.1	Consideraciones previas para realizar la simulación del bastidor.	85
3.7.2	Material Utilizado para el Bastidor.....	85
3.7.3	Asignación de cargas.	86
3.7.4	Determinación del mallado.....	87
3.8	Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.....	89
3.8.1	Deformación direccional en el eje Y	89
3.8.2	Determinación del máximo esfuerzo Principal.....	90
3.8.3	Esfuerzos máximos de Von Mises.....	91
3.8.4	Factor de Seguridad en el bastidor.....	92

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DINÁMICO DEL BASTIDOR Y LA CARROCERÍA

4.1	Fallas producidas por cargas dinámicas	95
4.2	Cargas por fatiga.....	95
4.3	Análisis dinámico del bastidor.....	96
4.3.1	Deformación direccional al eje “Y” en simulación dinámica.	96
4.3.2	Esfuerzo de Von Mises para la simulación dinámica.	97
4.3.3	Factor de seguridad dinámico.....	97
4.3.4	Ciclo de Vida.	98
4.4	Cargas dinámicas	99
4.4.1	Carga de frenado (CF)	99
4.4.2	Carga de aceleración brusca (CAb)	101
4.4.3	Valor de carga de giro (cg).....	101
4.5	Simulación Impacto Frontal.	103
4.5.1	Condiciones de borde	103
4.5.2	Esfuerzo de Von Mises.....	104
4.5.3	Deformación direccional	105
4.5.4	Deformación Unitaria Equivalente	106
4.5.5	Absorción de energía en la parte frontal del bastidor.	106
4.6	Simulación Impacto Lateral.....	109
4.6.1	Condiciones de frontera y malla.	110

4.6.2	Deformación respecto al eje “Z”	111
4.6.3	Esfuerzo de Von Mises en impacto lateral.	111
4.6.4	Energía interna de Deformación	112

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL BASTIDOR JEEP WILLY

5.1	Proceso de reconstrucción del bastidor.....	113
5.2	Montaje de sistemas mecánicos de suspensión en el bastidor.....	115
5.3	MARCO ADMINISTRATIVO Y RECURSOS	119
5.3.1	Recursos humanos	119
5.3.2	Recursos tecnológicos	119
5.4	Costos	120
5.4.1	Análisis financiero	120
5.4.2	Total de gasto.....	122

CAPÍTULO VI

Conclusiones.....	123
Recomendaciones	124
Referencias bibliográficas.....	126

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Jeep Willys MB.	12
Figura 2 Jeep Willys CJ-2A	13
Figura 3 Jeep Willys Modelo M38-A1	14
Figura 4 Dimensiones Universal Jeep Willys	15
Figura 5 Bastidor del vehículo.	17
Figura 6 Chasis independiente para un Todo Terreno.	18
Figura 7 Bastidor Jeep Willys.....	21
Figura 8 Verificación medida del Bastidor.	22
Figura 9 Descripción Bastidor.	23
Figura 10 Carrocería Jeep Willys.....	25
Figura 11 Tipos de uniones para el Bastidor.....	27
Figura 12 La carga de flexión es producido por el peso total.	29
Figura 13 Carga Flexiónate Chasis Jeep Willys.	30
Figura 14 El peso del vehículo se concentra en su centro de masa.	30
Figura 15 Comportamiento de las cargas torsionales.	31
Figura 16 Cargas en las ruedas.	32
Figura 17 Desplazamiento vertical en los ejes.....	33
Figura 18 Caso combinado de Flexión y Torsión.	34
Figura 19 Diagrama de cuerpo libre.	35
Figura 20 Máxima aceleración lateral en un vehículo.	37
Figura 21 Cargas laterales.....	37
Figura 22 Comportamiento de las cargas laterales	39

<i>Figura 23</i> Esquema de un automóvil en vista lateral y frontal.....	42
<i>Figura 24</i> Esquema fundamental para representar la rigidez.....	44
<i>Figura 25</i> Distribución de la Rigidez.....	46
<i>Figura 26</i> Estructura discreta y continua.....	55
<i>Figura 27</i> Unidimensional.....	57
<i>Figura 28</i> Bidimensional.....	57
<i>Figura 29</i> Tridimensional.....	58
<i>Figura 30</i> Axisimetricos.....	58
<i>Figura 31</i> Elemento de ocho nudos.....	59
<i>Figura 32</i> Veinte Nudos.....	60
<i>Figura 33</i> Forma triangular en la malla.....	60
<i>Figura 34</i> Modelado del Bastidor.....	64
<i>Figura 35</i> Diagrama de cuerpo libre en la viga.....	71
<i>Figura 36</i> Viga representada en 3D.....	72
<i>Figura 37</i> Viga simple con Carga Uniforme.....	73
<i>Figura 38</i> Descripción de los Tramos en la viga.....	75
<i>Figura 39</i> Diagrama Fuerzas Cortantes.....	77
<i>Figura 40</i> Diagrama de Momentos.....	77
<i>Figura 41</i> Sección de la viga.....	81
<i>Figura 42</i> Asignación de cargas y puntos de anclaje.....	86
<i>Figura 43</i> Diferente tipo de Malla en el Bastidor.....	87
<i>Figura 44</i> Elemento de mallado.....	88
<i>Figura 45</i> Características de mallado.....	88

Figura 46 Deformación en el eje Y	89
Figura 47 Deformación del bastidor	90
Figura 48 Máximo esfuerzo Principal.	91
Figura 49 Esfuerzo Máximo de Von Mises.	91
Figura 50 Deformación esfuerzo de Von Mises.	92
Figura 51 Factor de Seguridad.	92
Figura 52 Factor de seguridad en el bastidor.	93
Figura 53 Deformación direccional Transiente.	96
Figura 54 Esfuerzo Von Mises Simulación Transiente.	97
Figura 55 Factor de Seguridad Dinámico.	98
Figura 56 Diagrama ciclo de vida.	98
Figura 57 Ciclo de vida del Bastidor.	99
Figura 58 Condiciones de borde	104
Figura 59 Esfuerzo de Von Mises.....	105
Figura 60 Deformación en dirección "X"	105
Figura 61 Deformación Equivalente en impacto frontal.....	106
Figura 62 Energía total desprendida impacto	109
Figura 63 Condiciones de borde impacto lateral	110
Figura 64 Deformación respecto al eje	111
Figura 65 Esfuerzo de Von Mises impacto lateral	112
Figura 66 Energía interna de deformación impacto lateral.....	112
Figura 67 Diagrama de proceso	115
Figura 68 Comprobación bastidor.....	116

Figura 69 Ajuste de ballestas	117
Figura 70 Sujeción puente de transmisión	117
Figura 71 Soldadura de Apoyos carrocería.....	118
Figura 72 Ensamble y pintura del bastidor	118

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Metodología de Investigación</i>	9
Tabla 2 <i>Especificaciones del bastidor</i>	21
Tabla 3 <i>Puntos de Verificación Bastidor</i>	22
Tabla 4 <i>Componentes del Bastidor</i>	23
Tabla 5 <i>Fabricación de Travesaños</i>	26
Tabla 6 <i>Características Pernos</i>	52
Tabla 7 <i>Carga Muerta</i>	65
Tabla 8 <i>Carga Viva</i>	67
Tabla 9 <i>Cargas para el análisis estático</i>	69
Tabla 10 <i>Características químicas del material</i>	70
Tabla 11 <i>Propiedades del acero estructural</i>	71
Tabla 12 <i>Sumatoria de momentos y fuerzas</i>	76
Tabla 13 <i>Constantes Acero AISI 1020 en el programa</i>	86
Tabla 14 <i>Resultados análisis estático</i>	94
Tabla 15 <i>Radio de giro</i>	102
Tabla 16 <i>Recursos tecnológicos</i>	119
Tabla 17 <i>Materiales</i>	120
Tabla 18 <i>Pintura y acabados</i>	121
Tabla 19 <i>Gastos Varios</i>	121
Tabla 20 <i>Gastos totales</i>	122

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Momento de torsión máximo	31
Ecuación 2. Reaccion Llanta Izquierda.....	34
Ecuación 3. Reacción en llanta superior derecha.....	34
Ecuación 4. Fuerzas Verticales	35
Ecuación 5. Segunda ley Newton.....	35
Ecuación 6. Fuerza Centrífuga.....	36
Ecuación 7. Sumatoria de Momentos.....	36
Ecuación 8. Aceleración lateral.....	37
Ecuación 9. Fuerza lateral en el centro gravitacional.....	38
Ecuación 10. Momento de rolido	40
Ecuación 11. Momento de rolido final.....	41
Ecuación 12. Momento de rolido total	41
Ecuación 13. Momento de Vuelco	41
Ecuación 14. Carga lateral transferida	42
Ecuación 15. Momento de balanceo	45
Ecuación 16. Torque de Rolido.....	46
Ecuación 17. Rigidez torsional equivalente	47
Ecuación 18. Carga lateral	48
Ecuación 19. Forma simplificada de la carga lateral.	48
Ecuación 20. Límite de la carga lateral	49
Ecuación 21. Diseño permisible.....	50
Ecuación 22. Esfuerzo equivalente	51

Ecuación 23. Área esfuerzo en perno.....	53
Ecuación 24. Área de esfuerzos para roscas métricas.....	53
Ecuación 25. Relación aproximada del par torsional.....	54
Ecuación 26. Función de interpolación.....	60
Ecuación 27. Fuerza ejercida por CM.....	66
Ecuación 28. Fuerza Carga viva.....	67
Ecuación 29. Viga Hiperestática.....	73
Ecuación 30. área del semi arco formado por el momento.....	73
Ecuación 31. Esfuerzo de diseño permisible.....	78
Ecuación 32. Módulo de sección.....	79
Ecuación 33. Esfuerzo Flexionante máximo.....	79
Ecuación 34. Esfuerzo cortante máximo.....	80
Ecuación 35. Primer momento.....	80
Ecuación 36. Factor de seguridad.....	83
Ecuación 37. Carga de frenado.....	100
Ecuación 38. Carga de aceleración Brusca.....	101
Ecuación 39. Carga de giro.....	102
Ecuación 40. Energía Cinética.....	107

RESUMEN

El presente proyecto de titulación, ofrece una investigación el cual está enfocado en el análisis del diseño y la reconstrucción del bastidor, del vehículo Jeep Willys del año 1952. Además de realizar ensayos virtuales de impacto frontal y lateral con el uso de normativas y parámetros internacionales los cuales estén vigentes para ser aplicadas en la carrocería del vehículo en mención, de esta forma poder verificar y validar la seguridad de los ocupantes en el interior. El primer paso para realizar este trabajo fue buscar información en fuentes bibliográficas que sean relevantes como en revistas científicas, tesis de ingeniería relacionadas al tema y libros que respalden los diferentes temas y cálculos propuestos. Para realizar el diseño del bastidor se tomó como una guía principal los manuales del vehículo Jeep Willys en el cual se verifico las dimensiones reales, especificaciones del material y lo más importante la forma en la cual fue construido el bastidor del vehículo para soportar las diferentes cargas y condiciones de terreno por las cuales tendrá que circular, ya que, fue fabricado como un vehículo Off-Road. Para el análisis tanto estático como dinámico del diseño se utilizó un programa CAE el cual ejecuta el procedimiento mediante la simulación de Elementos Finitos, por medio de este software podemos predecir varios comportamientos del bastidor y de la carrocería que van a estar sometidos a pruebas máximas de carga con el fin de analizar los resultados obtenidos y verificar el buen funcionamiento de todas las partes que conforman la carrocería del vehículo.

PALABRAS CLAVES:

- **VEHICULO JEEP WILLYS**
- **BASTIDOR – ANÁLISIS ESTRUCTURAL**
- **CARROCERÍA – IMPACTO FRONTAL**

ABSTRACT

This titling project offers an investigation which is aimed at the study of the design and reconstruction of the frame, of the 1952 Jeep Willys vehicle. In addition to conducting virtual tests of frontal and lateral collision, with the use of international regulations and parameters, which are in force to be applied to the body of the vehicle in question, in this way to verify and validate the safety of the occupants inside. The first step to carry out this work was to look for bibliographic sources with information that are relevant such as scientific journals, engineering thesis related to the subject and books that support the different themes and proposed calculations. To carry out the design of the frame, we took as a main guide the manuals of the Jeep Willys vehicle in which we obtained the real dimensions, specifications of the material and most importantly the way in which the frame of the vehicle was built to support the different loads and conditions of land for which it will have to circulate since it was manufactured as an Off-Road vehicle. For the static and dynamic analysis of the design, a CAE program was used which executes the procedure through the simulation of Finite Elements, through this software we can predict several behaviors of the frame and the body that will be subjected to maximum load tests in order to analyze the results obtained and verify the proper functioning of all the parts that make up the body of the vehicle

KEYWORDS:

- **JEEP WILLYS VEHICLE**
- **FRAME - STRUCTURAL ANALYSIS**
- **BODYWORK- IMPACT TES**

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes investigativos

Los avances tecnológicos en la actualidad, son cada vez mayores los cuales prevén herramientas y software específicos que brindan ayuda en el diseño de diferentes elementos del vehículo, utilizando los materiales adecuados de acuerdo a las necesidades y que resistan las condiciones para trabajos extremos.

Uno de los mayores desafíos en la industria de fabricación de bastidores para vehículos, es resolver la demanda creciente, mejorar su performance, disminuir el peso, dar mayor vida útil a sus componentes, optimizar los procesos de manufactura el diseño y prestación, con el desarrollo de materiales modernos utilizando software que permitan dar una solución inmediata al procesos y poder diseñar elementos más resistentes, con un menor peso, optimizando los costos de los componentes para que sean razonables al cliente y el fabricante, en un corto periodo de tiempo, los vehículos en su mayoría tienen el bastidor separado de la carrocería.

En el caso del todoterreno, el chasis se diseña con la finalidad de resistir los esfuerzos generados por las irregularidades del camino y para que la conducción sea lo más cómoda posible. Mientras que en los vehículos de carga el diseño se enfoca a resistir el esfuerzo asociado a las cargas, ya que estos vehículos no alcanzan grandes velocidades.

En una investigación reciente realizada por (ALAN, 2011) expresa “cuando un cuerpo está en reposo o en movimiento de velocidad uniforme las fuerzas exteriores que actúan sobre él están en equilibrio, todas las estructuras van a estar formadas por varios elementos que se entrelazan, además de determinar las fuerzas externas que actúan sobre la estructura implica calcular las fuerzas que mantienen unidas a las diversas partes que la constituyen. Al momento de analizar la estructura como un todo, estas fuerzas son internas. Las estructuras se analizan según sea el propósito, puede ser en condiciones de estática o dinámica.”

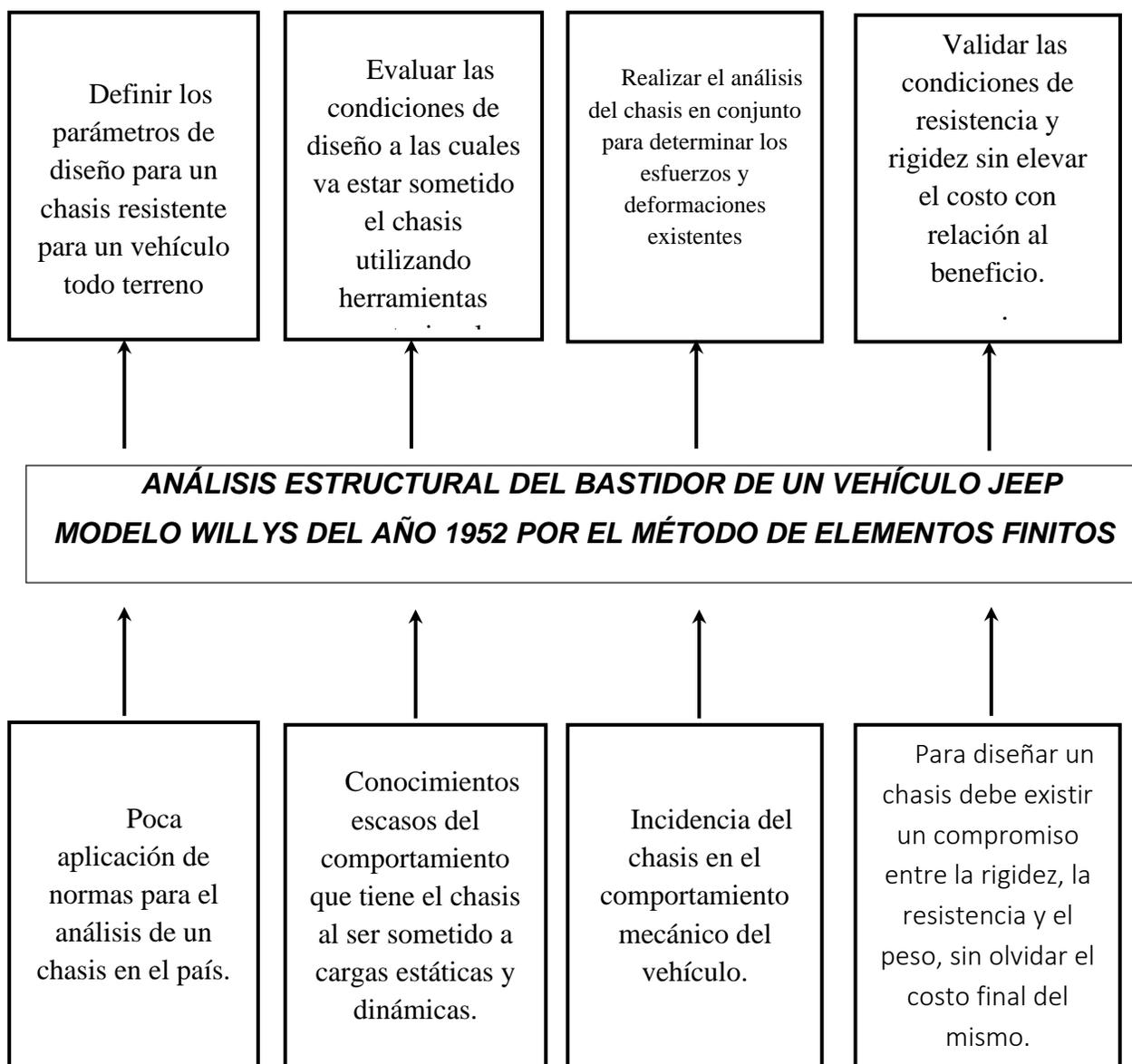
En el trabajo investigativo de (LÓPEZ PAZMIÑO, 2015) antes de realizar la simulación del chasis con la utilización del software, se realiza un cálculo analítico considerando todas las cargas que actúan en el chasis, excepto aquellas que están por debajo de los bastidores.

Se continúa con la ubicación de las cargas que comprenden el chasis y que se encuentran por encima del bastidor, así como también los tipos de conexiones que tiene cada agujero con respecto a los transversales y a los apoyos, de la misma manera se procede con las restricciones del chasis que van ubicados en los agujeros de los apoyos.

En su estudio Cedillo & Villavicencio (2015), dice que al no existir en el país una normativa para el diseño de carrocerías de vehículos todo terreno se basó el estudio en la Norma Técnica Ecuatoriana NTE 1 323:2009. La que da una idea de los factores de seguridad existentes en los parámetros de diseño.

En estas combinaciones existen varias posibilidades, para el motivo de análisis se tomará la combinación más crítica, puesto que si la estructura metálica de la carrocería soporta esta combinación no tendrá problema de soportar las demás. La estructura analizada se encuentra unida al bastidor del vehículo a través de uniones soldadas y empernadas, las cuales se consideran como puntos de apoyo.

1.2 Planteamiento del problema



1.3 Descripción resumida del proyecto

El presente trabajo de titulación, surge de la necesidad de establecer los parámetros de diseño automotriz, mediante el uso de herramientas proporcionadas por programas de diseño y análisis estructurales actuales, para ello, se utilizará el módulo de optimización de un software empleado para modelar, diseñar y evaluar, el cual es una herramienta que se encarga de arrojar resultados similares a los reales y es conveniente profundizar en su manejo, se aplica en una estructura de un Vehículo todo terreno.

Al establecer los parámetros de diseño, y validar los mismos, se observa una rehabilitación de vehículo Jeep Willys del año 1952, mejorando la eficiencia del vehículo debido al análisis y reducción de su peso original, mejorar su estabilidad para el tránsito por terrenos irregulares y de difícil acceso.

La primera fase del proyecto es recopilar la mayor cantidad de información sobre el tema, en publicaciones científicas y tesis, lo cual nos ayudara a establecer parámetros para realizar nuestra investigación. Una vez concluida esta etapa procederemos al diseño con las propiedades que está constituido el chasis original del Jeep Willys para describir las condiciones a las que debe estar sometido, como distribución de cargas estáticas y dinámicas.

Se realizará el análisis del chasis con la ayuda de un software, por el método de elementos finitos para determinar puntos críticos y los materiales más adecuados que nos servirá al momento

de elegir el mejor diseño para fortalecer dichos puntos, y comparar los resultados obtenidos para observar la mejora.

1.4 Justificación e importancia

El chasis de un vehículo es un elemento complejo, el cual requiere de un estudio avanzado desde el punto de vista de diseño geométrico al que, también se le debe añadir la complejidad debido a la gran cantidad de fuerzas y cargas que debe soportar sobre él. Para lograr estudiar este singular comportamiento es necesario emplear técnicas modernas de análisis computacional.

Para la construcción y montaje de la carrocería el chasis tiene un papel fundamental, ya que estos se fusionan para formar un solo conjunto que este íntimamente relacionado por medio de diferentes tipos de sujeciones. Para lograr esto es necesario realizar el análisis del chasis en conjunto y determinar los esfuerzos, la estabilidad de los miembros estructurales y las deformaciones resultantes.

En muchos países a nivel mundial ya se realizan estudios del comportamiento del chasis, en los cuales se somete a cargas máximas que aparecen durante el trabajo que se ha destinado el vehículo. Para el análisis de un chasis se debe tener en cuenta la rigidez, el peso y el espacio, así como, la resistencia estática y la fatiga.

Técnicas utilizadas para el análisis del chasis son poco conocidas, se quiere con el presente proyecto de titulación dejar un precedente y cumplir con las normas ecuatorianas e internacionales para el análisis del chasis por métodos computacionales.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Analizar y reconstruir el bastidor del vehículo Jeep modelo Willys basado en simulación por elementos finitos para garantizar la seguridad de los ocupantes con la geometría actual.

1.5.2 Objetivos específicos

- Investigar en bases digitales, escritas y artículos científicos información para el desarrollo del proyecto.
- Determinar y aplicar, en las zonas donde descansan los componentes, las cargas estáticas y dinámicas que actúan sobre el chasis.
- Realizar la modelación a través de software para simular el chasis mediante la aplicación de elementos finitos y determinar características de seguridad del vehículo.
- Identificar los puntos más críticos del chasis para seleccionar el perfil adecuado según el estudio realizado.

- Seleccionar el material a utilizar en el bastidor que cumplan con las características de resistencia para soportar un fenómeno de colisión frontal y lateral.
- Configurar el impacto frontal para la ejecución de la simulación virtual por el método de elementos finitos con los parámetros definidos en reglamentación con ensayos de impacto.
- Reconstruir el bastidor con sus partes de apoyo y sujeción para implementar los sistemas mecánicos utilizando.

1.6 Metas

- Recopilar información que muestre las cargas aplicadas en el chasis de un vehículo todo terreno para poder utilizar esos datos en la posterior simulación que se realizara en tres semanas.
- Determinar el software CAD adecuado para el diseño del bastidor y sus respectivos sistemas mecánicos que serán montados sobre éste.
- Analizar el comportamiento mecánico del chasis a partir de las cargas y restricciones que se ingresaron al software para determinar la fiabilidad que va a tener.
- Sustentar la utilización del perfil seleccionado, evaluar la deformación producida en el impacto frontal

- Ensamblar el bastidor con la carrocería según los procesos y técnicas especificadas en las normas que rigen en el país.

1.7 Hipótesis

Al realizar el análisis de la estructura del chasis por elementos finitos incidirá en la seguridad mecánica del vehículo Jeep Willys.

1.8 Variables de investigación

1.8.1 Variable Independiente:

Análisis estructural de la carrocería por elementos finitos.

1.8.2 Variable Dependiente:

La seguridad del vehículo.

1.9 Metodología de desarrollo del proyecto

Tabla 1
Metodología de Investigación.

<i>Fase de proyecto</i>	<i>Metodología</i>	<i>Descripción</i>	<i>Equipo</i>	<i>Laboratorio</i>
Investigativo	Bibliográfico	Investigar en fuentes bibliográficas es la primera etapa del proceso ya que nos proporciona el conocimiento de trabajos ya existentes, con esto vamos a obtener información pertinente del análisis que se debe hacer a un chasis así como parámetros a considerar.	Tesis. Libros. Artículos Científicos.	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE_L
	Deductivo	Mediante este método vamos aplicar los principios matemáticos con los cuales estableceremos las	Libros de diseño chasis y carrocería	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE_L

CONTINUA 

Análisis	ecuaciones que	Universidad de
Estático y	definirán las cargas que	las Fuerzas
Dinámico	actúan en el chasis.	Armadas
Inductivo	Este método nos permitirá tener una respuesta a la mejora del rendimiento del sistema cambiando la forma de diseño de los sistemas, el material de elaboración.	Sistema computacional.
Analítico	Para el presente proyecto se analizará los diferentes fenómenos mecánicos a los que el chasis del vehículo va a estar sometido para su posterior ensamble y comprobación realizando pruebas de campo.	Software especializado en simulación mecánica.
		Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE_L

CONTINUA 

Síntesis Se plasma la información obtenida del análisis y la comparación en una Sistema conclusión respaldada Microsoft con evidencias y Office magnitudes registradas en las pruebas, para posteriormente validar

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE_L

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Historia de vehículo Jeep Willys

En su investigación para la revista Obelisco Classic (Mejía, 2008) manifestó que la historia del Jeep Willys comenzó a partir del año 1908 cuando John Willys compra la empresa naciente llamada “Overland Automotive Division” después de este acontecimiento la compañía paso por varios años de depresión financiera ya que el país se vio envuelto con varios problemas de carácter militar, en el año de 1940 ejército de los Estados Unidos llamo a que se presenten todos los fabricantes de vehículos del país para que den a conocer sus ofertas de diseño de un vehículo pequeño, con tracción a las cuatro ruedas que sea multifuncional para realizar diferentes tareas y misiones, con desempeño sobresaliente, estabilidad, autonomía y confiabilidad.



Figura 1. Jeep Willys MB.

Fuente: (Willys MB, 2014)

(Mejía, 2008) Comenta que las especificaciones originales del gobierno norteamericano fueron las siguientes:

- El Peso máximo del vehículo es de 600 kilogramos.
- Equipado con tracción para las cuatro ruedas.
- La distancia que posee entre ejes no debe estar por debajo de 2,032 mm, y la distancia entre las ruedas no sobrepasar a 1,193 mm y la distancia mínima al piso es de 158 mm.
- La carga útil que debe ser lo suficientemente capaz de transportar es de 605 lbs de peso y sin que presente algún tipo de inconvenientes el motor o se sobrecaliente en marchas bajas.

Para la versión comercial - civil del mítico y renombrado a nivel mundial Jeep Willys, modelo que se escogió según nos cuenta (Mejía, 2008) fue el CJ-2A, la versión civil del exitoso modelo militar Willys M38, estaba modificado con algunos implementos lujosos para la época como portón de carga, limpiaparabrisas, un gancho trasero con el cual se podía acoplar maquinaria agrícola, un depósito extra de gasolina en la parte trasera, presentaba una caja de velocidades más potente. Este Jeep integro en su parte frontal la rejilla de 7 separaciones que mantiene como insignia de la marca, entre las características más visibles son sus faros redondos, los guardafangos trapezoidales, y un desempeño excepcional en terrenos poco accesibles.



Figura 2.Jeep Willys CJ-2A

Una vez acabada la guerra en Europa y restablecida la paz en el continente africano para el verano de 1952: Surge el modelo militar M38-a1, el que pasaría a ser el CJ-5 para uso civil tres años después). El ejército rediseño el M-38A1, con una mayor base, el ancho de vía superior a su versión antigua, más suavidad en la conducción, motor más potente y con formas más redondeadas en los detalles externos. Se hicieron un total de 80.290 unidades entre los años de 1952-1957.



Figura 3.Jeep Willys Modelo M38-A1

Fuente: (Off-Road, 2015)

2.2 Especificaciones para un Jeep Willys

Según el trabajo realizado por (Jordan, 2017) la empresa Willys creó el Jeep para uso del ejército en la Segunda Guerra Mundial y más tarde se dieron cuenta que sería un buen vehículo para comercializarlo entre la ciudadanía. Y en el año de 1942, la fábrica empezó a poner el vehículo a disposición de los consumidores. En el año de 1948, se lanzó al mercado un nuevo modelo de dos tiempos y otro modelo de cuatro tiempos al cual llamaron Jeepster, fabricados por la compañía Willys. Estos dos vehículos nuevos poseían el mismo chasis que el vehículo utilitario Jeep.

2.2.1 Tren motriz

Según la publicación realizada por (Jordan, 2017) el Jeep Willys tenía una transmisión manual de tres velocidades y contaba con tracción a las cuatro ruedas. Para la amortiguación de la parte frontal tiene muelles con espirales independientes y para la parte posterior contaba con muelles de hoja larga. La activación de la tracción a las cuatro ruedas se la tenía que realizar manualmente.

2.2.2 Dimensiones

Las dimensiones del Jeep Willys son, 123 pulgadas (3.12 m) a lo largo, 57.125 pulgadas (1,45 m) de ancho y 64 pulgadas (1.63 m) de alto. La altura medida desde el suelo es de 8 pulgadas (0.2m). La distancia entre los ejes es de 80 pulgadas (2.03 m) y tenía un diámetro de giro de 36pies.

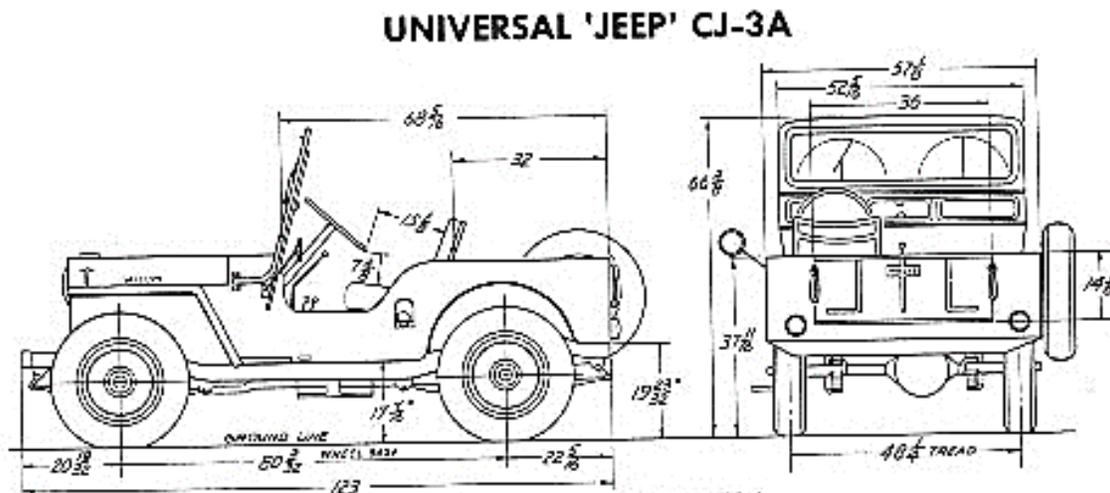


Figura 4. Dimensiones Universal Jeep Willys

Fuente: (Off-Road, 2015)

“El vehículo tenía un peso de 2.136 libras (968,97 kg), un peso bruto de 3.501 libras (1592,11 kg) y una carga útil de 1.365 libras (619,15 kg)”. (Jordan, 2017)

2.2.3 Rendimiento

Para el rendimiento que debía tener este vehículo utilitario todo terreno (Jordan, 2017) nos dice que la velocidad no importaba tanto como la rusticidad y la facilidad de manejarse por todo tipo de terrenos. La velocidad máxima que tiene el Jeep es de 64 millas por hora. Le tomaba entre 25 segundos alcanzar las 60 millas por hora. Al momento de cambiar la acción a cuatro ruedas, es un gran vehículo todo terreno.

2.3 Bastidor para vehículos

En el trabajo realizado por (Ingemecanica.com, 2015) define al bastidor de vehículos a una estructura rígida donde van fijados de formas diferentes, tanto la carrocería como los distintos elementos y grupos mecánicos que componen un vehículo.

2.3.1 Función:

En los vehículos la función que desempeña el bastidor, además de dar soporte a todo el peso de los elementos y partes que van acopladas para el funcionamiento del vehículo, también van a sobrellevar las cargas de uso operacional que se presentan, además del peso propio de la carga útil que transporte y de los ocupantes que viajen en su interior, las sobrecargas dinámicas e inerciales

que se originan por el funcionamiento de los distintos elementos y por el propio movimiento del vehículo. (Ingemecanica.com, 2015)

2.3.2 Constitución del bastidor:

En su forma más elemental, tal como se muestra, el bastidor lo puede constituir un conjunto formado por dos elementos longitudinales situados paralelamente a ambos lados del eje longitudinal del vehículo, llamados largueros, los cuales van a estar unidos transversalmente por medio de estructuras mucho más cortas, en un número definido por el diseño que este tenga, denominadas travesaños. (Ingemecanica.com, 2015).



Figura 5.Bastidor del vehículo.

Fuente: (CDRweb, 2017)

El travesaño de mayor inercia y resistencia (llamado a veces puente) suele montarse en la parte delantera del bastidor, con objeto de poder soportar tanto el motor como la suspensión delantera del vehículo. (Ingemecanica.com, 2015).

2.4 Tipo de bastidores

2.4.1 Bastidor independiente

En la industria automotriz los diseños de bastidores se basaron en una estructura formada por dos largueros laterales, fabricados de chapa laminada con perfil cajeadado o en "C", que se van a unir entre sí mediante travesaños, constituyendo una base sobre la que se montan los órganos mecánicos y la carrocería del vehículo. Gracias a la gran rigidez que presenta este tipo de bastidor, por lo que hoy en día todavía son ampliamente utilizados en vehículos de carga, camionetas ligeras y en vehículos todo terreno. (Ingemecanica.com, 2015).



Figura 6.Chasis independiente para un Todo Terreno.

Fuente: (ESTRUCTURAS Y CARROCERÍAS DE VEHÍCULOS, 2015)

Los batidores de tipo independiente están constituidos por una armazón o estructura de acero compuesta por dos largueros laterales unidos mediante travesaños soldados, atornillados o remachados, que pueden estar dispuestos transversal o diagonalmente. (Ingemecanica.com, 2015).

La rigidez y la resistencia que presenta esta configuración en la construcción del bastidor es muy elevada, constituyendo la base para acoplar la carrocería y los diferentes elementos mecánicos del vehículo. De esta forma, el bastidor va a ser la estructura encargada de absorber los esfuerzos torsionales y de admitir todos los esfuerzos de flexión derivados del funcionamiento normal del motor y de la condición operativa o movimiento del vehículo. (Ingemecanica.com, 2015).

2.4.2 Bastidor perimétrico o bastidor perimetral:

- Para el tipo de bastidor perimetral, presenta dos largueros longitudinales los cuales son el soporte de la carrocería del vehículo en su parte más ancha y por el diseño que presenta, la disposición de la estructura y el material, va a ofrecer una mayor protección en caso de impacto lateral.
- Con la configuración que presenta el bastidor, va a formar una estructura de caja torsional, la cual en caso de impacto frontal va a absorber la mayor parte de la energía generada durante la colisión.
- Además, con este tipo de bastidor, que se le puede distinguir por lo ancho en su parte central, se consigue reforzar al vehículo dándole una mayor estabilidad.
- Los largueros suelen presentar una curvatura hacia arriba a fin de ofrecer mayor espacio para las suspensiones.

2.5 Bastidor para el vehículo Jeep Willys

2.5.1 Generalidades.

El bastidor del vehículo Jeep Willys es la base y centro estructural. Además de soportar el peso y mantener fijo el grupo propulsor del vehículo.

Asegura correctas distancias entre las diferentes partes del vehículo Jeep Willys, independientemente del desgaste, flexiones y torsiones. El bastidor tiene un diseño robusto y está constituido por dos largueros laterales y cinco traviesas. Estas traviesas mantienen la correcta posición relativa entre los dos largueros y confieren al bastidor una resistencia a esfuerzos de flexión y torsión. (Oset, 1970).

Por otra parte, según el concepto de (Rachel, 2012) el bastidor del Jeep Willys es el centro estructural del vehículo, que transporta la carga, y proporciona la base para la función normal de los otros componentes. El marco está construido de rieles laterales de acero pesados y miembros transversales. Se utilizan soportes y refuerzos diagonales para mantener la resistencia y la posición correcta de los rieles laterales.

2.5.2 Especificaciones del Bastidor

Las dimensiones que debe tener el bastidor para el vehículo Jeep Willys según el manual de fabricante se especifica en la tabla 2.

Tabla 2
Especificaciones del bastidor

Material del Bastidor.	SAE 1025
Profundidad máxima.	106.3244 (mm)
Espesor máximo del bastidor.	21.082 - 23.622 (mm)
Ancho de brida.	44.45 (mm)
Longitud total del bastidor.	3117.85 (mm)
Ancho del bastidor (delante y trasera)	742.95 (mm)
Numero de traviesas.	5 (una de ellas en forma de k)
Distancia entre ejes.	2032 (mm)

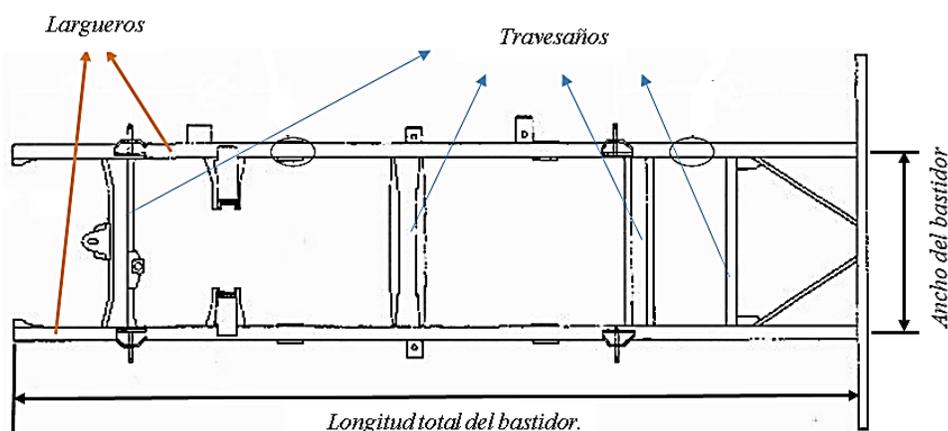


Figura 7.Bastidor Jeep Willys.

Las dimensiones específicas están señaladas en la tabla 2. Los puntos que se tiene que verificar para la alineación óptima del bastidor se describen en la figura 8. El punto “A” corresponde a la parte delantera del bastidor “A-B” y “C-D” son las distancias entre los centros de los alojamientos de las gemelas y bulones de ballestas que están soldados al bastidor.

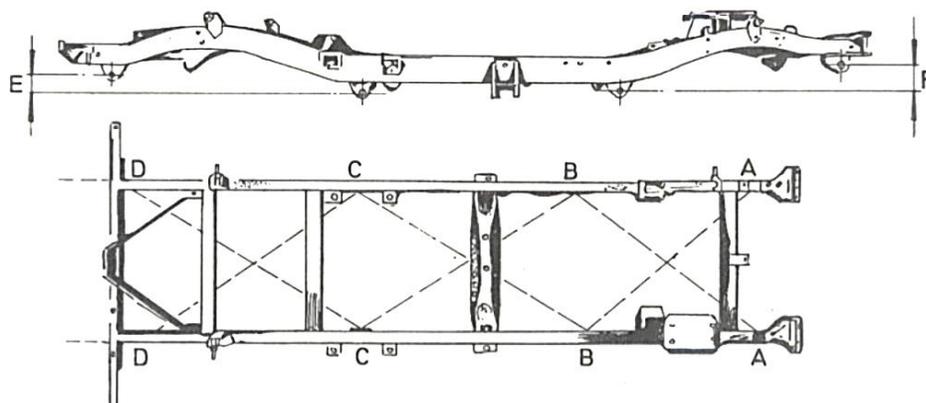


Figura 8. Verificación medida del Bastidor.

Fuente: (Oset, 1970).

Tabla 3
Puntos de Verificación Bastidor

Puntos seleccionados	Distancia
A - B	1125.474 (mm)
C - D	1234.186 (mm)
E	101.6 (mm)
F	85.725 (mm)

2.5.3 Componentes y partes del Bastidor

Los elementos que componen el bastidor del vehículo Jeep Willys son descritos en la tabla (4) y son los siguientes:

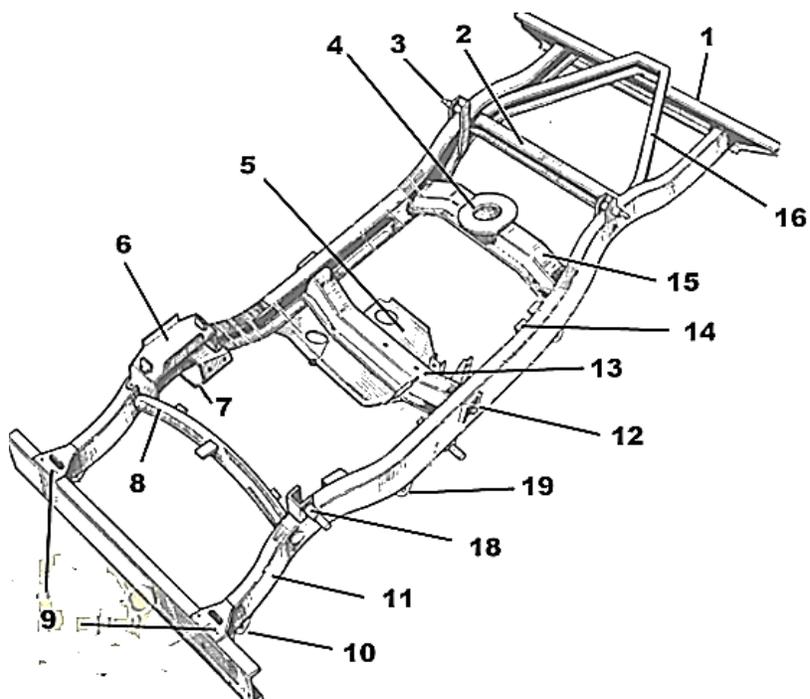


Figura 9. Descripción Bastidor.

Tabla 4
Componentes del Bastidor

Descripción	Designación	Descripción	Designación
Travesaño.	1 – 2 – 8 – 15	Alojamiento gemelas y bulones.	10 – 19
Soporte amortiguador.	3 – 18	Tip chasis.	11
Soporte de ametralladora.	4	Soporte puente.	12
Apoyo caja de transfer.	5	Travesaño caja de cambios.	13
Soporte de batería.	6 – 7	Soporte de carrocería.	14
Base parachoques.	9	Brazo de refuerzo.	16

2.5.4 Descripción del chasis para Jeep Willys

La carrocería, está realizada en su totalidad de chapa de acero con bases de montura las cuales permiten asegurar una fijación correcta al bastidor. Los bordes y curvas están doblados y reforzados según especificaciones del diseño.

Para describir este vehículo (Orovio Astudillo, 2013) en su artículo indica que los aspectos más interesantes a resaltar del Jeep Willys son tres, la estructura de la carrocería, la suspensión y el motor que fue puesto originalmente.

- La carrocería es de tipo descapotable con bastidor independiente, unas vigas longitudinales y transversales de acero perfilado conforman un conjunto muy robusto al que va atornillada la carrocería exterior de chapa de acero (unión carrocería-bastidor independiente).
- La carrocería de acero va sujeta al bastidor independiente, mediante sistemas de unión como suelda o remaches según se especifique en el manual de fabricante.
- Las suspensiones delanteras y traseras son por eje rígido con ballestas semielípticas en algunos modelos más actuales tienen amortiguadores hidráulicos.



Figura 10.Carrocería Jeep Willys.

Fuente: (Off-Road, 2015)

2.6 Caracterización del bastidor.

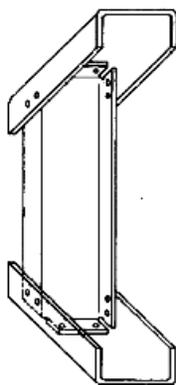
Los bastidores construidos con chasis independiente y que son destinados para ser vehículos todos terrenos o de carga, sus vigas laterales tienen la sección transversal en forma de “C”. Cuenta con secciones transversales abiertas, las cuales son fáciles de manipular y permiten tener un mejor doblado lo que facilita la manipulación. De ser necesario se puede reforzar estas secciones con la aplicación de vigas o placas de mayor dimensión y que tenga la forma en “C”.

Los travesaños tienen la función de distribuir todas las cargas locales que se generan por la suspensión y el tren de potencia, ejerciendo presión adecuadamente por las vigas laterales para que estén permanezcan paralelas en todo momento, esto genera la deformación por torsión de los travesaños y se limita por la rigidez ante cargas de flexión que producen los mismos elementos montados al bastidor aumentando así la rigidez torsional de todo el chasis.

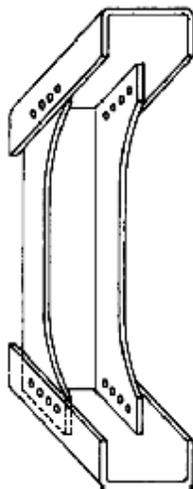
La fabricación de los travesaños se puede realizar con perfiles de tipo “C”, con sus bordes doblados. Pueden estar unidos a los largueros de diferentes formas como las que se va a describir en la tabla (5).

Tabla 5
Fabricación de Travesaños

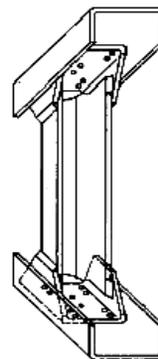
Insertadas en el interior de los largueros.



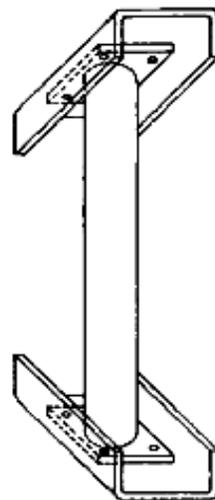
Refuerzo local adicional conformando los extremos de las vigas transversales.



Reforzados con cortes de perfiles en C soldados en sus extremos.



Para reducir las dimensiones de los travesaños, aplicar una sección transversal tubular, soldada a las bridas en sus extremos.



Se debe tomar en cuenta que todas las juntas de los elementos tanto laterales como transversales han de estar remachar (Figura 11, detalle 1) o en caso de querer a posterior desmontar el chasis para reparación las juntas deben estar empernadas (Figura 11, detalle 2).

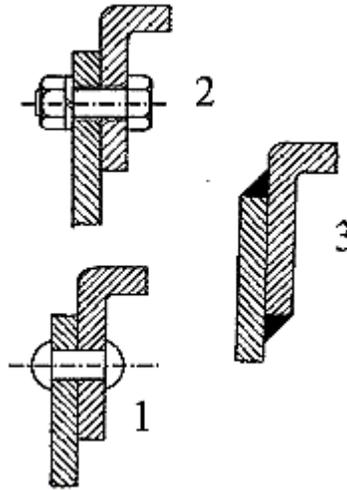


Figura 11.Tipos de uniones para el Bastidor.

Este tipo de uniones se las utiliza por la dimensión y esfuerzos que tiene el bastidor ya que debe ser tan robusto para soportar las cargas aplicadas y no deformarse. Si se utilizaría la soldadura por arco, lo que haría por la inducción elevada de calor seria deformar y provocar un estrés residual muy difícil de eliminar con tratamientos térmicos. La soldadura por arco (Figura 11, detalle 3) se la utiliza para colocar pequeños refuerzos en las vigas que están sometidas a mayor carga.

2.7 Materiales empleados para la fabricación del bastidor

El material que se utiliza con más frecuencia para la fabricación de bastidores tipo escalera de vehículos livianos o pesados es el acero estructural, ya que este proporciona un alto límite elástico

como unas de sus principales propiedades, además de tener un bajo costo y la facilidad de encontrar este material en los mercados industriales.

Este tipo de aceros estructurales se los produce en diferentes formas como pueden ser, laminas, placas, tubería, barras y en perfiles de estructura tales como vigas en T, vigas de patín ancho, ángulos y canales. La ASTM por sus siglas en inglés (American Society of Testing Materials) va a asignar un número a estos aceros, por lo cual este número va a definir las propiedades mínimas requeridas. (MOTT, Resistencia de Materiales, 2009).

Un acero estructural para aplicaciones automotrices muy popular es el ASTM A36, es un acero al carbón el cual se puede encontrar en diferentes tipos de perfiles, placas y barras comercialmente disponibles. Tiene una resistencia mínima a la fluencia de 36 ksi (248 MPa), es soldable y también se lo utiliza para propósitos estructurales en general. (MOTT, Resistencia de Materiales, 2009, págs. 75-76).

2.8 Estudio Mecánico del bastidor

Una vez que el vehículo esté en funcionamiento los estados de cargas que debe soportar son incontables, las cuales van a ser recibidas por el chasis direccionándolas a los principales elementos de suspensión y a los demás elementos de fijación que se encuentran montados en el bastidor.

Las cargas internas y los efectos que estas producen a la estructura son provocadas en mayor parte por las condiciones de desplazamiento y por el terreno por el cual circula el vehículo. Del

conjunto de cargas se debe decir que solo algunas en realidad afectan considerablemente al bastidor por cual se debe discernir teniendo bien claro la función que realiza este elemento.

Para realizar el estudio de la estructura del Jeep Willis, el desempeño del bastidor que debe resistir los componentes del chasis se puede representar mediante consideraciones máximas de cargas a estar sometido. En el estudio y la simulación del chasis, y por ende del bastidor, se debe valorar seis casos de carga específicos: carga torsional, carga flectora, flexión y torsión combinada, carga lateral, carga longitudinal, y carga asimétrica.

2.9 Casos de Carga

2.9.1 Carga de flexión.

La carga de flexión se genera por los pesos de los elementos principales del vehículo y también por la carga útil. Para determinar esta carga lo primero que se realiza es la distribución de las fuerzas a lo largo del bastidor con la condición estática. Las reacciones se van a obtener mediante el equilibrio de fuerzas y momentos.

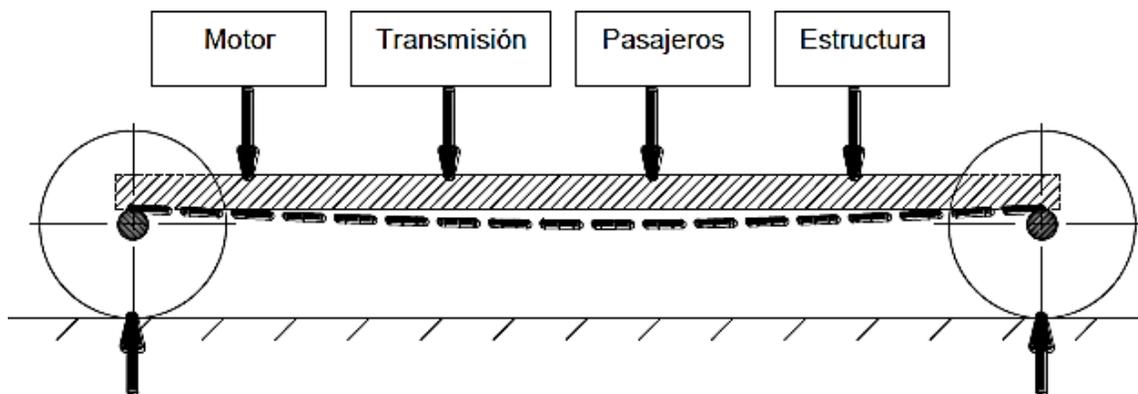


Figura 12. La carga de flexión es producido por el peso total.

Fuente: (CEPEDA MIRANDA, 2006).

Por otra parte, la carga dinámica se va a considerar cuando el vehículo este atravesando por áreas irregulares de la carretera. Un ejemplo de aquello es cuando al pasar por encima de un bache de la carretera a una velocidad tal que los neumáticos dejen el suelo, la colisión resultante es amortiguado por el sistema de suspensión, pero de igual forma causa un aumento muy significativo en la carga sobre la condición estática.

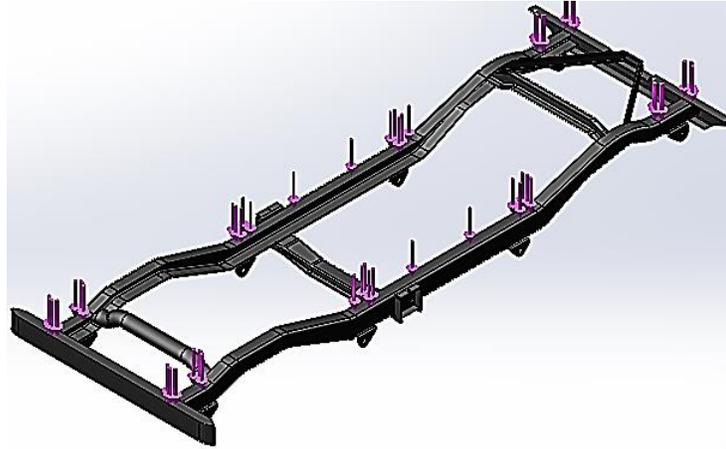


Figura 13.Carga Flexiónate Chasis Jeep Willys.

Los fabricantes indican que las cargas estáticas deben aumentar con factores de impacto, para vehículos de carretera de 2.5 a 3.0. Para los vehículos todo terreno o para trabajos de campo se debe diseñar con factores de impacto de 4. (MONTROYA CHRISTIAN , 2017, pág. 23)

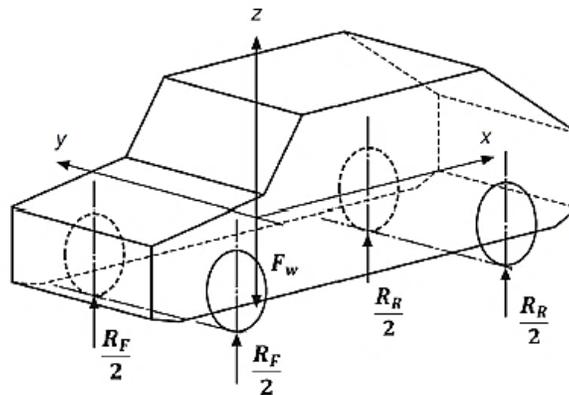


Figura 14.Peso y centro de masa..

Fuente: (Happian-Smith, 2012, pág. 125)

2.9.2 Carga de torsión.

Se encontrara torsión cuando se aplica cargas asimétricas, por medio de fuerzas iguales y sentidos opuestos, en los neumáticos por ejemplo al pasar uno de ellos por un desnivel de la carretera y los demás neumáticos se encuentran a nivel va a provocar un par torsor en el chasis proveniente de las fuerzas concentradas en los amortiguadores.

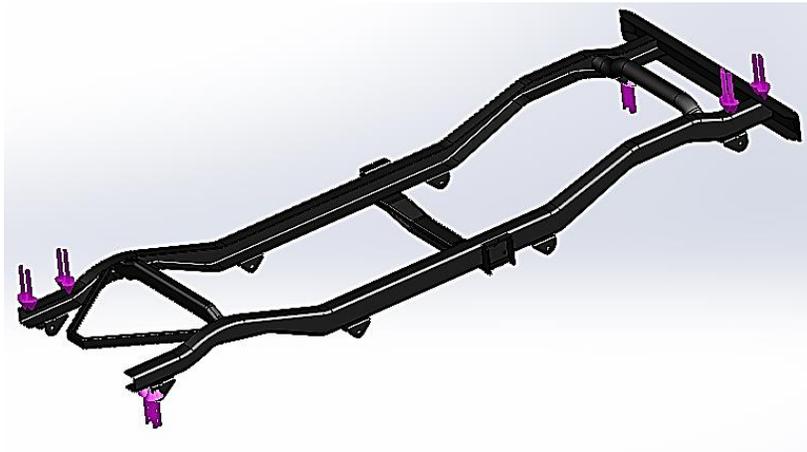


Figura 15. Comportamiento de las cargas torsionales.

Para el cálculo del momento de torsión máximo en el chasis se emplea el producto de la reacción de uno de los neumáticos en el eje más ligero y la longitud del ancho de vía de las llantas del eje. La siguiente ecuación representa el equilibrio de momentos para el caso estrictamente estático:

$$\frac{R_{F0}}{2} * t_f = \frac{R_{R0}}{2} * t_r$$

Ecuación 1. Momento de torsión máximo

Donde:

t_f: es el ancho de vía de las llantas delanteras.

t_r: es el ancho de llanta traseras.

R_{F0}: es la reacción del eje delantera en el caso de flexión estática.

Para esta caso también se debe considera factores de impacto. Los factores de impacto que se deben aplicar solo para este tipo de carga son 1,3 para vehículos de carretera, 1,5 para camiones que suelen salir de la carretera y para vehículos de travesía, un factor de 1,8. (MONTROYA CHRISTIAN , 2017, pág. 24)

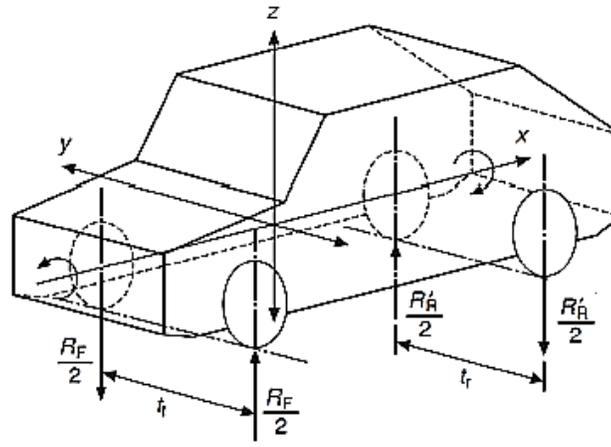


Figura 16. Cargas en las ruedas.

Fuente: (Happian-Smith, 2012, pág. 125).

La carga de torsión también está presente en cada curva que da el vehículo por lo cual es importante considerarla para que tenga adherencia los neumáticos.

En su investigación (Happian-Smith, 2012) dice “Un chasis suficientemente rígido para un tipo de carga (flexión) puede no tener la rigidez suficiente con otro tipo de carga actuante (torsión), por lo que la rigidez para flexión no asegura para torsión”.

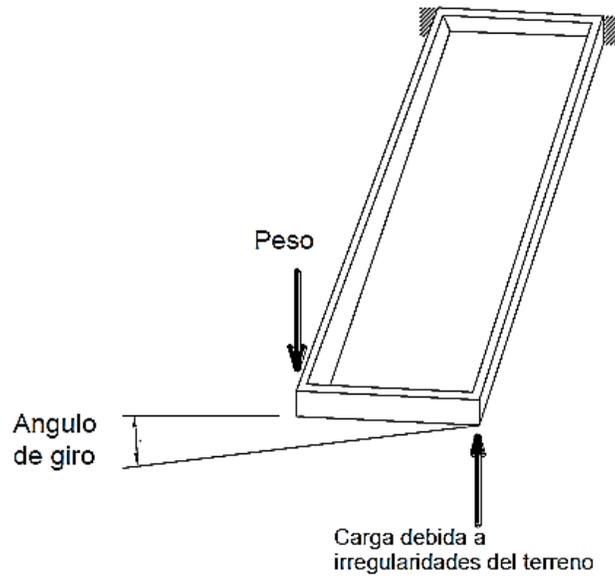


Figura 17. *Desplazamiento vertical en los ejes.*

Fuente: (CEPEDA MIRANDA, 2006).

2.9.3 Flexión y torsión combinadas.

Se presenta cuando un neumático del eje con menor carga se levanta sobre una obstrucción que se encuentra en el camino consiguiendo una altura tal para hacer que el otro neumático del mismo eje también se eleve del suelo. La altura máxima recomendada para el obstáculo debe ser 200 (mm), puesto que la mayor parte de automotores tienen su sistema de suspensión capaz de absorber este desplazamiento. (MONTROYA CHRISTIAN , 2017, pág. 25)

Para el análisis se debe aplicar el principio de superposición refiriéndose a los casos de flexión y torsión, y considerando que el eje de menor carga es el delantero, las reacciones en las llantas de ese eje se obtendrán por el principio de superposición al sumar las reacciones de cada caso.

$$R_{FOI} = \frac{R_{FO}}{2} + \frac{R_{FO}}{2} = R_{FO}$$

Ecuación 2. Reaccion Llanta Izquierda.

$$R_{FOD} = \frac{R_{FO}}{2} - \frac{R_{FO}}{2} = 0$$

Ecuación 3. Reacción en llanta superior derecha

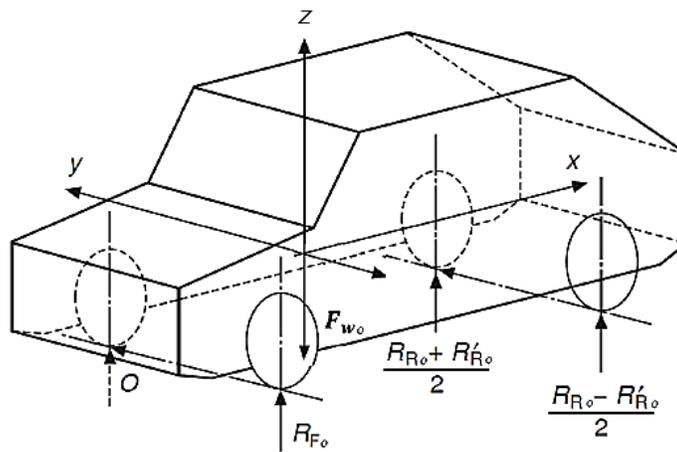


Figura 18. Caso combinado de Flexión y Torsión.

Fuente: (Happian-Smith, 2012)

2.9.4 Carga lateral.

Una vez que el automotor esté en funcionamiento, al momento de tomar una curva se va a generar cargas laterales entre las conexiones de las ruedas y el suelo que se manifiestan al equilibrar las fuerzas centrifugas.

Al momento de entrar a una curva con una velocidad constante, vamos a suponer que describe una trayectoria circular que tiene un radio definido “R”. Para una persona que este observando inercialmente, situado fuera del vehículo, las fuerzas que actúan sobre el móvil son:

- El peso (mg)
- La reacción de la carretera
- La fuerza de rozamiento. (f_s)

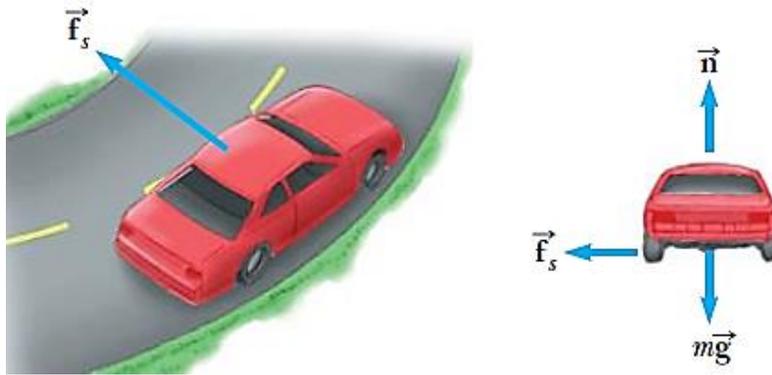


Figura 19. Diagrama de cuerpo libre.

Como se observa en la figura 19, se produce equilibrio en las fuerzas verticales del plano y va hacer igual a:

$$N = mg$$

Ecuación 4. Fuerzas Verticales

En la dirección radial se aplicará la segunda ley de Newton

$$f_s = m * a_n$$

Ecuación 5. Segunda ley Newton

$$a_n = \frac{V^2}{R}$$

Remplazando la aceleración radial en la ecuación (5) se obtendrá la fuerza centrífuga.

$$f_s = m * \frac{V^2}{R}$$

Ecuación 6. Fuerza Centrífuga.

Donde

M: es la masa del vehículo.

V: es la velocidad hacia adelante.

R: es el radio de giro.

El momento justo cuando los neumáticos del lado más próximo al centro de giro se reducen a cero, es decir, cuando el automotor está a punto de volcar, este punto se va a considerar para el análisis ya que la estructura se ve comprometida a efectos de flexión en un plano paralelo al suelo y que atraviesa el centro de gravedad.

Para este comportamiento, la estructura va a estar sujeta a flexión en el plano x – y. La condición que se aproxima a la igualdad se muestra en la Figura (20) y está relacionada con la altura del centro de gravedad del vehículo y la distancia que esta sobre el suelo. En esta condición, la resultante de la fuerza centrífuga y el peso pasan a través del parche de contacto de las ruedas exteriores (A)

Se realiza la sumatoria de momentos en el punto (A) y obtendremos:

$$\frac{M * V^2}{R} * h = M * g * \frac{t}{2}$$

Ecuación 7. Sumatoria de Momentos

Despejando $\frac{V^2}{R}$ en la ecuación (7) se obtendrá la aceleración lateral:

$$a_t = \frac{t * g}{2 * h}$$

Ecuación 8. Aceleración lateral

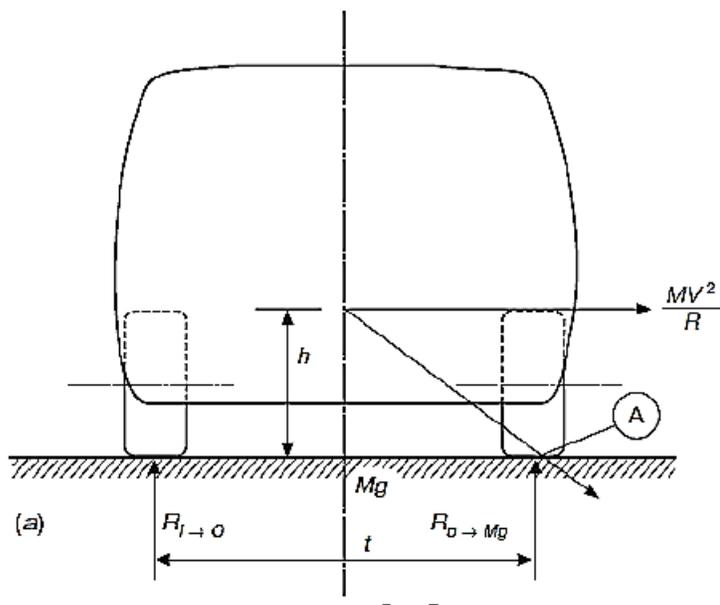


Figura 20. Máxima aceleración lateral en un vehículo.

Fuente: (Happian-Smith, 2012)

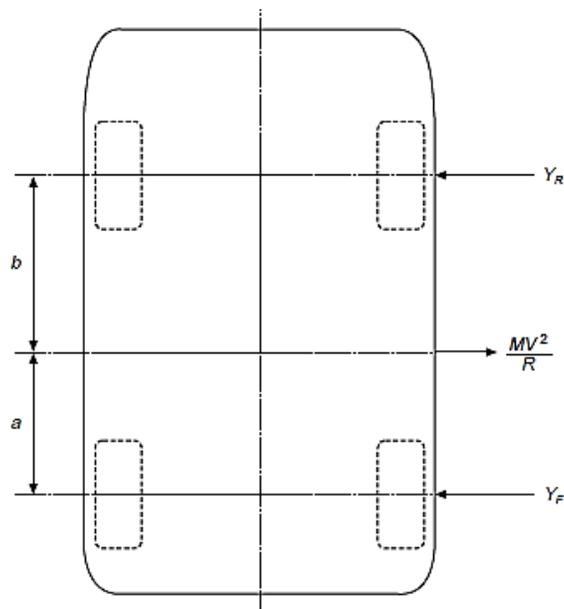


Figura 21. Cargas laterales.

Fuente: (Happian-Smith, 2012)

Por lo tanto, se obtendrá la fuerza lateral en el centro de gravedad del chasis que va hacer igual:

$$Fl_g = \frac{M * V^2}{R} = \frac{Mgt}{2h}$$

Ecuación 9. Fuerza lateral en el centro gravitacional

Las fuerzas laterales en los neumáticos delanteros van hacer:

$$Y_F = \frac{Mgt * b}{2h * (a + b)}$$

Las fuerzas laterales en los neumáticos traseros van hacer:

$$Y_R = \frac{Mgt * a}{2h * (a + b)}$$

“Los golpes en el bordillo pueden causar altas cargas y volcarse en circunstancias excepcionales. Las altas cargas laterales que causan la flexión en el plano x – y no son críticas, ya que el ancho del vehículo (o la profundidad de la viga) proporciona fácilmente suficiente resistencia y rigidez a la flexión. Sin embargo, los soportes de montaje de la suspensión deben estar diseñados para soportar estas altas cargas de choque. Por razones de seguridad, generalmente se supone que estas altas cargas de choque lateral son el doble de la carga vertical estática en la rueda.”

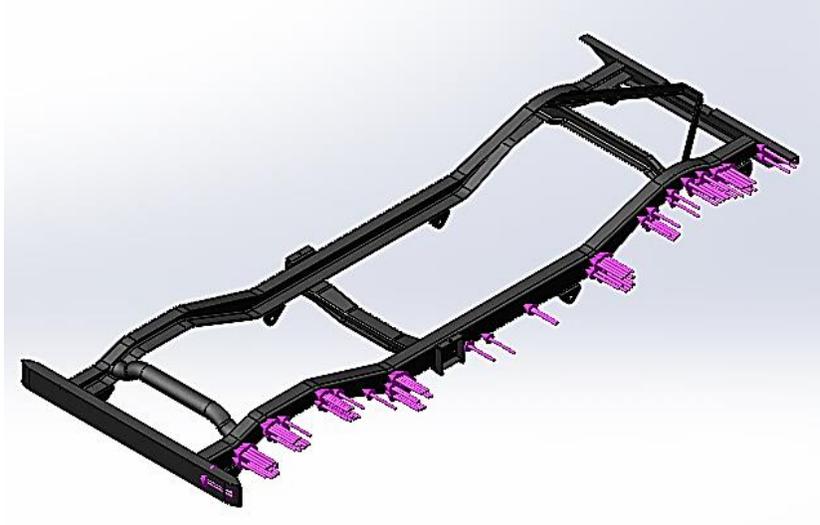


Figura 22.Comportamiento de las cargas laterales

2.10 Distribución de Carga Lateral Transferida

La fuerza centrípeta que actúa sobre los neumáticos incide de manera natural y fundamental en el comportamiento del vehículo cuando este se encuentra en movimiento, por lo que nos vamos a referir como comportamiento dinámico, o dinámica del automóvil. El equilibrio, así como la rigidez del vehículo al momento de tomar una curva con la velocidad determinada van a depender y se verán gravemente afectadas por el fenómeno de carga lateral de transferencia.

En el momento que un automotor entra a una trayectoria curvilínea, vamos a tener una aceleración lateral (a_y) la cual origina fuerzas de inercia en los elementos másicos del vehículo.

En la figura (23) se observa las fuerzas distribuidas con las distancias del armazón principal del vehículo, la masa suspendida (m_s) se define como la conformación de todos los componentes de la carrocería del vehículo y que va a ser sobrellevada por la suspensión; y como masa no

suspendida (m_N) vamos a tener el conjunto que conforman las llantas con sus respectivos rines, porta-masas, componentes de la suspensión y de los frenos. La masa suspendida (m_s) tiende a trasladarse de forma rotativa en torno al eje de rolido, este eje aparece cuando se vincula el centro de rolido del sistema de suspensión delantero CR_d con el sistema de suspensión trasero CR_t . Cada centro de rolido está en función de la orientación geométrica de los elementos de suspensión. El momento de rolido (M_{RS}) originado por la masa suspendida se puede calcular mediante la siguiente ecuación.

$$M_{RS} = m_s * a_y (h_{CG} - h_{CR})$$

Ecuación 10. Momento de rolido

Donde

h_{CG} : es la altura del centro de gravedad

h_{CR} : la altura del centro de rolido CR.

Las fuerzas de inercia que actúan y están asociadas a la masa no suspendida delantera (m_{Nd}) y la masa no suspendida trasera (m_{Nt}) van actuar en el eje de las ruedas respectivamente, describiendo un brazo de palanca igual a la diferencia entre el radio de la rueda (h_{Rd}) y la altura del centro de rolido (h_{CRd}) para el tren delantero, y un brazo de palanca igual a la diferencia entre (h_{Rt}) y la altura del centro de rolido (h_{CRt}) para el tren trasero. El momento de rolido (M_{RNS}) se va a calcular mediante el producto de estas fuerzas por sus correspondientes brazos de palanca y está definido mediante la ecuación siguiente:

$$M_{RNS} = m_{Nd}(h_{Rd} - h_{CRD}) + m_{Nt}(h_{Rt} - h_{CRt})$$

Ecuación 11. Momento de rolido final

Finalmente se encontrará el momento de rolido total (M_R) el cual resulta igual a la suma del momento de rolido generado por la masa suspendida y la masa no suspendida, y se expresa de la siguiente forma:

$$M_R = m_S * a_y(h_{CG} - h_{CR}) + m_{Nd}(h_{Rd} - h_{CRd}) + m_{Nt}(h_{Rt} - h_{CRt})$$

Ecuación 12. Momento de rolido total

Para calcular MR se procede a trasladar las fuerzas de las masas que están suspendidas y no suspendidas a los centros respectivos de rolido, en donde no van a generar desplazamientos angulares. Este traslado origina una masa suspendida delantera m_{sd} y una trasera m_{st} , sus magnitudes dependen de la posición longitudinal del CG. Por otro lado, se define el momento de vuelco MV del automóvil como el momento producido por las fuerzas inerciales provenientes de m_S y m_N respecto de la superficie de rodadura. (Beltrano, Stuardi, & Chiappero, 2017, pág. 32).

Para calcular el momento de vuelco en el automóvil aplicamos la siguiente ecuación:

$$M_V = M_R + (m_{sd} + m_{Nd}) a_y h_{CRd} + (m_{st} + m_{Nt}) a_y h_{CRt}$$

Ecuación 13. Momento de Vuelco

El momento de vuelco se equilibra mediante un momento o cupla de reacción de las ruedas. Este par produce una pérdida de carga vertical sobre los neumáticos internos a la trayectoria

descrita, y un incremento de carga sobre los neumáticos externos. Dicha fuerza se denomina carga lateral transferida (CT) y el fenómeno asociado que la misma produce, transferencia lateral de carga. (Beltrano, Stuardi, & Chiappero, 2017, pág. 33).

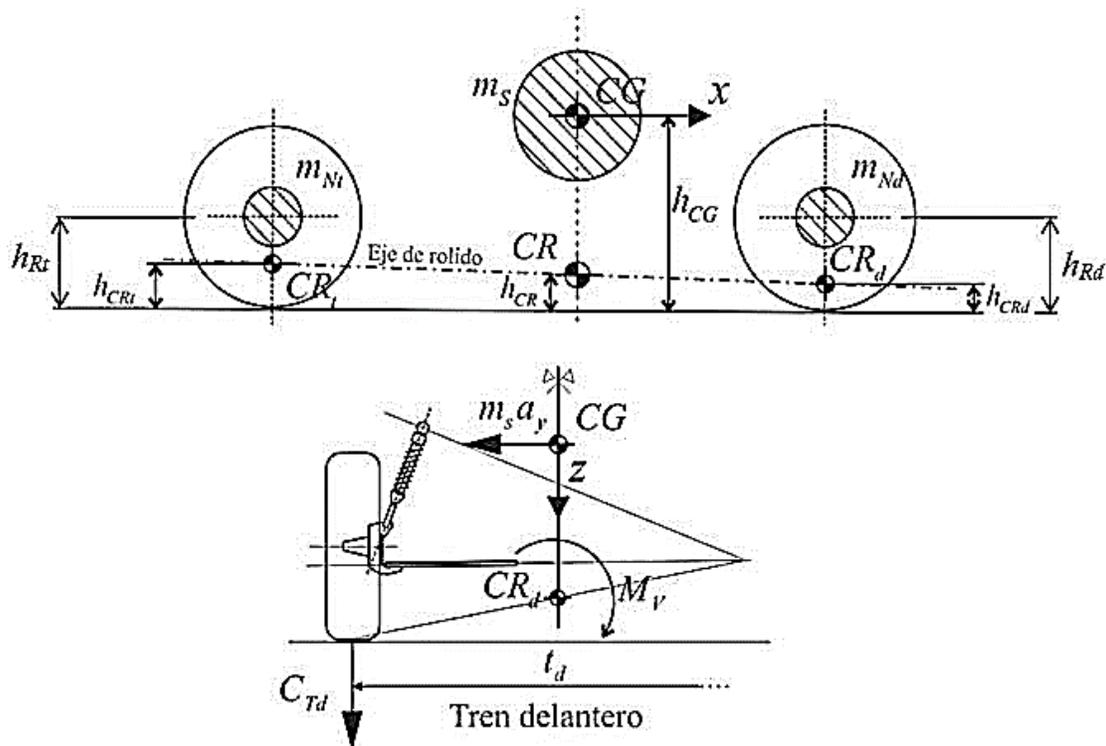


Figura 23. Esquema de un automóvil en vista lateral y frontal.

Autor: (Beltrano, Stuardi, & Chiappero, 2017).

La carga lateral transferida CT se distribuye en el tren delantero CTd y trasero CTt. Luego las mismas se calculan como:

$$C_{Td} = \frac{M_{Rd}(\theta_d)}{t_d} + (m_{sd} + m_{Nd}) \frac{a_y h_{CRd}}{t_d}$$

Ecuación 14. Carga lateral transferida

$$C_{Td} = \frac{M_{Rt}(\theta_t)}{t_t} + (m_{St} + m_{Nt}) \frac{a_y h_{CRt}}{t_t}$$

Donde:

td, tt denotan las trochas delantera y trasera del automóvil respectivamente

El momento de rolido total MR se reparte entre tren delantero y trasero, denotando MRd a la porción que recibe el tren delantero y MRt para el trasero.

Nótese que son función del ángulo de rolido θ de los trenes respectivos. Si la estructura tiene una rigidez torsional de seguridad la cual es relativamente alta, los ángulos de rolido delantero θ_d y trasero θ_t resultan idénticos, los momentos se van a distribuir en función de las rigideces relativas de los sistemas de amortiguamiento del vehículo. En contraste, si la rigidez de los sistemas de suspensión se compara con la estructura, los ángulos de rolido θ_d y θ_t resultan distintos, y el momento se calcula en función de la posición longitudinal del centro de gravedad. En este último caso las rigideces relativas de los sistemas de suspensión afectan débilmente a la distribución del momento de rolido. (Beltrano, Stuardi, & Chiappero, 2017, pág. 33).

2.11 La rigidez

La rigidez estructural juega un papel fundamental en la conducción y el comportamiento vibratorio de un vehículo, además, es importante limitar las deformaciones, ya que las cargas significativas pueden afectar el funcionamiento del vehículo, al impedir que las puertas se abran o cierren, por ejemplo, o al alterar el comportamiento cinemático de las suspensiones.

La rigidez a la flexión K_f se define como la relación que existe entre una carga aplicada a la mitad de la distancia entre ejes y la desviación del mismo punto; alcanzar valores aceptables generalmente no es difícil, si se cumplen otros requisitos estructurales, excepto en el caso de vehículos muy largos.

La rigidez torsional K_t es, en cambio, la relación entre el torque del rodillo aplicado a los cubos de las ruedas del eje delantero y la rotación consiguiente, cuando los ejes del eje trasero se fijan al sistema de referencia. En este escenario ideal, los elementos primarios y secundarios elásticos de cada suspensión son reemplazados por elementos rígidos de igual geometría. (Lorenzo Morello, 2009).

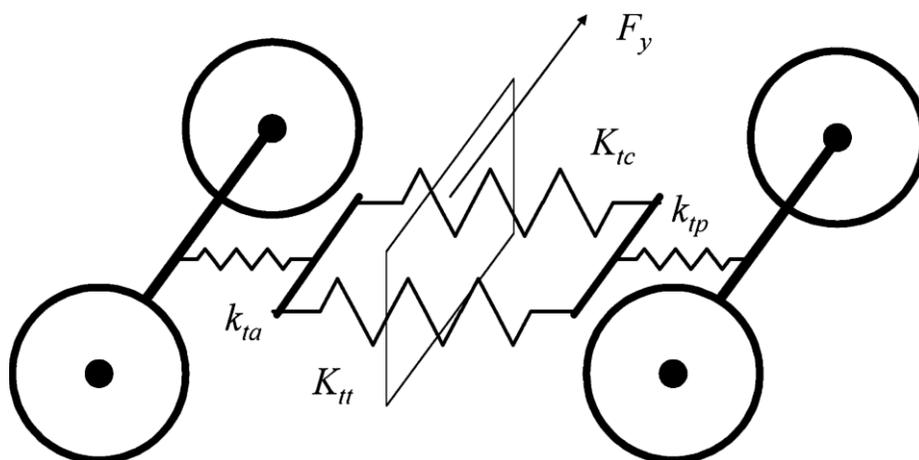


Figura 24. Esquema fundamental para representar la rigidez.

(Lorenzo Morello, 2009)

Esquema elemental para modelar la deformación torsional de un vehículo: k_{ta} y k_{tp} representan la rigidez torsional de las dos suspensiones de eje, mientras que K_{tc} y K_{tt} representan la rigidez torsional de la carrocería y el chasis en un vehículo hipotético con una estructura separada.

Para justificar la importancia de la rigidez torsional en el comportamiento dinámico de un automóvil, se consideró el modelo simple de la figura (24). El vehículo está modelado con cuatro elementos con deformaciones torsionales, respectivamente:

- La carrocería, con rigidez torsional. (K_{tc})
- El marco, con rigidez torsional. (K_{tt})
- La suspensión del eje delantero, con rigidez torsional. (k_{ta})
- La suspensión del eje trasero, con rigidez torsional. (k_{tp})

En este esquema simplificado, se asume que los ejes están fijados al bastidor en secciones no deformables. La carcasa del cuerpo también está fijada al marco; en otras palabras, no hay otro desplazamiento que el inducido por los elementos considerados. Además que la masa suspendida se concentra en su centro de gravedad y que su posición no se ve afectada por deformaciones. Si el vehículo se conduce en una curva, si F_y es la fuerza centrífuga, se aplicará un momento de balanceo al vehículo como:

$$M_x = F_y * hG$$

Ecuación 15. Momento de balanceo

Donde:

hG es la elevación del centro de gravedad desde el suelo.

El torque del rodillo debe ser igual a la reacción elástica de los ejes y de los dos elementos estructurales del vehículo, dado por:

$$M_x = \varphi \left[\left(\frac{2}{K_{tc} + K_{tt}} + \frac{1}{k_{ta}} \right) + \left(\frac{2}{K_{tc} + K_{tt}} + \frac{1}{k_{tp}} \right) \right]$$

Ecuación 16. Torque de Rolido

Donde:

φ : es el ángulo de balanceo.

Esta fórmula considera la configuración de los elementos deformables en serie o en paralelo: los en paralelo, como la carcasa y el bastidor, agregan su rigidez, mientras que los en serie, como las suspensiones y las estructuras del vehículo, agregan su flexibilidad

2.11.1 Análisis de la rigidez en el eje delantero y trasero.

Las deformaciones excesivas causadas por colisiones o impactos, se debe a la baja rigidez torsional que presenta el vehículo, pudiendo comprometer la integridad física de los ocupantes. La rigidez de la carrocería depende de la forma que estructuralmente está diseñado, la orientación de las barras que lo componen, de su geometría y del material. (Beltrano, Stuardi, & Chiappero, 2017).

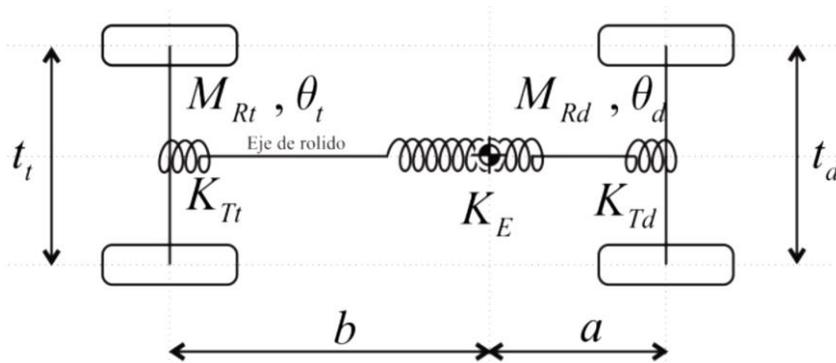


Figura 25. Distribución de la rigidez.

Fuente: (Beltrano, Stuardi, & Chiappero, 2017)

K_E representa la rigidez torsional de la estructura de seguridad. Adicionalmente K_{Td} y K_{Tt} simbolizan la rigidez torsional equivalente del tren delantero y trasero respectivamente. Esta rigidez equivalente resulta de hallar una rigidez torsional que represente a la configuración elástica que constituyen los resortes de suspensión, barra estabilizadora y neumáticos.

Si se considera que el chasis posee propiedades elásticas homogéneas en el eje longitudinal, es posible calcular una rigidez torsional equivalente de la región situada por delante del CG denominada K_d y otra rigidez K_t asociada a la región ubicada por detrás del CG, según:

$$K_d = \left(\frac{1}{K_{Td}} + \frac{a}{a+b} \frac{1}{K_E} \right)^{-1}$$

$$K_t = \left(\frac{1}{K_{Tt}} + \frac{b}{a+b} \frac{1}{K_E} \right)^{-1}$$

Ecuación 17. Rigidez torsional equivalente

Donde a es la distancia entre el tren delantero y el CG, y b la distancia entre el CG y el tren trasero. K_d y K_t se obtienen sumando en serie la rigidez a torsión equivalente del tren (delantero o trasero) con la porción de rigidez a torsión de la jaula que corresponde a la misma región (delantera o trasera), esta última calculada en función de la posición longitudinal del CG.

El momento de rolo M_R produce un giro θ de la sección transversal del CG según:

$$M_R = (K_d - K_t)\theta$$

Por otro lado, la C_{Td} y la C_{Tt} son proporcionales a la rigidez de los tramos e inversamente proporcionales a las trochas correspondientes, luego las mismas pueden escribirse como:

$$C_{Td} = \frac{K_d \theta}{t_d}$$

$$C_{Tt} = \frac{K_t \theta}{t_t}$$

Ecuación 18. Carga lateral

Reemplazando la ecuación (17) de la rigidez torsional y la ecuación de monto. Del momento de rolido en la ecuación (18), queda:

$$C_{Td} = \frac{M_R}{t_d} \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{K_{Td}} + \frac{a}{a+b} \frac{1}{K_E}\right) \left(\frac{1}{K_{Tt}} + \frac{b}{a+b} \frac{1}{K_E}\right)^{-1}}$$

$$C_{Tt} = \frac{M_R}{t_t} \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{K_{Tt}} + \frac{b}{a+b} \frac{1}{K_E}\right) \left(\frac{1}{K_{Td}} + \frac{a}{a+b} \frac{1}{K_E}\right)^{-1}}$$

O en forma simplificada:

$$C_{Td} = \frac{K_d}{t_d} \frac{M_R}{K_{CG}}$$

$$C_{Tt} = \frac{K_t}{t_t} \frac{M_R}{K_{CG}}$$

Ecuación 19. Forma simplificada de la carga lateral.

Observando las ecuaciones (19), resulta evidente que las rigideces relativas de los tramos delantero y trasero del automóvil son el momento a rolido total.

2.11.2 Importancia de la rigidez torsional del chasis

La importancia de la rigidez torsional de la estructura de seguridad KE puede fundamentarse mediante un análisis de la CTd y la CTt definidas en la ecuación. Se considera en primer lugar el caso donde K_E es relativamente pequeña. Si se toma el límite cuando K_E tiende a cero y se puede escribir:

$$C_{T_d}_{K_E \rightarrow 0} = \frac{a_y(h_{CG} - h_{CR})}{t_d} \frac{m_s b}{a + b} = \frac{a_y(h_{CG} - h_{CR})}{t_d} m_{sd}$$

$$C_{T_t}_{K_E \rightarrow 0} = \frac{a_y(h_{CG} - h_{CR})}{t_t} \frac{m_s a}{a + b} = \frac{a_y(h_{CG} - h_{CR})}{t_t} m_{st}$$

Ecuación 20. Límite de la carga lateral

Las ecuaciones (20) manifiestan que las cargas transferidas se reparten en forma proporcional a sus correspondientes masas suspendidas delantera m_{sd} y trasera m_{st} , como si fuesen trenes totalmente independientes.

2.12 Criterio de diseño Permisible para los casos de Carga

Las condiciones de carga descritas dan lugar a esfuerzos en toda la estructura del vehículo. Es importante que, en las peores condiciones de carga, los esfuerzos presentes en la estructura se mantengan en los límites aceptables. La consideración de las cargas estáticas equivalentes, teniendo en cuenta el factor de impacto según sea el caso, debe dar un nivel de estrés ciertamente por debajo del límite de elasticidad. Por ejemplo, si se considera el caso de flexión para un vehículo de pasajeros en carretera, el máximo permitido, debe limitarse a:

$$\sigma_{equivalente} \leq \frac{2}{3} * \sigma_{fluencia}$$

Ecuación 21. Diseño permisible

Esto significa que bajo la peor condición de carga la tensión no debe exceder el 67% de límite elástico. Alternativamente, el factor de seguridad frente a la fluencia es 1,5 para la peor condición posible. Un criterio similar se aplica a las otras condiciones de carga. Este procedimiento suele ser satisfactorio para diseñar contra el fallo por fatiga, pero las investigaciones de fatiga son necesarias especialmente donde se producen concentraciones de tensión en los puntos de montaje de la suspensión. El criterio de validez para la estructura en escalera será el determinado por las cargas máximas en un análisis estático equivalente, generalizado el criterio de falla del caso de flexión para todos los casos y situaciones. (NARVÁEZ MONTOYA, 2017).

2.13 Esfuerzo equivalente

Para la representación de los efectos causados por las diferentes condiciones que se han planteado, se utiliza como referente el esfuerzo equivalente de Von Mises. Este esfuerzo equivalente se utiliza con frecuencia en el trabajo de diseño, ya que permite a cualquier estado de tensión tridimensional arbitraria ser representada como un solo valor de tensión positiva. Además, el interés de utilizar este criterio es que relaciona la teoría de falla de materiales dúctiles. (NARVÁEZ MONTOYA, 2017).

Está definido como:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Ecuación 22. Esfuerzo equivalente

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 representan el valor de los tres esfuerzos principales de cualquier estado de esfuerzos.

2.14 Sujetadores para bastidores.

Para aplicaciones industriales, la mayoría de los tornillos son de acero, por su alta resistencia, gran rigidez buena ductilidad, buena facilidad de maquinado y formado. La resistencia de los aceros para tornillos y pernos se usa para determinar su grado, según varias normas. Las capacidades de resistencia que con frecuencia se disponen son: la resistencia a la tensión, resistencia de fluencia, y la resistencia de prueba. Para la resistencia de prueba la cual es similar al límite elástico, nos dice que es el esfuerzo del perno o tornillo en el que sufriría una deformación permanente. Para una deformación permisible los valores van desde de 0.9 a 0.95 veces la resistencia de fluencia.

La SAE en sus siglas en inglés (Society of Automotive Engineers) estableció el uso de números, que van el 1 al 8, donde la mayor resistencia se representa con los números mayores. Para mejor visualización las marcas van estampadas en la cabeza del perno. Los tornillos métricos van a usar un sistema alfanumérico, que van de 4.6 a 12.9; de igual manera los números mayores indican resistencias mayores. Los números antes del punto decimal son, aproximadamente 0.01 veces la

resistencia del material a la tensión, en MPa. El último dígito, después del punto decimal, es la relación aproximada de resistencia de fluencia entre la resistencia a la tensión del material. La tabla (6) muestra los datos correspondientes de la norma SAE1199.

Tabla 6
Características Pernos

Grado	Tamaño de perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia a la fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5 – M36	400	240	225
4.8	M1.6 – M16	420	340	310
5.8	M5 – M24	520	415	380
8.8	M17 – M36	830	660	600
9.8	M1.6 – M16	900	720	650
10.9	M6 – M36	1040	940	830
12.9	M1.6 – M36	1220	1100	970

Para considerar la resistencia y el tamaño de los estilos de roscar se debe conocer el diámetro mayor básico, el paso de las roscas y el área disponible para resistir las cargas de tensión. Se va a observar que el paso es igual a $1/n$, siendo n el número de roscas por pulgada para el sistema estándar americano. En el sistema internacional por sus siglas (SI), el paso se indica directamente en milímetros. La rosca presenta una trayectoria helicoidal sobre el tornillo, ese plano pasará cerca de la raíz en un lado, pero pasará cerca del diámetro mayor en el otro.

La ecuación para el área de esfuerzo de tensión en las roscas estándar americana es:

$$A_t = (0.7854) (D - (0.9743) * p)^2$$

Ecuación 23. Área esfuerzo en perno

Donde:

D = diámetro mayor.

P = paso de la rosca.

Para roscas métricas, el área de esfuerzo de tensión es:

$$A_t = (0.7854) (D - (0.9382) * p)^2$$

Ecuación 24. Área de esfuerzos para roscas métricas

2.14.1 Carga de Apriete

Una vez que se seleccionó el tornillo o perno adecuado este va a cumplir la función de sujetar dos partes, la fuerza entre las piezas es la carga de sujeción. Tenemos que especificar la carga de sujeción, y de asegurar que el sujetador sea capaz de resistir dicha carga. La carga máxima de sujeción se suele tomar como 0.75 por la carga de prueba, donde la carga de prueba es el producto del esfuerzo de prueba por el área de esfuerzo de tensión del tornillo o perno. (MOTT, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006)

2.14.2 Par torsional de apriete.

La carga de sujeción se crea en el perno o tornillo al ejercer un par torsional de apriete sobre la tuerca o sobre la cabeza del tornillo. Una relación aproximada entre el par torsional y la fuerza de tensión axial del tornillo o perno (fuerza de sujeción) es:

$$T = KDP$$

Ecuación 25. Relación aproximada del par torsional

Donde:

T = torque (lb – pulg).

D = diámetro exterior nominal de las roscas, (pulgadas).

P = carga de sujeción, (lb).

K = constante que depende de la lubricación presente.

Para las condiciones comerciales promedio, se maneja $K = 0.15$, si existe alguna lubricación. Aun los fluidos de corte, u otros depósitos residuales en las roscas, producirán las condiciones consistentes con $K = 0.15$. Si las roscas están bien limpias y secas; $K = 0.20$ es mejor. Naturalmente, esos valores son aproximados, y cabe esperar que existan variaciones entre conjuntos aparentemente idénticos. (MOTT, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

2.15 Método de elementos finitos

El análisis por elementos finitos es un método para predecir el comportamiento de un objeto del mundo real, ante un conjunto de acciones tales como fuerzas, campos de temperatura.

Este método consiste en discretizar una región continua, dando lugar a una red de nodos conectados entre sí a través de formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Así, las propiedades del material y sus ecuaciones constitutivas son consideradas sobre esos elementos según una serie de cargas y restricciones previamente aplicadas (condiciones de contorno). La solución al sistema global se representará de forma continua.

De este modo, el método de elementos finitos nos servirá para predecir el comportamiento de cualquier sistema y su relación con diferentes fenómenos físicos: tensiones, desplazamientos y vibraciones mecánicas, transferencia de calor (conducción, convección y radiación), flujos de fluidos (líquidos y gaseosos), fenómenos acústicos, electromagnéticos. (Ramírez, 2010, pág. 51)

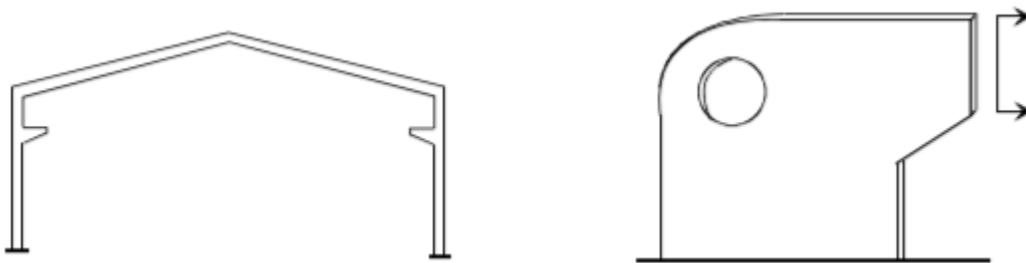


Figura 26. Estructura discreta y continua

(Lizarza, 2008, pág. 1)

Las estructuras continuas son muy frecuentes en ingeniería, como, por ejemplo: bastidores de máquinas, carrocerías de vehículos, losas de cimentación de edificios, vasijas de reactores, elementos de máquinas como cigüeñales, poleas masas ruedas dentadas, y para su análisis es necesario disponer de un método que tenga en cuenta su naturaleza continua. Los sistemas continuos hasta la llegada del Método de los Elementos Finitos (MEF), se analizaban de formas analíticas, pero por esa deducción sólo era posible obtener solución para sistemas con geometría muy sencilla, o con condiciones simples de contorno. También se han utilizado técnicas matemáticas de ecuaciones finitas, pero éstas eran muy difíciles de resolver cuando el tipo de problema presentaba sistemas muy complicados. (Lizarza, 2008).

“En resumen, el método de los elementos finitos reproduce de forma aproximada lo que sucede en la realidad a partir de la resolución numérica del sistema de ecuaciones matemáticas que describe dicha realidad.” (Ramírez, 2010, pág. 52)

El método de cálculo se basa en considerar una estructura dividida en elementos discretos, utiliza diversas conexiones de vínculos entre sí, generando un sistema de ecuaciones que se resuelve numéricamente. (Borja & Morocho, 2017, pág. 11)

Para efectuar esta aproximación y convertir así un problema continuo en uno discreto, el método es el siguiente:

- El sistema continuo o estructura continua se fracciona, mediante líneas, superficies o volúmenes imaginarios, en un número de “elementos finitos”.
- Los elementos estarán conectados por varios canales y un número finito de puntos, que llamaremos “nodos”, situados en sus límites. Los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas fundamentales del problema.

2.15.1 Elementos importantes

- Elasticidad Unidimensional

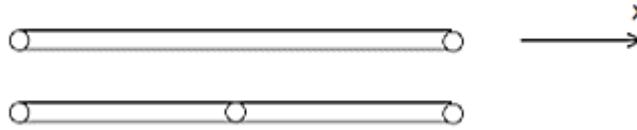


Figura 27. Unidimensional

(Lizarza, 2008)

- Elasticidad Bidimensional

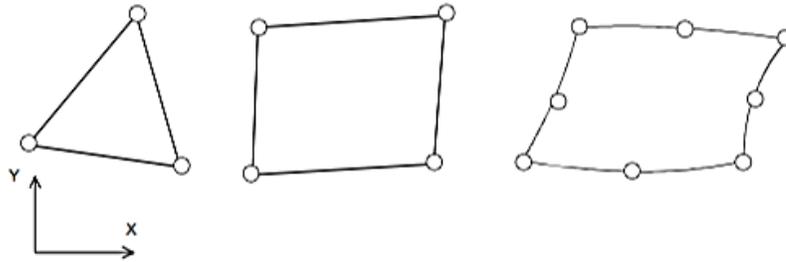


Figura 28. Bidimensional.

(Lizarza, 2008)

- Elasticidad Tridimensional

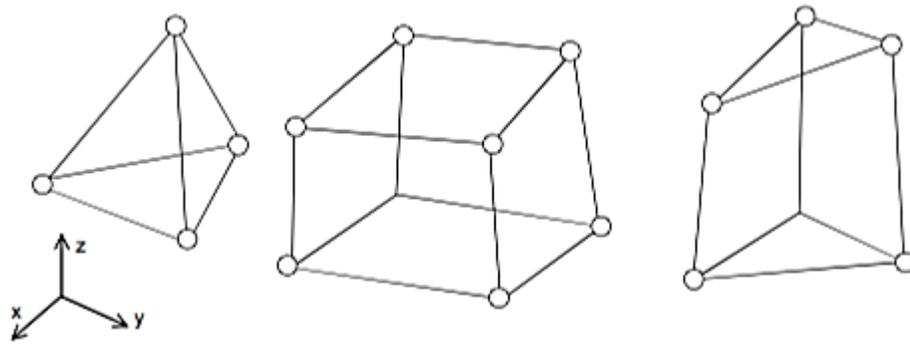


Figura 29. Tridimensional

(Lizarza, 2008)

- Problemas Axisimetricos

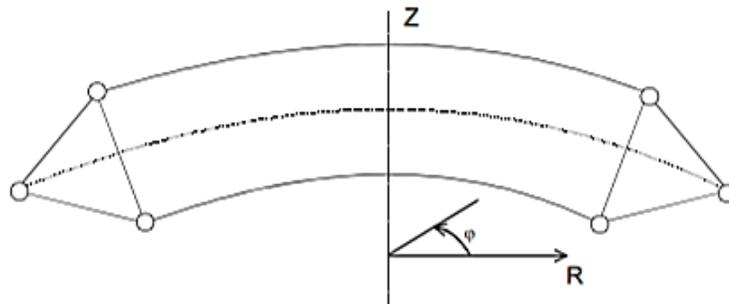


Figura 30. Axisimetricos

(Lizarza, 2008)

2.15.2 Elasticidad tridimensional

Los problemas de elasticidad en tres dimensiones son bastante frecuentes en la práctica ingenieril, y se presentan sobre todo en elementos que, por su proceso de fabricación, o necesidades funcionales no pueden tener una dimensión mucho menor que las otras dos. Esto ocurre con piezas fundidas o forjadas (p.e. carcasas de maquinaria, bancadas de máquinas herramienta, soportes y aparatos de apoyo), con elementos estructurales en hormigón para apoyo y cimentación (apoyos de puentes, cimentaciones de máquinas, obras hidráulicas). (Lizarza, 2008)

2.16 Elementos MEF utilizados en el análisis del bastidor

2.16.1 Elemento lineal de ocho nudos

Es el correspondiente al rectángulo plano de cuatro nudos. Cada una de sus caras es un elemento rectangular de cuatro nudos. Sus funciones de interpolación son:

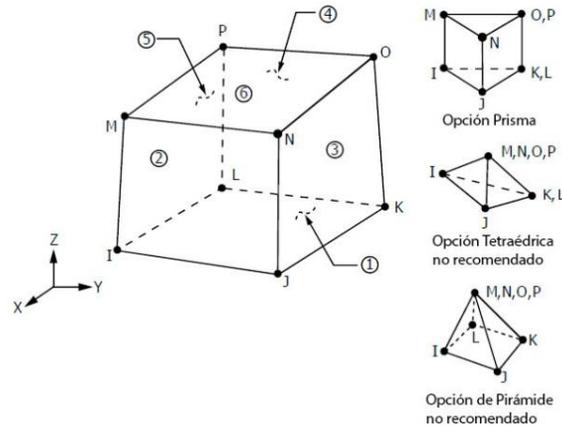


Figura 31. Elemento de ocho nudos

2.16.2 Elemento cuadrático de veinte nudos

Tiene tres nudos por arista, por lo que éstas pueden ser parábolas, y cada una de sus caras tiene ocho nudos, como un elemento plano. Cada cara puede ser una superficie curva parabólica.

Las funciones de los nudos de esquina son:

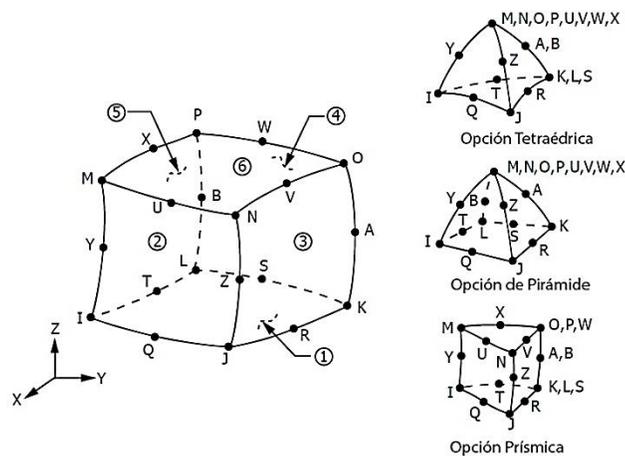


Figura 32. Veinte Nudos

2.16.3 Elemento tetraedro cuadrático de diez nudos

Tiene tres nudos por arista y seis por cara. Las funciones de interpolación de las esquinas son:

$$N_1 = (2L_1 - 1)L_1 \quad N_2 = (2L_2 - 1)L_2$$

$$N_3 = (2L_3 - 1)L_3 \quad N_4 = (2L_4 - 1)L_4$$

Ecuación 26. Función de interpolación

Para los nudos intermedios son:

$$N_5 = (4L_1)L_2 \quad N_6 = (4L_1)L_3$$

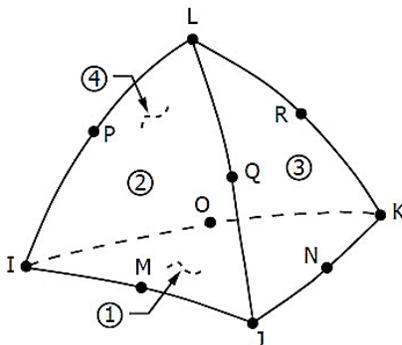


Figura 33. Forma triangular en la malla

2.17 Generación de malla

La red de elementos y nodos que “discretizan” una región se conoce como malla. La densidad de malla se incrementa a medida que más elementos se colocan dentro de una región dada. El refinamiento de malla ocurre cuando la malla se modifica de un análisis de un modelo al siguiente análisis para producir resultados mejorados. Por lo general, los resultados mejoran cuando la densidad de malla se incrementa en áreas de gradientes de esfuerzo alto y/o cuando las zonas de transición geométrica se enmallan de manera uniforme. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 942).

2.17.1 Generación manual de mallas.

“Así es como se creaba la malla de elementos en los primeros días del método de elemento finito. Éste es un método intensivo para crear una malla, y excepto por algunas modificaciones rápidas de un modelo se utiliza raras veces”. (Budynas & Nisbett, 2008),

2.17.2 Generación semiautomática de malla.

Transcurridos varios años desde el primer ensayo de malla, se investigó algoritmos computacionales los cuales permitían al diseñador mallar los elementos de manera automática incluyendo todas las regiones que dividía a la estructura, mediante el empleo de límites bien definidos. Se consideraba una técnica semiautomática puesto que el modelador tiene que definir estas regiones. El desarrollo de los variados algoritmos computacionales para generar mallas proviene del campo de los gráficos por computadora. (Budynas & Nisbett, 2008).

2.17.3 Generación completamente automatizada de mallas.

La mayor parte de los distribuidores de software han concentrado sus esfuerzos en desarrollar la generación completamente automática de mallas, y en algunos casos, un refinamiento para mallas automáticas autoadaptables. El objetivo principal es reducir el tiempo de pre-procesamiento de manera significativa, así como el esfuerzo para llegar a una malla de FEA final bien construida. Una vez que se han definido los límites completos de la estructura, sin subdivisiones como en la generación semiautomática de mallas y con un mínimo de intervención por parte del usuario, se tienen disponibles diversos esquemas para discretizar la región con un tipo de elemento. (Budynas & Nisbett, 2008)

CAPÍTULO III

ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA DEL BASTIDOR.

3.1 Conceptualización

Al ser el bastidor la estructura que va a soportar toda la carga ejercida por el vehículo Jeep Willys se tendrá que verificar la geometría y rigidez las cuales son necesarias para satisfacer el acoplamiento de los demás sistemas y la seguridad interna de los ocupantes en caso de colisiones o volcamientos que puede tener el vehículo cuando circula en carretera o dentro de la ciudad.

Por no contar una norma nacional correspondiente a la validación de carrocerías de vehículos que se encuentran en la categoría M (vehículos automotores de cuatro ruedas o más diseñados y contruidos para transporte de pasajeros), en la sub-categoría M1 (Clase utilitario: vehículo orientado especialmente al transporte de pasajeros dentro y fuera de carretera. Las puertas laterales deben ser abatibles, en un máximo de 8 plazas, la tracción puede ser 4X2 o 4X4), según la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2656:2012. Para el análisis de cargas aplicadas sobre el chasis una parte del presente estudio se va a basar en la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323:2009 la cual va a dar los parámetros y los factores de diseño que se deben tomar en cuenta para la simulación y construcción de una carrocería.

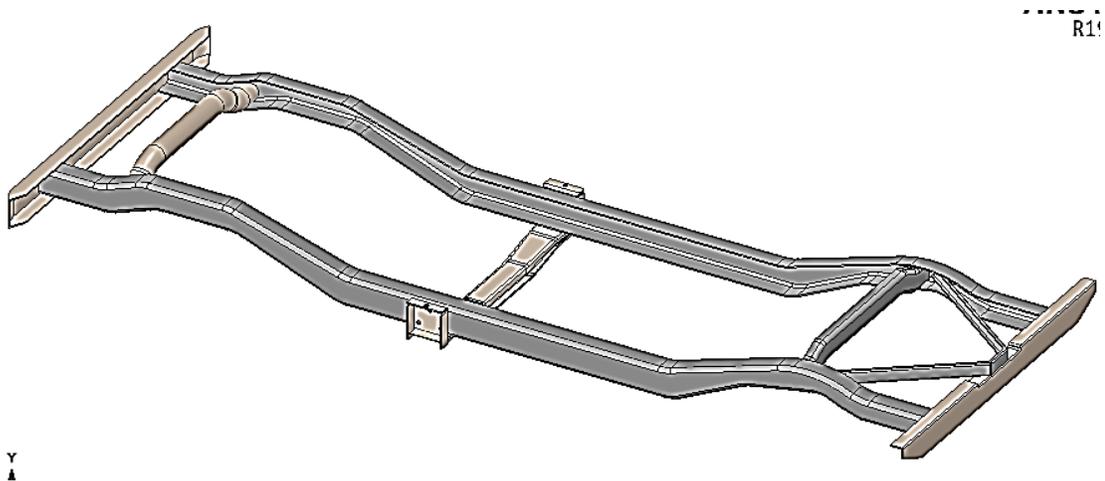
3.2 Dimensionamiento y diseño del chasis.

La elaboración computacional del diseño y la forma que debe tener el bastidor permitirá obtener resultados acordes a los reales, la confianza que el software que se utilizara va a interpretar

correctamente toda la estructura y así posterior a los ensayos virtuales que se realizara obtener conclusiones verdaderas y satisfactorias.

Para dibujar el bastidor utilizamos el Software SolidWork (estudiantil), para el dimensionamiento del diseño se basó en las medidas que, proporcionadas por el manual del fabricante, así como para elegir el material con el que está construido originalmente el bastidor y la carga que va a soportar el vehículo para el desplazamiento normal del Jeep.

El bastidor del Jeep es del tipo escalera, está constituido por dos largueros estructurales con forma de viga y sección transversal en “C” el cual proporciona una resistencia normal para soportar las cargas aplicadas, y se encuentran conectados entre sí por medio de travesaños los cuales van atornillados, construidos del mismo material que los largueros. Esta va a ser la base en donde irán sujetos los diferentes sistemas mecánicos del vehículo, los cuales permitirán funcionar en óptimas condiciones el vehículo Jeep.



*Figura 34.*Modelado del Bastidor.

3.3 Cargas estáticas

Las cargas estáticas son aquellas que no van a cambiar su magnitud durante un periodo de tiempo, las cuales van a ser soportadas por el bastidor del vehículo que está construido con acero y fortalecido, ya que estas cargas corresponden a su peso total, el peso de los ocupantes con su correspondiente equipaje de mano y la carga útil del vehículo. Puesto que todas estas fuerzas van a provocar una variación en la geometría de la estructura y en el conjunto de la carrocería, el bastidor debe tener un diseño adecuado para que soporte estas cargas estáticas, las cuales son:

3.3.1 Designación de carga muerta (CM)

Las cargas muertas van a ser el peso total de la carrocería ensamblada, lo que incluye todos los elementos estructurales y no estructurales pero permanentes, es decir, los accesorios internos y externos del vehículo los cuales son: el tablero de control, las luces de salón, el panel de instrumentos. En la tabla (7) se detalla la masa correspondiente a cada componente.

Tabla 7
Carga Muerta

Elemento	Masa (Kg)
Carrocería y accesorios.	631.283 kg
Bastidor.	70.3068 kg
Motor.	210 kg
Tanque de Combustible (max).	42.38 kg
Radiador.	15 kg
Total	968.969 kg

Para calcular la fuerza ejercida por el peso muerto del vehículo se aplicará la siguiente ecuación:

$$CM = M_v * g$$

Ecuación 27.Fuerza ejercida por CM

Donde:

CM: fuerza generada por el peso muerto.

MV: Carga muerta del vehículo (kg).

g: Gravedad (9,8 m/s²).

$$CM = 968.969 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$CM = 9495.896(N)$$

3.3.2 Designación de carga viva (CV)

Las cargas vivas por su parte corresponden al peso por el número de ocupantes que puede transportar el vehículo y se la puede considerar como una carga distribuida uniformemente por todo lo largo del bastidor y sus componentes estructurales. Para analizar las respectivas cargas y esfuerzos a los que se verá sometida el bastidor y la carrocería en el presente estudio se tomaran las condiciones más críticas de viaje al que puede estar sometido el vehículo.

Tabla 8.
Carga Viva

Elemento	Cantidad	Masa unitaria	Masa Total
Ocupantes	4	75 kg	300 kg
Equipaje	2	5 kg	10 kg
Carga útil	1	309.15 kg	309.15 kg
Total			619.15 kg

Para calcular la fuerza ejercida por las cargas vivas las cuales pueden cambiar de lugar y variar su magnitud en el interior del vehículo, se aplica la siguiente ecuación:

$$CV = M_T * g$$

Ecuación 28. Fuerza Carga viva

Donde:

CV: Fuerza ejercida por las cargas vivas.

M_T: Carga total viva (kg).

g : Aceleración (9,8 m/s²).

$$CV = 619.15 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$CV = 6067.67 \text{ (N)}$$

3.4 Distribución de cargas según su punto de acción.

El bastidor del Jeep debe ser capaz de soportar el peso que ejercen los ocupantes, así como el peso de la carrocería, y los sistemas mecánicos propios del vehículo que van montados sobre el bastidor. Por este motivo y para comprender de mejor manera el punto de acción se va a clasificar estas cargas en:

3.4.1 Cargas Distribuidas en el bastidor.

La carga distribuida que se consideró actuara en el bastidor van a ser el peso de la carrocería con los accesorios internos, el peso de los pasajeros, el equipaje y la carga útil que tiene el vehículo, estas tres últimas son la carga viva ya calculadas.

3.4.2 Cargas puntuales en el bastidor.

Estas cargas son aquellas que se van a concentrar en un punto específico del bastidor y no a lo largo. Por lo cual se obtendrá varias cargas puntuales como son el peso del motor, el peso del radiador y el peso de la caja de transmisión esto en la parte delantera del vehículo ya que por la parte trasera se tiene la carga puntual ejercida por el tanque de combustible y en caso particular de tener un depósito extra también se lo tomara en cuenta para el análisis.

3.5 Elementos para el análisis estático.

Se detalla a continuación los elementos que más influyen en el comportamiento estático del bastidor y el tipo de distribución de carga:

Tabla 9
Cargas para el análisis estático

Elemento	Masa (kg)	Tipo de carga	Cantidad	Carga (N)
Carrocería y accesorios (int).	631.283	Distribuida	1	6186.573
Bastidor.	70.3068	Distribuida	1	689.0
Motor.	210	Puntual	1	2058
Tanque de combustible (max).	42.38	Puntual	1	414.344
Radiador.	15	Puntual	1	147
Ocupantes.	75	Distribuida	4	2940
Equipaje.	5	Distribuida	2	98
Carga útil.	309.15	Distribuida	1	3029.67
Accesorios externos.	35	Distribuida	1	343

3.5.1 Material designado para el análisis del Bastidor.

El material con el que está realizado el bastidor según especificaciones del fabricante es el acero SAE 1025, el cual es un acero al carbono designado para la formulación primaria en productos forjados, que por su composición química va a tener entre 0.23-0.26% de carbono. Este acero tiene mayor resistencia y dureza por lo que es apto para aplicaciones estructurales en el campo

automotriz, entre sus características presenta gran facilidad en procesos de unión por soldadura y brazing.

En el país la industria ofrece el acero ASTM A36 el cual tiene similares características y se lo utiliza para la fabricación de bastidores y carrocerías de buses para transporte público, por lo cual es el más óptimo en el análisis del presente trabajo. La composición química que tiene el acero estructural ASTM A36 se detallan en la tabla (10) a continuación:

Tabla 10
Características químicas del material

Elementos	Porcentaje
Carbono (C)	0.26% máximo
Fosforo (P)	0.04%
Azufre (S)	0.05%
Silicio (Si)	0.40%
Cobre (Cu)	0.20% mínimo

Dentro de las propiedades que ofrece este acero es que posee una densidad de 7850 kg/m^3 , en barras, perfiles y planchas que su espesor sea menor a 8 pulgadas va a tener un límite de fluencia de 250 MPa y un límite de rotura mínimo de 410 MPa. Los perfiles que están construidos con este tipo de acero son fácilmente soldables con procesos de bajo costo como lo es la soldadura por arco metálico protegido SMAW.

Tabla 11
Propiedades del acero estructural

Límite de fluencia	Resistencia a la tracción.
250 MPa	400 MPa (mínima)
36000 Psi	550 MPa (máxima)

3.6 Análisis estático en los largueros del bastidor.

Para el análisis estático sobre los largueros del bastidor se va a colocar las cargas previamente calculadas para distribuirlas por su correspondiente punto de acción, con lo que obtendremos los momentos flexionantes y cortantes máximos.

A continuación, se observa en la figura (35) el diagrama de cuerpo libre al colocar las cargas en el largue de la viga “C”. Estas cargas se van a distribuir de igual manera en los dos largueros por esta razón y para el análisis se dividió entre dos las cargas totales.

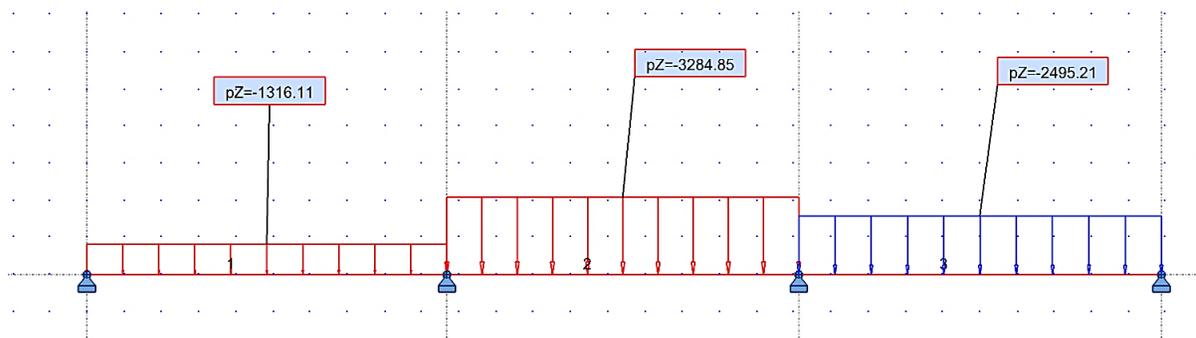


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre en la viga

Este análisis se realizó con la ayuda del programa computacional CAE, el cual permitió representar los casos de cargas y visualizar la forma de la viga en 3D, figura (36). Además de mostrar los diagramas de esfuerzo cortante y momentos.

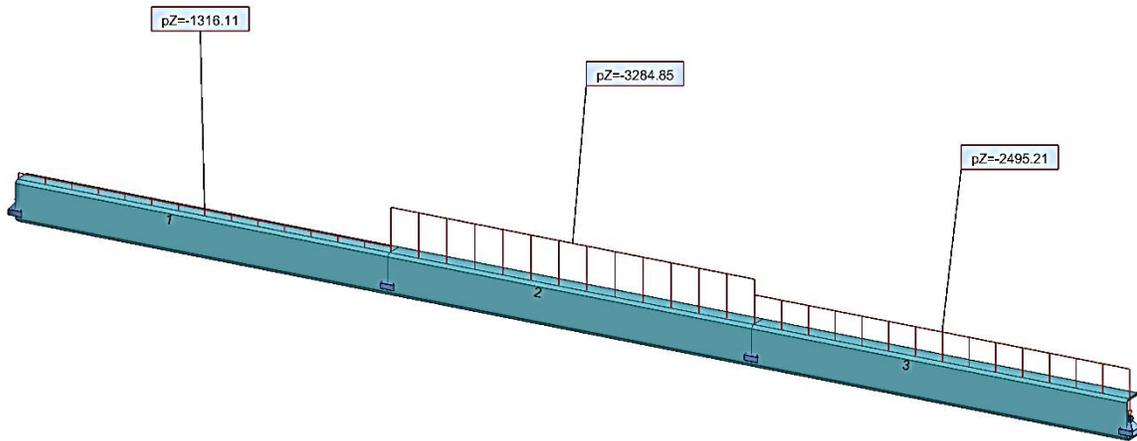


Figura 36. Viga representada en 3D

3.6.1 Cálculo de reacciones en los apoyos.

En el larguero del bastidor se encuentra los cuatro apoyos que son los alojamientos de las gemelas y bulones de ballestas que están soldados al bastidor. Para el cálculo de las reacciones se define a la estructura como una viga hiperestática; es aquella que va a tener más condiciones que impidan el movimiento, de las que estrictamente necesita para su equilibrio estático. Por lo que para determinar las reacciones en la viga, se emplea el método de los tres momentos, el cual permite establecer los momentos y resolver este tipo de vigas.

3.6.2 Resolución Viga Hiperestática

Este método permitirá escribir una ecuación de forma independiente, para tres apoyos que estén consecutivos en una viga continua. El desarrollo del teorema de los tres momentos es aplicable siempre que la viga no tenga discontinuidades, como son las articulaciones en cualquier parte de la estructura. Para resolver se utiliza la ecuación (29) como se observa a continuación.

$$M_1 * L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3(L_2) = -\frac{6 * A_1 * d_1}{L_1} - \frac{6 * A_2 * d_2}{L_2}$$

Ecuación 29. Viga Hiperestática

Donde:

A_1 = Área del diagrama de momento en el primer tramo.

d_1 = Distancia del centroide al primer apoyo.

L_1 = Distancia entre apoyos.

Como se visualiza en el diagrama de cuerpo libre, solo existe cargas distribuidas a lo largo de la estructura, esto ayuda al desarrollo simplificado del método. Lo primero que se va a realizar es el cálculo de las áreas de momentos, para un caso de cargas distribuidas. Esto permitirá remplazar en la ecuación general para obtener las reacciones en los puntos de apoyo.

Para el caso de una viga con apoyos simples y carga uniforme como se observa en la figura (37), el diagrama de fuerza cortante va a ser un triángulo como se observa y su área es:

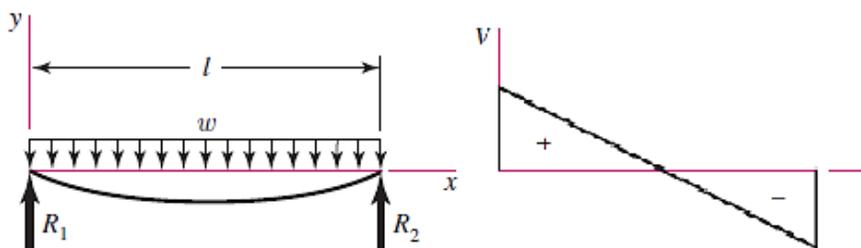


Figura 37. Viga simple con carga uniforme

Fuente: (Budybas & Niesbett, 2008).

$$\text{Area } V_1 = \frac{W * L^2}{8}$$

Ecuación 30. Área del semiarco formado por el momento

El diagrama de momento va a hacer un arco parabólico cuadrático, para lo cual el área va a estar definida de la siguiente manera:

$$A_1 = \frac{2}{3} * L * \frac{W * L^2}{8}$$

$$A_1 = \frac{W * L^3}{12}$$

La distancia del apoyo al centroide quedara de la siguiente forma:

$$d_1 = \frac{L}{2}$$

Por lo tanto, reemplazando todos los datos obtenidos en la ecuación general se procede a simplificarla a la siguiente forma:

$$M_1 * L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3(L_2) = -\frac{6 * W_1 * L_1^3}{24} - \frac{6 * W_2 * L_2^3}{24}$$

TRAMO (A – B – C)

Como se observa en la figura (38), en este tramo se considera que el momento en el punto “A” va a hacer igual a cero, se va a reemplazar por los valores cada longitud:

$$M_A * L_1 + 2M_B(0.97 + 0.95) + M_C(0.95) = -\frac{6 * 1316.11 * (0.97)^3}{24} - \frac{6 * 3284.85 * (0.95)^3}{24}$$

$$3.84 * M_B + M_C * (0.95) = -1004.38$$

TRAMO (B – C – D)

Para este tramo se va a considerar el momento en el apoyo “D” como cero, como los apoyos están consecutivos se va a tomar el punto “B” como el principio de la ecuación:

$$M_B * 0.95 + 2M_C(0.95 + .98) + M_D(0.98) = -\frac{6 * 3284.85 * (0.95)^3}{24} - \frac{6 * 2495.21 * (0.98)^3}{24}$$

$$0.95 * M_B + 3.86 * M_C = -1291.20$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones el resultado obtenido para los momentos:

$$M_B = -190.39 \text{ (Nm)}$$

$$M_C = -287.64 \text{ (Nm)}$$

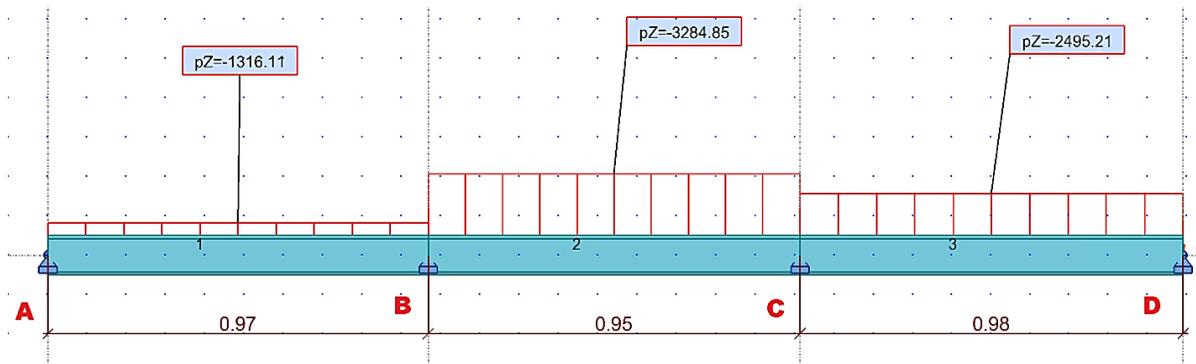


Figura 38. Descripción de los Tramos en la viga

Una vez obtenido los momentos ejercidos en cada apoyo, se calcula las reacciones ejercidas en la viga. Las cuales se divide en tramos para simplificar el cálculo de la siguiente forma:

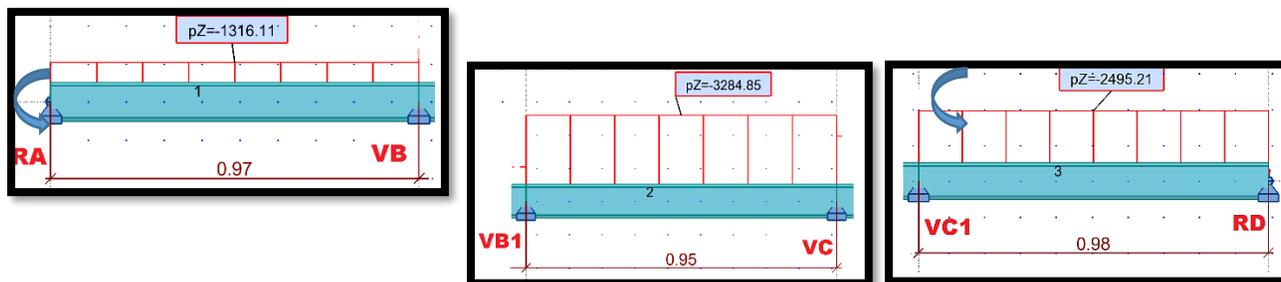


Tabla 12
Sumatoria de momentos y fuerzas

$\sum MRA = 0$		$\sum MC = 0$
$VB(0.97) - 190.39 -$	$\sum MB = 0$	$RD(0.98) + 287.64$
$1276.62(0.485) = 0$	$VC(0.95) + 190.39 - 1529 - 287.64 =$	$- 1198.2$
$VB = 809.55$	$VC = 1711.84$	$RD = 929.14$
$\sum Fy = 0$	$\sum Fy = 0$	$\sum Fy = 0$
$RA - 1276.62 + 809.55$	$VB1 + 1711.84 - 3120.6 = 0$	$VC1 + 929.14 - 2445.3$
$= 0$	$VB1 = 1408.7$	$=$
$RA = 467N$	$RB = 2219 N$	$VC1 = 1516.16$
		$RC = 3228 N$

Para visualizar los diagramas de momento flector y fuerzas cortantes, con la ayuda de un programa CAE el cual muestra todas las reacciones en los apoyos, que permitirá respaldar los cálculos anteriormente realizados. En la figura (39) vamos a observar el diagrama de fuerza cortante con las respectivas reacciones en los apoyos.

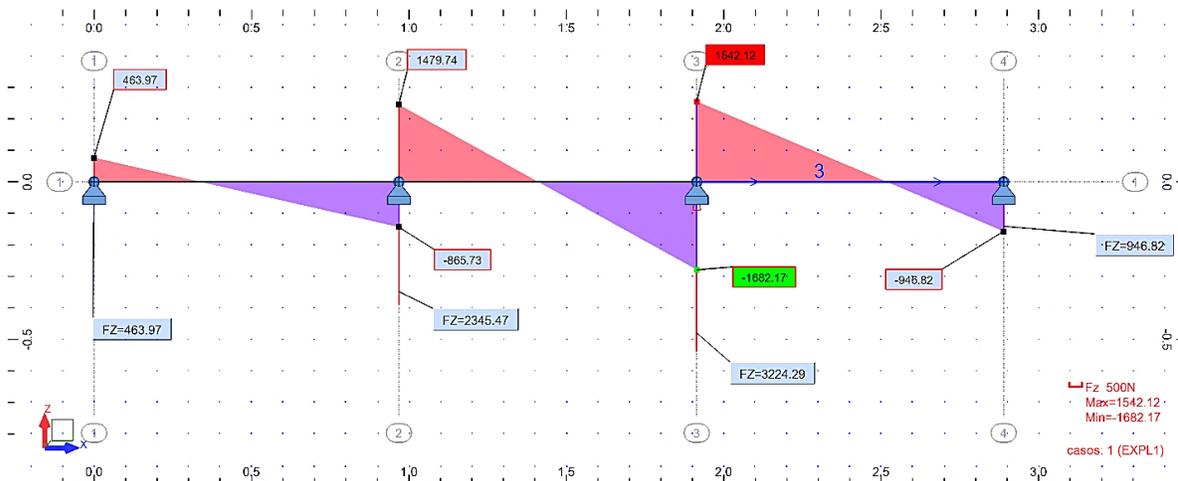


Figura 39.Diagrama Fuerzas Cortantes.

En la figura (40) se observa el diagrama de momentos. El máximo se obtendrá en la parte posterior del larguero con un valor de 175.59 (Nm).

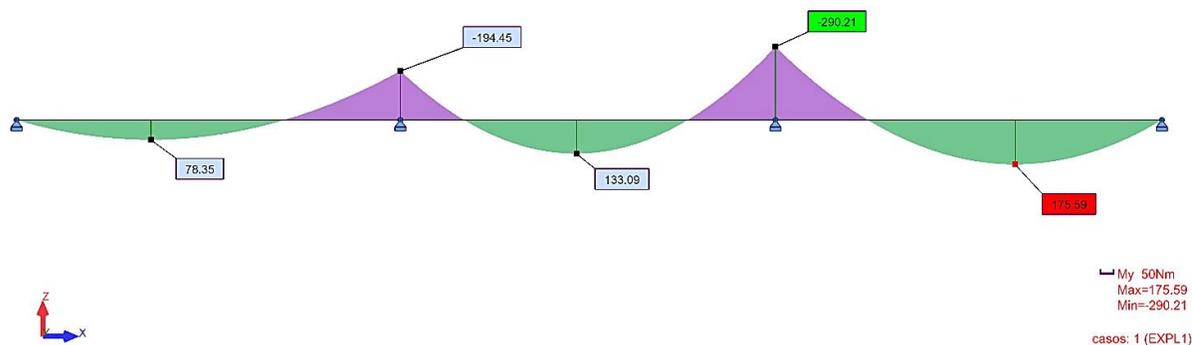


Figura 40.Diagrama de momentos

3.6.3 Momento máximo en la Viga:

Una vez que se obtuvo mediante el programa CAE los diagramas de fuerza cortante y momentos a los que está sometido el larguero del bastidor, se determinara el momento máximo y esfuerzo cortante máximo.

$$M_{max_t} = 175.59 [Nm]$$

El material que se va a utilizar para el diseño de la viga, es el acero AISI 1020 recocido con $S_U = 393$ (MPa) y $S_Y = 296$ (MPa), el cual presenta las mismas propiedades que el acero A36 con la cual es fabricado el bastidor.

La determinación de las dimensiones de la sección transversal de la viga es necesario para continuar con el análisis de diseño”. Como existe una incertidumbre en las condiciones de carga y el procesamiento, se emplea un factor de diseño $N = 3$, debido a que está sometido a cargas estáticas.

3.6.4 Esfuerzo de diseño:

$$\sigma_{diseño} = \frac{S_y}{N}$$

Ecuación 31. Esfuerzo de diseño permisible

Donde

$S_Y =$ Resistencia a la cadencia.

$N =$ Factor de diseño.

$$\sigma_{diseño} = \frac{296 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_{diseño} = 98.666 \text{ MPa}$$

En este punto se debe asegurar que el esfuerzo máximo esperado, no sea mayor que el esfuerzo de diseño. Se procede a remplazar $\sigma_{diseño}$ en la siguiente ecuación para despejar “S”.

$$S = \frac{M}{\sigma_{\text{diseño}}}$$

Ecuación 32. Módulo de sección

Donde:

M = Momento máximo.

S = Modulo de la sección de la sección transversal de la viga.

$$S = \frac{175.59 \text{ [Nm]}}{98666000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S = 1.779 * 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$$

$$S = 1780 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Con el valor de la sección transversal calculado, se procede a elegir el perfil adecuado mediante la tabla del anexo “A” asegurando que la sección elegido no se inferior, ya que no resistiría el tipo de carga y se tendría un fallo en el diseño.

3.6.5 Tensión normal a la sección debida al momento flector máximo

Para determinar el esfuerzo flexionante máximo que se va a generar en la viga se emplea la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}_t} * C}{I}$$

Ecuación 33. Esfuerzo flexionante máximo

Donde:

M_{max} = Momento máximo.

σ_{max} = Esfuerzo máximo.

$C =$ Distancia al eje neutro.

$I =$ Segundo momento de inercia.

$$\sigma_{max} = \frac{175.59 * 50 * 10^{-3}}{1600000 * 10^{-6}}$$

$$\sigma_{max} = 5.487 \text{ MPa}$$

3.6.6 Esfuerzo cortante máximo

Para el esfuerzo cortante máximo calculada en la sección superior del perfil se emplea la ecuación general de tensión de cortadura:

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q}{I * b}$$

Ecuación 34. Esfuerzo cortante máximo

Donde:

$V =$ Fuerza cortante (N).

$Q =$ Primer momento con respecto al eje centroidal del área de sección (m^3).

$b =$ Espesor del perfil donde se aplica el esfuerzo cortante máximo (m).

$I =$ Momento de inercia de la sección transversal (m^4).

El primer momento del área con respecto al eje neutro [Q] la se obtendrá aplicando la siguiente ecuación:

$$Q = \bar{Y} * A'$$

Ecuación 35. Primer momento

Mediante el gráfico de la sección transversal de la viga se puede determinar las distancias del eje neutro en dirección “y” hasta el centroide de área “A”.

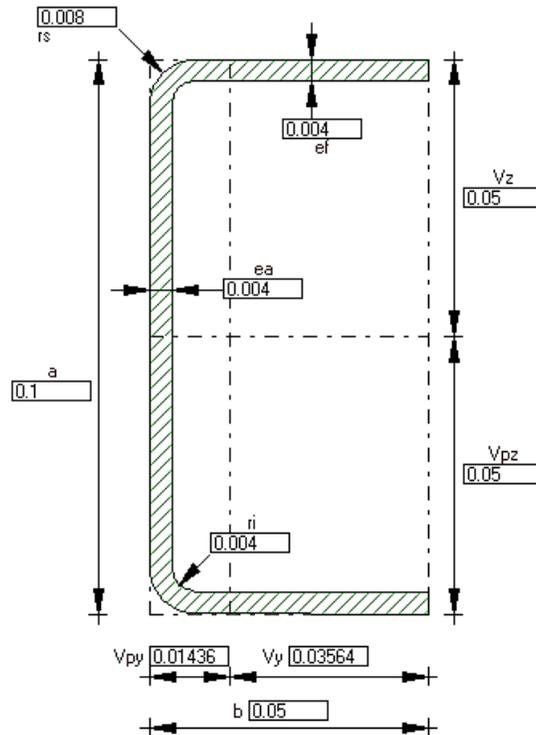


Figura 41. Sección de la viga

$$Q = \left(0.046 + \frac{0.004}{2}\right) * 0.05 * 0.004$$

$$Q = 9.6 * 10^{-6} m^3$$

Una vez encontrado todos los parámetros, se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy} = \frac{1542.12 [N] * 9.6 * 10^{-6} [m^3]}{0.0000016 [m^4] * 0.004 [m]}$$

$$\tau_{xy} = 2.313 MPa$$

3.6.7 Esfuerzo equivalente de Von Mises

Para efecto de cálculo se aplica la teoría de Von Mises que describe lo siguiente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x\sigma_y + 3(\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(5.487)^2 + 0^2 + (49.439 * 0) + 3(2.3136)^2}$$

$$\sigma' = 6.796 \text{ MPa}$$

3.6.8 Determinación del factor de seguridad

El termino factor de diseño “N” es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de casos, la resistencia del material con que se fabrica el componente se lo divide entre el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño σ' que en a veces también es llamado esfuerzo admisible.

Para la determinación de un factor de diseño adecuado Mott sugiere tomar en cuenta la naturaleza de aplicación de las cargas sobre el elemento que se va a diseñar, el ambiente en el cual va a estar trabajando el elemento, el análisis de esfuerzos, las propiedades del material y el grado de confianza en los datos que se emplea en el proceso de diseño. Para lo cual se emplea los siguientes lineamientos:

Materiales dúctiles

- $N = 1.25$ a 2.0 . Corresponde al diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para los que se posea un alto grado de confianza de la mayoría de los datos de diseño.
- $N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Este factor es el más empleado al momento de diseñar.
- $N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente
- $N = 4.0$ o *más*. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámica con incertidumbre en cuanto alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores. (MOTT, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006, pág. 223)

3.6.9 Análisis del factor de diseño

Para efectuar el análisis del factor de diseño se toma en cuenta el material que se utilizó y su límite a la fluencia, así como el esfuerzo equivalente de Von Mises que ya se calculó previamente.

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Ecuación 36. Factor de seguridad

Donde

N = Factor de diseño

Sy = Límite de fluencia del material.

σ' = Esfuerzo equivalente de Von Mises.

$$N = \frac{250 \text{ MPa}}{6.796 \text{ MPa}}$$

$$N = 3.678$$

3.7 Estudio estático del bastidor Jeep Willys mediante elementos finitos.

El estudio mecánico del bastidor se lo realizo colocando los casos de carga expuestos y calculados sobre el modelo diseñado para el bastidor del vehículo Jeep. Se analizo mediante un módulo FEA (Finite Element Analysis) en el programa ANSYS (estudiantil) en el modo Static Structural en el cual se puede resolver problemas complejos de ingeniería en la parte de mecánica estructural lo que permite tomar decisiones acordes y lo más cercanas a la realidad, aplicando el análisis de elementos finitos el cual va a parametrizar y da la opción de personalizar múltiples escenarios de diseño, por ejemplo las diferentes tipos de carga o el material que se utilizara.

Para la obtención de resultados satisfactorios en los diferentes casos de carga, el análisis se desarrollará siguiendo la metodología de forma consecuente. Se va a dividir tres grandes grupos los cuales son: pre-proceso, análisis estático mediante el FEM y por último la consecución de los resultados.

En el pre-proceso se revisa la adecuación final de la geometría del bastidor, esto quiere decir que no existan caras sobre puestas en el ensamble, que las uniones no tengan interferencias entre sí y que el número de contactos no falle. Para el análisis en el módulo del programa CAE-FEM se elige el material con el cual se trabajara asegurándonos las propiedades físicas y mecánicas ya que estos parámetros van a influenciar de gran manera en el comportamiento del modelo, de la misma forma tendremos que imponer las condiciones de carga y soportes por toda la estructura para finalmente generar la malla específica para cada tramo según los criterios seleccionados, con esto los resultados van a ser coherentes y muy aproximados a la realidad.

3.7.1 Consideraciones previas para realizar la simulación del bastidor.

Para analizar el bastidor se toma en cuenta las cargas puntuales y distribuidas que se colocan sobre el mismo. Las sujeciones o restricciones van a ser colocadas donde van sujeta la suspensión que en este caso van a hacer muelles de ballestas. De esta manera se va a determinar el esfuerzo máximo, la deformación que va a tener la estructura y por último el factor de seguridad.

3.7.2 Material Utilizado para el Bastidor.

El material seleccionado tanto de los perfiles, de los largueros como el de los travesaños para la simulación del modelo es el acero AISI 1020 el cumple con las propiedades mecánicas para la realización de bastidores en vehículos de uso público.

Tabla 13
Constantes Acero AISI 1020 en el programa

Densidad	(7850 kg/m³)
Coeficiente de expansión Térmico	1.2* 10 ⁻⁰⁰⁵ (C ⁻¹)
Calor específico	434 (J/kg*C)
Conductividad Térmica	60.4 (W/m*C)
Resistividad	1.7 * 10 ⁻⁰⁰⁷ (ohm*m)

3.7.3 Asignación de cargas.

Las cargas que se van a distribuir por todo el bastidor se obtuvieron mediante el cálculo realizado con anterioridad los cuales son de tres orígenes distintos. En primer lugar, la carga puntual ejercida por el motor y el radiador en la parte delantera del vehículo, por otro lado, se generó la carga presupuestada para cuatro pasajeros con su respectivo equipaje de mano y por último se determinó la carga útil y de accesorios del Jeep. El valor de las cargas se detalla en la figura (42) de la siguiente forma:

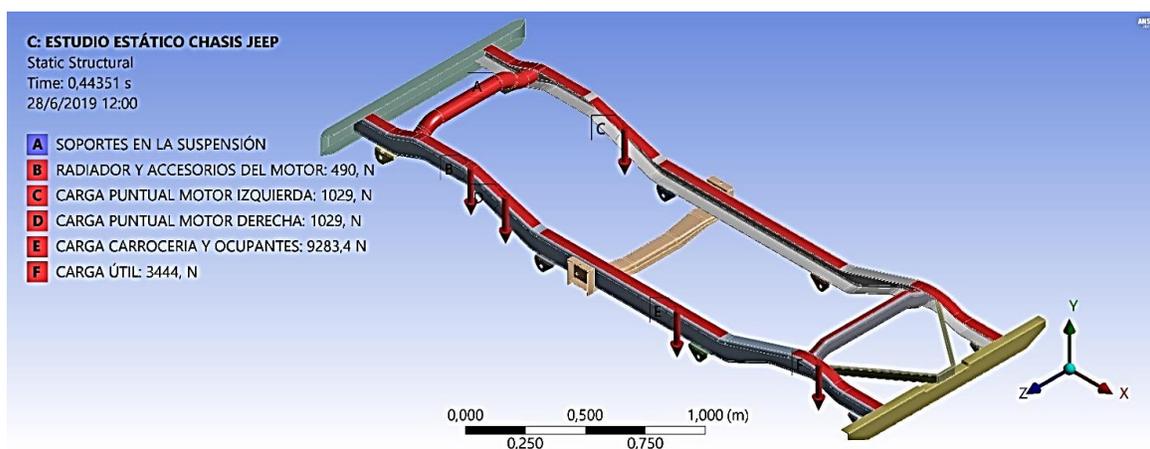


Figura 42. Asignación de cargas y puntos de anclaje.

3.7.4 Determinación del mallado.

En esta parte del análisis, se va a generar la malla adecuada para el tipo de carga considerando los tramos más importantes del bastidor.

Por la geometría del bastidor la cual está compuesta por perfiles y láminas que tienen sección transversal constante por lo que se tomó los elementos hexaédricos para mallar la estructura ya que estos presentan la ventaja de ser distribuidas y organizadas homogéneamente ocupando todas las partes del ensamble y asegurándonos que todo el sistema se encuentre mallado para proceder al estudio estático.

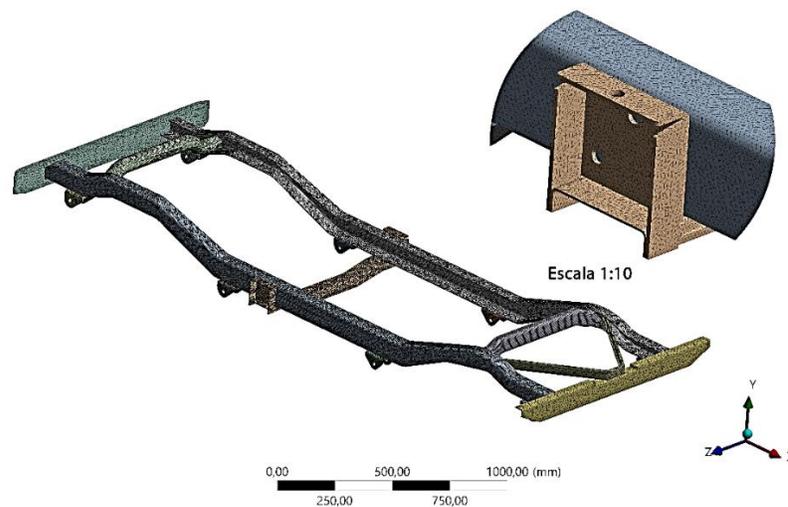


Figura 43. Diferente tipo de Malla en el Bastidor.

En la figura (44) se va a observar un tramo de malla según el tipo de elemento seleccionado.

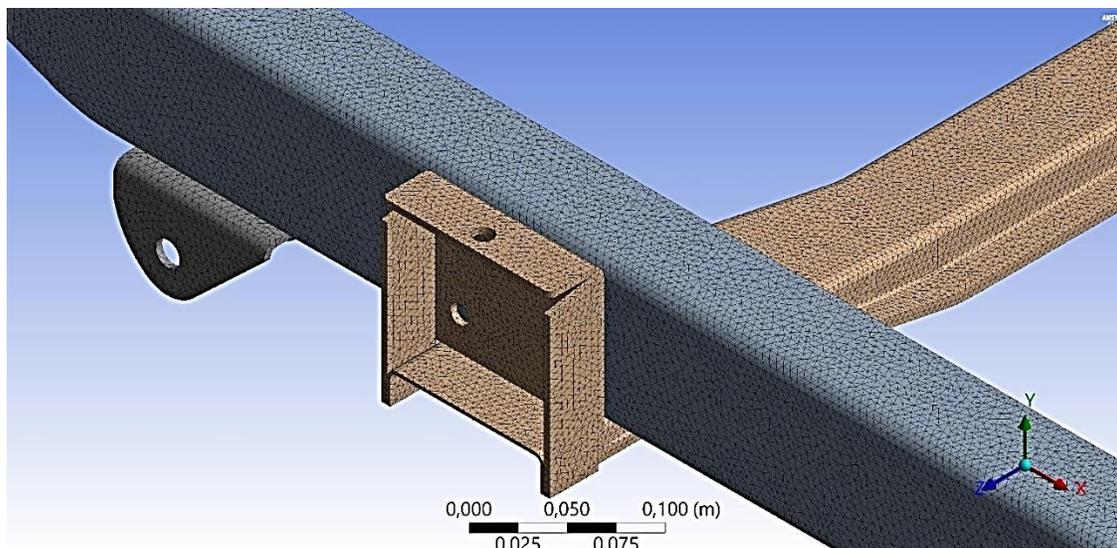


Figura 44.Elemento de mallado.

La malla que se estableció para el bastidor, consta de 1193733 nodos, 605768 elementos y la calidad de malla está en promedio de 0.76 el cual es un parámetro lo más cercano a 1 el valor de Jacobiano, esto indica que los resultados del análisis van hacer lo más cercano a la realidad.

MODELO BASTIDOR JEEP (C2) > Mesh	
Object Name	MALLADO
State	Solved
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Mesh Metric	None
Statistics	
Nodes	1193733
Elements	605768
Model Assembly	
Read Only	Yes

Figura 45.Características de mallado.

3.8 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.

Una vez que se ha determinado la malla e ingresado todas las cargas tanto puntuales como distribuidas, se va a proceder al último paso que es la resolución en el programa CAE – FEM el cual dará a conocer las deformaciones, tensiones y el factor de seguridad.

3.8.1 Deformación direccional en el eje Y

El resultado de la deformación respecto al eje “Y” indica que la zona que sufre la máxima deformación se encuentra en la parte del travesaño central, donde se asienta la carrocería y de forma perpendicular la caja de cambios del vehículo. En la figura (46) se puede observar que la deformación máxima que sufre el travesaño es de 0.1183 (mm).

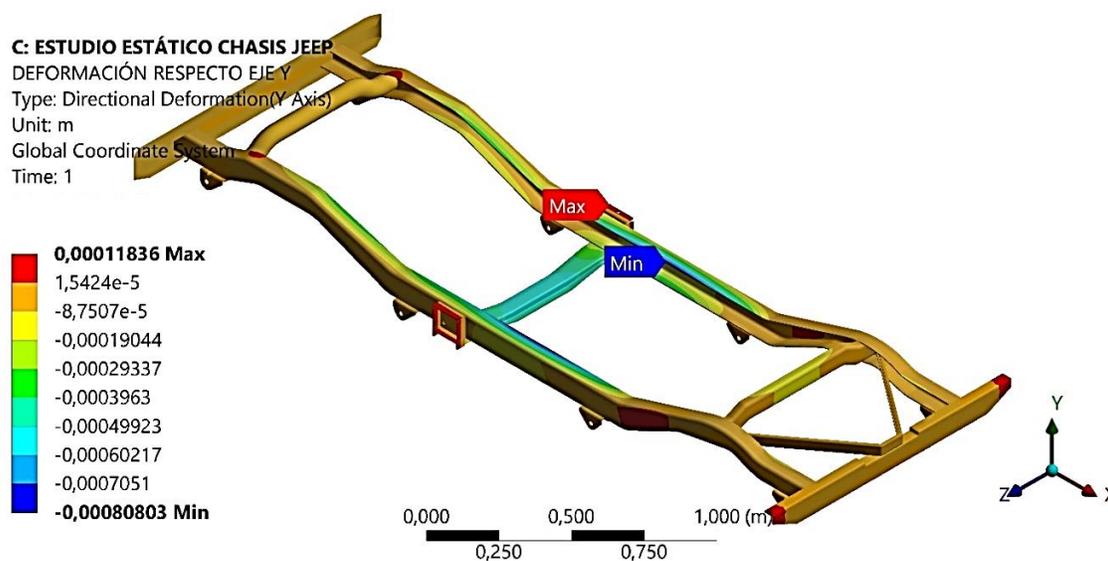


Figura 46. Deformación en el eje Y

La deformación mínima con respecto al eje “Y” que va a tener el bastidor es imperceptible dando un valor de 0.015 (mm) ubicada en la parte central de los largueros.

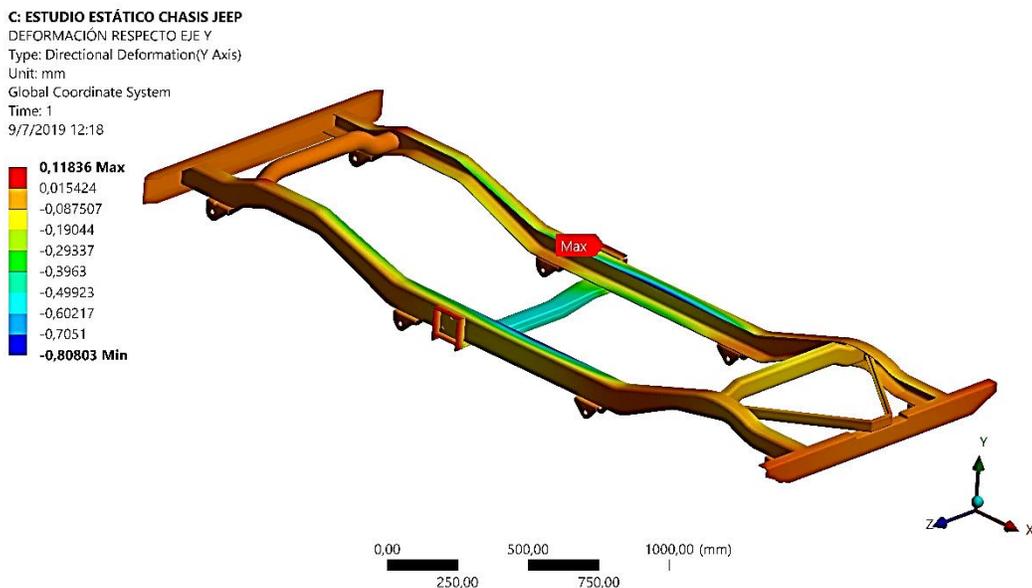


Figura 47. Deformación del bastidor

3.8.2 Determinación del máximo esfuerzo Principal.

El máximo esfuerzo que va a tener que soportar el bastidor se encuentra en la parte inferior donde se conecta el travesaño central con el larguero, como se observa en la figura (48) el bastidor tiende a deformarse en la parte plana del larguero torciéndose para el interior de la estructura.

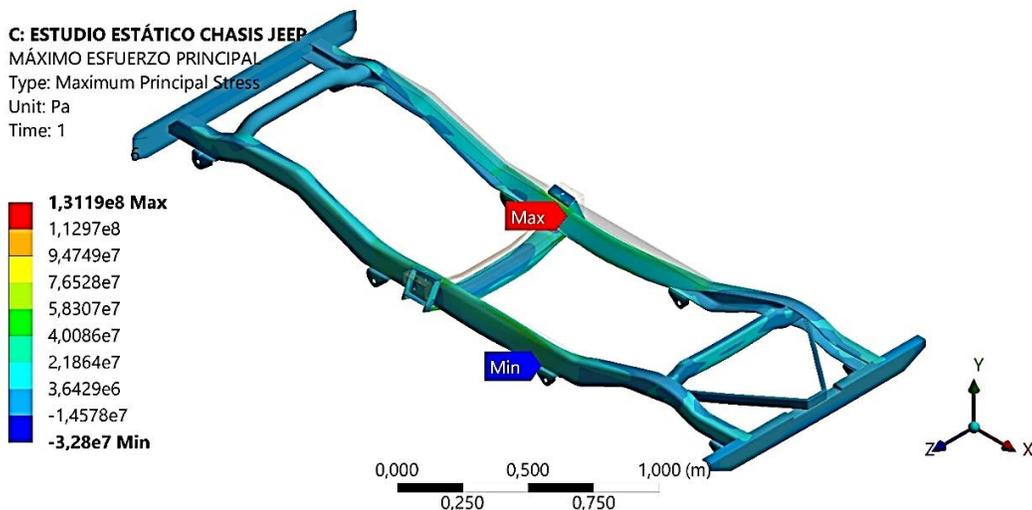


Figura 48. Máximo esfuerzo principal.

3.8.3 Esfuerzos máximos de Von Mises

Como se observa en la figura (49) el resultado obtenido para el análisis de esfuerzo máximo de Von Mises que entregó el programa es de 169.06 (MPa) como valor máximo y de 18.785 (MPa) como el valor mínimo. Estos valores no superan el esfuerzo último de fluencia del material que es 250 (MPa).

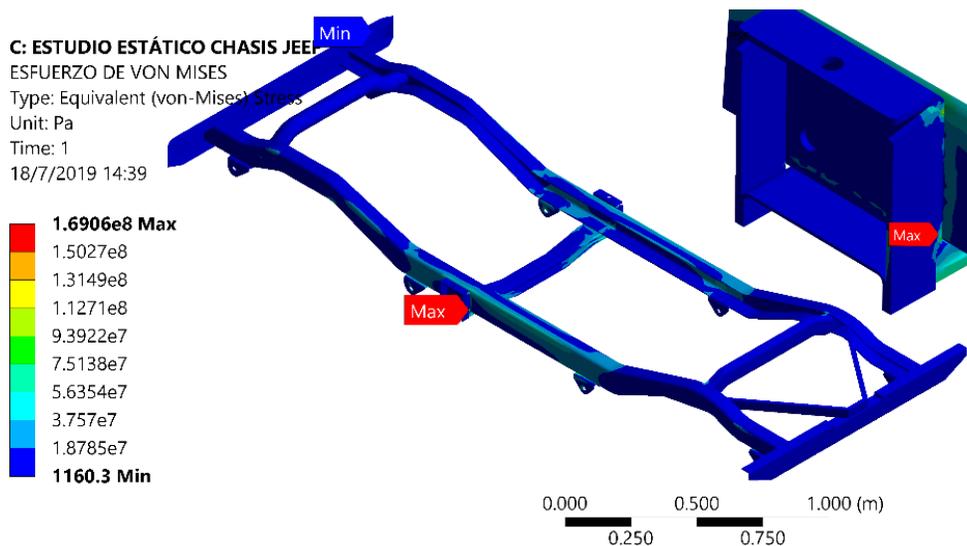


Figura 49. Esfuerzo máximo de Von Mises.

De igual manera la deformación que presentaría el bastidor sería hacia el interior de la estructura ya que el esfuerzo máximo se encuentra en la parte inferior en el centro del larguero donde se une el travesaño.

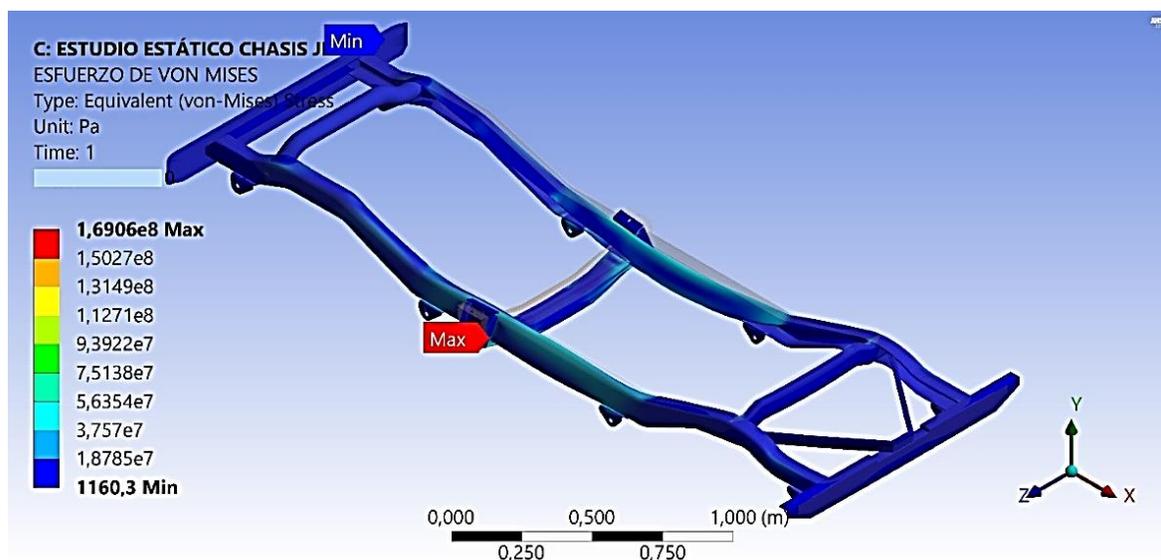


Figura 50. Deformación esfuerzo de Von Mises.

3.8.4 Factor de Seguridad en el bastidor.

Se puede observar en la figura (51) que el programa ha determinado un factor de seguridad máximo de 15 y de 1.478 como factor mínimo

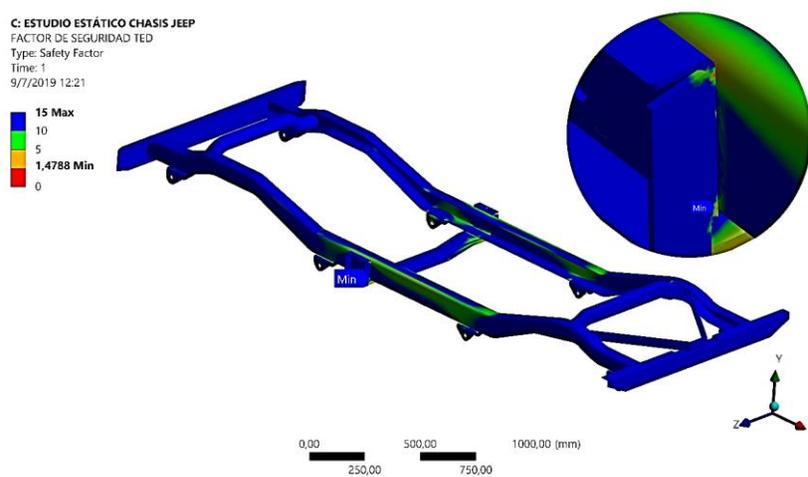


Figura 51. Factor de seguridad.

Estos resultados son favorables para el tipo de diseño, puesto que las partes que están de color azul son más resistentes a los esfuerzos provocados por las cargas estáticas, teniendo así en la parte del travesaño central una mayor concentración de esfuerzos producidas por las cargas lo que reduce el factor de seguridad.

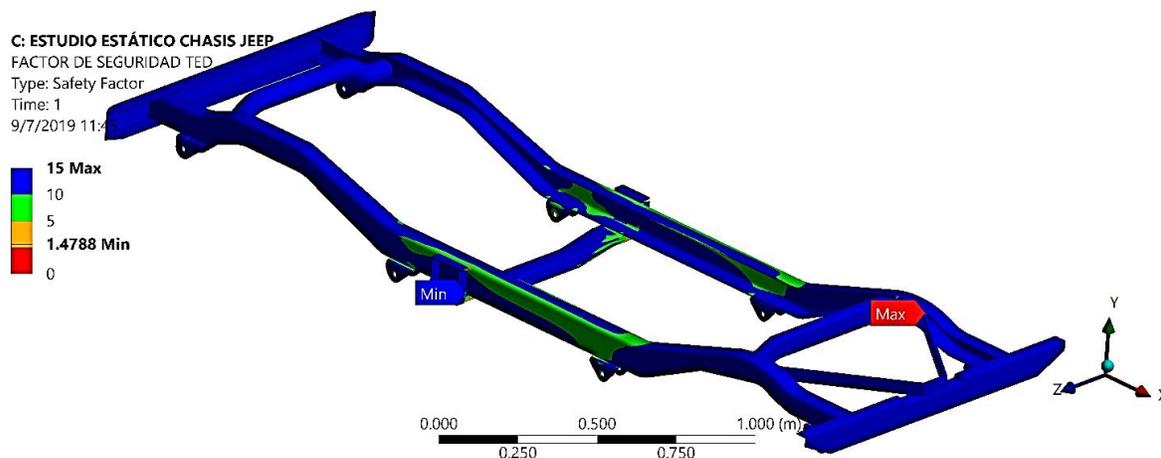


Figura 52. Factor de seguridad en el bastidor.

Para resumir el comportamiento producido por las diferentes cargas estáticas en el bastidor del vehículo Jeep Willys, se realizó la tabla siguiente, en donde se evidencia que el esfuerzo máximo producido no va a superar el límite de fluencia del material, las deformaciones más críticas van a estar en el travesaño central donde se asienta la carrocería del vehículo y como parte final del análisis se obtuvo un factor de diseño el cual está en los rangos favorables para el tipo de elemento diseñando.

Tabla 14
Resultados análisis estático

Resultados Obtenidos en el Análisis Estáticos	
Deformación direccional en el eje Y	Max: 0.1183 (mm) – Min:0.015
máximo esfuerzo Principal	Max: 131.19 (MPa) – Min: 3.642
Esfuerzos máximos de Von Mises	Max: 169.06 (MPa) – Min: 18.785
Factor de Seguridad en el bastidor.	Max: 1.47 – Min:15

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DINÁMICO DEL BASTIDOR Y LA CARROCERÍA.

4.1 Fallas producidas por cargas dinámicas

Las fallas producidas en máquinas se deben en su mayoría a cargas que varían según el tiempo y no a cargas ejercidas estáticamente. Estas fallas en los materiales ocurren a niveles de esfuerzo por debajo del límite elástico. Por lo que, solo un estudio estático puede generar diseños poco confiables cuando se presenten cargas de tipo dinámico.

Es indispensable considerar la ductilidad del material con el que se va a diseñar, así como su rigidez y la resistencia que presenta. Los elementos para máquinas se tienen que fabricar con materiales dúctiles, sobre todo a los componentes que se los somete a cargas que producen fatiga, a choque e impacto.

4.2 Cargas por fatiga.

Las cargas cíclicas o repetitivas varían según el tiempo las cuales van a causar falla por fatiga. Este tipo de cargas pueden ser diferentes e influenciar de manera importante dependiendo la aplicación para la cual está destinada la máquina. Por ejemplo, en máquinas rotativas, la amplitud de las cargas es uniformes a lo largo del tiempo y repetirse con la misma frecuencia. En equipo que presta servicios (vehículos de todo tipo), estas cargas tienden a ser, conforme pasa el tiempo,

bastante variables en amplitud al igual que en su frecuencia e incluso se define de naturaleza aleatoria.

4.3 Análisis dinámico del bastidor

Para el estudio dinámico del bastidor se generó un mallado conforme las cargas cíclicas aplicadas por toda la estructura. El material utilizado fue el mismo que en el análisis estático ya que este no puede variar sus límites de resistencia.

4.3.1 Deformación direccional al eje “Y” en simulación dinámica.

Al aplicar las cargas cíclicas en el bastidor, la máxima deformación que se puede observar en la figura (53) se encuentra en la sección central de los largueros con un valor de 2.495 mm, y las zonas menos afectadas van a ser los travesaños con un valor mínimo de 0.40 mm, lo que representa valores dentro del rango normal para este tipo de estructuras.

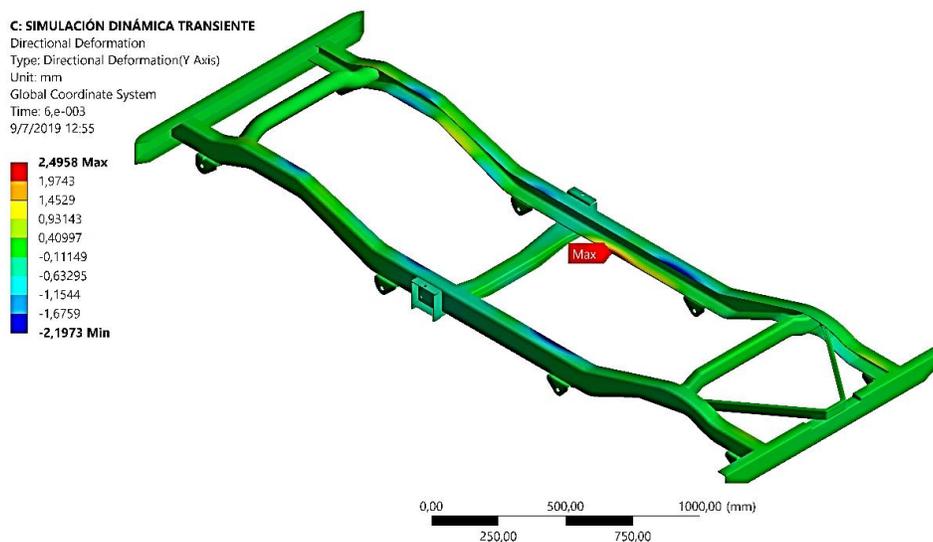


Figura 53. Deformación direccional transiente.

4.3.2 Esfuerzo de Von Mises para la simulación dinámica.

Se aprecia en la figura (54) que el esfuerzo máximo de Von Mises se encuentra en la junta del travesaño con el larguero en la parte central de la estructura y tiene un valor de 51.417 MPa, este esfuerzo no supera al límite de fluencia del material con el cual está construido, por lo que el bastidor puede soportar mayores cargas.

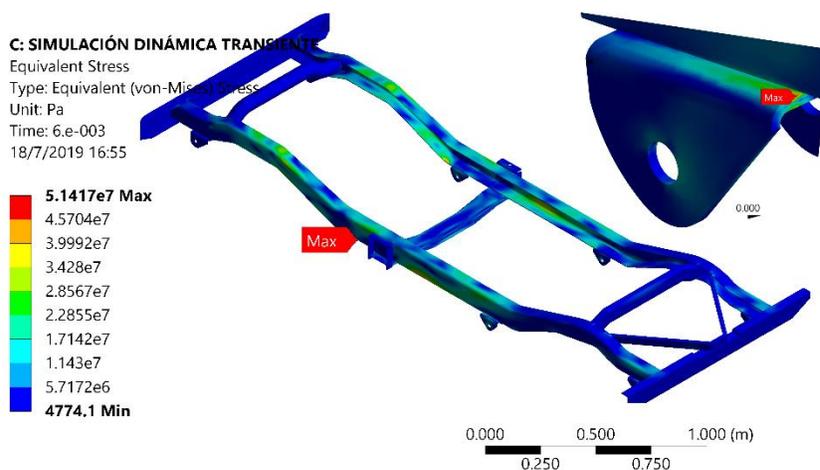


Figura 54. Esfuerzo Von Mises simulación transiente.

4.3.3 Factor de seguridad dinámico.

En la figura (55) se observa los puntos críticos donde el factor de seguridad va a estar afectado, como valor máximo se determina 3.676 el cual se encuentra en el soporte donde van colocados los amortiguadores en forma de ballesta. Se observa también que las partes de los largueros son las más afectadas ya que van a soportar la mayor parte de carga.

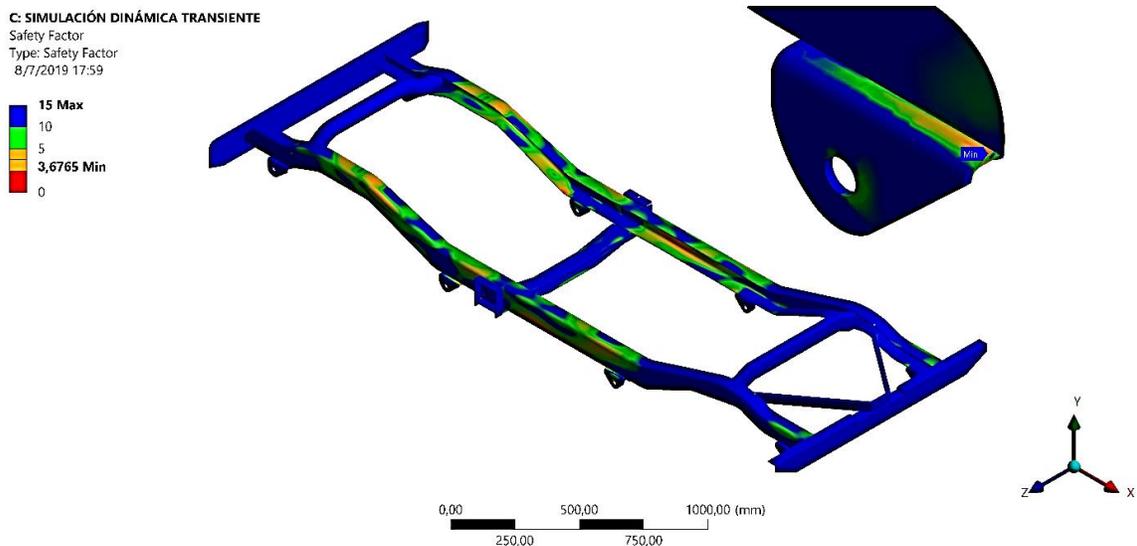


Figura 55. Factor de Seguridad Dinámico.

4.3.4 Ciclo de Vida.

Según el diagrama de fatiga de Goodman figura (56) se va a tener para una vida de 1000 000 ciclos se considera que el diseño tiene una vida infinita

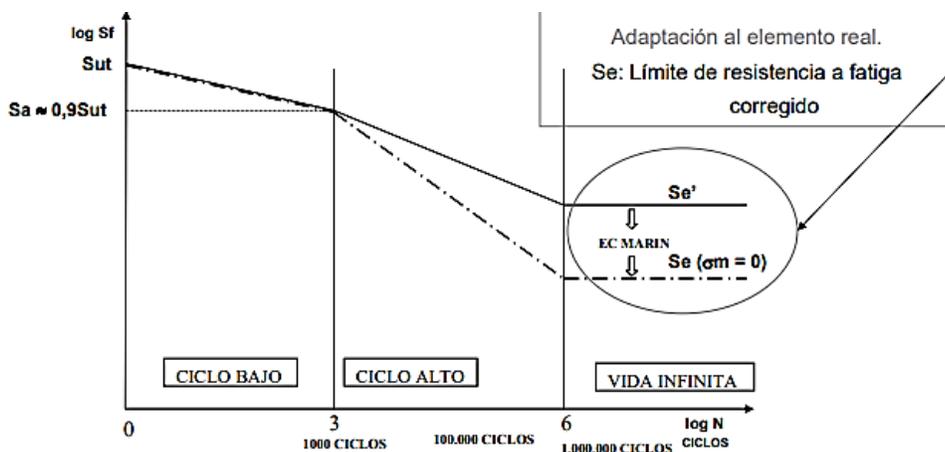
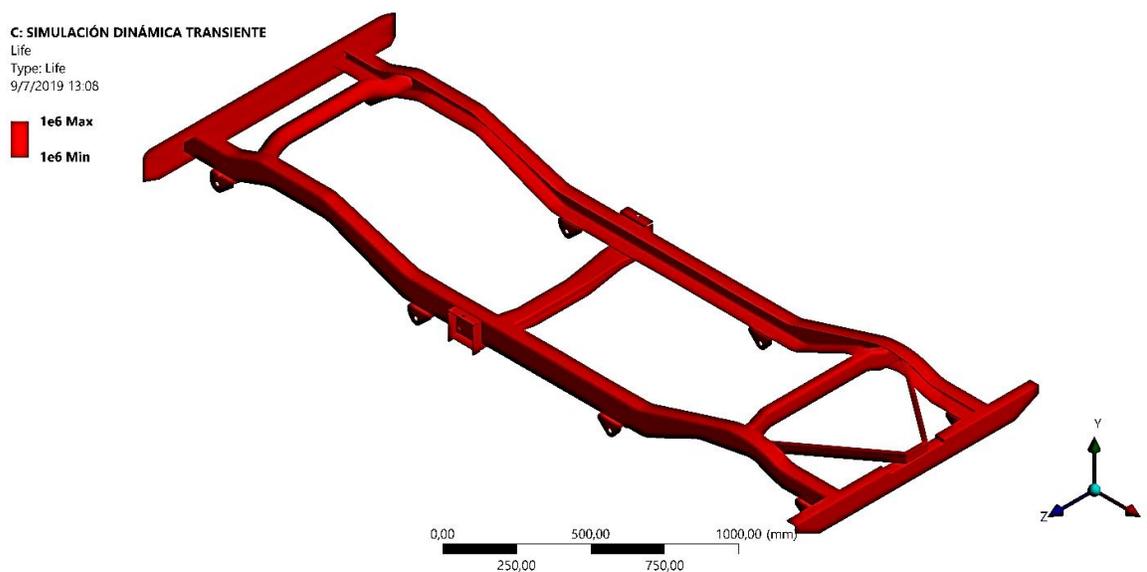


Figura 56. Diagrama ciclo de vida.

En la figura (57) se verifica los ciclos de vida del bastidor y los resultados son favorables para el tipo de trabajo que va a realizar la estructura.



*Figura 57.*Ciclo de vida del bastidor.

4.4 Cargas dinámicas

4.4.1 Carga de frenado (CF)

La carga de frenado es provocada cuando el vehículo presenta una aceleración negativa, esto da como resultado la presencia de fuerzas que actúan con dirección contraria a la estructura en el sentido del movimiento original debido a la inercia de la unidad.

La consideración de cargas presentes de aceleración o frenado, va a partir de parámetros de frenado de pánico; lo que quiere decir, que el vehículo se encuentra circulando a una velocidad máxima de 90 Km/h, el peso bruto vehicular completo y sobre una superficie horizontal, deberá

accionar los frenos totalmente en una distancia no mayor de 85 m. Para calcular el valor de esta carga se empleará la siguiente fórmula:

$$CF = M_{Tv} * a$$

Ecuación 37. Carga de frenado

$$V_1^2 = V_0^2 + 2aS$$

Se procede a despejar la aceleración para remplazarla en la ecuación de carga de frenado:

$$a = \frac{V_1^2 - V_0^2}{2S}$$

Donde:

Mt: Masa total del vehículo chasis (kg)

V0: Velocidad inicial (m/s)

V1: Velocidad final (m/s)

a: Aceleración (m/s²)

S: Espacio de desplazamiento (m).

$$a = \frac{0 - 27.77^2}{2 * 85}$$

$$a = 4.5363 \frac{m}{s^2}$$

Remplazando en la ecuación de carga de frenado:

$$CF = 968,97 \text{ kg} * 4.5363 \frac{m}{s^2}$$

$$CF = 4395.5386 \text{ (N)}$$

4.4.2 Carga de aceleración brusca (C_{Ab})

La carga de aceleración brusca siempre va a ser mucho menor en comparación a la carga de frenado, como, por ejemplo: si se quiere acelerar un vehículo de 0 a 90 km/h va a conllevar un tiempo extenso para que el vehículo reaccione, incluso si se necesitara acelerar de urgencia; pero si se viaja a 90km/h y por emergencia o algún tipo de accidente en la vía se necesita frenar el vehículo, se tendrá pocos segundos para hacerlo, lo que implica tener mayores cargas en esta instancia.

Las cargas de aceleración, al igual que la de frenado se transmiten desde los puntos de sujeción de la carrocería hacia las uniones entre la estructura del piso y los laterales y éstos con la estructura del techo, donde son absorbidas por la estructura en conjunto.

$$C_{ab} = -CF$$

Ecuación 38. Carga de aceleración Brusca

$$C_{ab} = -4395.5386 (N)$$

4.4.3 Valor de carga de giro (cg)

El vehículo al describir una trayectoria curvilínea; se ve sometido a la fuerza centrífuga, aunque no realice un giro de 360°, por pequeña que sea la longitud del trazado en curva de la carretera, aparece la fuerza centrífuga.

La inercia que se genera en el automóvil al ir por una curva hace que se salga de la carretera al arrastrar hacia la parte exterior de la curva. Para calcular la carga de giro se debe aplicar la ecuación siguiente:

$$F_c = \frac{V^2}{r_c} * M_t$$

Ecuación 39. Carga de giro

Donde:

F_c: Fuerza centrífuga (N)

M_t: Masa total de la carrocería terminada sin chasis (kg)

V: velocidad del vehículo (m/s²)

r_c: Radio de curvatura (m)

La fuerza centrífuga que se genera cuando el vehículo circula en una curva, deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del vehículo a plena carga y su centro de gravedad. La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 km/h y el radio de giro se establecerá en función de la siguiente tabla.

Tabla 15.
Radio de giro

Velocidad del vehículo (Km/h)	Radio de curvatura en la carretera (m)
80	250
85	300
90	350
95	400
100	450

105	500
110	550
115	600
120	700
125	800
130	900

Se va a tomar la velocidad máxima la que puede alcanzar el Jeep que es de 90 (Km/h) por lo tanto el radio de curvatura que describe a esa velocidad es de 350 (m). Los datos se remplazan en la ecuación de fuerza centrífuga:

$$F_c = \frac{25^2}{350} * 1100 \text{ kg}$$

$$F_c = 1964.2857 \text{ (N)}$$

4.5 Simulación Impacto Frontal.

4.5.1 Condiciones de borde

La simulación del chasis en el software en condiciones de carga de impacto frontal, se basa en restringir el movimiento en la cabina del piloto y copiloto, así como comprobar la deformación para precautelar la seguridad del conductor y su acompañante.

Se ubica una superficie equivalente al objeto de impacto, la fuerza del impacto debe producir una deformación en el chasis, esta deformación es mínima y no afecta el habitáculo del conductor ni produce lesiones a los ocupantes.

C: IMPACTO FRONTAL

Explicit Dynamics

Time: 1,e-003 s

15/7/2019 17:46

- A** Displacement
- B** Velocity

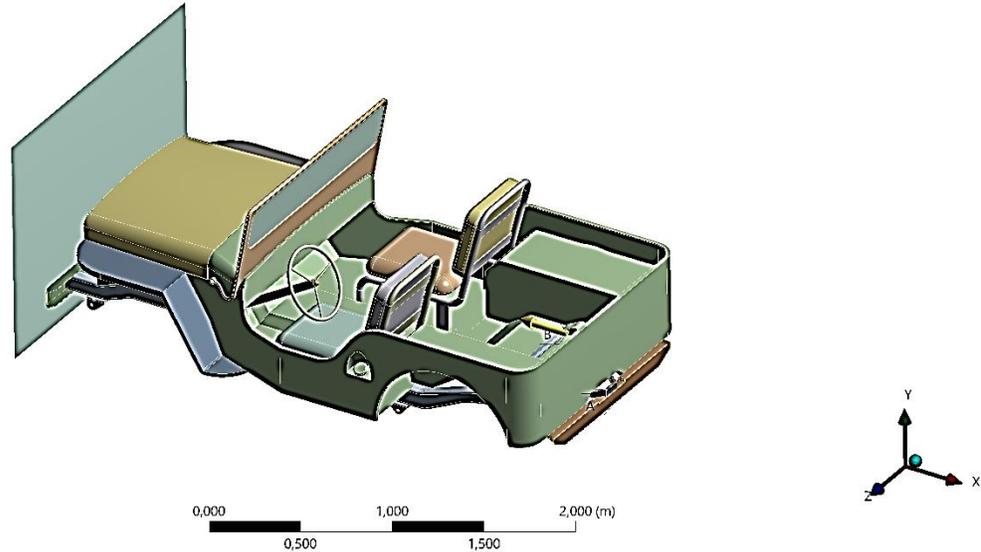


Figura 58. Condiciones de borde

4.5.2 Esfuerzo de Von Mises

El Esfuerzo máximo de Von Mises se sitúa en la parte frontal del vehículo y tiene un valor de 293 Mpa , para efectos de simulación se utiliza el tiempo de 0.001 s , se muestra una deformación mínima debida al impacto y su tamaño no afecta a los ocupantes del vehículo en la cabina.

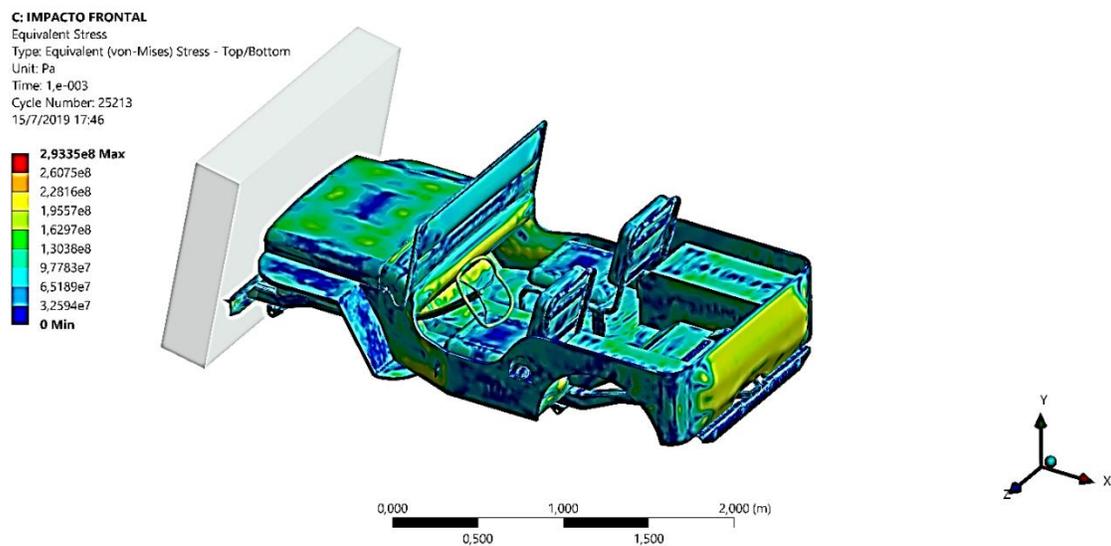


Figura 59. Esfuerzo de Von Mises

4.5.3 Deformación direccional

La deformación dirección en el eje X tiene un valor máximo de 12.33 *cm*, esta se produce debido a la energía generada en el impacto

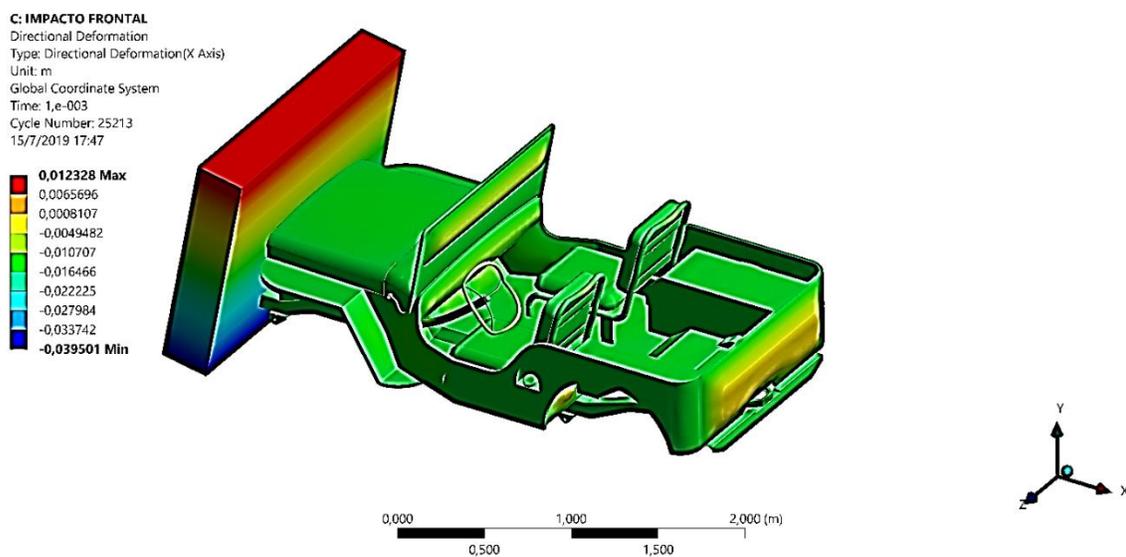


Figura 60. Deformación en dirección "X"

4.5.4 Deformación Unitaria Equivalente

La deformación unitaria se la define como la relación que se da entre la deformación total y la longitud total del elemento. Permite determinar los efectos que provoca los esfuerzos de tensión o compresión axial que actúan sobre el elemento a analizar.

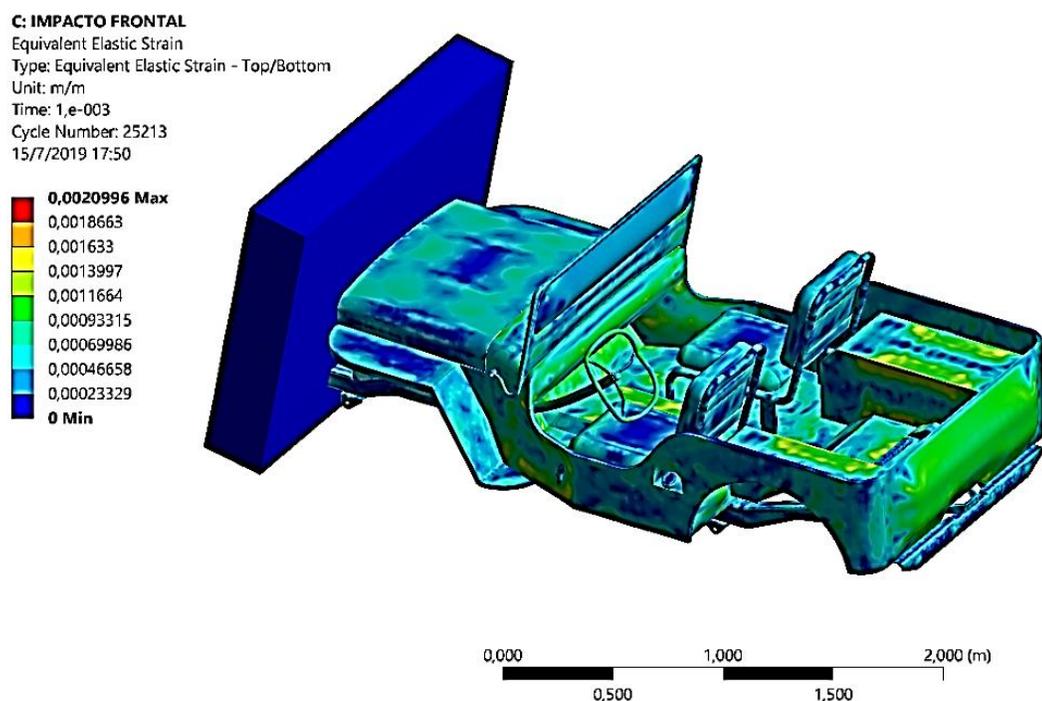


Figura 61. Deformación Equivalente en impacto frontal

4.5.5 Absorción de energía en la parte frontal del bastidor.

Una vez realizada la simulación de impacto frontal, se calcula la energía cinética que va a perder el chasis en la colisión frontal y se procede de la siguiente manera:

Se va a obtener la energía cinética antes del impacto mediante la ecuación.

$$Ec_1 = \frac{1}{2} m_1 (v)^2$$

Ecuación 40. Energía Cinética

Donde:

$Ec_1 =$ *Energía cinética antes del impacto.*

$m_1 =$ *masa del Jeep (Kg).*

$v_1 =$ *velocidad inicial del vehículo (m/s).*

$$Ec_1 = \frac{1}{2} (1852.23Kg)(15.2778)^2$$

$$Ec_1 = 216.22 \text{ kJ}$$

Ahora se procederá a calcular la energía cinética después del impacto.

$$Ec_2 = \frac{1}{2} (m_1 + m_2) * (v_2)^2$$

Donde:

$Ec_2 =$ *Energía cinética después del impacto.*

$m_2 =$ *Masa de la barrera o pared (kg).*

$v_2 =$ *velocidad final del bus.*

La velocidad final de impacto que tendrá el Jeep se lo determina calculando con la siguiente ecuación:

$$V_2 = \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} * V_1$$

$$V_2 = \frac{1852.23}{(1852.23 + 10000)} * 15.2778^2$$

$$V_2 = 0.023m/s$$

Por lo tanto, la energía cinética después del impacto es:

$$Ec_2 = \frac{1}{2} * (1852.23 + 10000) * (0.023)^2$$

$$Ec_2 = 3.134 J$$

Se va a calcular la energía cinética perdida en la colisión mediante la diferencia de energías ya calculadas:

$$Ec_1 - Ec_2 = 216.22 \text{ kJ} - 3.134 J$$

$$Ec_1 - Ec_2 = 216224.7 J$$

A continuación, se determina la energía cinética en fracción perdida en el impacto frontal:

$$\frac{Ec_1 - Ec_2}{Ec_1} = \frac{216224.7 J}{216227.84 J} * 100$$

$$\frac{Ec_1 - Ec_2}{Ec_1} = 97\%$$

En la figura se muestra la energía total interna de deformación en función del tiempo. Al tratarse de un impacto totalmente frontal, la estructura va a tener una mejor absorción ya que la parte delante va a recibir el mayor daño, consiguiendo que el habitáculo no sea afectado.

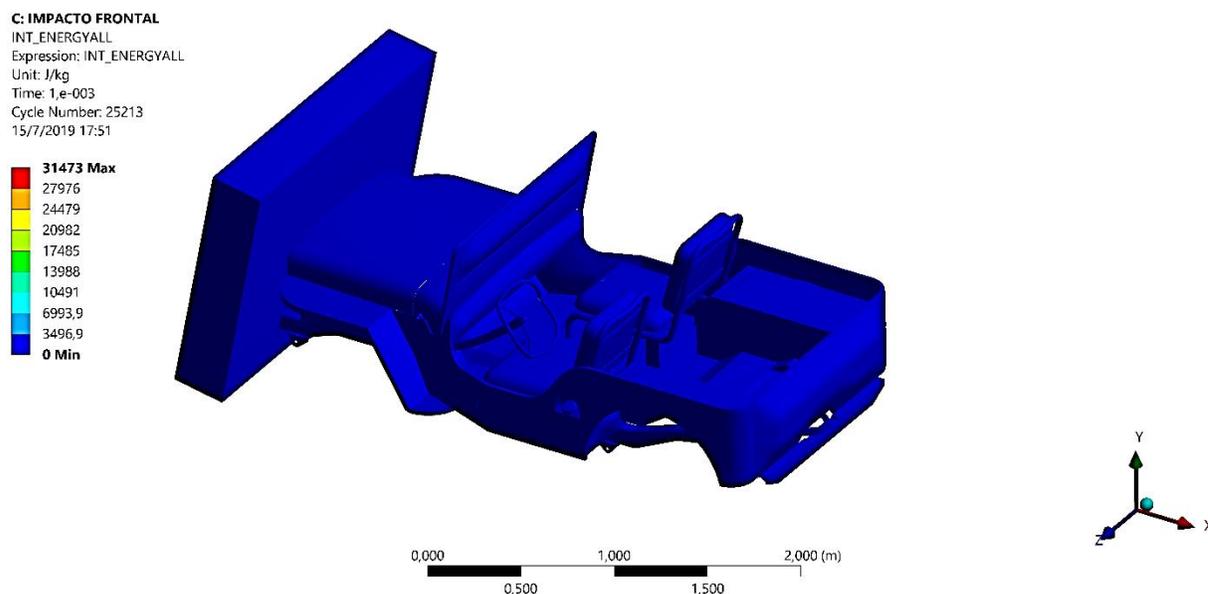


Figura 62. Energía total desprendida impacto

4.6 Simulación Impacto Lateral.

En la prueba de Euro NCAP, el vehículo se lanza lateralmente con una velocidad aproximada de 32 km/h dirigiéndose a una pared rígida y delgada. El vehículo forma un ángulo recto con la pared en la dirección del movimiento o, como se realiza a partir de 2015, en un pequeño ángulo alejado de la perpendicular.

En el estudio realizado por (NCAP, 2015) dice que la prueba de impacto lateral se desarrolla con parámetros estrictos, ya que intenta determinar la protección que brinda el vehículo para que la cabeza del conductor no sufra daño alguno. Si el automóvil no presenta una protección eficaz, la cabeza de los ocupantes se vería afectada producto del golpe contra el mástil, lo que provocaría graves lesiones. Como manera de protección para la cabeza de los pasajeros en los vehículos modernos se instalan airbags (normalmente airbags de cortina instalados sobre las ventanillas

laterales, aunque a veces también se trata de airbags de tórax/cabeza instalados en el asiento) este método se han convertido en una solución simple, pero el rendimiento de dichos dispositivos están sujetos al funcionamiento correcto de los sensores quienes van a controlar de manera eficaz la activación correcta y el tiempo de respuesta que van a tener.

4.6.1 Condiciones de frontera y malla.

Para el análisis de impacto lateral se colocó la velocidad de 35 km/h como indica la norma, el elemento al cual impacta es una pared solida la cual tienes propiedades elásticas. Para la malla se utilizó elementos hexaédricos y por tratarse de una simulación de gran escala, se optimizo la malla en los elementos que no van a ser muy afectados transcurrido el impacto.

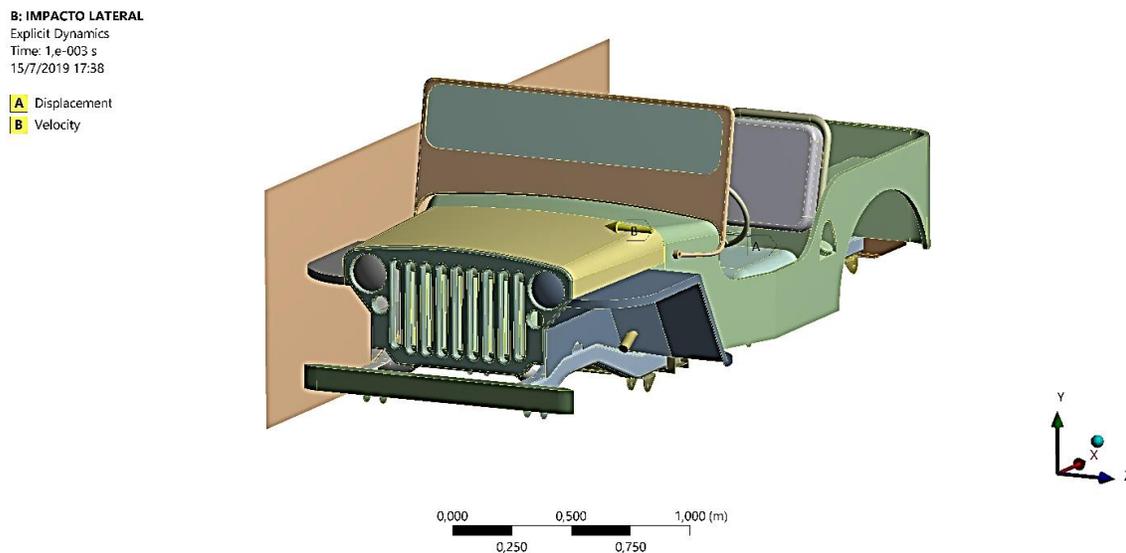


Figura 63. Condiciones de borde impacto lateral

4.6.2 Deformación respecto al eje “Z”.

La deformación máxima que va a presentar el vehículo se presenta en la parte de la puerta, la cual sufre una deformación máxima con el valor de 18.36 (mm).

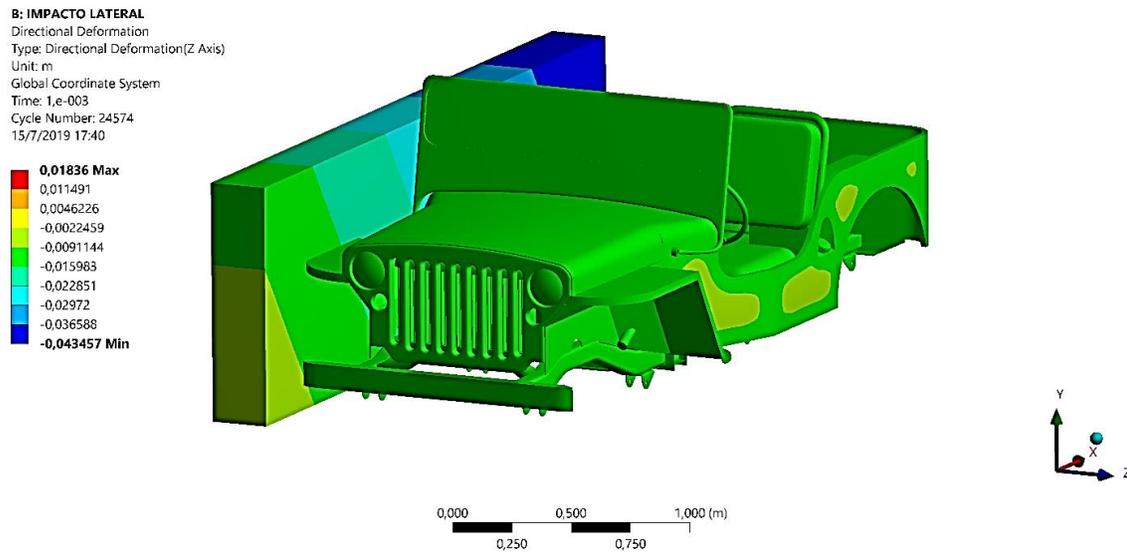


Figura 64. Deformación respecto al eje

4.6.3 Esfuerzo de Von Mises en impacto lateral.

El máximo esfuerzo de Von Mises se produce en la parte inferior de la puerta lateral en donde impacta el Jeep con un valor de $(9.788 \cdot 10^7)$ como observamos en la figura:

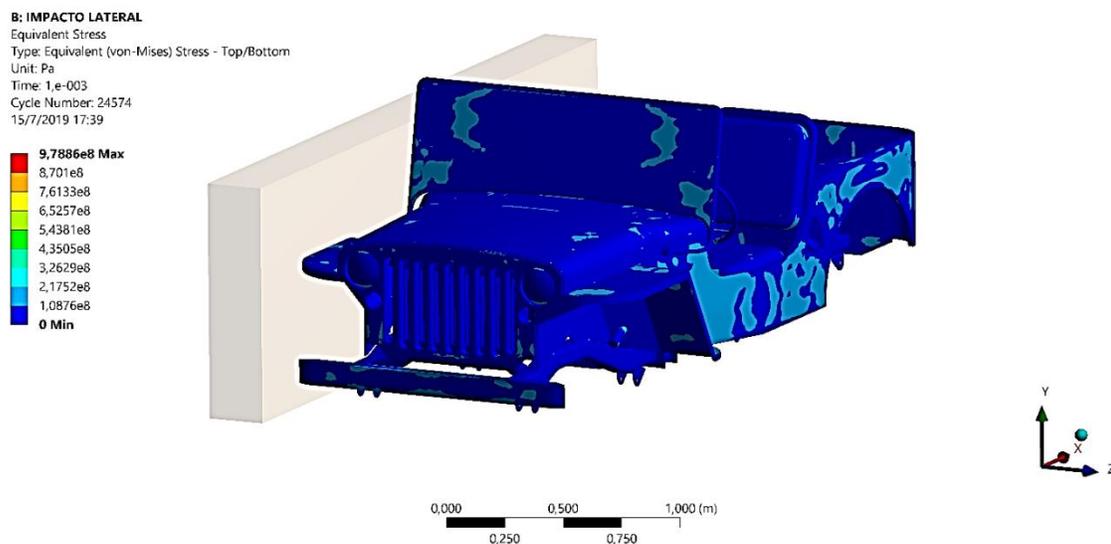


Figura 65. Esfuerzo de Von Mises impacto lateral

4.6.4 Energía interna de Deformación

La energía máxima de deformación está representada en el punto donde el vehículo hace contacto con la pared. Con un valor de $4.66 \cdot 10^5$ (J/Kg). Como se puede observar en la figura:

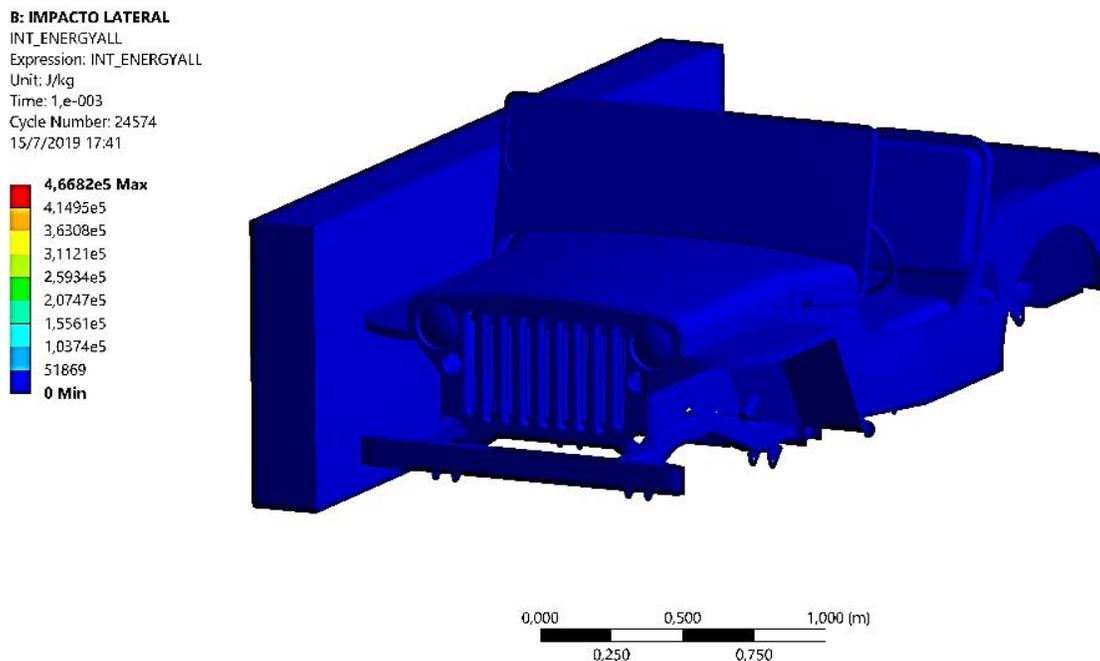


Figura 66. Energía interna de deformación impacto lateral.

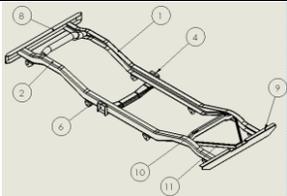
CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL BASTIDOR JEEP WILLY

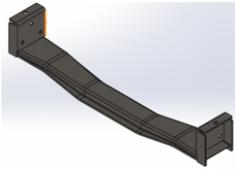
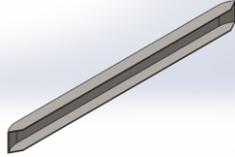
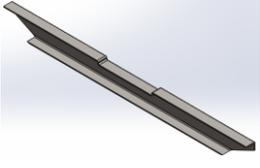
En el presente capítulo se detalla el diseño de los diferentes elementos del bastidor y la reconstrucción respectiva que se le da, para que tenga un desempeño óptimo cuando el vehículo se encuentre funcionando.

5.1 Proceso de reconstrucción del bastidor.

Para el desarrollo de la reconstrucción del bastidor, se realizó la hoja de procesos en la cual se va a detallar los parámetros de manufactura, así como, el proceso al cual están sometidos los elementos del bastidor, el material utilizado y el tiempo en el cual se efectúa la operación de mecanizado.

N°1	HOJA DE PROCESO											
ELEMENTO: Bastidor		DENOMINACIÓN: Construcción			OBSERVACIONES							
RESPONSABLES	David Bohórquez		MATERIAL: AISI 1020			Las partes principales del bastidor. Se realiza el despiece y el proceso de manufactura						
CANTIDAD	1											
TIEMPO ESTIMADO: 80 horas	TRATAMIENTO TÉRMICO:			Ninguno								
TIEMPO REAL: 55 horas												
				PIEZA	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES					
				1	1	Larguero	3117;100;4 (mm)					
				2	1	Larguero	3117;100;4 (mm)					
				4	1	Trav. Central.	742.95;100;4 (mm)					
				6	8	Soporte Ballest	70;63,25;4 (mm)					
				8	1	Trav. Frontal	1212;50;4(mm)					
				9	1	Trav. Posterior	1168,83;50;4 (mm)					
				10	1	Trav. En K	178;50;4 (mm)					
				N°	PIEZA	FASE	OPERACIÓN	CROQUIS	PARAMETROS DE MECANIZA	HERRAMIENTAS		TIEMPO (h)
										E.P.M	E.P.P	
1	Larguero derecho.	Laminado	Corte y laminado de viga derecha del bastidor.		Trazado y Preparación.	Laminadora CP	MAGUGU	12				

CONTINUA 

2	Larguero Izquierdo	Laminado Cortado	Corte y laminado de Izquierda del bastidor.		Trazado y Preparación.	Laminadora CP	MAGU	12	
4	Travesaño Central.	Modelado	Moldeado y Taladro		Corte. Taladro 350 rpm/ por todo	TR	MAGU	10	
6	Soporte Ballestas.	TD Cortado	Corte y Doblado de Chapa.		CR Taladro 300 rpm/ por todo.	CR AM	MAGU	5	
8	Travesaño Frontal.	Laminado Cortado	Corte y laminado de travesaño frontal del bastidor.		Trazado y Preparación.	Laminadora CP	MAGU	8	
9	Travesaño Posterior.	Laminado Cortado	Corte y laminado de travesaño posterior del bastidor.		Trazado y Preparación.	Laminadora CP	MAGU	8	
10	Travesaño en forma de K	Laminado Cortado	Corte y doble de travesaño forma en K del bastidor.		Trazado y Preparación.	Laminadora CP. BA	MAGU	5	
DESIGNACIÓN DE CÓDIGO A HERRAMIENTAS			UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE - LATACUNGA DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ						
CP: CORTE PLASMA REF: REFRIGERANTE BUR: BURIL AM: AMOLADORA TR: TRONZADORA BA: BAROLADORA MA: MANDIL GA: GAFAS GU: GUANTES E.P.P: EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL			PROYECTO	Análisis y reconstrucción estructural del bastidor de un vehículo jeep modelo willys del año 1952 por elementos finitos					
			DETITULACIÓN						
			LUGAR Y FECHA	Latacunga, 18 de julio del 2019				MASA TOTAL:	650 Kg
			REALIZADO POR:	David Bohorquez	FECHA:	18/7/2019	SOLDADURA	MIG	
			REVISADO POR:	Ing. Guido Torres	FECHA:	18/7/2019	APROBADO		

5.2 Montaje de sistemas mecánicos de suspensión en el bastidor.

Para el ensamble del sistema de suspensión por ballesta se realizó el flujograma, como se visualiza en la figura de abajo, en donde se especifica con detalle los elementos y herramientas que se utilizan.

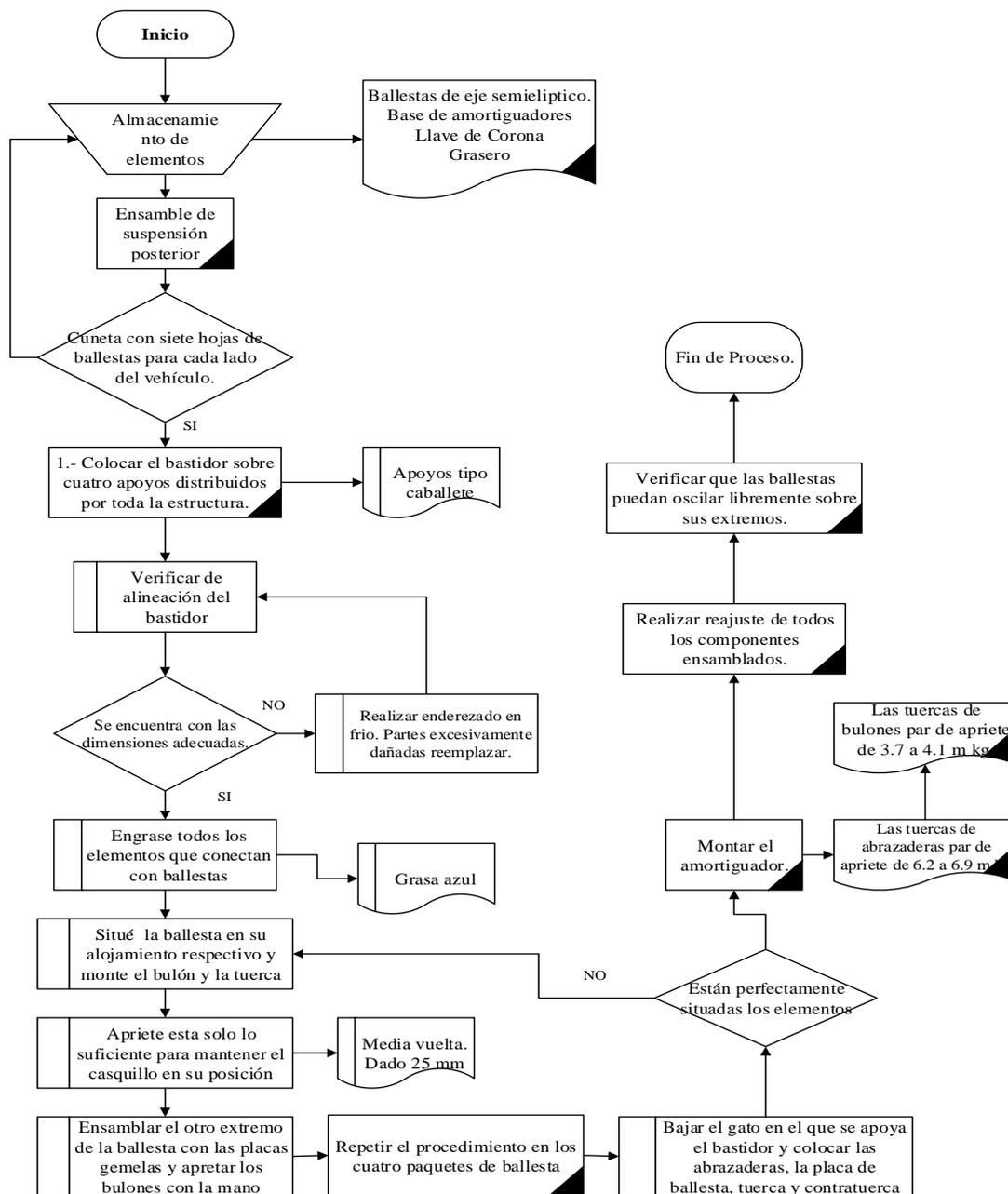


Figura 67. Diagrama de proceso

Para la comprobación del bastidor, se va a colocarlo sobre apoyos tipos caballetes distribuidos por toda la estructura. Con la ayuda de un flexómetro medimos todos los puntos para verificar si están correctas las medidas, si el bastidor presenta alguna deformación proceder a enderezar en frío para que no afecte el diseño ni la estabilizar el vehículo Jeep.

Para colocar las ballestas (1) se sitúa los alojamientos, ensamblar el bulón y la tuerca. Apretar solo lo suficiente para mantener el casquillo en su posición hasta que el vehículo este a nivel del suelo.



Figura 68. Comprobación bastidor.

Situar el otro extremo de la ballesta y montar las placas de gemela y apretar los bulones con la mano como se observa en la figura.

Colar el puente sobre la ballesta bajando el bastidor de los apoyos. Situar las abrazaderas, la placa de ballesta, tuercas y contratueras respectivamente. Asegurar el perfecta apriete de las abrazaderas y montar el amortiguador.



Figura 69. Ajuste de ballestas

Situar el puente delantero en los apoyos de ballesta y ajustar los pernos de las abrazaderas para dejar fijo el puente y proceder a colocar los neumáticos.



Figura 70. Sujeción puente de transmisión

Soldar los apoyos de la carrocería a los largueros del bastidor los cuales deben estar situados según especificaciones del fabricante.



Figura 71. Soldadura de apoyos carrocería

Reajustar y comprobar que los elementos ensamblados de las ballestas estén correctos. Dejar que los apoyos sean flexibles para que cumpla la función de amortiguar. Colocar cobertores en los neumáticos y proceder a pintar el bastidor.



Figura 72. Ensamble y pintura del bastidor

5.3 MARCO ADMINISTRATIVO Y RECURSOS

Se detalla los recursos y herramientas tecnológicas e informáticas utilizados, además la inversión realizada por cada integrante para la culminación del proyecto. Los costos están establecidos de acuerdo a la información proporcionada por proveedores, con gran dominio en el tema propuesto anteriormente.

5.3.1 Recursos humanos

Para la ejecución del proyecto se contó con miembros importantes y fundamentales que permitieron llevarlo a cabo exitosamente, se detalla los creadores del presente proyecto que está conformado por: David Bohórquez y Carranza Christian, además se obtuvo el apoyo y asesoramiento del Ing. Guido Torres MSc como director del proyecto.

5.3.2 Recursos tecnológicos

Para la ejecución del proyecto se utilizó recursos y herramientas tecnológicas e informáticas, entre los más significativos se tiene: Software CAD, software CAE, software CAM y otros recursos que ha facilitado la recolección, investigación y respaldo de la información en relación al proyecto; la misma que se encuentra detallada en la tabla.

Tabla 16. Recursos tecnológicos.

Descripción
Software CAM
Software CAE
Software CAD
Cámaras fotográficas

5.4 Costos

Para cubrir los costos que se necesitaban para culminar el proyecto nosotros: David Bohórquez y Carranza Christian, nos responsabilizamos en cubrir los gastos necesarios para culminar con éxito el propósito de investigación sobre el proyecto con autofinanciación.

5.4.1 Análisis financiero

En el presente proyecto se da a conocer los costos de materiales, elementos e insumos de la misma forma la cantidad que implico para la construcción del prototipo del proyecto.

- **Materiales para la reconstrucción del bastidor y la carrocería.**

En la tabla 17 se detalla los componentes que se utilizó para la reconstrucción y ensamble de la estructura del bastidor y la carrocería del vehículo Jeep.

Tabla 17. Materiales

Descripción	C/ unitario	Cantidad	Total
Estructural canal “u” ASTM A36	60.00	3	180.00
Tubo rectangular ASTM A-36	70,00	1	70.00
Pernos de 5/8	3.00	12	36.00
Plancha de toll acero ASTM A-36	30	3	90.00

- **Pintura y acabados.**

En la tabla 18 se detalla los componentes que se utilizó para el proceso de pintura y acabados del prototipo vehículo Jeep Willys.

Tabla 18. Pintura y acabados.

Descripción	Elemento	Total
Pintura al horno	Bastidor	250
Pintura al horno	Carrocería	400
Cromado	Piezas externas e internas	180
TOTAL		830

- **Gastos varios**

En la tabla 19 se detalla los gastos que se realizó para la reconstrucción programada del vehículo jeep Willys.

Tabla 19. Gastos Varios

Descripción	C/ unitario	Cantidad	Total
Curso de diseño asistido por computadora	220.00	2	440.00
Soldadura MIC	70,00	1	70.00
Costos imprevistos	500	1	500

5.4.2 Total de gasto

En la tabla 20 se da a conocer un resumen de los costos generados de los materiales utilizados en el prototipo del vehículo Jeep.

Tabla 20. Gastos totales

Descripción	Costo Unitario
Materiales del bastidor y carrocería	376
Pintura y acabados.	830
Gastos Varios	1.010
<i>TOTAL</i>	<i>2.216,00</i>

Capítulo VI

Conclusiones

Al finalizar el trabajo de titulación, se determinan las siguientes conclusiones:

- Un Jeep Willis es una estructura integral que forma una unidad entre carrocería y bastidor, mediante sujeciones, pernos y soldaduras constituyendo una estructura de tipo jaula, de acero tridimensional. Una de las características es el uso de acero AISI 1020, en la estructura, el cual impide que la deformación sea excesiva y a la vez peligrosa para los ocupantes.
- Se obtuvo información en bases de datos físicas y digitales, como manuales de usuario, manuales mecánicos y textos especializados en el diseño construcción y reconstrucción de Jeep Willis, el cual detalla los parámetros a tomar en cuenta para la reconstrucción, configuración de los componentes sobre cada zona del bastidor. Al no contar con una norma específica para vehículos todo terreno, se toma en cuenta aplicar cargas experimentalmente.
- Para el análisis estático se colocó las cargas puntuales y distribuidas como carga puntual del motor dividida entre dos, la deformación máxima que se produce es 0.1183 mm, se puede apreciar por el número, que dicha deformación es mínima y despreciable, y se encuentra dentro de un promedio donde el bastidor no sufrirá una deformación.
- Se determinó las zonas de mayor incidencia de las cargas, por medio del software especializado CAD CAE, con un rango muy bajo de deformación y un esfuerzo de Von Mises aceptable para

la operación, estos valores no superan los límites del material tanto en fluencia como esfuerzo máximo.

- El perfil UPAF 50x100x4 se escogió a partir de la determinación del esfuerzo máximo producido por las cargas estáticas que es de 169.06 (MPa), teniendo en cuenta que el esfuerzo último de fluencia del material que es 250 (MPa), el perfil no sufre deformación que afecte la función operativa de dicho elemento.
- El presente análisis parte de un estudio detallado que determina el modelado geométrico y matemático de una estructura autoportante para el Jeep Willis, en el cual se determina la vida útil del bastidor y se procede a la reconstrucción del vehículo con el bastidor original y la carrocería metálica sujeta mediante varios tipos de uniones.

Recomendaciones

- Para la reconstrucción de un Jeep se debe evitar que la geometría de la estructura no tenga alguna desigualdad o divergencia al momento de ensamblar y realizar algún doblado del mismo, es decir que tenga un diseño paralelo.
- Utilizar de software CAD, CAM, CAE para realizar el análisis y diseño de la estructura con el fin de utilizar recursos tecnológicos que ayuden a resolver algún proceso de dimensionamiento y simular las cargas que pueden atentar a la integridad del vehículo.

- Utilizar una malla de buena calidad (0,76) mediante el uso de elementos triangulares, cuadráticos, tetraedros que presentan excelente distribución de deformación hacia la solución real. La calidad de mallado se puede comparar mediante los tipos de elementos establecidos en el Capítulo II.

Referencias bibliográficas

Jordan, J. (13 de Junio de 2017). *Especificaciones para un Jeep Willys*. Obtenido de Puro Motor : Recuperado el 30 de septiembre del 2019 [https://www.puromotores.com/13116183/especificaciones-para-un-jeep-willys-](https://www.puromotores.com/13116183/especificaciones-para-un-jeep-willys-1948?fbclid=IwAR1TAYtTiZbaAy0iWtoqbbyCCxx6hp4kNf8zRKejAioPnOeEUROtJYn8pdE)

[1948?fbclid=IwAR1TAYtTiZbaAy0iWtoqbbyCCxx6hp4kNf8zRKejAioPnOeEUROtJYn8pdE](https://www.puromotores.com/13116183/especificaciones-para-un-jeep-willys-1948?fbclid=IwAR1TAYtTiZbaAy0iWtoqbbyCCxx6hp4kNf8zRKejAioPnOeEUROtJYn8pdE)

Alain. (3 de Abril de 2018). *Chasis Jeep Willys MB*. Obtenido de: Recuperado el 12 de junio del 2019 <https://es.wallapop.com/item/chasis-jeep-willys-mb-216362096>

ALAN, C. C. (2011). ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR MEDIO DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO DEL MONOCASCO DE UN AUTO FÓRMULA 3. *INGENIERÍA MECÁNICA*. INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL-UNIDAD AZCAPOTZALCO, Mexico.

Beltrano, E., Stuardi, J., & Chiappero, G. (2017). Influencia de la rigidez torsional del chasis en el comportamiento dinámico de un vehiculo de la categoria Súper TC 2000. *FCEF y N*, 32-35.

Borja, R. S., & Morocho, P. S. (2017). *Analisis estructural mediante el metodo de elementos finitos del chasis del vehiculo formula SAE eléctrico*. Cuenca.

Budybas, R., & Niesbett, K. (2008). *Diseño de Ingenieria mecanica de Singley*. Mexico: McGraw-Hill.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.

CDRweb. (10 de Febrero de 2017). *Central de repuestos* . Obtenido de: Recuperado el 20 de julio de 2019 <http://centralderepuestostr.com/bastidor/>

CEPEDA MIRANDA, J. L. (2006). ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL DEL AUTOBÚS FELINE PARA LA EMPRESA

CARROCERA MIRAL BUSES. (*PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO*). ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO, Sangolquí.

Craner, R. (11 de Mayo de 2002). *Ingeniería y Fabricación de Chasis*. Obtenido de La solución Ingeniería y Fabricación del Chasis: Recuperado el 25 de julio del 2019 <https://www.3ds.com/es/industrias/transporte-y-movilidad/procesos-industriales/chasis/>

ESTRUCTURAS Y CARROCERÍAS DE VEHÍCULOS. (21 de Diciembre de 2015). Obtenido de Automoción y mass Watson: Recuperado el 5 de agosto del 2019 <http://automocionymasswatsond.blogspot.com/2015/12/estructuras.html>

Happian-Smith, J. (2012). *An Introduction to Modern Vehicle Design*. Boston: Butterworth-Heinemann.

Ingemecanica.com. (10 de Abril de 2015). Obtenido de El Bastidor de los Vehículos: Recuperado el 10 de agosto del 2019 <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn69.html>

Lizarza, J. T. (2008). *Método de los Elementos Finitos para Análisis Estructural*. San Sebastian.

LÓPEZ PAZMIÑO, L. D. (2015). ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL CHASIS HINO AK8JRSA Y SU. *FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA*. UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO, Ambato, Ecuador.

Lorenzo Morello, G. (2009). *TheAutomotive Chassis*. Torino: Springer.

Mario, C. (s.f.). *ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR MEDIO DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO DEL MONOCASCO DE UN AUTO FÓRMULA 3*. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA, Mexico.

Mejía, F. (2 de Enero de 2008). *La historia de la marca JEEP WILLYS*. Obtenido de Obelisco Classic: Recuperado el 7 de julio del 2019

<https://obeliscoclassiccarclub.blogspot.com/2013/12/investigacion-y-edicion-francisco-mejia.html?fbclid=IwAR3REr77utoQ-cddm8BAwUnuHnO4gmVNuNxy8VbPbk0-zOTBVZdDA6OQntQ>

Mirlisenna, G. (22 de Junio de 2016). *ESSS*. Recuperado el 9 de agosto del 2019 <https://www.esss.co/blog/es/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>

MONTOYA CHRISTIAN , F. N. (2017). MODELADO Y ESTUDIO MECÁNICO DE UN BASTIDOR TIPO ESCALERA DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO UTILITARIO. *INGENIERÍA MECÁNICA*. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA, PEREIRA.

MOTT, R. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Dayton: PEARSON.

MOTT, R. (2009). *Resistencia de Materiales*. Dayton: Pearson.

NARVÁEZ MONTOYA, C. (2017). MODELADO Y ESTUDIO MECÁNICO DE UN BASTIDOR TIPO ESCALERA DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO UTILITARIO. *INGENIERO MECÁNICO*. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA, PEREIRA.

NCAP, E. (1 de Enero de 2015). *MPACTO LATERAL*. Recuperado 16 de septiembre del 2019 <https://www.euroncap.com/es/seguridad-en-los-veh%C3%ADculos/descripci%C3%B3n-de-las-valoraciones/protecci%C3%B3n-de-ocupantes-adultos/impacto-lateral-de-poste/>

Off-Road, r. (10 de Mayo de 2015). *Gama 4*4* . Obtenido de Carroceria em Fibra: Recuperado el 9 de junio del 2019 <https://www.gama4x4.com.br/carroceria-em-fibra-jeep-willys-cj3-verde-militar-usa-com-grade-modelo-1942-acompanha-jogo-de-adesivos-militar-pintada-n-o-precisa-funilaria.html>

Orovio Astudillo, M. (4 de Febrero de 2013). *Tecnología del Automóvil*. Obtenido de Historia y desarrollo del Jeep: Recuperado el 1 de julio del 2019 <http://autastec.com/blog/historia->

automovil/jeep-willys/?fbclid=IwAR21LLZcaEutnIh4_ucu9wmDK8TayvjDCkLE1S-jd_KElg0-fDpJRIDq4Q0

Oset, J. (1970). *Jeep Manual de Taller*. Alquerias: Motor Iberica.

profesores, E. d. (10 de Mayo de 2005). *Carrocerías y bastidores*. Obtenido de: Recuperado el 30 de julio del 2019 https://www.serina.es/empresas/cede_muestra/304/TEMA%20MUESTRA.pdf

Rachel. (8 de Marzo de 2012). *Frame Alignment*. Obtenido de Willys Jeep Parts: Recuperado el 8 de junio del 2019 http://blog.kaiserwillys.com/frame-alignment-willys-jeep-parts?doing_wp_cron=1552572097.3330268859863281250000&fbclid=IwAR17EyTSvdVVb4vnSsy6qDKAZLQ5CpERfmjM9HCB5TZMPJY5zuiBQ9v60B0

Ramírez, A. J. (2010). *DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CHASIS TIPO CARCROSS MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS*. Leganés.

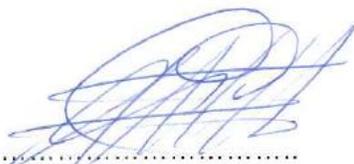
ANEXOS



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores **BOHÓRQUEZ SUAREZ DAVID ISAÍAS** y **CARRANZA ESCOBAR, CHRISTIAN RICARDO**

En la ciudad de Latacunga a los 22 del mes de noviembre de 2019.


.....
GUIDO TORRES MSc
DIRECTOR DEL PROYECTO


.....
Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR DE LA CARRERA

Aprobado por:


.....
Ab. Darwin Albán
SECRETARIO ACADÉMICO

