

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero
Mecánico Automotriz

PROYECTO TÉCNICO:

**“DISEÑO DE UN TERMINAL ATENUADOR DE IMPACTOS PARA LA
SEGURIDAD PASIVA EN VÍAS”**

AUTORES:

STALIN OMAR CAISAGUANO DURÁN
CHRISTIAN ISMAEL MONTALEZA GUAMÁN

TUTOR:

ING. MARCO ESTEBAN AMAYA PINOS, MSc.

Cuenca, enero del 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Stalin Omar Caisaguano Durán con documento de identificación N° 171832783-4 y Christian Ismael Montaleza Guamán con documento de identificación N° 030214529-7, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales, en virtud de que somos autores del Trabajo de Titulación denominada: **“DISEÑO DE UN TERMINAL ATENUADOR DE IMPACTOS PARA LA SEGURIDAD PASIVA EN VÍAS”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico Automotriz en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra citada. En concordancias, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, enero del 2018



Caisaguano D. Stalin O.
CI: 171832783-4

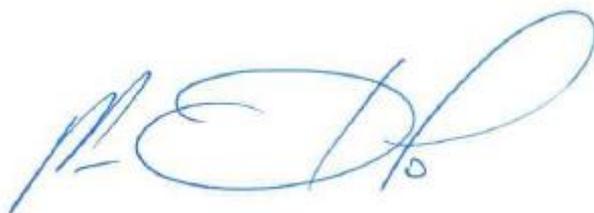


Montaleza G. Christian I.
CI: 030214529-7

CERTIFICACIÓN

Yo declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “DISEÑO DE UN TERMINAL ATENUADOR DE IMPACTOS PARA LA SEGURIDAD PASIVA EN VÍAS”, realizado por los autores Stalin Omar Caisaguano Durán y Christian Ismael Montaleza Guamán, obteniendo el Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, enero del 2018

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'M. E. Amaya Pinos', written in a cursive style.

Ing. Marco Esteban Amaya Pinos, MSc.
CI: 010226348-0

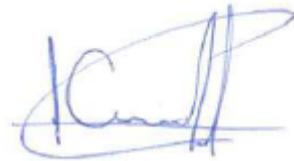
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Stalin Omar Caisaguano Durán con documento de identificación N° 171832783-4 y Christian Ismael Montaleza Guamán con documento de identificación N° 030214529-7, autores del trabajo de Titulación: “DISEÑO DE UN TERMINAL ATENUADOR DE IMPACTOS PARA LA SEGURIDAD PASIVA EN VÍAS”, certificamos que el total contenidos de esta investigación es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, enero del 2018



Caisaguano D. Stalin O.
CI: 171832783-4



Montaleza G. Christian I.
CI: 030214529-7

DEDICATORIA

Dedico este proyecto técnico a mis padres por el esfuerzo económico gigantesco que realizaron para que yo pueda concluir mis estudios.

Stalin Omar Caisaguano Durán

DEDICATORIA

Dedico este proyecto técnico a mis padres no solo por haberme brindado los recursos sino por el apoyo, la confianza y por ser pilares fundamentales en esta etapa de formación profesional.

A mis hermanos y abuelos por brindarme el apoyo necesario y estar presentes en todo momento.

Christian Ismael Montaleza Guamán

AGRADECIMIENTOS

El agradecimiento más ferviente es para mi madre que pese a todas las dificultades atravesadas debido a su grave enfermedad, se ha levantado todos los días a cumplir con su jornada laboral, para que yo pueda terminar mi carrera profesional.

Stalin Omar Caisaguano Durán

AGRADECIMIENTOS

Principalmente quiero agradecer a Dios por la salud y fuerza brindada para culminar una más, de muchas etapas de mi vida.

A mis padres, quienes con sacrificio y dedicación hicieron posible mi formación humana y profesional.

A mis abuelos, quienes fueron los primeros en impartir los valores durante mi niñez.

Al tutor de tesis, el Ing. Marco Amaya, MSc por brindar su conocimiento y apoyo gentil para el desarrollo de este proyecto técnico.

A mis amigos por compartir momentos durante este trayecto recorrido, brindando sus consejos y apoyo.

Christian Ismael Montaleza Guamán

RESUMEN

Este proyecto técnico tiene la finalidad de diseñar un terminal atenuador de impacto como sistema de contención vehicular, beneficiando a la seguridad pasiva en las vías, es decir, reduciendo las consecuencias de los accidentes de tránsito por estrellamiento. Este sistema puede ser instalado en divergencias, postes, ramales de salidas, pasos a desnivel, etc.

Para el diseño de cualquier estructura o elemento es necesario seguir un proceso idealizado con el fin de obtener mejores resultados, por lo tanto, en este proyecto se tiene un proceso que parte del reconocimiento de la necesidad, definición del problema, síntesis, análisis, optimización y finalmente evaluación, pudiendo de ser necesario retornar a cualquier proceso para mejorar los resultados.

Inicialmente se presenta un marco teórico referente a normativas tanto nacionales como internacionales, tipos de terminales atenuadores de impacto, para obtener generalizaciones necesarias que aportan al diseño como: dimensiones, materiales, estructura, etc., y además un breve análisis del impacto, determinando las fuerzas que actúan en los cuerpos en colisión.

Se realiza un estudio matemático donde se establece un modelo que relaciona la deformación de una barra en función de la velocidad de colisión y la fuerza de impacto, este modelo está basado en el método de Campbell que analiza deformaciones permanentes en vehículos a través de ensayos de colisión frontal. El resultado del modelo matemático de la deformación es comparado con un análisis estático y dinámico de la barra bajo los mismos parámetros, corroborando la idealización del modelo matemático.

La geometría del terminal atenuador es diseñada en secciones con elementos atenuantes capaces de deformarse, el material empleado después de una matriz de selección es el acero galvanizado.

Finalmente, con el diseño completamente estructurado se evalúa el comportamiento del mismo frente a un estrellamiento, es decir, el impacto de un vehículo a 50Km/h. A través de un post procesador se obtiene las gráficas del comportamiento evaluando la capacidad de la estructura de absorber la energía del choque.

ABSTRAC

This technical project has the purpose of designing an impact attenuating terminal as a vehicle containment system, benefiting passive safety on the roads, that is, reducing the consequences of crashing traffic accidents. This system can be installed in divergences, poles, exit branches, uneven steps, etc.

For the design of any structure or element it is necessary to follow an idealized process in order to obtain better results, therefore, in this project there is a process that starts from the recognition of the need, definition of the problem, synthesis, analysis, optimization and finally evaluation, and it may be necessary to return to any process to improve the results.

Initially, a theoretical framework is presented referring to both national and international regulations, types of impact attenuating terminals, to obtain necessary generalizations that contribute to the design as: dimensions, materials, structure, etc., and also a brief analysis of the impact, determining the forces that act on the bodies in collision.

A mathematical study is carried out where a model is established that relates the deformation of a bar as a function of the collision speed and the force of impact, this model is based on the Campbell method that analyzes permanent deformations in vehicles through tests of frontal collision. The result of the mathematical model of the deformation is compared with a static and dynamic analysis of the bar under the same parameters, corroborating the idealization of the mathematical model.

The geometry of the attenuator terminal is designed in sections with attenuating elements capable of deforming, the material used after a selection matrix is galvanized steel.

Finally, with the completely structured design, the behavior of the same is evaluated against a crash, that is, the impact of a vehicle at 50 km / h. Through a post processor the graphs of the behavior are obtained evaluating the capacity of the structure to absorb the shock energy.

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	II
CERTIFICACIÓN	III
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	IV
DEDICATORIA	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTOS	VII
AGRADECIMIENTOS	VIII
RESUMEN.....	IX
ABSTRAC	X
ÍNDICE GENERAL.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIV
ÍNDICE DE TABLAS	XVII
ÍNDICE DE ECUACIONES	XVIII
NOMENCLATURA	XIX
INTRODUCCIÓN	1
PROBLEMA.....	2
OBJETIVOS	2
OBJETIVO GENERAL	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
CAPÍTULO 1	3
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	3
1.1.1 NORMA TÉCNICA ECUATORIANA.....	3
1.1.1.1 Norma Técnica Ecuatoriana INEN 2473:2013.....	3
1.1.2 NORMA OFICIAL MEXICANA	3
1.1.2.1 Clasificación	4
1.1.2.2 Selección del terminal atenuador de impacto.....	8
1.1.3 NORMA ESPAÑOLA	9
1.1.3.1 Norma UNE-EN 1317-3.....	9
1.2 Análisis de impacto	12
1.2.1 Principio de trabajo y energía	12
1.2.2 Principio de conservación de momento lineal	13
1.3 Terminales atenuadores de impacto	14
1.3.1 Definición.....	14

1.3.2	Tipos.....	14
1.3.2.1	Terminales atenuadores de impacto Redireccionables.....	14
1.3.2.2	Terminales atenuadores de impacto No Redireccionables.....	17
1.3.2.3	Terminales atenuadores de impacto móviles.....	19
1.3.3	Utilización de los terminales atenuadores de impacto.....	19
1.3.3.1	En las orillas de las coronas, fajas separadoras y baquetas.....	19
1.3.3.2	En entradas y salidas.....	20
1.3.3.3	En bifurcaciones.....	20
1.3.3.4	En plazas de cobro.....	20
1.3.3.5	En zonas de obras viales.....	21
1.4	Elementos finitos.....	21
1.4.1	Tipos de elementos.....	21
1.4.1.1	Elementos tipo Shell.....	21
1.4.1.2	Elementos tipo BEAM.....	21
1.4.1.3	Elementos 2D.....	22
1.4.1.4	Elementos tipo sólido.....	23
CAPÍTULO 2.....		24
DISEÑO DEL TERMINAL ATENUADOR.....		24
2.1	Reconocimiento de la necesidad.....	24
2.2.1	Selección de la aplicación del lugar del terminal atenuador.....	25
2.3	Síntesis.....	28
2.3.1	Selección del material.....	28
2.3.1.1	Materiales.....	29
2.3.1.2	Tabla de priorización.....	32
2.3.2	Selección del diseño.....	33
2.3.3	Variables.....	35
2.3.3.1	Tipo de vehículo.....	35
2.3.3.2	Velocidad.....	38
2.3.4	Idealización del modelo matemático.....	39
2.3.4.1	Velocidad de impacto.....	39
2.3.4.2	Fuerza de impacto.....	40
2.3.4.3	Flexión Elastoplástica.....	41
2.3.4.4	Deflexión máxima de una viga.....	44
2.3.4.5	Cálculo de la fuerza de impacto y deflexión máxima de la barra hueca.....	45

2.3.4.6	Comprobación del modelo matemático con el método de elementos finitos.....	48
2.3.5	Manufactura	48
2.3.5.1	Elementos representativos	48
2.3.5.2	Uniones por soldadura.....	49
2.3.5.3	Uniones atornilladas	50
2.3.5.4	Análisis de la unión mediante elementos finitos	52
2.3.5.5	Construcción del perfil de espesor delgado.....	53
CAPÍTULO 3	59
ANÁLISIS POR MEDIO DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	59
3.1	Pre-proceso	59
3.1.1	Creación de la geometría.....	59
3.1.2	Verificación de la geometría	60
3.1.3	Asignación del material.....	60
3.1.4	Malla	61
3.1.4.1	Métrica Element Quality	61
3.1.4.2	Métrica Skewness	61
3.2	Proceso	62
3.3	Post-proceso	62
3.4	Comparación de los diferentes modelos.....	68
3.5	Costo de la propuesta	68
CONCLUSIONES	70
RECOMENDACIONES	71
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Anchura del atenuador de impacto.	10
Figura 2. Ángulo de afilamiento del terminal atenuador de impacto.....	10
Figura 3. Trayectorias de aproximación del vehículo para los ensayos.....	11
Figura 4. Principio de conservación de momento.....	13
Figura 5. Sistema GREAT.	14
Figura 6. Sistema QuadGuard Largo.	15
Figura 7. Terminal atenuador de bajo mantenimiento.	16
Figura 8. Sistema REACT 350.	16
Figura 9. Sistema TRACC.	17
Figura 10. Sistema ABSORB 350.....	17
Figura 11. Tambores de plástico con arena.....	18
Figura 12. Ubicación de los tambores posteriores.	18
Figura 13. Terminal atenuador de impacto móvil.....	19
Figura 14. Terminales atenuadores de impacto Redireccionables en faja separadora	19
Figura 15. Terminales atenuadores de impacto en entradas y salidas de carretera. ...	20
Figura 16. Terminal atenuador de impacto en bifurcación.	20
Figura 17. Terminal atenuador de impacto en caseta de peaje.	20
Figura 18. Terminal atenuador de impacto en obra vial.	21
Figura 19. Elemento BEAM tridimensional.	22
Figura 20. Elementos en 2D.....	23
Figura 21. Formas de elementos Tipo SOLID.	23
Figura 22. Proceso iterativo de Diseño.	24
Figura 23. Vías con mayor número de accidentes de tránsito en la ciudad de Cuenca.	26
Figura 24. Paso a desnivel Av. Las Américas sentido Sur-Norte.....	26
Figura 25. Vías alledañas paso a desnivel Av. Las Américas.....	27
Figura 26. Paso a desnivel sector control sur Av. Las Américas.....	27
Figura 27. Vías alledañas paso a desnivel Av. Las Américas sector Control Sur.	27
Figura 28. Paso a desnivel Av.12 de abril Sector parque de la madre.	28
Figura 29. Vías Alledañas Av.12 de abril.	28
Figura 30. Aluminio en panal de abeja.	29
Figura 31. Láminas de acero galvanizado.....	29
Figura 32. Sandwich de espuma de poliuretano.....	30
Figura 33. Propiedades de la Espuma de Poliuretano para distintas densidades.	30
Figura 34. Madera de Balsa.	31
Figura 35. Plástico ABS granulado.....	31
Figura 36. Fibra de vidrio.....	32
Figura 37. Diseño 1.....	33
Figura 38. Diseño 2.....	34
Figura 39. Diseño 3.....	34
Figura 40. Dimensiones del Chevrolet Aveo Family.....	37
Figura 41. Deformación residual frente a velocidad de impacto.	39

Figura 42. Diagrama idealizado esfuerzo-deformación unitaria para un material elastoplástico.....	41
Figura 43. Viga de material elastoplástico sometida a un momento flexionante positivo M.	42
Figura 44. Distribuciones de esfuerzo en una viga de material elastoplástico.....	42
Figura 45. Ubicación del eje neutro y de \bar{y}_1 , \bar{y}_2	43
Figura 46. Dimensiones de la barra hueca.	46
Figura 47. Centro de la barra hueca.	46
Figura 48. Simulación Estática.	48
Figura 49. Simulación Dinámica.	48
Figura 50. Elementos representativos del terminal atenuador.	49
Figura 51. Uniones por soldadura del marco.	49
Figura 52. Uniones atornilladas de la estructura.....	50
Figura 53. Características del perno M8.	51
Figura 54. Esfuerzo del perno bajo una carga externa.	52
Figura 55. Deformación del perno bajo una carga externa.	52
Figura 56. Perfil de la estructura del terminal atenuador.	53
Figura 57. Dobladora Hidráulica.....	54
Figura 58. Proceso de doblado del elemento deformable de la estructura del terminal atenuador.....	54
Figura 59. Parametrización de los espesores del elemento deformable.....	54
Figura 60. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 250mm longitud.	55
Figura 61. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 300mm longitud.	56
Figura 62. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 300mm longitud.	57
Figura 63. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 300mm longitud.	58
Figura 64. Geometría del terminal atenuador.	59
Figura 65. Cuerpo rígido (Vehículo).....	59
Figura 66. Verificación de la geometría del terminal atenuador.....	60
Figura 67. Configuración Acero Galvanizado.	60
Figura 68. Calidad de malla.	61
Figura 69. Mallado de la geometría.	62
Figura 70. Valores de la métrica skewness	62
Figura 71. Diagrama de energía durante la simulación del impacto de la estructura de espesor de 0,35mm.....	63
Figura 72. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de espesor de 0,35mm.....	63
Figura 73. Desplazamiento de la estructura de espesor de 0,35mm.	64
Figura 74. Diagrama de energía durante la simulación del impacto de la estructura de espesor de 0,45mm.....	64
Figura 75. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de espesor de 0,45mm.....	65
Figura 76. Desplazamiento de la estructura de espesor de 0,45mm.	66
Figura 77. Diagrama de energía durante la simulación del impacto de la estructura de espesor de 0,80mm.....	66
Figura 78. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de espesor de 0,80mm.....	67

Figura 79. Desplazamiento de la estructura de espesor de 0,80mm.	67
Figura 80. Energía interna de las diferentes estructuras.	68

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Amortiguadores de impacto (OD-14)	4
Tabla 2. Calificación de los terminales atenuadores de impacto (OD-14) según su nivel de contención	5
Tabla 3. Niveles de contención según las características y la velocidad de operación	8
Tabla 4. Tipos de ensayos de impactos de vehículos para terminales atenuadores de impacto.....	11
Tabla 5. Niveles de comportamiento para el terminal atenuador de impacto	12
Tabla 6. Accidentes de tránsito por provincias a nivel nacional.....	25
Tabla 7. Siniestro de tránsito por tipo	25
Tabla 8. Matriz de decisión del material.....	33
Tabla 9. Matriz de Pugh para la selección del diseño	35
Tabla 10. Venta de vehículos según la marca	36
Tabla 11. Principales modelos vendidos de la marca Chevrolet a nivel nacional.....	37
Tabla 12. Principales modelos vendidos de la marca Chevrolet a nivel local	37
Tabla 13. Capacidades y pesos del Chevrolet Aveo Family	37
Tabla 14. Límites de velocidad para vehículos livianos, motocicletas y similares ...	38
Tabla 15. Límites de velocidad para vehículos de transporte público de pasajeros ..	38
Tabla 16. Límites de velocidad para vehículos de transporte comercial de carga.....	38
Tabla 17. Medidas y coeficientes según la categoría del vehículo	41
Tabla 18. Momento de inercia de la barra hueca	46
Tabla 19. Datos de entrada para un estrellamiento con el terminal atenuador	47
Tabla 20. Resultados obtenidos de los datos de entrada de la tabla 19.....	47
Tabla 21. Comparación Simulación Estática – Modelo Matemático.....	48
Tabla 22. Comparación Simulación Dinámica – Modelo Matemático.....	48
Tabla 23. Descripción de los elementos representativos del terminal atenuador	49
Tabla 24. Medidas de las planchas de acero galvanizado para el marco	50
Tabla 25. Número de pernos según la designación.....	52
Tabla 26. Medidas de las planchas de acero galvanizado para el perfil de la estructura del terminal atenuador.....	53
Tabla 27. Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 61	55
Tabla 28. Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 62.....	56
Tabla 29. Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 63.....	57
Tabla 30. Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 64.....	58
Tabla 31. Propiedades mecánicas de los materiales.....	61
Tabla 32. Comparación de la energía interna y esfuerzo de Von Mises de las diferentes estructuras	68
Tabla 33. Costo de los materiales empleados en el terminal atenuador de impactos	69
Tabla 34. Costo de los procesos empleados en la construcción del terminal atenuador de impactos.....	69

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Energía cinética.	13
Ecuación 2. Cantidad de movimiento lineal.	13
Ecuación 3. Cantidad de movimiento lineal total.	13
Ecuación 4. Velocidad de Impacto.....	39
Ecuación 5. Deformación residual en función de los parámetros de Campbell.....	40
Ecuación 6. Fuerza por unidad de longitud según modelo de Campbell.	40
Ecuación 7. Fuerza por unidad de longitud que se produce en un posible accidente.	40
Ecuación 8. Fuerza ejercida sobre la barra hueca en una colisión por alcance.....	40
Ecuación 9. Esfuerzos Normales.	42
Ecuación 10. Momento de fluencia.....	42
Ecuación 11. Módulo de la sección.....	42
Ecuación 12. Momento plástico.....	43
Ecuación 13. Módulo de la sección plástica.	43
Ecuación 14. Factor de forma.	43
Ecuación 15. Momento plástico.....	43
Ecuación 16. Ecuación de la energía para una barra hueca doblemente empotrada. .	44
Ecuación 17. Curva de deflexión para una barra hueca.	44
Ecuación 18. Deflexión máxima para una barra hueca.....	44
Ecuación 19. Curva de deflexión en función de la deflexión máxima.....	44
Ecuación 20. Energía de deformación para una barra hueca doblemente empotrada.	44
Ecuación 21. Energía media de choque.	45
Ecuación 22. Deflexión máxima por el impacto.....	45
Ecuación 23. Deflexión máxima de la barra hueca en función de los parámetros de Campbell.	45
Ecuación 24. Número de pernos	51
Ecuación 25. Relación de Hourglass y energía interna.....	65

NOMENCLATURA

DESCRIPCIÓN DEL PARÁMETRO	SÍMBOLO	UNIDADES
Aceleración de la longitud	g	$\frac{m}{s^2}$
Anchura frontal del vehículo	A	m
Carga sobre la viga	P	N
Deflexión máxima	δ_{max}	m
Deformación residual después del impacto	D	m
Deformación residual	d	m
Energía cinética del vehículo	k	J
Cantidad de movimiento lineal	p	$\frac{kg \cdot m}{s}$
Esfuerzo de fluencia	σ_y	MPa
Esfuerzo normal	σ	MPa
Esfuerzo permisible	σ_{perm}	MPa
Factor forma	f	<i>Adimensional</i>
Fuerza total	F	N
Masa del vehículo	m	Kg
Módulo de la sección	S	cm^3
Módulo de la sección en régimen elastoplástico	Z	cm^3
Módulo de Young	E	Pa
Momento de fluencia	M_y	$N \cdot m$
Momento de inercia	I	mm^4
Momento plástico	M_p	$N \cdot m$

Parámetro de Campbell	b_0	$\frac{m}{s}$
Parámetro de Campbell	b_1	s^{-1}
Velocidad de colisión según modelo de Campbell	v	$\frac{m}{s}$
Fuerza por unidad de longitud según modelo de Campbell	W	$\frac{N}{m}$

INTRODUCCIÓN

Actualmente en el país existe como sistema de contención vehicular las barandas de seguridad según la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2473:2013. Este tipo de sistema es habitual en carreteras para la protección y contención de vehículos que están fuera de control, es decir, despistes. Según estadísticas manejadas por la Agencia Nacional de Tránsito existe en el 2016 en la provincia del Azuay 876 siniestros por estrellamiento (impacto de un vehículo en movimiento con un objeto fijo) por lo que resulta necesario otro sistema de contención vehicular.

El terminal atenuador es una alternativa eficiente como sistema de contención vehicular ya que son diseñados para garantizar la seguridad frente a impacto frontales con obstáculos peligrosos, absorbiendo así la energía del choque.

En el primer capítulo, a través de la investigación descriptiva se analiza la información relacionada con el terminal atenuador con el fin de extraer generalizaciones significativas como: características, materiales y medidas reales que puedan aportar al diseño. A partir de estas generalizaciones se crea la geometría del terminal atenuador por medio del diseño asistido por computadora. Esta geometría en primeros rasgos son bosquejos o diseños estructurales tentativos diferenciados en: uniones, sujeciones, número de elementos, etc., que al estar sujeto a un proceso iterativo se puede variar parámetros con el fin de optimizar el diseño.

En el segundo capítulo se diseña la estructura del terminal atenuador a partir de las generalizaciones obtenidas. Se selecciona el material y el mejor bosquejo o diseño de la estructura mediante matrices de selección idóneos para cada parámetro, además se definen las variables junto con los datos necesarios para el análisis por elementos finitos.

En el capítulo final, como evaluación del diseño, se realiza la simulación mediante el software de ingeniería, donde a través de un post procesador se obtiene las gráficas del comportamiento del terminal atenuador de impacto, generando así conclusiones y recomendaciones.

PROBLEMA

Según estadísticas manejadas por la Agencia Nacional de Tránsito, el porcentaje de siniestros acumulados hasta diciembre de 2016 por estrellamientos (impacto de un vehículo en movimiento con un objeto fijo), representa el 13,22% del total de siniestros a nivel nacional. De esto, solo en provincia del Azuay se han registrado 876 siniestros, de donde más del 50% pertenecen al cantón Cuenca, (ANT, ant.gob.ec, 2016).

Este tipo de accidentes (estrellamientos) son más susceptibles a ocurrir en: bifurcaciones, pasos a desnivel, puentes y otros, en donde se ha notado, que en estas separaciones de vías no existe los dispositivos adecuados para la seguridad pasiva como: atenuadores de impacto o terminales atenuadores, barandas de seguridad o cualquier otro sistema de contención, los cuales al no existir afectan a la salud pública y daños del vehículo automotor.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un terminal atenuador mediante software de ingeniería para el estudio de la reducción del efecto de estrellamiento.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar el estado del arte referente al terminal atenuador para la obtención de generalizaciones significativas que contribuyan al diseño.
- Diseñar el terminal atenuador basado en el proceso iterativo de Shigley para conceptualizar, probar, y refinar el comportamiento del mismo ante un impacto frontal.
- Analizar los resultados mediante las gráficas obtenidas de la simulación para la validación del estudio.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

1.1 Análisis de la normativa nacional e internacional

1.1.1 NORMA TÉCNICA ECUATORIANA

Para el Ecuador, el organismo encargado de las regulaciones, normalizaciones y metrología es el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN), en conformidad con lo establecido en las leyes de la República, tratados, acuerdos y convenios internacionales. El país no cuenta con una norma técnica específica para terminales atenuadores de impacto, por lo tanto, se analiza la norma técnica Ecuatoriana INEN 2473:2013, PERFILES CORRUGADOS Y POSTES DE ACERO PARA GUARDAVÍAS. REQUISITOS, que trata sobre los sistemas de contención en vías.

1.1.1.1 Norma Técnica Ecuatoriana INEN 2473:2013

La norma INEN 2473:2013, Perfiles corrugados y postes de acero para guardavías. Requisitos, fue publicada 15 de mayo del 2013 en el Registro oficial No. 954, siendo hasta la fecha la norma actualmente vigente. Esta norma primordialmente está enfocada en las regulaciones para barandas de seguridad en carretera, sin embargo, se menciona solo como definición, al terminal atenuador conocido generalmente como atenuador de impacto.

La NTE INEN 2473:2013 define al terminal atenuador como un “elemento especial ubicado en los extremos convergentes de los barandales que absorbe energía por deformación”. Siendo esta la única referencia que se tiene sobre dicho elemento, por lo mismo es que se analiza otras normas internacionales con el fin de adaptarlas al contexto del país para el diseño del mismo.

1.1.2 NORMA OFICIAL MEXICANA

Dentro de las normas oficiales mexicanas se encuentra la norma, PROY-NOM-008-SCT2-2013, AMORTIGUADORES DE IMPACTO EN CARRETERAS Y VIALIDADES URBANAS, donde se establece que para disminuir la gravedad de los accidentes, cuando no sea posible la instalación de las barreras de protección conforme a lo establecido en la Norma Oficial Mexicana NOM-0373SCT2-2012, “Barreras de protección en carreteras y vialidades urbanas”, es conveniente que ante elementos rígidos peligrosos se coloquen terminales atenuadores de impacto, que son dispositivos que permiten mitigar los daños, a través de una desaceleración controlada del vehículo, protegiendo a los ocupantes. (Almada, 2013)

Por lo tanto, los terminales atenuadores de impacto están sujetos a estrictos y uniformes criterios técnicos, con el fin de obtener su eficiencia máxima, evitando de esta manera daños mayores en un accidente vehicular.

1.1.2.1 Clasificación:

La norma mexicana PROY-NOM-008-SCT2-2013, clasifica a los terminales atenuadores de impacto en:

A. Según el modo de operación

En la tabla 1 se puede apreciar la clasificación de los terminales atenuadores de impacto, junto con su designación y tipo.

Tabla 1
Amortiguadores de impacto (OD-14)

Designación	Tipos de terminales atenuadores
OD-14	Amortiguadores de impacto
OD-14/RTN	Redireccionables - No traspasables
OD-14/RT	Redireccionables - Traspasables
OD-14/NR	No redireccionables
OD-14/M	Móviles

Fuente: (NOM, 2013)

B. Según el nivel de contención

En nivel de contención de un terminal atenuador de impacto se clasifica de acuerdo a las características, velocidad y ángulo de impacto de los vehículos pudiendo estos terminales atenuadores detener y, en su caso, redireccionar. (NOM, 2013)

Por lo tanto, la tabla 2 muestra la clasificación en los tres niveles de contención según el nivel de prueba que deba satisfacer.

C. Según su vida útil

Los terminales atenuadores de impacto de acuerdo a su vida útil pueden ser:

- **Terminales atenuadores de impacto desechables (D):** son aquellos que al sufrir el impacto del vehículo se destruyen de forma irreparable. (NOM, 2013)
- **Terminales atenuadores de impacto parcialmente Reusables (PR):** son aquellos que al sufrir el impacto del vehículo su estructura queda dañada en un 25 a 50%, pudiendo ser reparadas. (NOM, 2013)
- **Terminales atenuadores de impacto Reusables (R):** son aquellos que al sufrir el impacto del vehículo su estructura queda dañada en menos del 25%, pudiendo ser reparados rápidamente. (NOM, 2013)

Tabla 2

Calificación de los terminales atenuadores de impacto (OD-14) según su nivel de contención.

Nivel de contención	Designación del	Vehículos que detiene y redirecciona			Pruebas ^[1]					
		Designación del vehículo	Vehículo	Masa vehicular Kg	Nivel de prueba	Velocidad de impacto Km/h	Tipo de amortiguador	Número de la prueba	Ángulo de impacto Grados	Condiciones ^[2]
NC-1	Redireccionable (OD-14/RNT y OD-14/RT)	Ap	Automóvil	820	1	50	RNT y RT	1-30	0	a), c), d), f), g), h)
							RNT y RT	1-32	15	
							RT	1-34	15	
							RNT	1-36	15	b), c), d), f), g), j)
		Ac	Camioneta	2000	1	50	RNT y RT	1-31	0	a), c), d), f), g), h)
							RNT y RT	1-33	15	
							RT	1-35	20	b), c), d), i), j)
							RNT	1-37	20	
	RNT						1-38	20		
	RNT y RT						1-39	20	a), c), d), h), i), j)	
	No redireccionable (OD-	Ap	Automóvil	820	1	50	NR	1-40	0	a), c), d), f), g)
							NR	1-42	15	a), c), d), f), g), h)
		Ac	Camioneta	2000	1	50	NR	1-41	0	a), c), d), f), g)
							NR	1-43	15	a), c), d), f), g), h)
NR							1-44	20	a), c), d), h)	

Fuente: (Almada, 2013)

Tabla 2 (Continúa)

Clasificación de los terminales atenuadores de impacto (OD-14) según su nivel de contención.

Nivel de contención	Designación del	Vehículos que detiene y redirecciona			Pruebas ^[1]					
		Designación del vehículo	Vehículo	Masa vehicular Kg	Nivel de prueba	Velocidad de impacto Km/h	Tipo de amortiguador	Número de la prueba	Ángulo de impacto Grados	Condiciones ^[2]
NC-2	Redireccionable (OD-14/RNT y OD-14/RT)	Ap	Automóvil	820	2	70	RNT y RT	2-30	0	a), c), e), f), g), h)
							RNT y RT	2-32	15	
							RT	2-34	15	
							RT	2-36	15	b), c), e), f), g), j)
	Redireccionable (OD-14/RNT y OD-14/RT)	Ac	Camioneta	2000	2	70	RNT y RT	2-31	0	a), c), e), f), g), h)
							RNT y RT	2-33	15	
							RT	2-35	20	b), c), e), i), j)
							RNT	2-37	20	
							RNT	2-38	20	
	RNT y RT	2-39	20	a), c), e), h), i), j)						
	No redireccionable (OD-14)	Ap	Automóvil	820	2	70	NR	2-40	0	a), c), e), f), g)
							NR	2-42	15	a), c), e), f), g), h)
		Ac	Camioneta	2000	2	70	NR	2-41	0	a), c), e), f), g)
							NR	2-43	15	a), c), e), f), g), h)
NR							2-44	20	a), c), e), h)	
Móvil	Ap	Automóvil	820	2	70	M	2-50	0	a), c), e), g)	
	Ac	Camioneta	2000	2	70	M	2-51	0	a), c), e), g)	

Fuente: (Almada, 2013)

Tabla 2 (Continúa)

Clasificación de los terminales atenuadores de impacto (OD-14) según su nivel de contención.

Nivel de contención	Designación del	Vehículos que detiene y redirecciona			Pruebas ^[1]					
		Designación del vehículo	Vehículo	Masa vehicular Kg	Nivel de prueba	Velocidad de impacto Km/h	Tipo de amortiguador	Número de la prueba	Ángulo de impacto Grados	Condiciones ^[2]
NC-3	Redireccionable (OD-14/RNT y OD-14/RT)	Ap	Automóvil	820	3	100	RNT y RT	3-30	0	a), c), e), f), g), h)
							RNT y RT	3-32	15	
							RT	3-34	15	
							RNT	3-36	15	b), c), e), f), g), j)
	Ac	Camioneta	2000	3	100	RNT y RT	3-31	0	a), c), e), f), g), h)	
						RNT y RT	3-33	15		
						RT	3-35	20	b), c), e), i), j)	
						RNT	3-37	20		
						RNT	3-38	20		
	RNT y RT	3-39	20	a), c), e), h), i), j)						
	No redireccionable (OD-)	Ap	Automóvil	820	3	100	NR	3-40	0	a), c), e), f), g)
							NR	3-42	15	a), c), e), f), g), h)
		Ac	Camioneta	2000	3	100	NR	3-41	0	a), c), e), f), g)
							NR	3-43	15	a), c), e), f), g), h)
NR	3-44	20	a), c), e), h)							
Móvil	Ac	Automóvil	820	2	100	M	3-50	0	a), c), e), g)	
	Ap	Camioneta	2000	2	100	M	3-51	0	a), c), e), g)	

[1] Según el Reporte 350 Procedimientos recomendados para evaluar el desempeño de los dispositivos de seguridad de carreteras del Programa Nacional de Cooperación e Investigación de Carreteras de los Estados Unidos de América (Report 350) Recommended Procedures for the Safety Performance Evaluation of Highway Features, National Cooperative Highway Research Program, USA 1993.

[2] Las condiciones que se han de satisfacer para cada nivel de prueba son:

- El desempeño aceptable de impacto bajo prueba puede ser el redireccionamiento, la penetración controlada o la detención controlada del vehículo.
- El amortiguador de impacto bajo prueba debe contener y redireccionar al vehículo sin que este lo penetre ni lo cruce por arriba o por abajo, aunque es aceptable la deformación lateral controlada del amortiguador de impacto.

- c) Los elementos, fragmentos u otros residuos del amortiguador de impacto o del vehículo no deben penetrar a su cabina o generar algún tipo de peligro a otros vehículos o peatones; la cabina del vehículo no debe presentar deformaciones que representen riesgos para sus ocupantes. Es preferible que después de la colisión la trayectoria del vehículo no invada los carriles de tránsito.
- d) Es preferible, aunque no esencial, que los vehículos no vuelquen durante el impacto y su posterior trayectoria.
- e) El vehículo deberá permanecer erecto durante y después de la colisión, aunque un moderado balanceo, una moderada inclinación y un moderado giro son aceptables.
- f) La velocidad de impacto de los ocupantes, es decir la velocidad con la que un pasajero impacta con alguna superficie interior del vehículo, debe ser preferentemente menor de 3m/s, pero nunca mayor de 5 m/s en su dirección frontal y la resultante de las velocidades frontal y lateral debe ser preferentemente menor de 9m/s pero nunca mayor de 12 m/s.
- g) La aceleración de rebote (“ridedown”) de los pasajeros, es decir la aceleración que experimenta un pasajero después de que impacta con alguna superficie interior del vehículo, en su componente longitudinal y lateral, será preferentemente menor de 147 m/s², pero nunca mayor de 196 m/s².
- h) La trayectoria del vehículo debe ser aceptable detrás del amortiguador de impacto si éste es traspasable.
- i) La velocidad de impacto de los ocupantes de vehículos, es decir la velocidad con la que un pasajero impacta con alguna superficie interior del vehículo, en la misma dirección, no mayor de 196 m/s².
- j) El ángulo de salida del vehículo, medido en el momento en que pierda contacto con el amortiguador de impacto, será como máximo el 60% del ángulo de impacto y su trayectoria no debe interferir con carriles adyacente.

Fuente: (Almada, 2013)

1.1.2.2 Selección del terminal atenuador de impacto

La norma mexicana, toma en cuenta ciertas características para la selección de un terminal atenuador de impacto idóneo para el lugar a ser instalado. Esta selección puede ser:

- Según el nivel de contención
- Según las características del lugar

A continuación, se explica cada una de ellas:

A. Según el nivel de contención

La tabla 3 muestra el nivel de contención mínimo que deben tener los terminales atenuadores de impacto, dependiendo la velocidad a la que circule el vehículo.

Tabla 3

Niveles de contención según las características y la velocidad de operación.

Velocidad de operación Km/h ^[1]	Nivel de contención (NC) ^[2] mínimo de los amortiguadores de impacto			
	Caminos de dos carriles, uno por sentido de circulación		Caminos de dos o más carriles por sentido de circulación	
	Tránsito diario promedio anual (TDPA)		Tránsito diario promedio anual (TDPA)	
	< 10.000	≥ 10.000	< 10.000	≥ 10.000
Hasta 50	NC-1	NC-1	NC-1	NC-2
51-100	NC-2	NC-2 ^[3]	NC-2 ^[3]	NC-2 ^[3]
71-100 ^[5]	NC-2 ^[3]	NC-2 ^[3-4]	NC-2 ^[3-4]	NC-2 ^[3-4]
101-120 ^[5]	NC-2 ^[3-4]	NC-3	NC-3	NC-3

^[1] Para vialidades de nueva construcción corresponde a la velocidad de proyecto.

^[2] NC: Niveles de contención asociados directamente con los que se presentan en la Tabla 2.

^[3] De contar con autobuses de pasajeros en un 25% o más del TDPA, se requiere de OD-14 Amortiguadores de impacto con nivel de contención NC-3 como mínimo.

^[4] De contar con camiones de carga con masa vehicular mayor de 8,000 kg, en un 25% o más del TDPA, se requiere OD-14 Amortiguadores de impacto con nivel de contención NC-3 como mínimo.

^[5] Cuando se trate de amortiguadores de impacto móviles (OD-14/M) en zonas de obras viales, la velocidad de operación corresponde a la que normalmente se tenga en el tramo cuando en él no se realicen trabajos de construcción o conservación. Si se ejecutan trabajos de conservación en movimiento, como el barrido de la superficie de rodadura, el pintado o la colocación de las marcas del señalamiento horizontal, o el sellado de grietas y fisuras del pavimento, entre otros, y los amortiguadores de impacto móviles (OD-14/M) se desplacen a una velocidad continua de 15km/h o mayor, tendrá un nivel de contención NC-2 en cualquier caso.

Fuente: (Almada, 2013)

B. Según las características del lugar

El lugar donde va a ser instalado el terminal atenuador de impacto también debe ser analizado según la normativa competente, variando de lugar a lugar el tipo de dispositivo, dimensiones, etc., estando sujeto a las siguientes características:

- Disponibilidad de espacio
- Dimensiones del elemento rígido
- Sentido del flujo vehicular

1.1.3 NORMA ESPAÑOLA

Las Normas Españolas, son documentos normativos con especificaciones técnicas, de aplicación voluntaria, aprobada por consenso y elaborada o creada en los Comités Técnicos de Normalización de la Asociación Española de Normalización y Certificación conocido por sus siglas como AENOR. (UNE, 2017)

La AENOR es la asociación encargada de desarrollar la actividad de Normalización, por lo tanto, en sus publicaciones, la Norma EN 1317-3:2010, norma vigente que sustituye y anula a la Norma EN 1317-3:2000, establece los “*Sistemas de contención para carreteras. Parte 3: Clases de comportamiento, criterios de aceptación para el ensayo de impacto y métodos de ensayo para atenuadores de impactos*”. En la dicha norma se especifica los niveles de comportamiento requeridos para los terminales atenuadores o atenuadores de impactos, para la contención o redirección de los vehículos que impactan contra ellos.

Además, la Norma EN 1317-3 evalúa la severidad del impacto de los vehículos contra los terminales atenuadores, mediante los índices de Velocidad Teórica de Impacto de la Cabeza (THIV) e Índice de Severidad de la Aceleración (ASI). (AENOR, 2011)

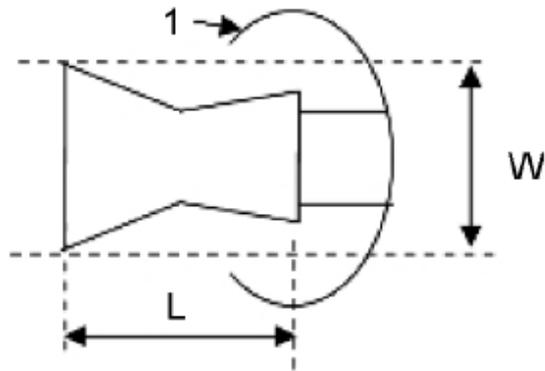
1.1.3.1 Norma UNE-EN 1317-3

A. Objeto y campo de aplicación

Esta norma define los criterios y clases de comportamiento para la aceptación de los ensayos de impacto, además especifica los requisitos de comportamiento de los terminales atenuadores en caso del choque del vehículo. (AENOR, 2011)

B. Términos y definiciones

- **Longitud estructural del terminal atenuador de impactos, L:** es la distancia desde la cabeza del terminal atenuador hasta el último punto del sistema. (AENOR, 2011)
- **Anchura del terminal atenuador, W:** es la máxima distancia horizontal medida perpendicular a su eje central, entre el lateral de aproximación y lateral de salida del terminal atenuador de impacto, tal como se observa en la figura 1. (AENOR, 2011)



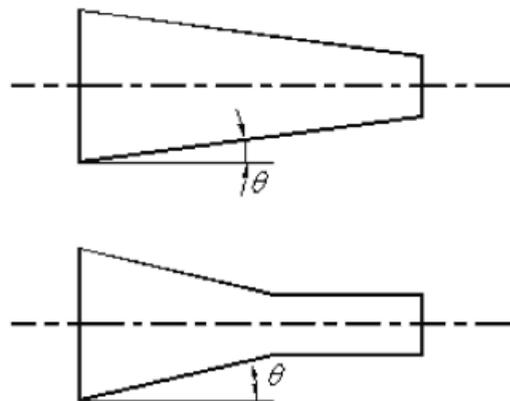
Leyenda

- 1 Inicio no estructural
- L Longitud estructural del atenuador de impactos
- W Anchura del atenuador de impactos

Figura 1. Anchura del atenuador de impacto.

Fuente: (AENOR, 2011)

- **Ángulo de afilamiento:** es el ángulo máximo entre la paralela al eje central del terminal atenuador y el lateral oblicuo, como se observa en la figura 2. (AENOR, 2011)



Leyenda

- θ Ángulo de afilamiento

Figura 2. Ángulo de afilamiento del terminal atenuador de impacto.

Fuente: (AENOR, 2011)

C. Tipos de terminales atenuadores de impacto

- **Redirectivos (R):** este tipo de terminal atenuador no solo contienen al vehículo, sino que también tiene la capacidad de redireccionarlo minimizando los daños. (AENOR, 2011)
- **No redirectivos (NR):** estos terminales atenuadores solo contienen a los vehículos. (AENOR, 2011)

D. Ensayos de impacto de vehículos

Los tipos de ensayos de impacto de vehículos se muestran en la tabla 4.

E. Niveles de comportamiento del terminal atenuador

Los niveles de comportamiento de los terminales atenuadores de impacto, se clasifican en función de la capacidad de absorción de energía creciente. Se debe tener presente que sí, un terminal atenuador de impacto cumple satisfactoriamente un ensayo para un nivel de comportamiento dado, también cumple con los requisitos de los ensayos de niveles inferiores. (AENOR, 2011)

Tabla 5
Niveles de comportamiento para el terminal atenuador de impacto.

Nivel	Ensayos de aceptación					
50	TC 1.1.50	-	-	-	TC 4.2.50 ^a	-
80/1	-	TC 1.2.80	TC 2.1.80	-	TC 4.2.80 ^a	-
80	TC 1.1.80	TC 1.2.80	TC 2.1.80	TC 3.2.80	TC 4.2.80 ^a	TC 5.2.80 ^a
100	TC 1.1.100	TC 1.2.100	TC 2.1.100	TC 3.2.100	TC 4.2.100 ^a	TC 5.2.100 ^a
110	TC 1.1.100	TC 1.3.110	TC 2.1.100	TC 3.3.110	TC 4.3.110 ^a	TC 5.3.110 ^a

^a De aplicación únicamente para terminales atenuadores redirectivos.

Fuente: (AENOR, 2011)

Además de los niveles de comportamiento, según la Norma Española EN 1317-3:2010 existen otras consideraciones del terminal atenuador que se deben tener en cuenta como:

- No debe penetrar ningún elemento del terminal atenuador de impacto en el habitáculo del vehículo.
- Los anclajes al terreno, fijaciones y cimentaciones deben comportarse según el diseño del terminal atenuador de impacto.
- La deformación del terminal atenuador de impacto no debe rebasar la superficie frontal del obstáculo.

1.2 Análisis de impacto

Un impacto ocurre cuando dos cuerpos entran en colisión entre sí, durante un periodo de tiempo muy corto, ocasionando que grandes fuerzas (impulsivas) sean ejercidas entre los cuerpos. (Hibbeler, 2004)

Un impacto está determinado únicamente por las fuerzas que actúan internamente (interacción entre los distintos cuerpos que colisionan) despreciando las fuerzas externas (como rozamiento, peso, etc.) de forma que la cantidad de movimiento, se mantiene constante entre un instante anterior y otro posterior de la colisión de un sistema formado por dos cuerpos. Por lo tanto, la energía cinética y el momento lineal son las variables dinámicas que permiten describir el proceso de interacción interna de un sistema (de dos cuerpos). (Jerry, Buffa, & Bo, 2007)

1.2.1 Principio de trabajo y energía

Este principio se basa en la absorción de la energía cinética del sistema (K). Al emplear una fuerza o trabajo sobre un objeto en estado de reposo, se provoca aceleración creando movimiento, a esto se lo conoce como energía cinética, la misma no cambia a menos que cambie la velocidad del objeto en movimiento y está definida por la ecuación 1. (Jerry, Buffa, & Bo, 2007)

$$K = \frac{1}{2}mv^2$$

Ecuación 1. *Energía cinética.*

Donde m es la masa (kg) y v la velocidad (m/s).

Según el principio de la energía, no se puede destruir solo transformar, los terminales atenuadores de impacto cumplen con este principio, transformando la energía cinética del sistema (K) en: energía mecánica (producida por la deformación), energía térmica (producida por la fricción), energía potencial (el sistema y el vehículo tratan de regresar a sus condiciones iniciales) y en energía de sonido (emitida al impactar el sistema). (Cobeñas, 2012)

1.2.2 Principio de conservación de momento lineal

Cuando un vehículo impacta con otro objeto, el “momento” se transfiere disipando la energía cinética a lo largo del cuerpo a través de la deformación. (Cobeñas, 2012)

Para el cálculo de la cantidad de movimiento (P), se utiliza la ecuación 2.

$$p = m \cdot v$$

Ecuación 2. *Cantidad de movimiento lineal.*

Para el cálculo de la cantidad de movimiento, se utiliza la ecuación 2, donde m es la masa (kg) y v la velocidad del objeto (m/s).

Se puede pensar en el momento como la cantidad del movimiento del objeto, con la misma dirección que la velocidad. (Jerry, Buffa, & Bo, 2007)

La ecuación 2 expresa a la cantidad de movimiento lineal individual, es decir, de un solo objeto o partícula, mientras que la ecuación 3 denota la cantidad de movimiento lineal total (P) del sistema. (Cobeñas, 2012)

Momento antes del impacto = Momento después del impacto

$$P = m_v \cdot v_0 = m_1 \cdot v_1 + m_1 \cdot v_1$$

Ecuación 3. *Cantidad de movimiento lineal total.*

Donde m_v es la masa del objeto (kg), v_0 es la velocidad del impacto inicial (m/s), m_1 es la masa del primer objeto atenuador (kg) y v_1 es la velocidad luego del impacto (m/s).

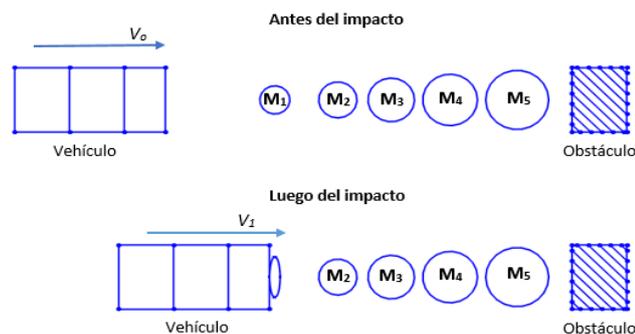


Figura 4. Principio de conservación de momento.

Fuente: (Cobeñas, 2012)

1.3 Terminales atenuadores de impacto

1.3.1 Definición

Es un sistema al cual se le conoce también como atenuador de impacto, cuyo objetivo es reducir la severidad de daños al vehículo ante un impacto frontal, haciendo disminuir su aceleración de manera gradual, absorbiendo la energía cinética a lo largo de su extensión del mismo hasta lograr que se detenga. (Cobeñas, 2012)

Estos tipos de dispositivos tienen la capacidad también de resistir impactos laterales pudiendo redireccionar al vehículo errante, de acuerdo a esto se pueden clasificar en:

- **Redireccionales:** este tipo de dispositivo se comporta como una barrera de seguridad longitudinal al tener la capacidad de resistir y redireccionar al vehículo ante impactos lateral. (Cobeñas, 2012)
- **No redireccionales:** este dispositivo de seguridad en cambio tiene la capacidad de resistir solo impactos frontales permitiendo al vehículo la inserción al sistema durante el impacto. (Cobeñas, 2012)

1.3.2 Tipos

1.3.2.1 Terminales atenuadores de impacto Redireccionables

A. Sistema GREAT

Este sistema es un terminal atenuador de absorción de energía del carril de guardia por sus siglas en inglés GREAT, el cual tiene la finalidad de proteger de los riesgos a los usuarios de las vías que contengan elementos cercanos a las pistas de tránsito, es decir, a objetos fijos peligrosos donde sean susceptibles a ser impactados de manera frontal. (Romero, 2008)

El sistema GREAT es fabricado en anchos de 610, 760, 910 y 1.067 mm y en distintas longitudes, dependiendo de la velocidad de diseño del lugar bajo consideración. En la figura 2 se observa una instalación típica de este dispositivo capaces de contener vehículos de hasta 2.000 kg. (Romero, 2008)

- **Funcionamiento.** – Al recibir un impacto frontal el sistema disipa la energía a través de un set de cartuchos ubicados en la parte interna. Al contrario, cuando recibe un impacto lateral, el sistema redirecciona el vehículo por medio de unos paneles junto con la acción de los anclajes y cables guías ubicados en la parte externa de dicha estructura. (Romero, 2008)



Figura 5. Sistema GREAT.
Fuente: (Romero, 2008)

B. Sistema QuadGuard

El sistema QuadGuard es un sistema que se aplica mucho en tránsito bidireccionales por ser un terminal atenuador a base de cartuchos comprimibles, soportados por un diafragma de acero y vigas corrugadas, que al momento que se produce un impacto los elementos se retraen hacia atrás, siendo los cartuchos los elementos sacrificados. También tiene la capacidad de soportar impactos laterales por medio de su armadura y los paneles laterales de cuatro ondas. (Romero, 2008)

Uno de los elementos importantes de este sistema es su base tipo monorriel, eliminando cables y cadenas, esta base le otorga al sistema una excelente capacidad redirectiva, en especial en impactos laterales. (Romero, 2008)



Figura 6. Sistema QuadGuard Largo.
Fuente: (Co. Sales, 2017)

C. Terminales atenuadores de bajo mantenimiento (LDA)

El LMA (Low Maintenance Attenuator) está conformado por una armadura de diafragmas de acero triple corrugación y una barrera lateral viga triple. La estructura está dividida en 12 segmentos modulares como se observa en la figura 7, por cada segmento hay un cilindro elastomérico de diámetro exterior de 711.2 mm, como punto de unión de estos cilindros están los diafragmas que también sirven de soporte para los paneles de la defensa. (Vialidad, 2001)

Este sistema se caracteriza por ser un dispositivo desarrollado para proteger objetos fijos de hasta casi 1m, susceptibles a impactos frecuentes y capaces de tolerar vehículos de 820 y 2.000 kg con velocidades máximas de 100 km/h. En un impacto frontal este sistema se comporta igual que un telescopio, contrayéndose los cilindros y absorbiendo la energía cinética del vehículo. La ventaja importante de este sistema es que, al utilizar materiales elastómeros, es decir, materiales no metales con propiedades elásticas, los cilindros tienden a recuperar después del impacto su forma original. Esto beneficia en el costo de mantenimiento al poder ser reutilizados al 100%, su defecto es el costo inicial al ser relativamente costoso. (Vialidad, 2001)

En cuanto a un impacto lateral el dispositivo tiene la capacidad de redireccionar el vehículo a través de la viga triple y el diafragma. El mayor redireccionamiento se da en los primeros segmentos de triple onda, donde se incorporan cables de contención para controlar los movimientos laterales. Generalmente cuando se dan los impactos laterales causan daños severos al dispositivo perdiendo su reutilización. (Romero, 2008)

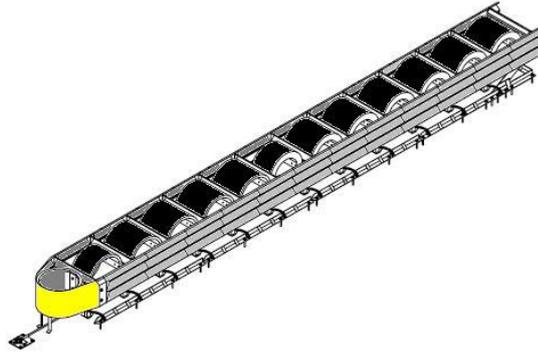


Figura 7. Terminal atenuador de bajo mantenimiento.
Fuente: (Romero, 2008)

D. Sistema REACT 350

Este sistema REACT 350 (Reusable Absorbing Crash Terminal) al igual que el sistema LMA puede ser reutilizado, pero solo hasta 3 impactos debido a que ya no consta de materiales elastómeros sino de plástico de polietileno, que tiene gran peso molecular debido a su densidad y son ideales para tránsitos bidireccionales capaces de proteger objetos fijos de hasta 0.9 m de ancho. (Romero, 2008)

El sistema consta de cilindros de polietileno, que son los encargados de amortiguar el impacto junto con los puntales internos, diafragmas y monorrieles. Para impactos frontales los cilindros se comprimen absorbiendo la energía producida por el vehículo, pudiendo recuperarse en un 90% su forma, posición y capacidades originales. En cambio, cuando se golpea lateralmente la estructura a través de los cables restringe la inserción del vehículo y redirigirlo. (Romero, 2008)

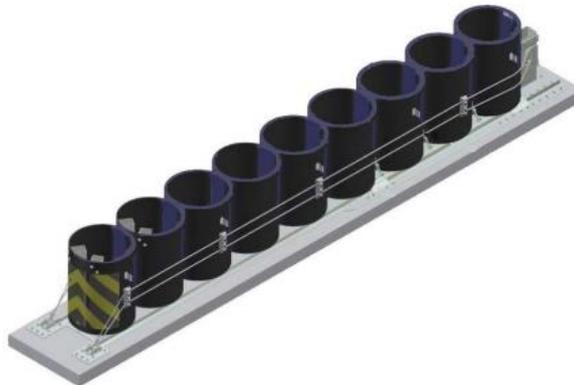


Figura 8. Sistema REACT 350.
Fuente: (WSDOT, 2014)

E. Sistema TRACC

El sistema TRACC (Trinity Attenuating Crash Cushion), se caracteriza por no necesitar de elementos complementarios para la atenuación del impacto como lo otros sistemas que utilizan cartuchos elastómeros o de polietileno. Se compone de un par de carriles guía, un trineo de impacto, marcos de acero y paneles de viga W, su uso es típico al final de las barreras de hormigón en zonas de trabajo temporal. (Cobeñas, 2012)

La energía cinética que se produce por el impacto del vehículo, es absorbida por el trineo de impacto al contraerse sus planchas de metal secuencialmente. Para los impactos laterales, las vigas de cuatro ondas se encargan de redireccionar el vehículo. (Romero, 2008)



Figura 9. Sistema TRACC.
Fuente: (Valmont, 2014)

1.3.2.2 Terminales atenuadores de impacto No Redireccionables

A. Sistema ABSORB 350

El sistema ABSORB 350 es un sistema diseñado específicamente para impactos frontales por transferencia de impulsos a partículas de agua contenidos en un recipiente. La energía del impacto es disipada a medida que estos elementos son deformados, cada elemento absorbente de energía es de 0.6 m de ancho, de 2 - 4 m de alto, y 0.9 - 1.06 m de largo. Estos dispositivos no tienen la capacidad de redireccionar al vehículo ante un impacto lateral, existiendo un mayor riesgo si el impacto lateral es cercano al final del dispositivo pudiendo tener severas consecuencias en el vehículo al resultar desaceleraciones críticas. (Romero, 2008)

Existen sistemas para baja velocidad y para alta velocidad difiriendo en el número de elementos absorbentes de energía, dependiendo únicamente del nivel de protección deseada. Para los de baja (velocidades hasta 72.42 km/h) se utiliza generalmente cinco elementos y para los de alta (velocidades superiores a 96.56 km/h) se utilizan 8 elementos. El sistema es aplicable en tránsito bidireccionales, pero en zonas temporales, pudiendo estar conectadas a cualquier sistema de barrera de hormigón, portátil o fijo, ya que estos muros actúan como reacción. (Corporation, 2017)



Figura 10. Sistema ABSORB 350.
Fuente: (Corporation, 2017)

B. Tambores plásticos con arena

Son diseñados para impactos frontales, su extremo inicial es quien absorbe toda la energía cinética por transferencia del impulso lineal a las partículas de arena, el conjunto de tambores desacelera el vehículo hasta detenerlo de forma controlada y segura. (Almada, 2013)

Dependiendo de las condiciones del lugar se puede tener diferentes configuraciones, estas distintas configuraciones difieren en dimensiones del tambor, peso de la arena y el número de tambores. En cambio, para el diseño se utiliza otras variantes como son, máxima desaceleración y peso del vehículo, velocidad de impacto, forma y tamaño del obstáculo, que si bien es cierto no sirve como reacción debido a que cada módulo se sostiene así mismo entre líneas, todas estas variables deben cumplir con los requerimientos del sistema para la atenuación del impacto. (Cobeñas, 2012)

Para que este sistema funcione de manera óptima se debe tomar en cuentas ciertas consideraciones como: el factor de humedad de la arena, que no debe sobrepasar el 3% para que la arena no pierda la capacidad de transferencia del momento lineal. Se recomienda que las últimas tres líneas posteriores, traslapen en su ancho el obstáculo o parte fija que se requiera proteger por lo menos en 760 mm como se muestra en la figura 11 y 12. El factor negativo más importante de este sistema es el costo, si bien es cierto el costo inicial no es tan elevado, pero hay que tener en cuenta que estos sistemas no son reutilizables generando a largo plazo un costo elevado. (Cobeñas, 2012)



Figura 11. Tambores de plástico con arena.
Fuente: (Corporation, 2017)

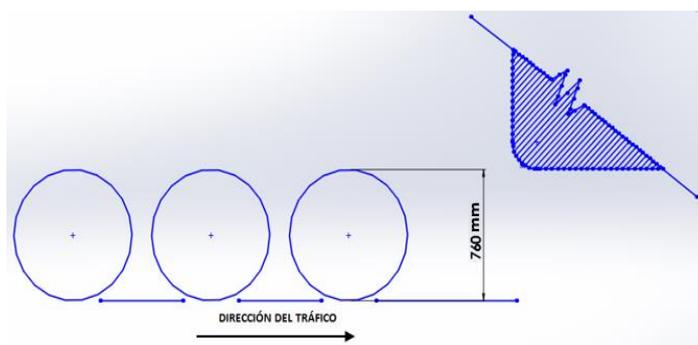


Figura 12. Ubicación de los tambores posteriores.
Fuente: (Romero, 2008)

1.3.2.3 Terminales atenuadores de impacto móviles

Son de uso temporal generalmente para protección del personal de trabajo en las vías, se instalan en la parte posterior del camión de servicio como se observa en a figura 13. Están diseñados para impactos frontales, desacelerando el vehículo que se impacte por diversos mecanismos, deteniendo el vehículo de manera controlada y segura. Son recomendados para utilizar en vías en las que la velocidad promedio de operación sea igual o mayor a 80 km/h. (Almada, 2013)



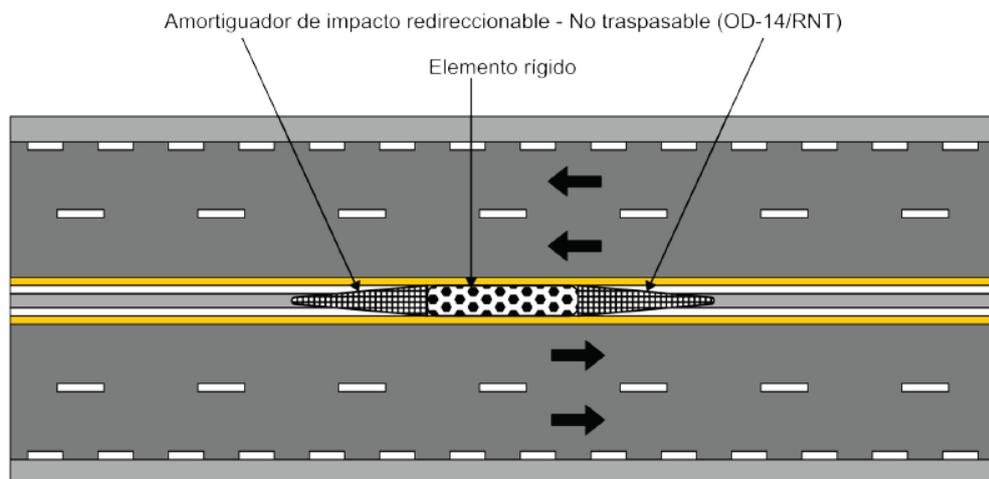
Figura 13. Terminal atenuador de impacto móvil.
Fuente: (WS, 2017)

1.3.3 Utilización de los terminales atenuadores de impacto

Los terminales atenuadores de impacto se deben utilizar en los siguientes casos:

1.3.3.1 En las orillas de las coronas, fajas separadoras y baquetas

En estas zonas en general se aplica terminales atenuadores de impacto redireccionables, al tener un espacio estrecho que no permite la colocación de barreras de seguridad. Su instalación debe ser inmediatamente antes del elemento rígido en el sentido del tránsito como se observa en la figura 14, si existiese un amplio terreno transitable sin obstáculos donde no sea posible que el vehículo que se impacte de frente traspase el dispositivo, en cuyo caso se puede optar por un terminal atenuador no redireccionable. (Almada, 2013)



Dibujo fuera de escala

Figura 14. Terminales atenuadores de impacto Redireccionables en faja separadora
Fuente: (Almada, 2013)

1.3.3.2 En entradas y salidas

En estas zonas es conveniente utilizar terminales atenuadores de impacto redireccionables de tipo REACT 350, al ser entradas y salidas de carretera con o sin carriles de desaceleración o aceleración donde deben existir elementos rígidos para que el terminal atenuador sea colocado inmediatamente antes y en sentido del tránsito. (Almada, 2013)



Figura 15. Terminales atenuadores de impacto en entradas y salidas de carretera.
Fuente: (INC., 2011)

1.3.3.3 En bifurcaciones

En las bifurcaciones ya sea en carretera, camino y calle donde se transformen en dos vías distintas, se puede instalar justo antes del elemento rígido los terminales atenuadores de impacto redireccionables de tipo Great o QuadGuard. (Almada, 2013)



Figura 16. Terminal atenuador de impacto en bifurcación.
Fuente: (Committee, 2012)

1.3.3.4 En plazas de cobro

Antes de las casetas de peaje o cobro en el sentido del tránsito deben ir instalado el terminal atenuador de impacto redireccionable traspasable.



Figura 17. Terminal atenuador de impacto en caseta de peaje.
Fuente: (CuyoNoticias, 2013)

1.3.3.5 En zonas de obras viales

En toda carretera o vialidad urbana donde se estén ejecutando trabajos de construcción o conservación de manera temporal, se deben instalar amortiguadores de impacto de tipo móvil ubicado sobre el carril afectado a una distancia de seguridad de 20 a 60 m del lugar donde inicia el trabajo en el sentido del tránsito. (Almada, 2013)



Figura 18. Terminal atenuador de impacto en obra vial.
Fuente: (International, 2016)

1.4 Elementos finitos

El método de elementos finitos (MEF) tiene gran importancia en la solución de problemas físicos, de ingeniería, etc., permitiendo analizar estructuras y diferentes sistemas continuos, a través de procedimientos basados en técnicas computacionales. (Cubillos, 2007)

El MEF es un método aproximado, que permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, es decir, un prototipo para ensayarlo e ir realizando mejoras de forma iterativa siendo más fácil y económico su modificación. (Cortez & Sotomayor, 2007)

1.4.1 Tipos de elementos

1.4.1.1 Elementos tipo Shell

Los elementos tipo “Shell” o de carcasa son elementos de superficie, sus tres dimensiones son compatibles entre sí, o dos de ellas son más grandes que la tercera. Generalmente se utiliza para modelar placas delgadas, chapas, o cualquier estructura que presente la condición antes planteada. (Cortez & Sotomayor, 2007)

La aplicación de estos elementos de manera más técnica son aquellas estructuras laminares donde su espesor es menor que 0,1 veces su longitud menor o también se habla de una relación de 8 a 1 entre su longitud y ancho. (Cortez & Sotomayor, 2007)

Los elementos Shell son apropiados para sólidos que experimentan flexión, al tener la capacidad de formular ecuaciones de alto orden (nodos intermedios).

1.4.1.2 Elementos tipo BEAM

Los elementos viga (BEAM) es probablemente uno de los más usados, ya que son capaces de proporcionar al elemento rigidez a tracción o compresión; flexión o torsión

entre dos nodos. Estos nodos presentan grados de libertad de tipo rotacional, cada nodo representa 6 grados de libertad (3 rotacionales y 3 de desplazamiento). Ya que el elemento BEAM tiene solo dos nodos (uno en cada extremo) no se puede determinar la geometría por lo que es necesario proporcionar el área de sección transversal y su momento de inercia. (Cubillos, 2007)

Para modelar miembros estructurales con elementos BEAM una de sus dimensiones debe ser mayor, en una relación de 10:1 con respecto a las otras dos, simulando tanto comportamiento elástico lineal como plástico. Además, poseen gran variedad de secciones pudiendo ser: rectangulares, circulares, etc. (Cubillos, 2007)

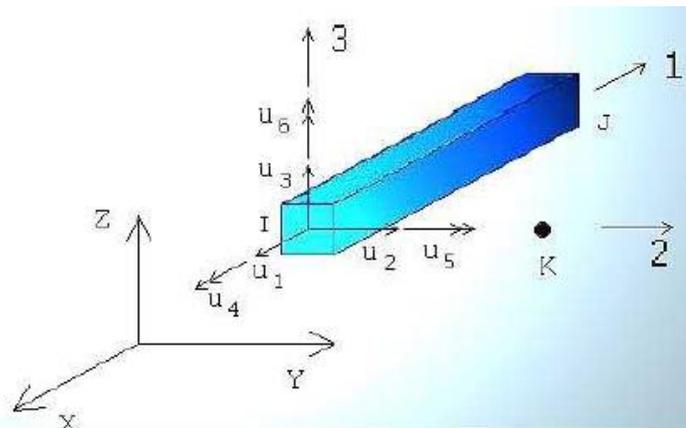


Figura 19. Elemento BEAM tridimensional.
Fuente: (Cubillos, 2007)

1.4.1.3 Elementos 2D

Los elementos planos (2D) se clasifican en:

- Cinemáticos
- Sólidos flexibles
- Hidrodinámicos

Los elementos 2D cinemáticos poseen masa y tienen la capacidad de transmitir carga, produciendo movimiento y tensiones en elementos flexibles, mediante la asignación de condiciones de contorno y cargas, presión o gravedad. Generalmente son utilizados para modelar partes de una estructura que experimenta deformaciones unitarias no relevantes, su principal ventaja es el tiempo de análisis en el software reduciéndolo considerablemente. En cambio, los elementos 2D sólidos flexibles como su nombre lo indica, son apropiados cuando el sólido experimenta flexión, simulando el comportamiento de los mismos, a través de la elaboración de formulaciones de alto orden. (Cortez & Sotomayor, 2007)

Los elementos 2D hidrodinámicos su principal aplicación radica en la simulación de las cargas generadas por los líquidos sobre la estructura. Es por ello que resultan ideales cuando se requiere la simulación de sólidos que interaccionan con los fluidos. (Cortez & Sotomayor, 2007)

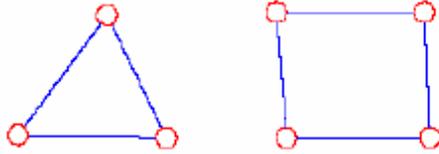


Figura 20. Elementos en 2D.
Fuente: (Cortez & Sotomayor, 2007)

1.4.1.4 Elementos tipo sólido

Los elementos de tipo sólido son ideales para el análisis de estructuras gruesas como paredes, pudiendo variar la forma de los elementos en tetraedros, cuñas, hexaedros, etc., estos elementos simulan el comportamiento de las diferentes cargas a las que está sometido el sólido. (Cortez & Sotomayor, 2007)



Figura 21. Formas de elementos Tipo SOLID.
Fuente: (Cortez & Sotomayor, 2007)

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL TERMINAL ATENUADOR

Para diseñar una estructura o elemento se puede tomar en referencia varios procesos de diseño que son diagramas iterativos que orientan a una mejor solución, en el caso puntual de nuestra aplicación se toma el proceso de Shigley que se fundamenta en el siguiente diagrama.

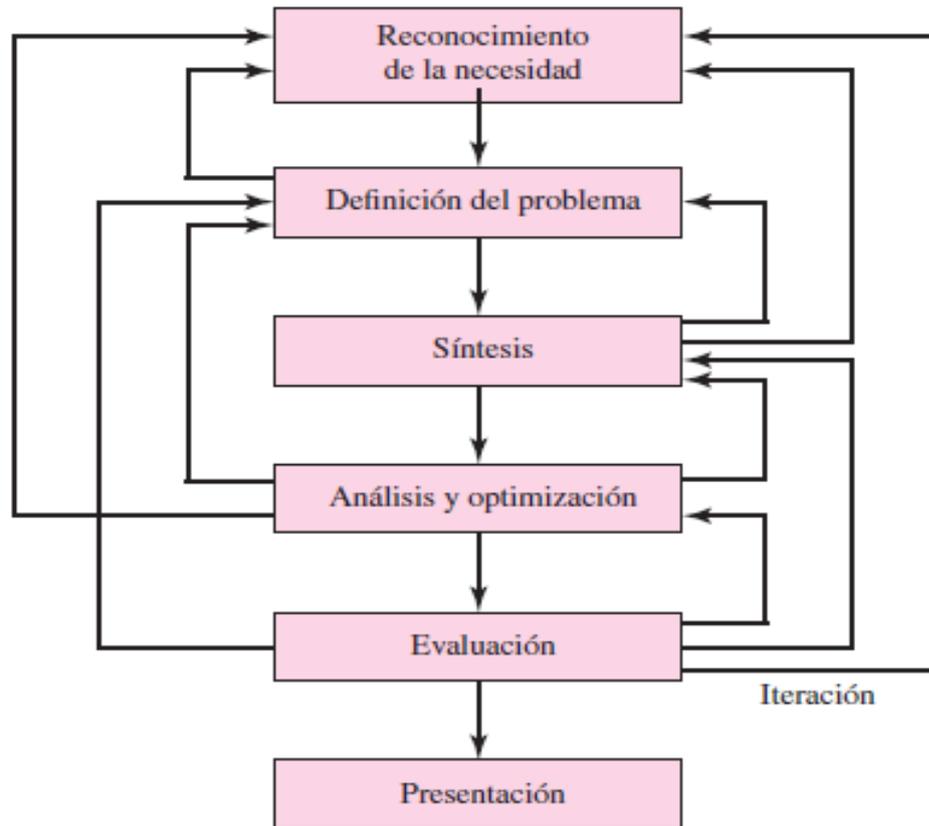


Figura 22. Proceso iterativo de Diseño.
Fuente: (Budymas & Nisbett, 2008)

Este proceso es iterativo por lo que nos permite regresar a sus diferentes fases para mejorar o para tomar en cuenta otras consideraciones que no se hayan tenido presentes en un momento inicial.

2.1 Reconocimiento de la necesidad

Según las estadísticas de la agencia nacional de tránsito hasta el año 2016 del mes de diciembre se muestra que la provincia del Azuay se ha producido el 4,33% de los accidentes de tránsito a nivel nacional como se muestra en la Tabla 6. (ANT, 2016)

Tabla 6
Accidentes de tránsito por provincias a nivel nacional.

PROVINCIAS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	TOTAL A DICIEMBRE 2016	REPRESENTACIÓN	%
AZUAY	123	110	102	98	127	118	94	104	93	91	129	122	1.311		4,33
BOLIVAR	14	21	18	10	22	16	15	14	14	23	15	11	193		0,64
CANAR	32	25	20	19	23	17	16	10	16	16	11	13	218		0,72
CARCHI	10	10	10	14	16	11	7	15	9	7	13	9	131		0,43
CHIMBORAZO	65	71	44	74	54	70	65	58	74	51	49	68	743		2,45
COTOPAXI	33	37	48	35	18	15	29	41	38	49	39	45	427		1,41
EL ORO	88	68	63	49	64	68	71	83	47	67	69	91	828		2,74
ESMERALDAS	43	42	26	14	29	16	12	22	17	20	20	32	293		0,97
GALAPAGOS	-	1	-	-	1	1	1	-	-	-	-	-	4		0,01
GUAYAS	593	511	553	532	625	695	778	778	586	733	703	812	7.899		26,10
IMBABURA	129	127	113	112	111	117	135	105	123	129	146	189	1.536		5,07
LOJA	47	55	43	58	45	49	49	42	42	41	39	50	560		1,85
LOS RIOS	109	119	110	80	117	91	83	86	53	58	65	85	1.036		3,42
MANABI	126	74	56	47	68	111	95	109	77	110	94	95	1.062		3,51
MORONA SANTIAGO	8	10	13	11	13	17	15	14	15	12	11	17	156		0,52
NAPO	14	16	11	8	12	8	7	10	6	7	9	7	115		0,38
ORELLANA	2	9	5	11	1	7	1	1	2	2	3	-	44		0,15
PASTAZA	7	3	15	8	11	2	4	7	4	2	3	2	68		0,22
PICHINCHA	1.307	1.063	1.026	1.025	808	693	801	722	797	808	780	947	10.777		35,60
SANTA ELENA	39	40	21	24	38	35	71	45	24	37	43	47	464		1,53
SANTO DOMINGO DE LOS TSACHILAS	86	72	68	62	64	83	70	38	46	65	69	69	792		2,62
SUCUMBIOS	14	23	4	6	3	2	5	9	4	1	-	-	72		0,24
TUNGURAHUA	147	160	137	147	143	113	126	95	71	112	81	107	1.439		4,75
ZAMORA CHINCHIPE	8	12	7	9	12	4	9	8	7	10	7	8	101		0,33
TOTAL	3.044	2.679	2.513	2.453	2.425	2.359	2.559	2.396	2.165	2.451	2.399	2.826	30.269		100
%	10,06	8,85	8,30	8,10	8,01	7,79	8,45	7,92	7,15	8,10	7,93	9,34	100,00		

Fuente: (ANT, 2016)

Considerando los siniestros de la agencia nacional de tránsito se puede evidencia en la “Tabla 7” que se tiene una sumatoria entre estrellamiento y colisión dando un total de 16,04% a nivel nacional.

Tabla 7
Siniestro de tránsito por tipo.

TIPO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	TOTAL A DICIEMBRE - 2016	%
CHOQUE LATERAL	888	739	675	676	708	633	723	648	572	674	624	731	8.291	27,39
ATROPELLO	430	402	418	396	358	386	376	383	342	416	402	454	4.763	15,74
ESTRELLAMIENTO	429	351	326	313	320	299	338	325	293	315	326	382	4.017	13,27
PERDIDA DE PISTA	339	304	257	262	221	250	273	267	244	263	260	333	3.273	10,81
CHOQUE POSTERIOR	320	278	265	276	269	231	273	237	202	238	271	325	3.185	10,52
ROZAMIENTO	168	186	141	171	154	169	184	159	165	182	200	172	2.051	6,78
CHOQUE FRONTAL	155	135	133	127	125	121	111	97	104	110	97	116	1.431	4,73
COLISION	87	88	81	57	71	53	72	70	51	64	63	81	838	2,77
CAIDA DE PASAJERO	56	61	78	59	70	74	75	78	71	53	58	101	834	2,76
VOLCAMIENTO	106	66	65	68	61	58	62	65	65	56	38	53	763	2,52
OTROS	43	47	53	34	38	42	47	44	37	45	34	47	511	1,69
ARROLLAMIENTO	23	22	21	14	30	43	25	23	19	35	26	31	312	1,03
TOTAL	3.044	2.679	2.513	2.453	2.425	2.359	2.559	2.396	2.165	2.451	2.399	2.826	30.269	100
%	10,06	8,85	8,30	8,10	8,01	7,79	8,45	7,92	7,15	8,10	7,93	9,34	100,00	

Fuente: (ANT, 2016)

2.2.1 Selección de la aplicación del lugar del terminal atenuador

Según el artículo del diario “El Tiempo” que toma como referencia desde el año 2014 hasta el año 2017 se tiene que las vías con más accidentes en la ciudad de Cuenca son: la Av. Américas, Panamericana Norte, Gonzales Suarez, Vía al Valle, y 12 de abril como se muestra en la figura 23.



Figura 23. Vías con mayor número de accidentes de tránsito en la ciudad de Cuenca.
Fuente: (Diario El tiempo, 2017)

Como alternativas se tiene diversos lugares, los mismos que son analizados por las siguientes variables: espacio de diseño y número de accidentes.

Se toma la AV. De las Américas, el punto específico es el paso a desnivel sentido sur-norte, ya que en las estadísticas desde el año 2014-2017 se han dado un total de 402 accidentes de tránsito en esta vía siendo la más peligrosa de la ciudad de Cuenca.



Figura 24. Paso a desnivel Av. Las Américas sentido Sur-Norte.
Fuente: Autores.



Figura 25. Vías aledañas paso a desnivel Av. Las Américas.

Fuente: www.maps.google.com.ec

Otro lugar que se toma en cuenta en la misma Av. De las Américas, es en paso a desnivel ubicado en el sector del control sur, donde se puede evidenciar que ha existido un estrellamiento.



Figura 26. Paso a desnivel sector control sur Av. Las Américas.

Fuente: Autores.

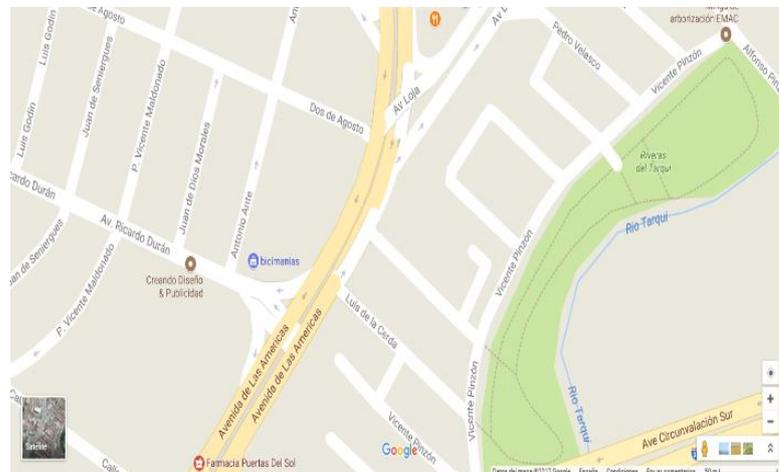


Figura 27. Vías aledañas paso a desnivel Av. Las Américas sector Control Sur.

Fuente: www.maps.google.com.ec

Por último, se analiza el paso a desnivel ubicado en la Av. 12 de abril sector Parque de la Madre, esta avenida también es una de las más accidentadas ubicándose en el quinto lugar de las estadísticas realizadas por el diario “El Tiempo”; ver la figura 28.



Figura 28. Paso a desnivel Av.12 de abril Sector parque de la madre.
Fuente: Autores.



Figura 29. Vías Aledañas Av.12 de abril.
Fuente: www.maps.google.com.ec

2.3 Síntesis

2.3.1 Selección del material

Se busca en el material las siguientes características:

- **Alta tenacidad:** esta propiedad brinda al material a tener la capacidad de absorber energía de deformación antes de llegar al punto de rotura por el impacto.
- **Manufacturable:** facilidad en el proceso de fabricación y montaje.
- **Costo bajo:** siendo asequible para cualquier entidad competente en la seguridad vial.
- **Baja densidad:** para garantizar un peso ligero siendo transportable.

2.3.1.1 Materiales

A. Aluminio

El aluminio es ligero, resistente a la compresión, imperecedero y reutilizable. Al ser un material resistente a la compresión permite absorber una cantidad elevada de energía en el mínimo espacio ocupado. Este material tiene mayor aplicación en la industria aeroespacial, mientras que en la industria marina se utiliza muy poco debido al riesgo de penetración del agua. En cambio, en la industria del automóvil también es usada ampliamente ya que su precio disminuyó con el tiempo siendo accesible, pero sobre todo es utilizado por sus propiedades de absorción de energía. (Castro, 2016)

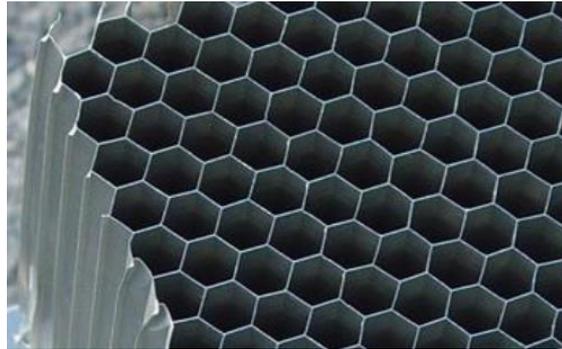


Figura 30. Aluminio en panal de abeja.
Fuente: (Castro, 2016)

B. Acero galvanizado

La lamina de acero galvanizado por inmersión en caliente es un producto que combina las características de resistencia mecánica del acero y también tiene buenas características anticorrosivas generadas por el zinc.

Este material tiene buena capacidad de absorción de energía cuando son impactos frontales y pueden ser reutilizables en buena parte. Típicamente en el sector automotriz se utiliza el acero con la denominación: AISI 304 galvanizado. (Manjarrés, 2016)

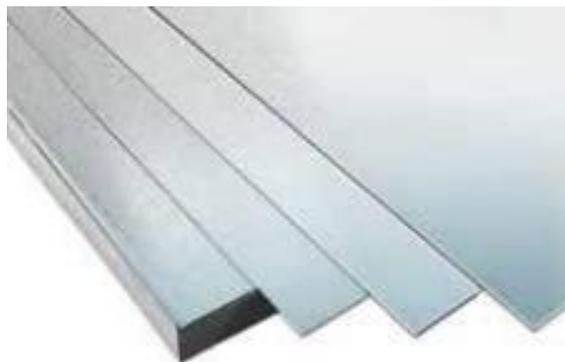


Figura 31. Láminas de acero galvanizado.
Fuente: (Acesco, 2017)

C. Espuma de poliuretano (Foam)

Este producto para su formación utiliza dos materias primas fundamentales: el petróleo y el azúcar. Una vez sometidos a un proceso de transformación química, estas materias primas dan lugar a otros compuestos líquidos en los cuales se añaden aditivos y se

obtiene un material muy versátil, que puede tener múltiples propiedades: rígido, flexible, macizo, poroso, etc. (Formulaciones, 2011)



Figura 32. Sandwich de espuma de poliuretano.
Fuente: (Formulaciones, 2011).

El material tiene una baja densidad variando entre 30-100 kg/m³. Cuando se tiene mayor densidad se obtiene mejores propiedades mecánicas, como: mejor resistencia a la tracción y compresión; a la flexión y cizallamiento. Estas espumas tienen la capacidad de soportar grandes deformaciones ante la compresión y a su vez absorbe energía específica. (Castro, 2016)

En la figura 33 se observa el efecto que tiene la densidad en el material, cuando la densidad es baja impide que el material pueda disipar toda la energía, mientras que cuando la densidad es alta se excede el valor crítico antes de absorber la energía quedando material sin utilizar.

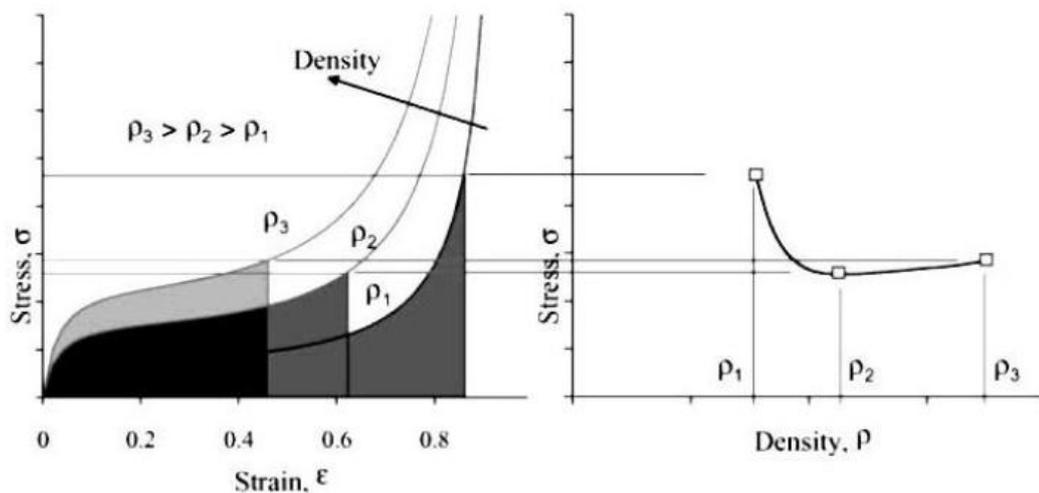


Figura 33. Propiedades de la Espuma de Poliuretano para distintas densidades.
Fuente: (Castro, 2016)

D. Madera de balsa

Este material es considerado también como madera dura, pero de entre todas ellas es la más blanda y ligera con densidades entre 100-200 kg/m³. Tiene excelentes relaciones de rigidez y fuerza ante peso, aunque debido a ello también resulta difícil

adaptarla a formas curvas siendo aplicado por lo general en bloques pequeños unidos entre sí por un material de soporte. (Castro, 2016)

La madera de balsa es un material que presenta una gran capacidad de absorción de energía sobre todo en dirección axial ya que cuando está sometido a compresión en dicha orientación el material muestra un régimen elástico lineal que termina en el inicio de fallo por retorcimiento localizado. (Castro, 2016)



Figura 34. Madera de Balsa.
Fuente: (Castro, 2016)

E. Plástico ABS

El acrilonitrilo butadieno estireno o ABS es un plástico capaz de resistir impactos, es denominado también plástico de ingeniería debido a que su elaboración y procesamiento es más complejo que un plástico normal o común de polipropileno. Este material ha sido desarrollado principalmente para sustituir a los materiales estructurales y de transmisión de carga o con grandes resistencias térmicas, que se dan tanto en el sector automotriz como en el sector de electrodomésticos. (Trujillo, 2011)

El ABS está compuesto por tres bloques: el bloque de acrilonitrilo que le proporciona rigidez, resistencia a ataques químicos y estabilidad a alta temperatura, así como dureza; el bloque de butadieno que proporciona tenacidad a cualquier temperatura; y el bloque de estireno que aporta resistencia y rigidez. (Mariano, 2011)



Figura 35. Plástico ABS granulado.
Fuente: (Stocks, 2017)

Los materiales ABS tienen importantes propiedades en ingeniería, como buena resistencia mecánica y al impacto combinado con facilidad para procesarlo. La resistencia al impacto de los plásticos ABS se ve incrementada al aumentar el porcentaje de contenido en butadieno pero disminuye entonces las propiedades de resistencia a la tensión y disminuye la temperatura de deformación por calor. (Mariano, 2011)

F. Fibra de vidrio

Las fibras de vidrio están constituidas fundamentalmente por sílice, que se combina con diferentes óxidos (Alúmina, alcalinos y alcalinotérreos), que en función de sus respectivos porcentajes permiten modificar las características de la fibra resultante. (Luna, Pucha, & Valencia, 2013)

Este tipo de fibra tiene un costo menor frente a otras fibras, pero su densidad es más alta, por lo que se consigue un mayor peso, sin embargo, tiene una excelente resistencia mecánica y a los ataques químicos con buenas propiedades como aislante eléctrico y térmico. (Castro, 2016)

La fibra de vidrio tiene buena resistencia al impacto, sin embargo, no beneficia en la absorción de la energía al producirse mayor elongación antes de la rotura. (Castro, 2016)



Figura 36. Fibra de vidrio.

Fuente: (Luna, Pucha, & Valencia, 2013)

2.3.1.2 Tabla de priorización

En la tabla 8 se detalla un análisis de priorización de los materiales expuestos anteriormente con los requerimientos necesarios para el diseño del terminal atenuador de impacto. Se han usado algunos de los factores principales (como el costo, peso, etc.) ponderados con un porcentaje que muestra la importancia de cada uno de ellos en la toma de decisión final. El cuerpo de la matriz se llena con números que califican cada material en una escala conveniente, como del 1 al 10 (1 es malo y 10 es bueno), en cada uno de los factores principales. Luego, las calificaciones se multiplican por los factores de ponderación y los productos sumados dan el valor final para cada material.

Tabla 8
Matriz de decisión del material

FACTORES MATERIALES	PESO	COSTO	FACILIDAD DE MANUFACTURA	DISPONIBILIDAD	TENACIDAD	TOTAL
	20%	15%	20%	15%	30%	100%
Aluminio	8 1,6	7 1,05	9 1,8	7 1,05	8 2,4	7,9
Acero galvanizado	8 1,6	7 1,05	9 1,8	9 1,35	9 2,7	8,5
Espuma de Poliuretano	8 1,6	8 1,2	7 1,4	8 1,2	9 2,7	8,1
Madera de balsa	4 0,8	7 1,05	6 1,2	7 1,05	5 1,5	5,6
Plástico ABS	4 0,8	6 0,9	6 1,2	5 0,75	5 1,5	5,15
Fibra de vidrio	6 1,2	6 0,9	4 0,8	6 0,9	6 1,8	5,6

Fuente: Autores.

Según la matriz de decisiones representada en la tabla 8, se aprecia que las mejores opciones, teniendo en cuenta los parámetros establecidos son: en primer lugar, el acero galvanizado con un puntaje de 8,5; en segundo lugar, la espuma de poliuretano con un puntaje de 8,1; en tercer lugar, el aluminio con un puntaje de 7,9; la madera de balsa y la fibra de vidrio igualados en el cuarto lugar con 5,6 de puntaje y por último el plástico ABS con 5,15 de puntuación.

En este proyecto se desarrolla el estudio de un único material para el diseño del terminal atenuador de impacto, pero podría hacerse una combinación entre las distintas opciones mejorando sus características mecánicas y su rendimiento como atenuador.

Finalmente, seleccionado el material a utilizar se procede con el diseño del terminal atenuador teniendo en cuenta los puntajes obtenidos por cada uno de ellos dentro de la matriz de decisiones realizada anteriormente.

2.3.2 Selección del diseño

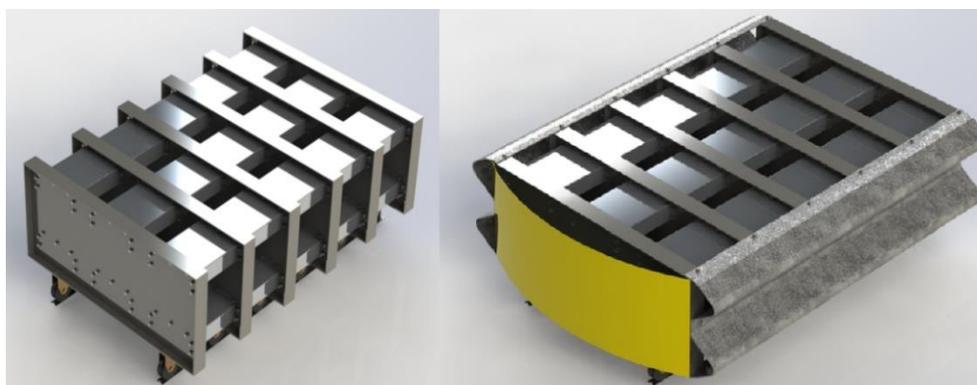


Figura 37. Diseño 1.
Fuente: Autores.

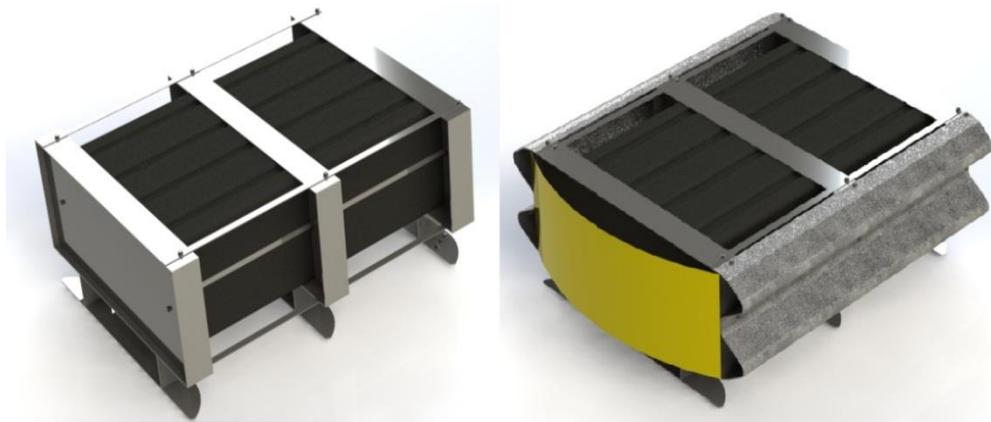


Figura 38. Diseño 2.
Fuente: Autores.

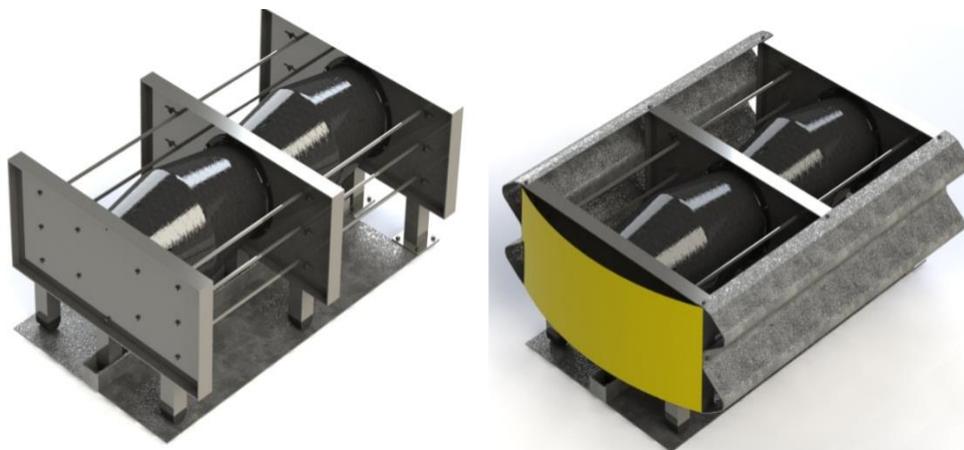


Figura 39. Diseño 3.
Fuente: Autores.

En la tabla 9 se detalla un análisis de priorización de los diseños a través de la matriz de Pugh con los requerimientos necesarios para su selección, para posteriormente escoger el más adecuado según los resultados obtenidos.

La matriz de Pugh es una herramienta cuantitativa que permite comparar opciones entre sí mediante un arreglo multidimensional. Su aplicación más habitual es durante la fase de diseño de un producto, ya sea completamente nuevo o una actualización de uno existente. (Sejzer, 2016)

La matriz esta armada por criterios (filas) y por las alternativas de diseño (columnas). Se toma la primera alternativa de diseño y se analiza criterio por criterio, si su cumplimiento es superior se coloca el número “+1”, si es inferior “-1”, y si es igual “0”. Se le ha agregado una columna de “Ponderación” dando una calificación a cada criterio ya que los mismos no van a tener igual impacto, es por ello que se pondera cada criterio para que el impacto de cada comparación no tenga el mismo peso.

Completada la calificación de cada diseño según los criterios, se realiza la multiplicación de los mismos con el valor ponderado, para finalmente sumar los valores de esta multiplicación de cada diseño obteniendo los distintos puntajes.

Tabla 9
Matriz de Pugh para la selección del diseño

		Ponderación	Alternativas de diseño		
			Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
Criterios	Disponibilidad	1,4	1	0	-1
	Precio	2	1	1	0
	Manufactura	1,5	1	1	0
	Estética	1,4	1	1	1
	Resistencia a la corrosión	1	1	1	0
	Mantenimiento	1,7	1	0	-1
	Reciclaje	1	1	1	-1
Multiplicación calificación por la ponderación			1,4	0	-1,4
			2	2	0
			1,5	1,5	0
			1,4	1,4	1,4
			2	2	0
			1,5	0	-1,5
			1,4	1,4	-1,4
Suma ponderada			11,2	8,3	-2,9
Valoración final			1	2	3

Fuente: Autores.

Del análisis efectuado en la tabla 9, el diseño 1 es el de mayor puntaje con 11,2 quedando en primer lugar. Estos diseños caben recalcar que son simplemente bosquejos, a manera de ver cuál sería el más idóneo según los criterios analizados. El diseño con mayor puntuación será analizado mediante elementos finitos para la comprobación del funcionamiento como terminal atenuador de impacto, estando propenso a cualquier rediseño de no funcionar.

2.3.3 Variables

2.3.3.1 Tipo de vehículo

A. Normativa

La Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2656:2012 establece la clasificación vehicular por categorías: L, M, N, O y combinaciones especiales.

Para el estudio del terminal atenuador de impacto, se consideró: la Categoría M, la cual estipula que es para “vehículos automotores de cuatro ruedas o más diseñados y constituidos para el transporte de pasajeros” y la subcategoría M1, que es para “vehículos de 8 asientos, sin contar el asiento del conductor”.

Dentro de la subcategoría M1 se encuentran vehículos de clase: sedan, coupé, convertibles, hatchback, station wagon, minivan, utilitarios, etc., vehículos que por lo general son los que mayormente circulan dentro de la ciudad. (INEN, Clasificación Vehicular, 2012)

B. Vehículo más vendido

La Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2656:2012 solo establece la clasificación vehicular en categorías sin pesos ni dimensiones, parámetros necesarios para la idealización del modelo matemático, por lo tanto, para el estudio se considera el vehículo perteneciente a la Categoría M, más vendido a nivel nacional y local.

La AEADE (Asociación de empresas automotrices del Ecuador) es la entidad encargada de presentar las estadísticas sobre el movimiento comercial del sector automotriz. Según las cifras que presenta la AEADE en su anuario 2016 da a conocer que la marca de vehículo más vendido a nivel nacional es la CHEVROLET, con ventas de 28.375 unidades ocupando el mercado en un 44,65% como se observa en la tabla 10.

El vehículo más vendido de la marca CHEVROLET, según las cifras de la propia AEADE es el modelo AVEO EMOTION 1.6L 4P GLS a nivel nacional como se observa en la tabla 8, pero a nivel local, es decir en la provincia del Azuay el modelo más vendido de la misma marca es el AVEO FAMILY 1.5L STD (Tabla 10).

Tabla 10
Venta de vehículos según la marca.

MARCA	2011	%	2012	%	2013	%	2014	%	2015	%	2016	%
CHEVROLET	59 189	42,31%	54 947	45,24%	50 195	44,10%	53 574	44,62%	40 265	49,52%	28 375	44,65%
KIA	11 965	8,55%	10 144	8,35%	12 300	10,81%	12 038	10,03%	7 647	9,40%	8 486	13,35%
HYUNDAI	14 879	10,64%	12 296	10,12%	9 629	8,46%	10 623	8,85%	5 678	6,98%	4 930	7,76%
TOYOTA	6 730	4,81%	6 840	5,63%	6 425	5,65%	6 476	5,39%	3 651	4,49%	2 951	4,64%
GREAT WALL	2 085	1,49%	2 088	1,72%	1 688	1,48%	2 160	1,80%	2 445	3,01%	2 717	4,28%
MAZDA	8 012	5,73%	5 120	4,22%	6 402	5,63%	6 916	5,76%	3 651	4,49%	2 546	4,01%
NISSAN	10 080	7,21%	7 051	5,81%	6 576	5,78%	6 019	5,01%	3 794	4,67%	2 474	3,89%
HINO	4 133	2,95%	3 625	2,98%	3 735	3,28%	4 578	3,81%	3 385	4,16%	2 150	3,38%
RENAULT	5 441	3,89%	2 707	2,23%	2 624	2,31%	2 587	2,15%	1 128	1,39%	1 747	2,75%
FORD	4 385	3,13%	4 254	3,50%	4 086	3,59%	4 164	3,47%	1 771	2,18%	1 644	2,59%
VOLKSWAGEN	3 590	2,57%	2 969	2,44%	1 846	1,62%	1 942	1,62%	1 105	1,36%	975	1,53%
CHERY	1 515	1,08%	1 854	1,53%	1 134	1,00%	1 117	0,93%	1 059	1,30%	878	1,38%
JAC	924	0,66%	1 086	0,89%	1 175	1,03%	1 314	1,09%	891	1,10%	322	0,51%
DFSK	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	765	0,64%	558	0,69%	321	0,51%
MERCEDES BENZ	446	0,32%	327	0,27%	44	0,04%	335	0,28%	316	0,39%	215	0,34%
HONDA	214	0,15%	216	0,18%	171	0,15%	147	0,12%	121	0,15%	205	0,32%
CITROËN	137	0,10%	178	0,15%	184	0,16%	453	0,38%	329	0,40%	189	0,30%
BYD	77	0,06%	140	0,12%	31	0,03%	299	0,25%	171	0,21%	168	0,26%
DONGFENG	163	0,12%	90	0,07%	140	0,12%	303	0,25%	216	0,27%	165	0,26%
JEEP	155	0,11%	237	0,20%	409	0,36%	443	0,37%	203	0,25%	152	0,24%
MITSUBISHI	983	0,70%	371	0,31%	454	0,40%	419	0,35%	256	0,31%	151	0,24%
AUDI	131	0,09%	150	0,12%	150	0,13%	191	0,16%	182	0,22%	134	0,21%
FAW	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	49	0,04%	206	0,25%	127	0,20%
FUSO	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	151	0,19%	118	0,19%
PEUGEOT	349	0,25%	241	0,20%	162	0,14%	184	0,15%	146	0,18%	114	0,18%
GOLDEN DRAGON	65	0,05%	52	0,04%	41	0,04%	2	0,00%	117	0,14%	98	0,15%
BMW	212	0,15%	152	0,13%	149	0,13%	150	0,12%	114	0,14%	92	0,14%
FOTON	20	0,01%	21	0,02%	48	0,04%	128	0,11%	76	0,09%	91	0,14%
INTERNATIONAL	234	0,17%	263	0,22%	161	0,14%	186	0,15%	192	0,24%	67	0,11%
SKODA	647	0,46%	551	0,45%	525	0,46%	261	0,22%	100	0,12%	57	0,09%
KENWORTH	353	0,25%	480	0,40%	492	0,43%	472	0,39%	179	0,22%	55	0,09%
LIFAN	288	0,21%	300	0,25%	73	0,06%	25	0,02%	146	0,18%	55	0,09%
FREIGHTLINER	249	0,18%	276	0,23%	341	0,30%	272	0,23%	96	0,12%	37	0,06%
JMC	107	0,08%	122	0,10%	241	0,21%	106	0,09%	121	0,15%	30	0,05%
UD TRUCKS	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	86	0,07%	78	0,10%	29	0,05%
FIAT	68	0,05%	169	0,14%	508	0,45%	278	0,23%	236	0,29%	28	0,04%
MACK	199	0,14%	389	0,32%	227	0,20%	100	0,08%	63	0,08%	17	0,03%
BEIBEN	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	52	0,04%	49	0,06%	5	0,01%
YUTONG	54	0,04%	49	0,04%	36	0,03%	48	0,04%	46	0,06%	3	0,00%
OTRAS	1 814	1,30%	1 691	1,39%	1 410	1,24%	798	0,66%	371	0,46%	637	1,00%
TOTAL	139 893	100%	121 446	100%	113 812	100%	120 040	100%	81 309	100%	63 555	100,00%

Fuente: (AEADE, 2016)

Tabla 11
Principales modelos vendido de la marca Chevrolet a nivel nacional.

Modelo	2015	2016
AVEO EMOTION 1.6L 4P GLS	4.030	4.262
AVEO FAMILY 1.5L STD	3.574	4.050
SAIL 4P 1.4L 4X2 TM A/C	3.648	3.430
D-MAX CRDI STD 3.0 CD 4X2 TM DIESEL	2.822	2.239
GRAND VITARA SZ NEXT AC 2.0 5P 4X2 TM	2.962	1.515

Fuente: (AEADE, 2016).

Tabla 12
Principales modelos vendidos de la marca Chevrolet a nivel local.

Modelo	2015	2016
AVEO FAMILY 1.5L STD	169	224
AVEO EMOTION 1.6L 4P GLS	164	193
D-MAX CRDI STD 3.0 CD 4X2 TM DIESEL	181	185
D-MAX CRDI FULL AC 3.0 CD 4X2 TM DIESEL	202	134
D-MAX CRDI STD 3.0 CD 4X4 TM DIESEL	79	113

Fuente: (AEADE, 2016).

El presente estudio está enfocado en la ciudad de Cuenca perteneciente a la provincia del Azuay, por lo tanto, se opta por el modelo más vendido a nivel local, tomando como referencia sus: dimensiones, peso, etc., parámetros que se pueden observar en la tabla 13 y figura 40.

Tabla 13
Capacidades y pesos del Chevrolet Aveo Family.

CAPACIDADES Y PESOS	
Peso bruto vehicular (kg)	1365
Capacidad de carga (kg)	325
Capacidad de tanque de combustible (lt/gal)	45/11,9
Capacidad de carga del baúl (lt)	374

Fuente: (Chevrolet, 2017)



Figura 40. Dimensiones del Chevrolet Aveo Family.

Fuente: (Chevrolet, 2017)

Las características técnicas del vehículo analizado, como pesos y dimensiones servirán únicamente para establecer la categoría a la que pertenece según el método Campbell (Tabla 17). Siendo los parámetros de Campbell los que se utilizarán más adelante en el modelo matemático.

2.3.3.2 Velocidad

En el Ecuador, de acuerdo al Reglamento a la Ley de Transporte Terrestre Tránsito y Seguridad Vial 2012 con su última modificación en noviembre del 2016, establece en el siguiente artículo los límites de velocidad para los vehículos.

Art. 191.- Los límites máximos y rangos moderados de velocidad vehicular permitidos en las vías públicas, con excepción de trenes y autocarriles, son los siguientes:

Tabla 14

Límites de velocidad para vehículos livianos, motocicletas y similares.

Tipo de vía	Límite máximo	Rango moderado (Art. 142.g de la Ley)	Fuera del rango moderado (Art. 145.e de la Ley)
Urbana	50 Km/h	>50 Km/h - <60 Km/h	>60 Km/h
Perimetral	90 Km/h	>90 Km/h - <120 Km/h	>120 Km/h
Rectas en carreteras	100 Km/h	>100 Km/h - <135 Km/h	>135 Km/h
Curvas en carreteras	60 Km/h	>60 Km/h - <75 Km/h	>75 Km/h

Fuente: (Asamblea Nacional, 2012).

Tabla 15

Límites de velocidad para vehículos de transporte público de pasajeros.

Tipo de vía	Límite máximo	Rango moderado (Art. 142.g de la Ley)	Fuera del rango moderado (Art. 145.e de la Ley)
Urbana	40 Km/h	>40 Km/h - <50 Km/h	>50 Km/h
Perimetral	70 Km/h	>70 Km/h - <100 Km/h	>100 Km/h
Rectas en carreteras	90 Km/h	>90 Km/h - <115 Km/h	>115 Km/h
Curvas en carreteras	50 Km/h	>50 Km/h - <65 Km/h	>65 Km/h

Fuente: (Asamblea Nacional, 2012).

Tabla 16

Límites de velocidad para vehículos de transporte comercial de carga.

Tipo de vía	Límite máximo	Rango moderado (Art. 142.g de la Ley)	Fuera del rango moderado (Art. 145.e de la Ley)
Urbana	40 Km/h	>40 Km/h - <50 Km/h	>50 Km/h
Perimetral	70 Km/h	>70 Km/h - <95 Km/h	>95 Km/h
Rectas en carreteras	70 Km/h	>70 Km/h - <100 Km/h	>100 Km/h
Curvas en carreteras	40 Km/h	>40 Km/h - <60 Km/h	>60 Km/h

Fuente: (Asamblea Nacional, 2012).

Por lo tanto, para este análisis se toma como referencia la velocidad límite de 50 Km/h para vehículos livianos en vías urbanas ya que el punto de análisis se encuentra dentro de la zona urbana de la ciudad de Cuenca ubicado en el paso a desnivel de la avenida 12 de abril sector Parque de la Madre.

2.3.4 Idealización del modelo matemático

Con el fin de establecer un modelo que permita relacionar la deformación en función de la velocidad de colisión y la fuerza de impacto, se adapta el análisis o modelo de Campbell, estableciendo ciertos conceptos importantes que vinculan más adelante en una sola ecuación.

2.3.4.1 Velocidad de impacto

Kenneth L. Campbell en 1974 realizó la primera aproximación al análisis de las deformaciones permanentes en vehículos, basándose en ensayos de colisión frontal. A través de estos ensayos Campbell observó que, si procedía a la representación de la velocidad de impacto de un mismo modelo de vehículo frente a la deformación residual, la gráfica obtenida se aproxima a una recta, como se observa en la figura 41.

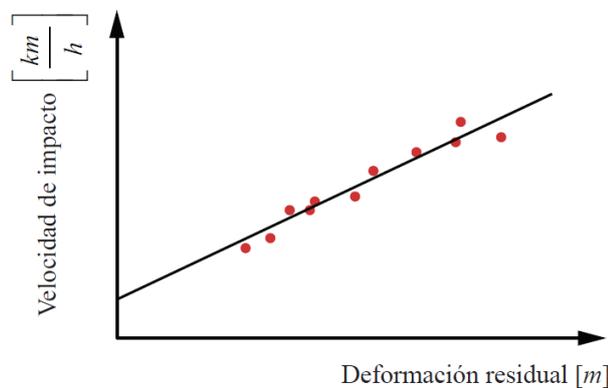


Figura 41. Deformación residual frente a velocidad de impacto.
Fuente: (Alba López, 2013)

A medida que aumenta la velocidad se tiene una mayor deformación residual, esta observación permite mediante una ecuación lineal, establecer un modelo numérico que relaciona la profundidad de deformación, d , con los valores de b_0 y b_1 los cuales dependen del tipo de vehículo, que en nuestro caso de estudio hace referencia a un tipo turismo el cual se impacta. Los valores de los coeficientes b_0 y b_1 se obtienen de la tabla 17:

$$v = b_0 + b_1 \cdot d$$

Ecuación 4. *Velocidad de Impacto.*

Las deformaciones que se producen en el vehículo pueden ser elásticas o plásticas dependiendo de la velocidad de impacto. Las deformaciones elásticas hasta un cierto valor de velocidad de impacto pueden ser reversibles, es decir, el cuerpo recupera su forma original al retirar la fuerza que provoca la deformación, mientras que la deformación plástica es irreversible, tras el impacto, el vehículo queda con deformaciones permanentes.

La velocidad sin daños, b_0 , puede entenderse como la velocidad máxima a la que puede verificarse una colisión sin que originen deformaciones permanentes en el vehículo. La pendiente, b_1 , corresponde al mejor ajuste lineal posible a los datos disponibles que son entre 24 y 97 Km/h. (Alba López, 2013)

Sin embargo, la ecuación 4 servirá más adelante para determinar la deformación mas no para el cálculo en sí de la velocidad de impacto, pues como se explicó en el apartado “2.3.2.2” la velocidad es tomada en base al límite máximo que estipula el Reglamento a la Ley de Transporte Terrestre Tránsito y Seguridad Vial, que es de 50 Km/h para vías urbanas.

2.3.4.2 Fuerza de impacto

Para el cálculo de la fuerza de impacto sobre el terminal atenuador se usó el método Campbell, que introduce un modelo que asume que la fuerza de deformación característica no varía a lo largo de la parte frontal y que el daño es uniforme en todo el alto, desde el parachoques hasta el capote, lo que implica que al vehículo se considera como un paralelepípedo sólido, homogéneo e isótropo. (Iglesia, 2013)

Al despejar la deformación, d , de la ecuación 4 se obtiene:

$$d = \frac{v - b_0}{b_1}$$

Ecuación 5. *Deformación residual en función de los parámetros de Campbell.*

Donde v es la velocidad (m/s); b_0 y b_1 son parámetros de Campbell.

La fuerza por unidad de longitud, que ejerce el vehículo contra el terminal atenuador según Campbell es:

$$W = \frac{m \cdot b_1}{A} (b_0 + b_1 \cdot d)$$

Ecuación 6. *Fuerza por unidad de longitud según modelo de Campbell.*

Donde m es la masa del vehículo (kg), A es la anchura frontal del vehículo (m) y d es la deformación residual (m).

Reemplazando la ecuación 5 en la ecuación 6, permite obtener la fuerza por unidad de longitud que se produce en un posible accidente.

$$W = \frac{m \cdot b_1}{A} \left(b_0 + b_1 \cdot \frac{v - b_0}{b_1} \right)$$

Ecuación 7. *Fuerza por unidad de longitud que se produce en un posible accidente.*

Dado que se conoce el ancho del terminal atenuador se puede establecer la fuerza que se ejerce en la barra hueca en el momento de una posible colisión por alcance.

$$F = m \cdot b_1 \left(b_0 + b_1 \cdot \frac{v - b_0}{b_1} \right)$$

Ecuación 8. *Fuerza ejercida sobre la barra hueca en una colisión por alcance.*

Donde m es la masa del vehículo (kg), v es la velocidad (m/s) y b_0 , b_1 son parámetros de Campbell.

Más adelante se usa la ecuación 8 para determinar la fuerza que el vehículo ejerce sobre el terminal atenuador y así poder determinar si el diseño de terminal atenuador seleccionado tiende a deformarse absorbiendo el impacto. Para ello se usará cálculos

aproximados con resistencia de materiales y la teoría de elastoplasticidad, así como el uso de software para el análisis por el Método de Elementos Finitos.

Tabla 17
Medidas y coeficientes según la categoría del vehículo.

	Categoría					
	1	2	3	4	5	Furgones
Batalla [m]	2,055 a 2,408	2,408 a 2,581	2,581 a 2,804	2,804 a 2,984	2,984 a 3,129	2,769 a 3,302
Vía [m]	1,298	1,387	1,946	1,57	1,618	1,717
Longitud [m]	4,059	4,442	4,983	5,405	5,754	4,663
Anchura [m]	1,544	1,707	1,844	1,956	2,017	1,981
Peso [kg]	990	1380	1600	1925	2300	1970
Frontal						
b ₀ [km/h]	13,2	10,54	10,91	14,77	12,01	8,21
b ₁ [km/h cm]	0,809	0,689	0,759	0,555	0,538	1,063
Trasero						
b ₀ [km/h]	17,9	16,3	15,9	11,5	8	9,7
b ₁ [km/h cm]	0,727	0,672	0,673	0,716	0,74	0,702
Lateral						
b ₀ [km/h]	3,8	4,56	5,9	4,9	5,8	-
b ₁ [km/h cm]	0,718	0,86	0,766	0,673	0,606	-

Fuente: (Iglesia, 2013)

2.3.4.3 Flexión Elastoplástica

Un material elastoplástico al inicio se comporta de una manera linealmente elástica con un módulo de elasticidad E , después del inicio de la fluencia plástica las deformaciones unitarias aumentan a un esfuerzo más o menos constante, llamado esfuerzo de fluencia σ_y . La deformación unitaria al inicio de la fluencia se conoce como deformación unitaria de fluencia ϵ_y . (Gerre & Goodno, 2009)

Cuando los esfuerzos exceden la región lineal, se considera en el material la flexión de la viga elastoplástica, por lo tanto, la distribución de esfuerzos ya no es lineal, sino que varía de acuerdo con la forma de la curva esfuerzo-deformación unitaria. (Gerre & Goodno, 2009)

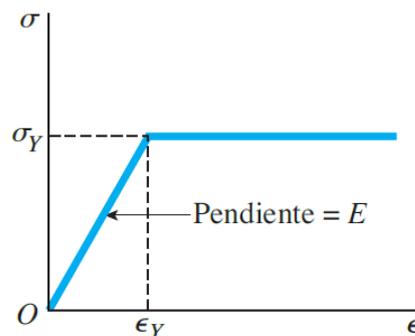


Figura 42. Diagrama idealizado esfuerzo-deformación unitaria para un material elastoplástico.
Fuente: (Gerre & Goodno, 2009)

Al flexionar una viga de material elastoplástico por medio de un momento flexionante, el esfuerzo máximo en la viga es menor que el esfuerzo de fluencia σ_y , por lo que se puede considerar que la viga estaría en la misma condición que una viga ordinaria en flexión elástica ordinaria con una distribución lineal de esfuerzos, como se observa en la figura 43. En estas condiciones por el centroide de la sección transversal pasa el eje neutro por lo que los esfuerzos normales se obtienen por medio de: (Gerre & Goodno, 2009)

$$\sigma = -\frac{M_y}{I}$$

Ecuación 9. *Esfuerzos Normales.*

Donde I es el momento de inercia en (cm⁴) y M_y es el momento de fluencia en (N·m) y se obtiene de:

$$M_y = \frac{\sigma_y \cdot I}{c} = \sigma_y \cdot S$$

Ecuación 10. *Momento de fluencia.*

Donde c es la distancia (cm) desde el eje neutro (eje z) al punto más alejado de la sección y S es el módulo de la sección correspondiente (cm³), figura 34.

$$S = \frac{I}{c}$$

Ecuación 11. *Módulo de la sección.*

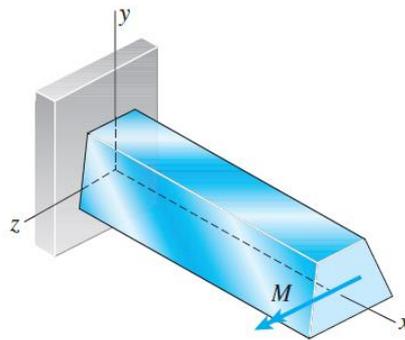


Figura 43. Viga de material elastoplástico sometida a un momento flexionante positivo M.
Fuente: (Gerre & Goodno, 2009)

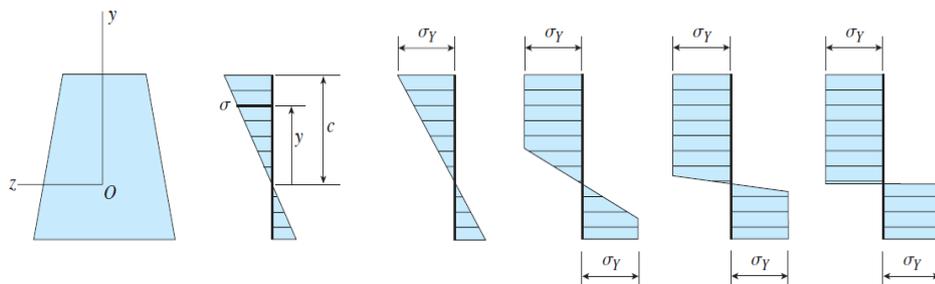


Figura 44. Distribuciones de esfuerzo en una viga de material elastoplástico.
Fuente: (Gerre & Goodno, 2009)

Para una viga de material elasto-plástico donde el material luego del esfuerzo de fluencia se deforma sin necesidad de aumentar el esfuerzo, se debe obtener el momento plástico el cual consiste en dividir la sección transversal de la viga en dos áreas iguales, ubicar el centroide de cada mitad y emplear la siguiente ecuación:

$$M_P = \frac{\sigma_Y \cdot A \cdot (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)}{2} = \sigma_Y \cdot Z$$

Ecuación 12. *Momento plástico.*

Donde σ_Y es el esfuerzo de fluencia (MPa) y Z es el módulo de la sección en régimen elasto-plástico (cm³) y se expresa de la siguiente forma:

$$Z = \frac{A \cdot (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)}{2}$$

Ecuación 13. *Módulo de la sección plástica.*

Donde \bar{y}_1 y \bar{y}_2 son las distancias desde el centroide de la sección completa, hasta el centroide de la mitad de la sección restante A_1 y A_2 respectivamente (cm), tal como se ve en la figura 45.

La razón entre el momento plástico M_P y el momento de fluencia M_Y , es únicamente función de la forma de la sección transversal y se obtienen mediante:

$$f = \frac{M_P}{M_Y} = \frac{Z}{S}$$

Ecuación 14. *Factor de forma.*

Quedando el momento plástico definido por el momento de fluencia y el factor de forma:

$$M_p = M_y \cdot f$$

Ecuación 15. *Momento plástico.*

Donde f es el factor de forma adimensional y M_Y es el momento de fluencia (N·m).

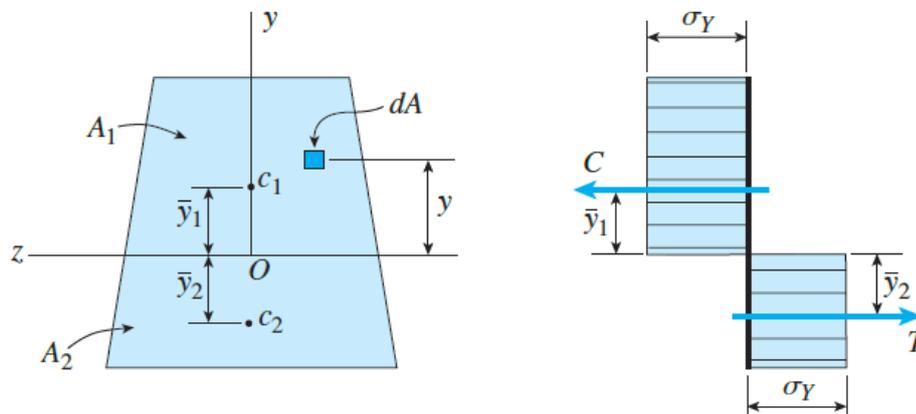


Figura 45. Ubicación del eje neutro y de \bar{y}_1 , \bar{y}_2 .
Fuente: (Gerre & Goodno, 2009)

El factor de forma no es más que una medida de la resistencia de reserva, esta reserva es máxima cuando la mayoría del material está ubicado cerca del eje neutro y mínima cuando la mayor parte del material está alejada del eje neutro. Los valores del factor de forma varían en función de la sección transversal pudiendo ser rectangulares, circulares, etc., más no de las dimensiones. (Gerre & Goodno, 2009)

2.3.4.4 Deflexión máxima de una viga

Para calcular la deflexión máxima de la barra hueca de la estructura del terminal atenuador se parte de la ecuación de la energía:

$$U = \int \left[\left(\frac{E \cdot I}{2} \right) \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 \right] dx$$

Ecuación 16. Ecuación de la energía para una barra hueca doblemente empotrada.

Donde E es el módulo de Young (Pa), I es el momento de inercia de la sección (mm^4) y v es la ecuación de la curva de deflexión de la viga.

Para una barra hueca empotrada, se puede demostrar que la curva de deflexión y la deflexión máxima están dadas por:

$$v = -\frac{P \cdot x^3}{48 \cdot E \cdot I} (3L - 4x)$$

Ecuación 17. Curva de deflexión para una barra hueca.

Donde P , es la carga (N) y L la longitud de la barra (m).

$$\delta_{max} = (v)_{x=L/2} = \frac{P \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I}$$

Ecuación 18. Deflexión máxima para una barra hueca.

Despejando P de la ecuación 17 y reemplazando en la ecuación 18 se obtiene la ecuación de la curva de deflexión en función de la deflexión máxima:

$$v = -\frac{4 \cdot \delta_{max} x^2}{L^3} (3L - 4x)$$

Ecuación 19. Curva de deflexión en función de la deflexión máxima.

Donde δ_{max} es la deflexión máxima (m).

Derivando dos veces la ecuación 19, y reemplazando en la ecuación 18 e integrando en el dominio de $0 \leq x \leq L$ se obtiene la energía de deformación para una barra hueca doblemente empotrada:

$$U = \frac{672 \cdot E \cdot I \cdot \delta_{max}^2}{L^3}$$

Ecuación 20. Energía de deformación para una barra hueca doblemente empotrada.

En la ecuación 20 se puede igualar la energía producida por la fuerza media de choque:

$$U_m = F \cdot \delta_{max}$$

Ecuación 21. *Energía media de choque.*

Donde F es la fuerza total (N).

Reemplazando la ecuación 21 de la energía media de choque en la ecuación 20 y resolviendo para δ_{max} se obtiene:

$$\delta_{max} = \frac{F \cdot L^3}{672 \cdot E \cdot I}$$

Ecuación 22. *Deflexión máxima por el impacto.*

Reemplazando la fuerza de colisión dada por la ecuación 8 en la ecuación 22 se obtiene:

$$\delta_{max} = \frac{m \cdot b_1 \cdot L^3}{672 \cdot E \cdot I} \left(b_0 + b_1 \cdot \frac{v - b_0}{b_1} \right)$$

Ecuación 23. *Deflexión máxima de la barra hueca en función de los parámetros de Campbell.*

Donde m es la masa del vehículo (kg), L es la longitud de la barra (m), E es el Modulo de Young (Pa), I es el momento de inercia (mm⁴), v es la velocidad (m/s) y b_0 , b_1 son parámetros de Campbell.

Finalmente se ha determinado una ecuación que expresa la deflexión máxima de la viga y que al reemplazar datos referentes al impacto proporcionará un resultado que puede ser comparado con el resultado que de software de análisis por elementos finitos y poder valorar el modelo de cálculo propuesto en este estudio.

2.3.4.5 Cálculo de la fuerza de impacto y deflexión máxima de la barra hueca

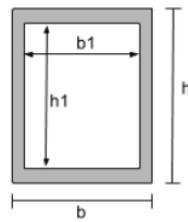
En este apartado se ejemplifica el escenario de un posible accidente en las vías de la ciudad de Cuenca-Ecuador, para lo cual se toma como referencia la normativa ecuatoriana vigente y las ecuaciones anteriormente determinadas.

Se considera el estrellamiento frontal, en una bifurcación del paso a desnivel del vehículo Chevrolet Aveo Family con un objeto fijo, que en este caso es el terminal atenuador, a una velocidad de 50 Km/h. Todos los datos de entrada aplicados a las ecuaciones mencionadas anteriormente, junto con una corta descripción de la variable y las condiciones impuestas de manera arbitraria, se encuentran en la tabla 15. Cabe mencionar que los datos aplicados en las variables de las ecuaciones son supuestos por los autores en base a normativas y reglamentos vigentes del Ecuador, la selección de datos puede ser relativa debido a los diferentes criterios a las que están sujetas en un accidente. Por lo tanto, se insiste en que en este estudio no se identifica el accidente más frecuente ya que no hace parte del objetivo del estudio, que es el diseño de un terminal atenuador capaz de absorber la energía cinética del vehículo por medio de la deformación.

A. Momento de inercia de la barra

Para el cálculo de la fuerza de impacto y deflexión máxima se requiere determinar el momento de inercia de la barra hueca, la cual depende de las dimensiones de la misma.

A la barra hueca del terminal atenuador se le aplica un corte transversal para el cálculo del momento de inercia, tal como se observa en la figura 46.



Unidades:

b:

h:

b1:

h1:

Figura 46. Dimensiones de la barra hueca.
Fuente: Autores.

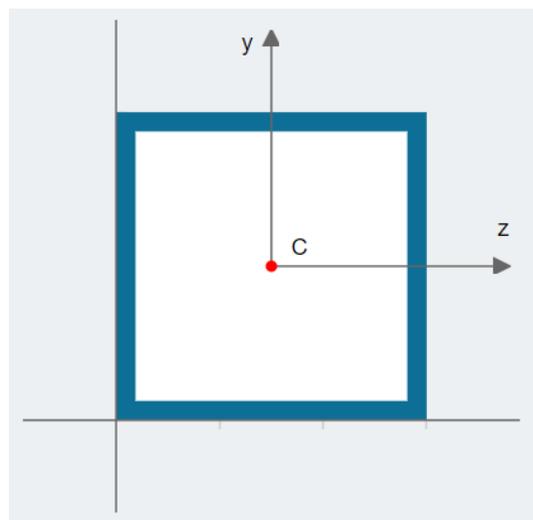


Figura 47. Centro de la barra hueca.
Fuente: Autores.

Tabla 18

Momento de inercia de la barra hueca.

Notación	Valor	Unidad
A	33,75	mm ²
C _z	6	mm
C _y	6	mm
I _z	715,07813	mm ⁴
I _y	715,07813	mm ⁴

Fuente: Autores.

Al ser una barra hueca cuadrada el momento de inercia tanto del eje Z como eje Y es el mismo.

B. Parámetros de entrada y resultados

Tabla 19

Datos de entrada para un estrellamiento con el terminal atenuador.

Descripción del parámetro	Símbolo	Condiciones	Valor	Unidades
Velocidad del vehículo	v	Velocidad máxima en vía urbana para vehículos livianos. (Ver tabla 11)	50	Km/h
			13,88	m/s
Masa del vehículo	m	Vehículo perteneciente a la categoría 3. (Ver tabla 15)	1600	Kg
Anchura frontal del vehículo	A	Vehículo perteneciente a la categoría 3. (Ver tabla 15)	1,844	m
Parámetro de Campbell	b_0	Vehículo perteneciente a la categoría 3. Impacto frontal. (Ver tabla 15)	10,91	Km/h
			3,03	m/s
Parámetro de Campbell	b_1	Vehículo perteneciente a la categoría 3. Impacto frontal. (Ver tabla 15)	0,759	(Km/h)/cm
			21,08	s ⁻¹
Momento de inercia	I	Ver tabla 14	715,07813	mm ⁴

Fuente: Autores.

Tabla 20

Resultados obtenidos de los datos de entrada de la tabla 19.

Descripción del parámetro	Símbolo	Condiciones	Valor	Unidades
Fuerza sobre la barra	F	Para los parámetros de Campbell citados en la tabla 15 y una longitud de la barra hueca analizada de 0,7m. (Ver ecuación 8)	468,144	KN
Deflexión máxima de la barra	δ_{max}	Para los parámetros de Campbell citados en la tabla 15 y una longitud de la barra hueca analizada de 0,7m. (Ver ecuación 23)	1591,24	mm

Fuente: Autores.

Una vez conocida la fuerza de impacto que se producirá sobre la barra se procederá a comprobar la deformación de la misma a través de un análisis por elementos finitos, lo que permitirá una valoración entre lo calculado y la simulación.

2.3.4.6 Comprobación del modelo matemático con el método de elementos finitos

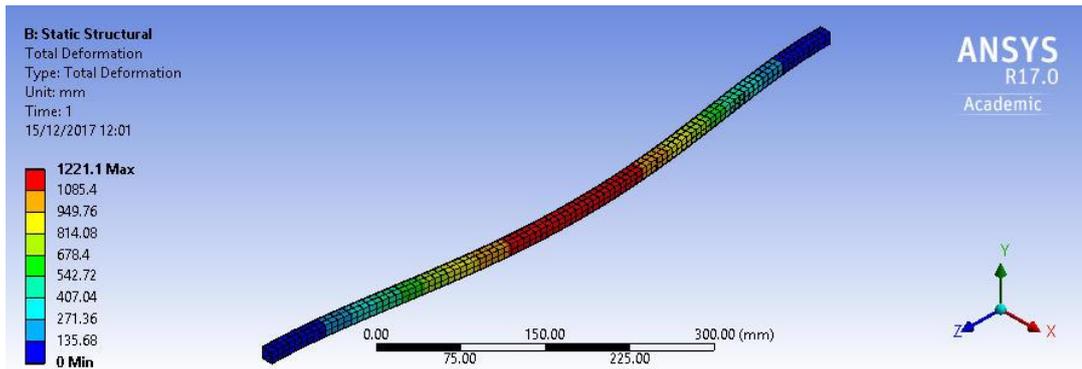


Figura 48. Simulación Estática.

Fuente: Autores.

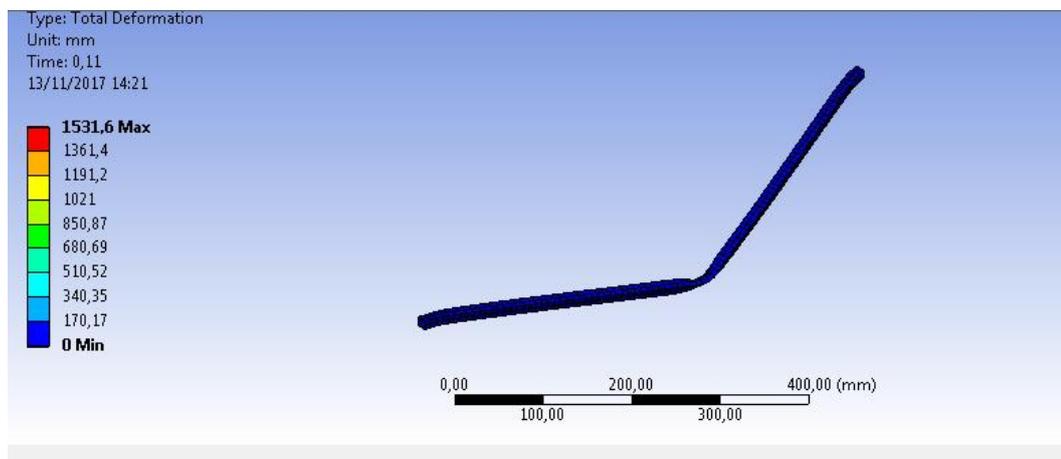


Figura 49. Simulación Dinámica.

Fuente: Autores.

Tabla 21

Comparación Simulación Estática – Modelo Matemático

	Simulación Estática	Modelo Matemático	Error (%)
Deformación Total (mm)	1221,1	1591,24	23,2

Fuente: Autores.

Tabla 22

Comparación Simulación Dinámica – Modelo Matemático

	Simulación Dinámica	Modelo Matemático	Error (%)
Deformación Total (mm)	1531,6	1591,24	3,74

Fuente: Autores.

2.3.5 Manufactura

2.3.5.1 Elementos representativos

A continuación, en la figura 50 se puede observar los elementos representativos del terminal atenuador de impacto junto con su descripción en la tabla 23:

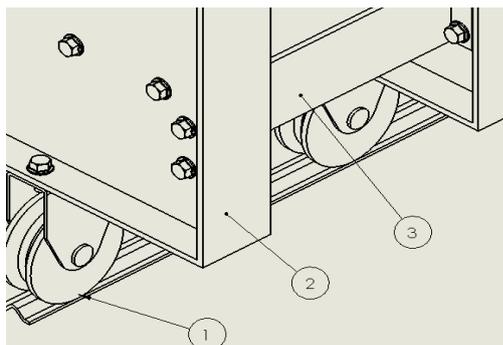


Figura 50. Elementos representativos del terminal atenuador.
Fuente: Autores.

Tabla 23

Descripción de los elementos representativos del terminal atenuador

Elemento	Nombre	Descripción
1	Rueda y riel de dirección	Se usan para la redirección del impacto para que sea en una sola dirección. Los elementos se comprarían, existen una gran gama en el mercado nacional.
2	Marco de sujeción de elementos	Los marcos de sujeción van anclados varios elementos tales como ruedas, estructura deformable, partes estéticas, señalización.
3	Estructura deformable	La estructura deformable de espesor delgado va anclada con pernos en sus dos extremos, el material es acero galvanizado, pudiendo ser cambiado en su rediseño

Fuente: Autores.

2.3.5.2 Uniones por soldadura

El procedimiento para unir dos o más piezas mediante la aplicación de presión, calor o una combinación de estas, se le conoce como soldadura, este tipo de procedimiento puede o no tener aporte de otro material. (Ledesma Garcia, 2013)

Para la elección del proceso más adecuado de soldadura se debe tomar en cuenta el material que va a ser soldado y el espesor ya que algunos procesos no son aptos para espesores delgados debido a que perforan las láminas debido al excesivo calor que aportan. (Ledesma Garcia, 2013)

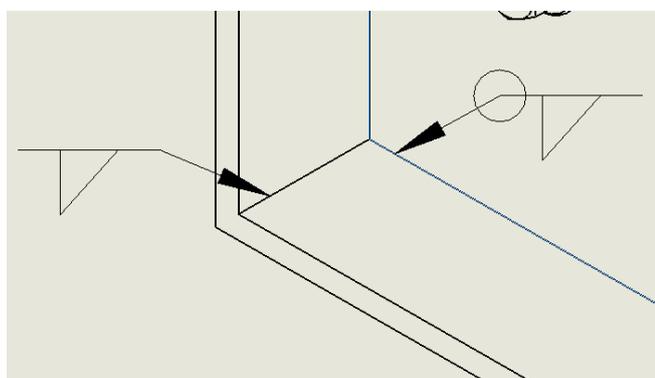


Figura 51. Uniones por soldadura del marco.
Fuente: Autores.

Para el caso de uniones por soldadura se puede utilizar varios procesos de unión por soldadura, en el caso de utilizar un proceso de soldadura por arco se recomienda usar electrodos de rutilo especialmente para chapa galvanizada, además, bajos amperajes para lograr buenos cordones de soldadura. (Ingemecánica, 2017)

El marco de sujeción puede ser construido de varios espesores en acero galvanizado que se encuentra en el mercado nacional como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 24
Medidas de las planchas de acero galvanizado para el marco

Espesor(mm)	Dimensiones de la plancha(mm)
1,9	1000x2500
2	1000x2500
2,8	1000x2500
3	1000x2500
4	1000x2500
6	1000x2500

Fuente: Autores.

2.3.5.3 Uniones atornilladas

Las uniones atornilladas se las utiliza cuando se necesita un fácil mantenimiento para recambio o labores de mantenimiento, son uniones muy fiables, pero debilitan las piezas en los lugares donde se realizan los agujeros. (Ledesma Garcia, 2013)

Los espesores delgados que se utilizaran no pueden ser unidos mediante soldadura, ya que deben ser desmontables, por lo que se procedería a unir mediante tornillos.

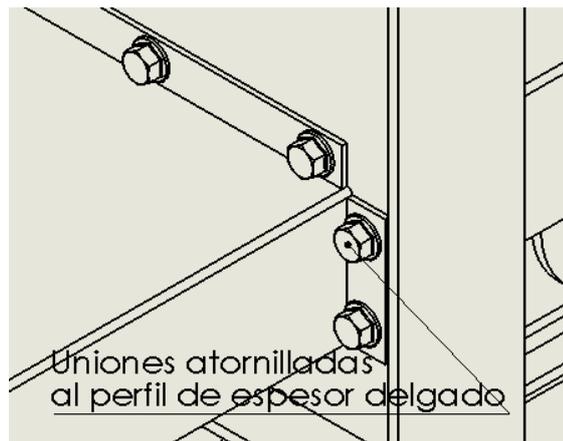


Figura 52. Uniones atornilladas de la estructura.

Fuente: Autores.

Se necesita saber si la unión con pernos dado cierta carga resiste el impacto, la carga elegida es de $P = 78\text{kN}$ a compresión, el número de pernos necesarios se calcula mediante la ecuación 24.

$$N = \frac{C \cdot n \cdot P}{S_p \cdot A_t - F_i}$$

Ecuación 24. Número de pernos

Donde C, es el coeficiente de la fracción de la carga externa soportada; P, es la carga externa en N; Sp, es la resistencia de prueba en MPa; At, es el área de la parte roscada en mm²; y Fi es la precarga en kN.

Se considera que los pernos no se pueden reutilizar por lo que n=1

Haciendo uso de un software libre online “Calculator Tightening torque to preload a bolt” se obtiene las características generales del para el perno M8 con una clase de propiedad 4.6 (acero de bajo medio carbono). Las características del perno M8 se pueden observar en las figuras 54 respectivamente, estas características son necesarias para el cálculo del número de pernos según la ecuación 24.

Metric thread :	M8	4.6
Initial tensile stress : $\sigma_t =$	0.6	$\cdot R_{p0.2}$
Thread coeff. of friction : $\mu_{\text{thread}} =$	0.2	
Head - face coeff. of friction : $\mu_{\text{head}} =$	0.2	
Solve Reset Print		
pitch P	1.25	mm
pitch diameter d_2	7.188	mm
root diameter d_3	6.466	mm
tensile stress area $A_t = \pi/4 d_0^2$; $d_0 = (d_2 + d_3)/2$	36.61	mm ²
ultimate tensile strength R_m	400	MPa
yield strength $R_{p0.2}$	240	MPa
tensile stress $\sigma_t = \sigma'_t \times R_{p0.2}$	144	MPa
torsional stress $\tau = M_G / (\pi/16 d_3^3)$	103.5	MPa
equivalent stress $\sigma_e = (\sigma_t^2 + 3\tau^2)^{1/2}$	229.95	MPa
thread friction M_G	5.49	Nm
thread friction M_{G-}	-3.28	Nm
head face friction $M_{WD} = F_i \mu_{\text{head}} 1.3 d/2$	5.48	Nm
Total tightening torque $M_A = M_G + M_{WD}$	10.98	Nm
Initial preload $F_i = \sigma_t \cdot A_t$	5.27	kN
Load at Yield $F_{0.2} = R_{p0.2} \cdot A_t$	8.79	kN
Load reserve $P_b = F_{0.2} - F_i$	3.51	kN
1) stress by torsion is relaxed after tightening.		
2) equivalent stress should remain below the yield strength (linear elastic).		

Figura 53. Características del perno M8.

Fuente: (Tribology-abc, 2017)

Tabla 25
 Número de pernos según la designación.

Designación de perno	Clase de propiedad	Número de pernos calculado	Número de pernos elegido
M8	4,6	6,15	7

Fuente: Autores.

Por lo tanto, se elige 7 pernos M8, clase de propiedad 4,6, ya que estos resisten la carga de ensayo propuesta

Para la simulación computacional se necesita conocer la precarga del perno a utilizar, la precarga del perno M8 se puede observar en la figura 54, que es de $F_i = 5,27$ kN.

2.3.5.4 Análisis de la unión mediante elementos finitos

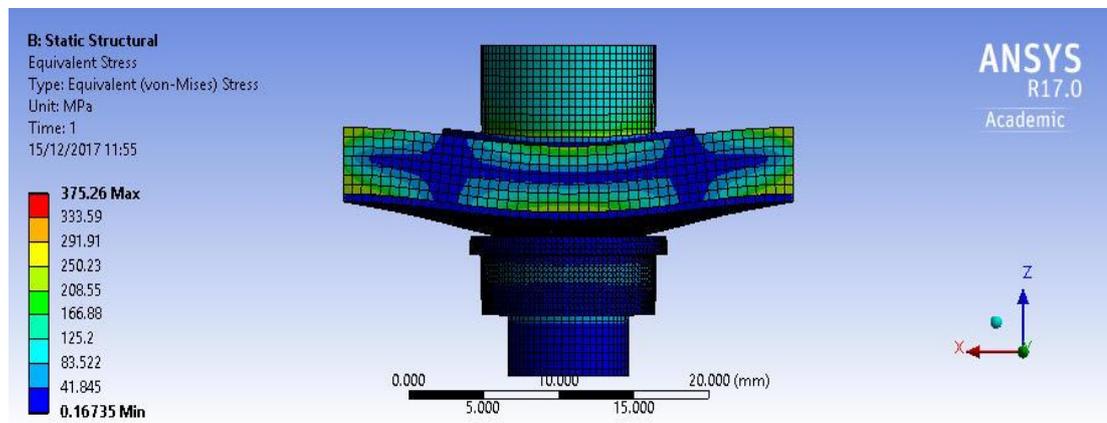


Figura 54. Esfuerzo del perno bajo una carga externa.
 Fuente: Autores.

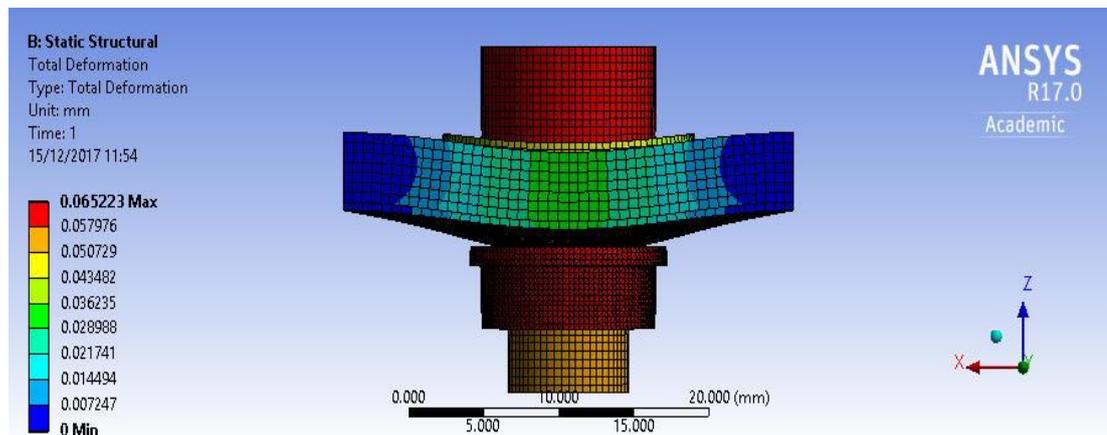


Figura 55. Deformación del perno bajo una carga externa.
 Fuente: Autores.

El esfuerzo último del perno es de 400MPa, en la simulación se obtiene un esfuerzo equivalente de Von Mises es de 375,56 MPa por lo tanto no supera el límite de fluencia del material como se observa en la figura 55. Existe una deformación a compresión de 0,06 mm, la cual no genera una separación de los elementos sujetos como se observa en la figura 56.

2.3.5.5 Construcción del perfil de espesor delgado

La parte deformable se basa en un perfil de espesor delgado tipo c, con sus respectivas sujeciones, se utiliza el espesor delgado para la parte deformable, ya que la velocidad de deformación depende del espesor. En la parte plástica del material es donde los materiales absorben más energía. Además, se toma en consideración si es posible la construcción y las dimensiones mínimas que se pueden doblar para conseguir el perfil. (Rodríguez & Gonzales, 2014)

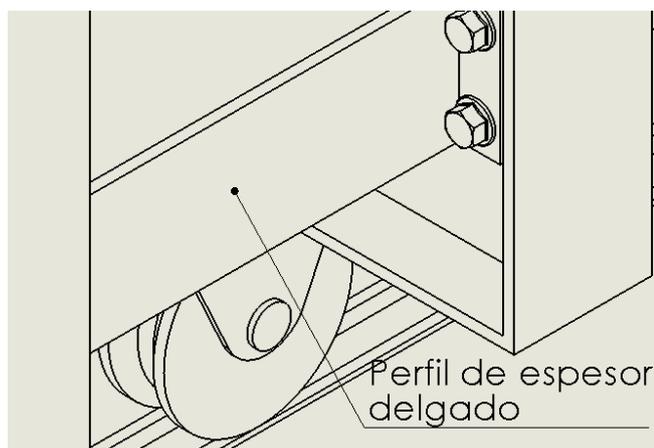


Figura 56. Perfil de la estructura del terminal atenuador.

Fuente: Autores.

Para la estructura deformable se utiliza espesores delgados de acero galvanizado, se presenta una gama de espesores en cual está disponible en mercado nacional ecuatoriano, además de las dimensiones que se comercializan las planchas.

Tabla 26
Medidas de las planchas de acero galvanizado para el perfil de la estructura del terminal atenuador

Espesor (mm)	Dimensiones de la plancha(mm)
0,35	1220x2400
0,4	1220x2400
0,45	1220x2400
0,5	1220x2400
0,8	1220x2400
1	1220x2400
1,2	1220x2400

Fuente: Autores

Se verifico la parte constructiva de los elementos deformables, procediendo a doblar los perfiles mediante una dobladora hidráulica como se observa en la figura 58, de esta manera se garantiza la manufactura o construcción de estos elementos al ser considerada la parte más compleja de la estructura a diseñar.



Figura 57. Dobladora Hidráulica.
Fuente: Autores.

A continuación, se detalla el proceso de doblado y cortado de la estructura que debe actuar como elemento deformable.



Figura 58. Proceso de doblado del elemento deformable de la estructura del terminal atenuador.
Fuente: Autores.

Para la elección del espesor se ha realizado simulaciones variando esta variable, bajo un carga y longitud definida, para ello se utiliza el Software ANSYS que permite parametrizar y obtener graficas de la variación del esfuerzo en función del espesor. En la figura 59 se observa el flujo de trabajo de la parametrización.

Debido a que es un proceso iterativo de diseño se puede regresar a consultar estos valores.

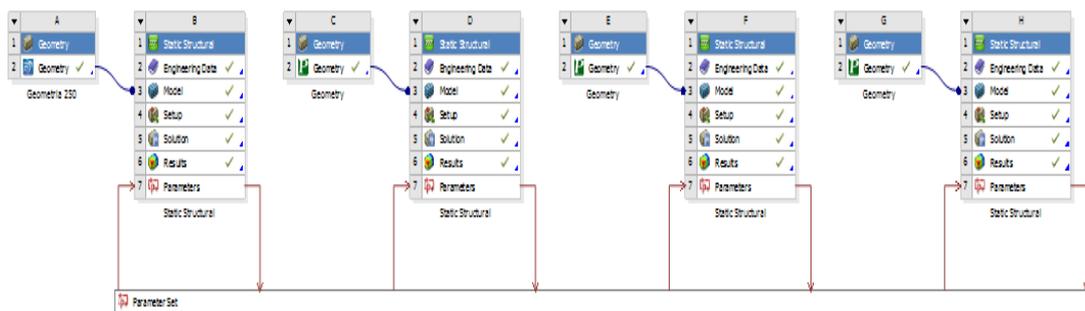


Figura 59. Parametrización de los espesores del elemento deformable.
Fuente: Autores.

Para el análisis por elementos finitos de la estructura se partirá desde el prototipo que se construyó el cual sería espesor de 0,45 mm y longitud de 250 mm.

A continuación, se indica en las siguientes figuras los resultados de las parametrizaciones efectuadas en comparación con los esfuerzos y deformaciones del caso en estudio.

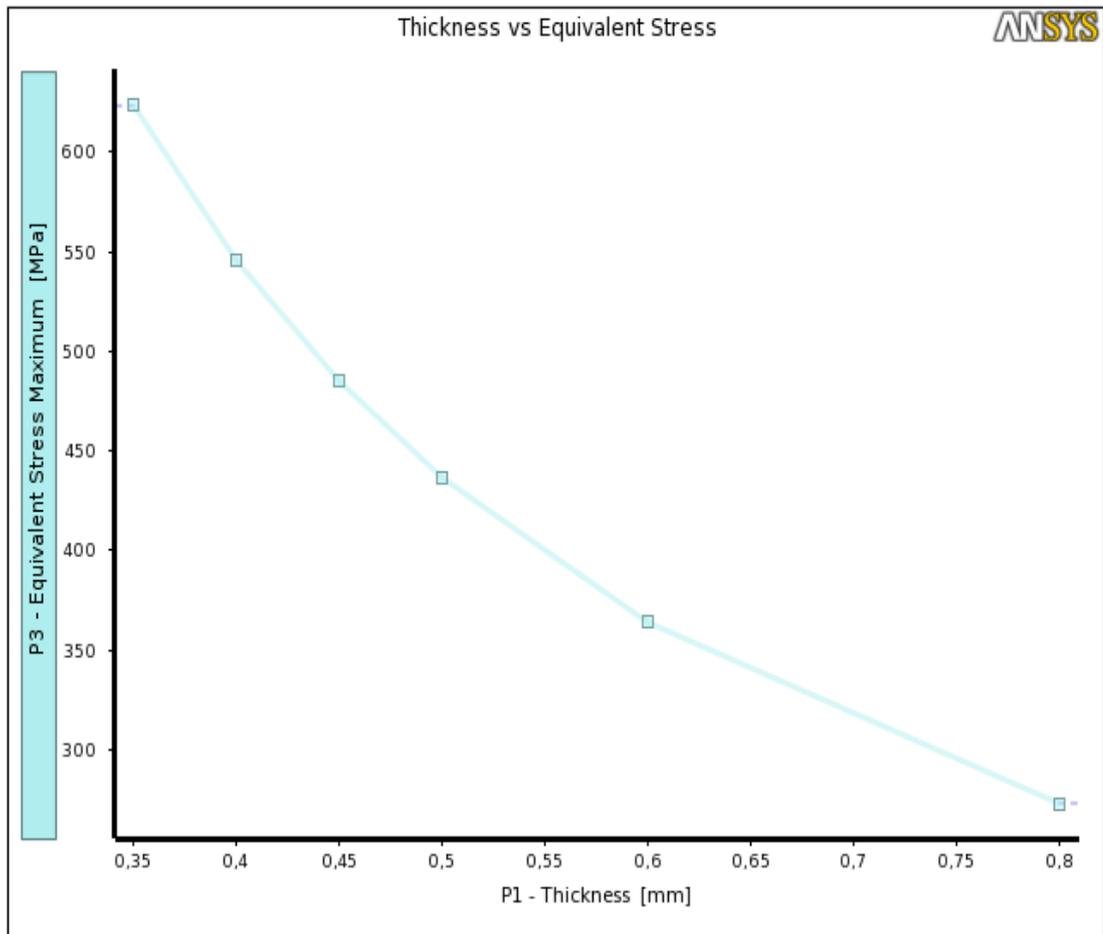


Figura 60. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 250mm longitud.
Fuente: Autores.

Tabla 27

Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 61.

Carga(KN)	Espesor(mm)	Longitud(mm)	Esfuerzo(MPa)
72	0,35	250	623,3927304
72	0,4	250	545,5237161
72	0,45	250	484,9516109
72	0,5	250	436,4871459
72	0,6	250	363,7738552
72	0,8	250	272,8371926

Fuente: Autores.

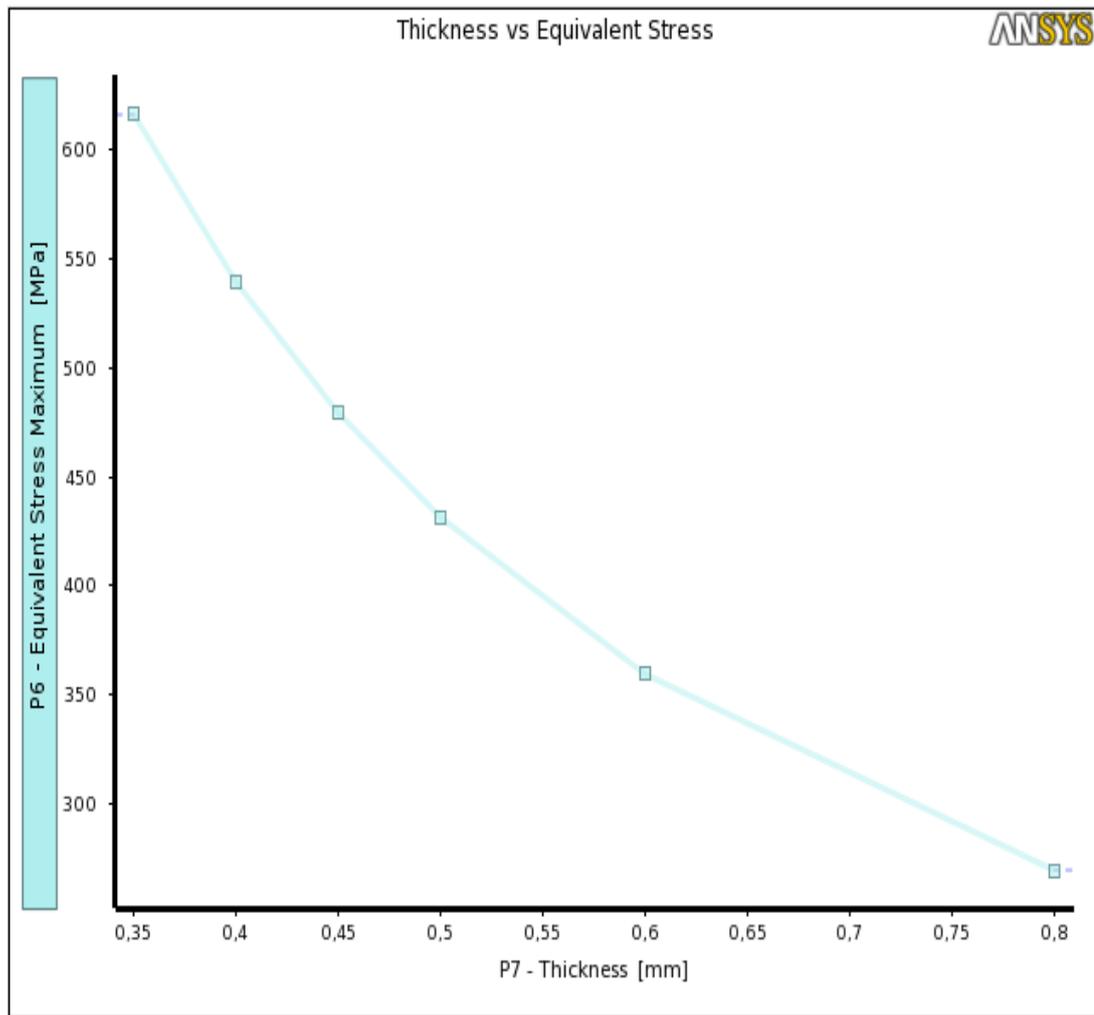


Figura 61. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 300mm longitud.
Fuente: Autores.

Tabla 28

Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 62.

Carga(KN)	Espesor(mm)	Longitud(mm)	Esfuerzo(MPa)
72	0,35	300	615,9461055
72	0,4	300	539,011656
72	0,45	300	479,1686051
72	0,5	300	431,2890744
72	0,6	300	359,4568325
72	0,8	300	269,6302577

Fuente: Autores.

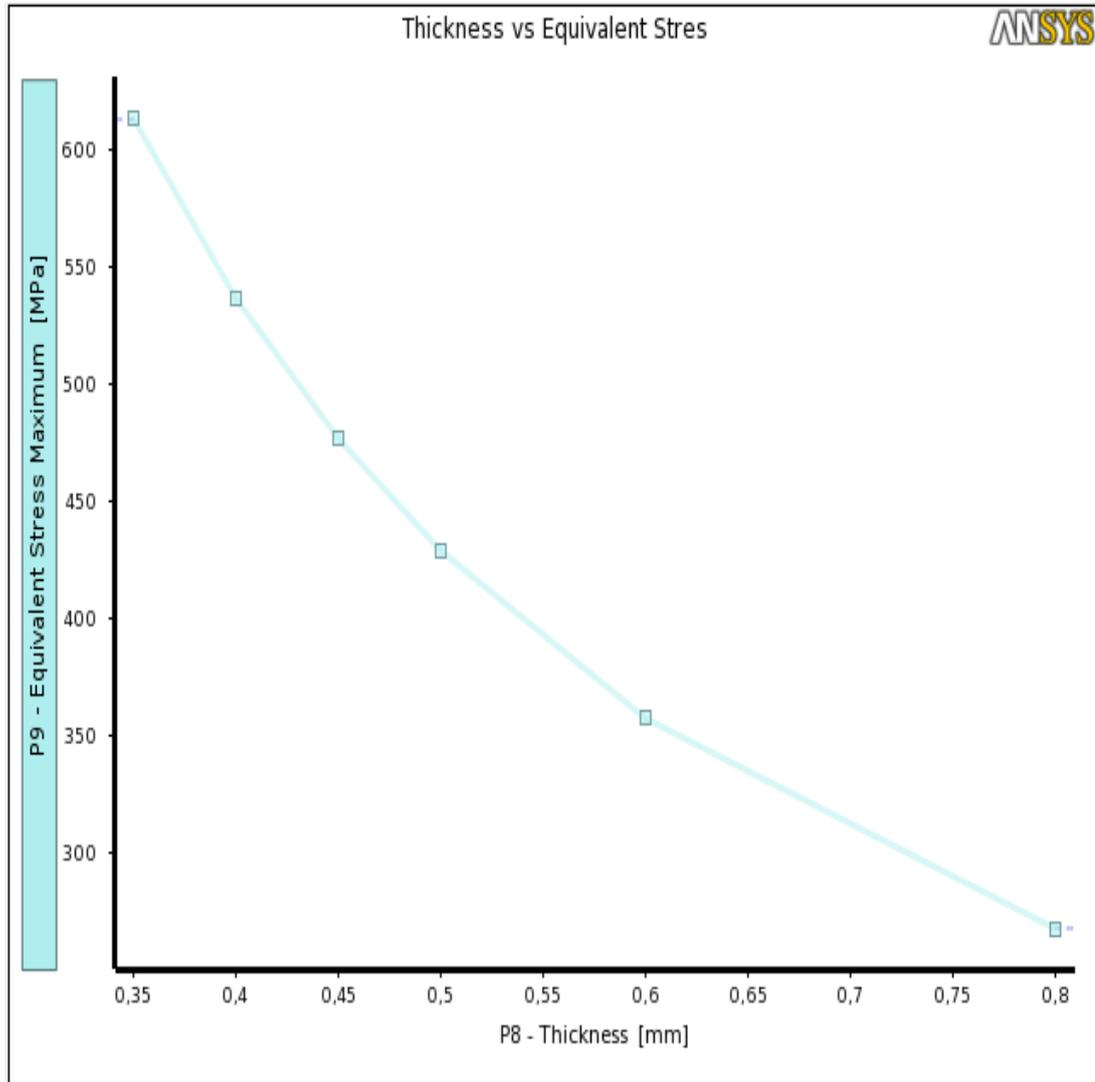


Figura 62. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 300mm longitud.
Fuente: Autores.

Tabla 29

Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 63.

Carga(KN)	Espesor(mm)	Longitud(mm)	Esfuerzo(MPa)
72	0,35	350	612,6105868
72	0,4	350	536,087974
72	0,45	350	476,5665252
72	0,5	350	428,9453898
72	0,6	350	357,5031247
72	0,8	350	268,1699726

Fuente: Autores.

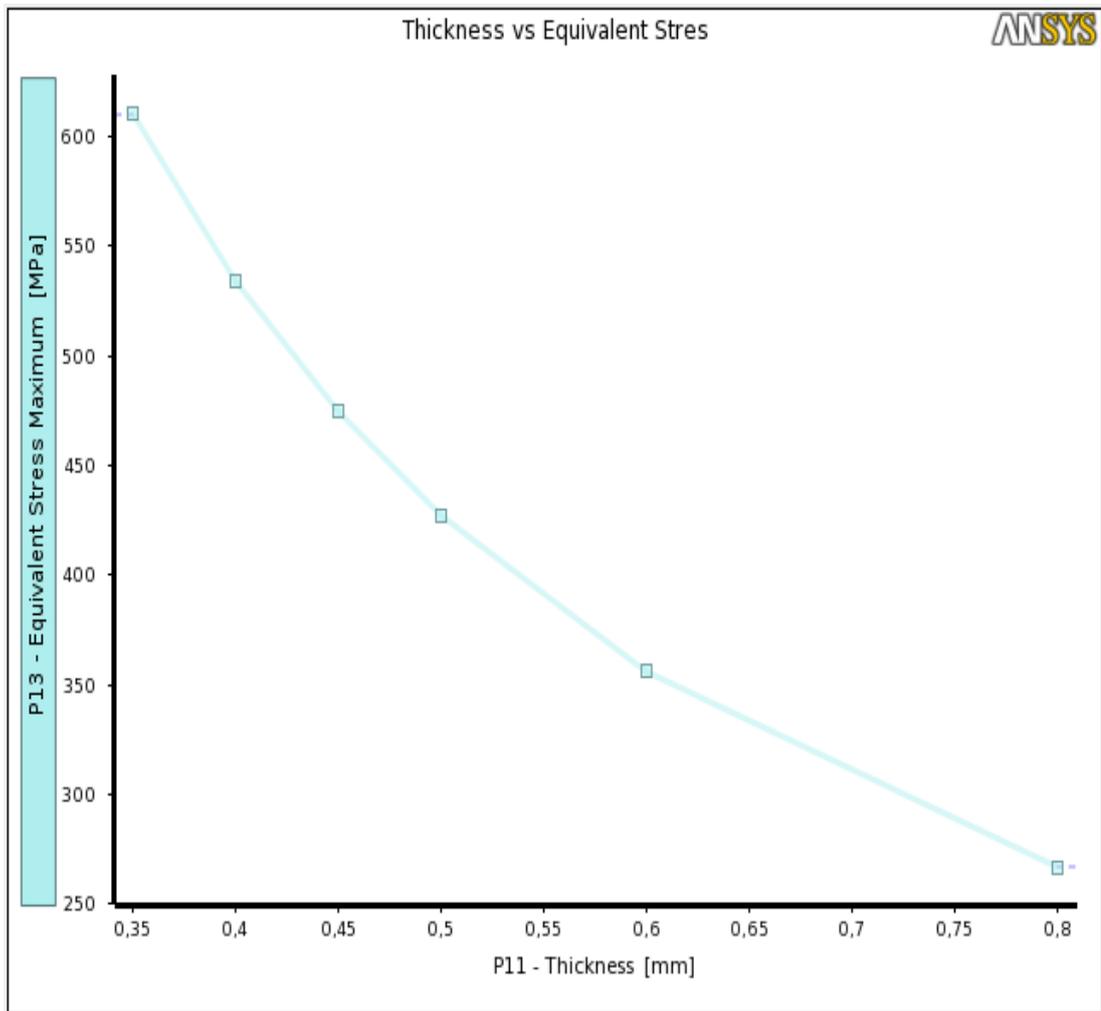


Figura 63. Espesor vs Esfuerzo Equivalente del elemento deformable de 300mm longitud.
Fuente: Autores.

Tabla 30

Variación del esfuerzo en función del espesor según la figura 64.

Carga(KN)	Espesor(mm)	Longitud(mm)	Esfuerzo(MPa)
72	0,35	400	610,1655138
72	0,4	400	533,9430459
72	0,45	400	474,6559358
72	0,5	400	427,2229774
72	0,6	400	356,0646536
72	0,8	400	267,0904206

Fuente: Autores.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS POR MEDIO DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Para realizar el análisis del comportamiento frente a un impacto se utiliza un software de Elementos finitos en donde se ocupa un módulo explícito para poder analizar las deformaciones y esfuerzos que se producen, para ello se siguen tres pasos fundamentales en este tipo de simulaciones:

- Pre -proceso
- Proceso o Calculo
- Post-proceso

3.1 Pre-proceso

3.1.1 Creación de la geometría

Para la creación de la geometría se utiliza un modelado con superficies para reducir el gasto computacional. Se utiliza el Software SolidWorks para la generación del modelo, ya que posee herramientas óptimas para la creación de superficies complejas.

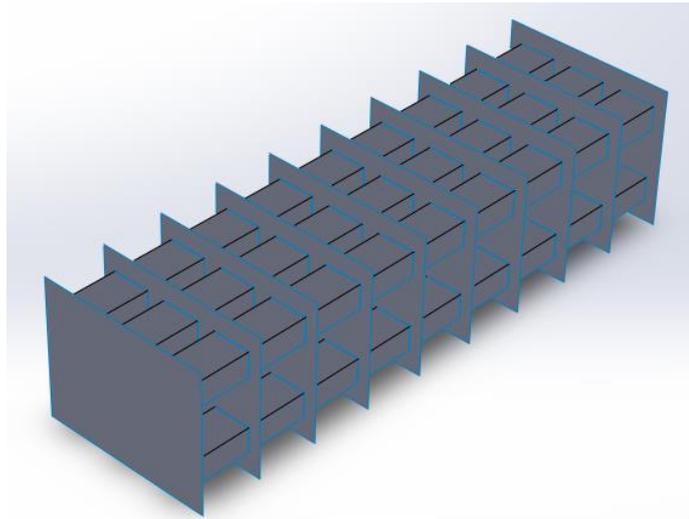


Figura 64. Geometría del terminal atenuador.
Fuente: Autores.

Para la construcción del cuerpo rígido se considera la vía, batalla y altura de un vehículo ya que este tipo de simulaciones están sujetas a condiciones inerciales.

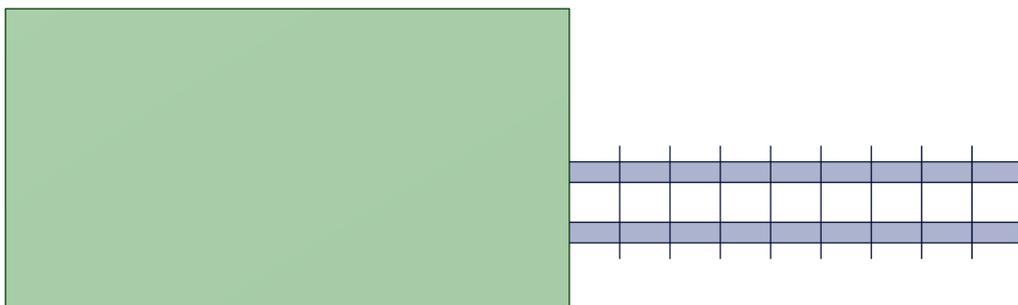


Figura 65. Cuerpo rígido (Vehículo).
Fuente: Autores.

3.1.2 Verificación de la geometría

Se utiliza el Software SpaceClaim para la verificación de la geometría, es importante ya que con esto se evita errores vinculados con la geometría CAD. Además, se debe verificar los contactos, que las uniones estén a tope y que no existan elementos separados; ya que si esto sucede no se conectan las mallas dando errores posteriores.

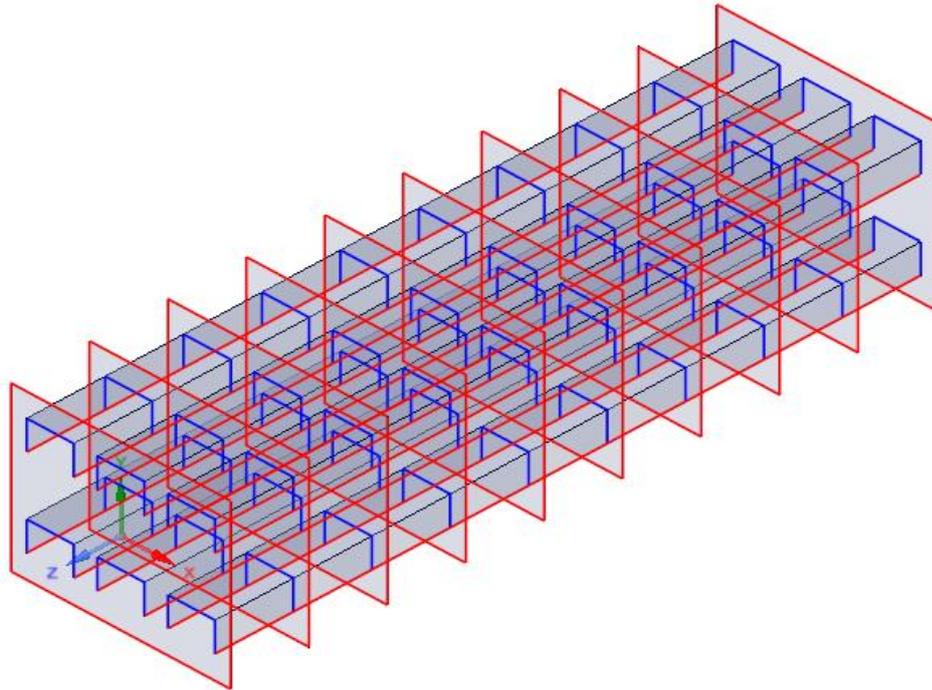


Figura 66. Verificación de la geometría del terminal atenuador.
Fuente: Autores.

3.1.3 Asignación del material

Se carga el material como se observa en la figura 67 al software de elementos finitos con las características necesarias para este tipo de análisis.

Properties of Outline Row 3: Acero Galvanizado			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modu...	
5	Young's Modulus	2E+11	Pa
6	Poisson's Ratio	0,3	
7	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa
8	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa
9	Field Variables		
13	Bilinear Isotropic Hardening		
14	Yield Strength	2E+08	Pa
15	Tangent Modulus	1,45E+09	Pa
16	Specific Heat	434	J kg ⁻¹ C ⁻¹

Figura 67. Configuración Acero Galvanizado.
Fuente: Autores.

Tabla 31
Propiedades mecánicas de los materiales.

Constante	Acero Galvanizado	Aluminio	Unidades
Módulo de Young	2E+11	7,1E+10	Pa
Coefficiente de Poisson	0,3	0,33	Adimensional
Densidad	7850	2770	kg/m ³
Limite elástico	2,5E+08	2,8E+08	Pa

Fuente: Autores.

3.1.4 Malla

Se utiliza métricas para comprobar la calidad de la malla, para este caso se utiliza dos métricas: element quality y skewness.

3.1.4.1 Métrica Element Quality

Como se muestra en la figura 68, se tiene 4746 elementos con una calidad de malla de 0.95 siendo aceptable para la convergencia de resultados (ANSYS, 2014)

Details of "Mesh"	
<input type="checkbox"/> Relevance	0
+ Sizing	
+ Inflation	
+ Patch Conforming Options	
+ Patch Independent Options	
+ Advanced	
+ Defeaturing	
- Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	4900
<input type="checkbox"/> Elements	4746
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,44889
<input type="checkbox"/> Max	0,99947
<input type="checkbox"/> Average	0,95881
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	7,5724e-002

Figura 68. Calidad de malla.

Fuente: Autores.

3.1.4.2 Métrica Skewness

La métrica se utiliza en geometrías creadas a partir de superficies, la figura 69 muestra el mallado de la estructura con un valor del Skewness de 0.56804, siendo un valor que está dentro del rango de “bueno” como se observa en la figura 70; por lo tanto, los resultados de la simulación computacional serán confiables. (ANSYS, 2014)

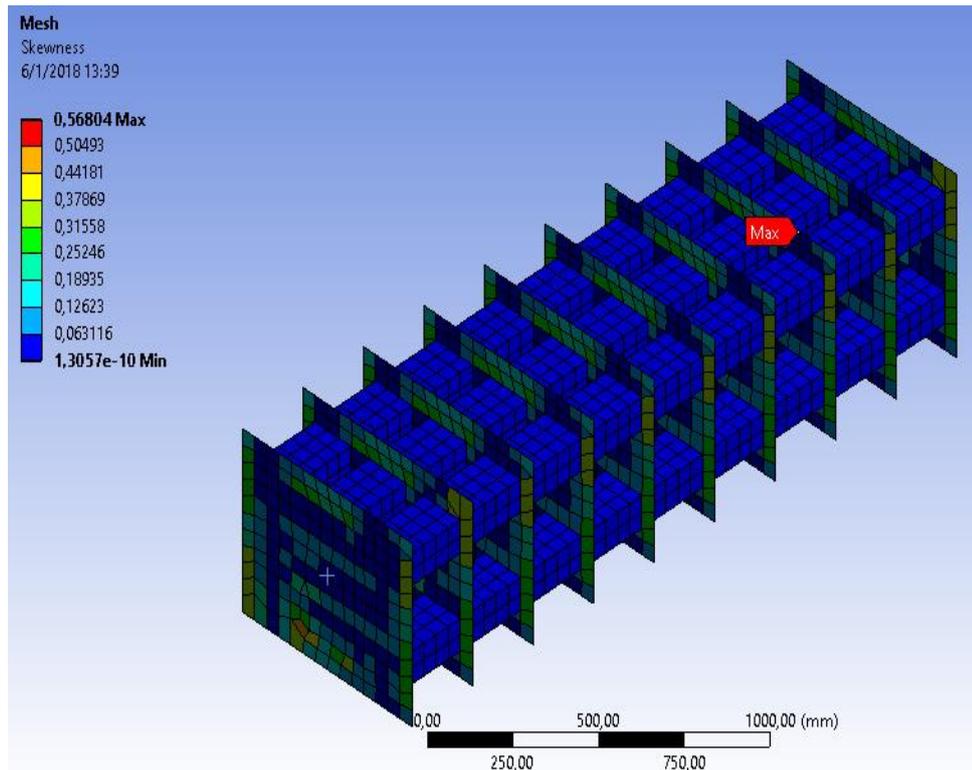


Figura 69. Mallado de la geometría.
Fuente: Autores.

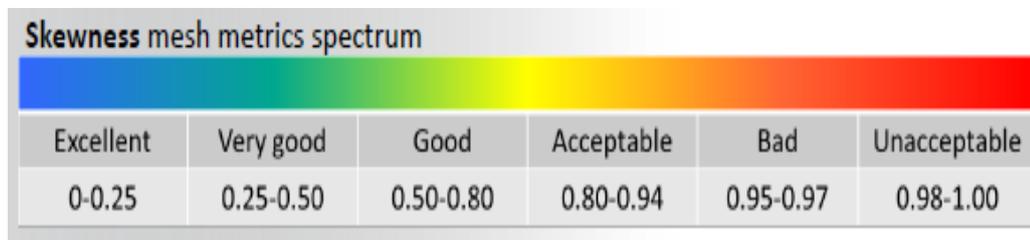


Figura 70. Valores de la métrica skewness
Fuente: (ANSYS, 2014)

3.2 Proceso

Se debe introducir la velocidad de impacto, masa, elementos de soporte fijo y la simulación de riel para este caso de estudio.

- Velocidad de impacto: 13,88 m/s
- Masa: 1600kg
- Tiempo de estudio: 0,15 s

3.3 Post-proceso

Usando estructuras deformables de acero galvanizado de espesor de 0,35 mm se puede observar en la figura 71 el siguiente comportamiento.

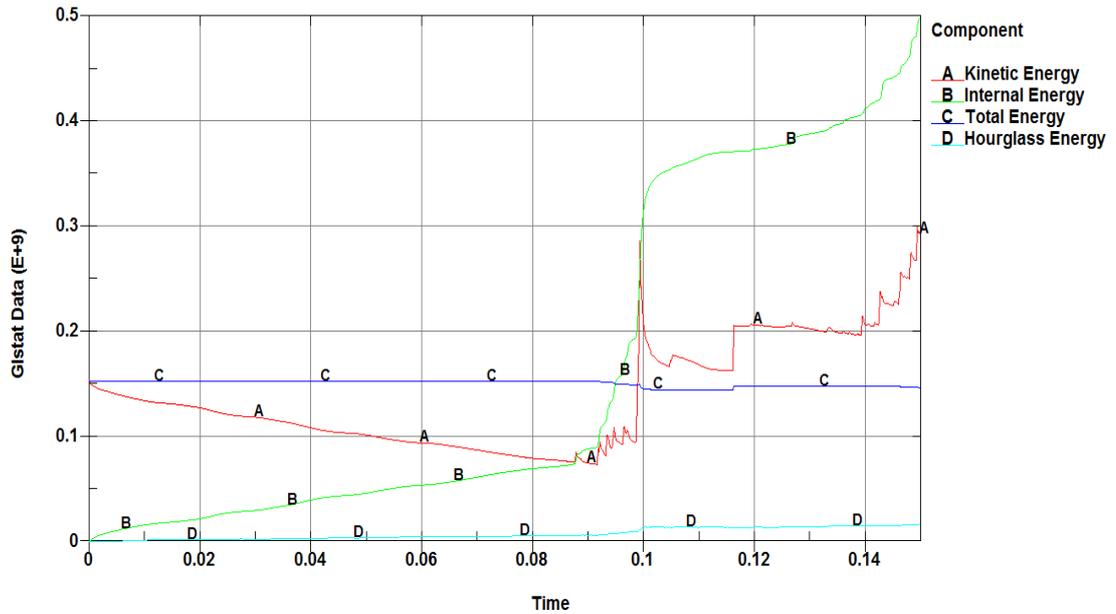


Figura 71. Diagrama de energía durante la simulación del impacto de la estructura de espesor de 0,35mm.
Fuente: Autores.

En este caso al tiempo de 0,868 segundos se da la ruptura de la estructura. Se puede ver la rotura en la figura 72, además se puede observar que el esfuerzo de Von Mises tiene un valor de 399,01 MPa superando el esfuerzo de ruptura del material.

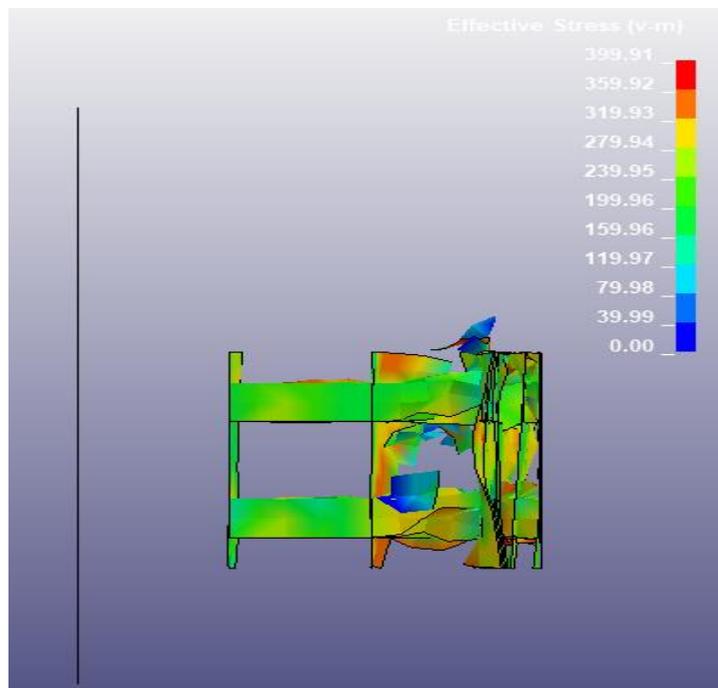


Figura 72. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de espesor de 0,35mm.
Fuente: Autores.

El desplazamiento de la estructura se observa en la figura 73, con un valor de 1844,55 mm, estando muy cerca del objeto rígido del cual se quiere proteger, por lo cual se observa no es seguro.

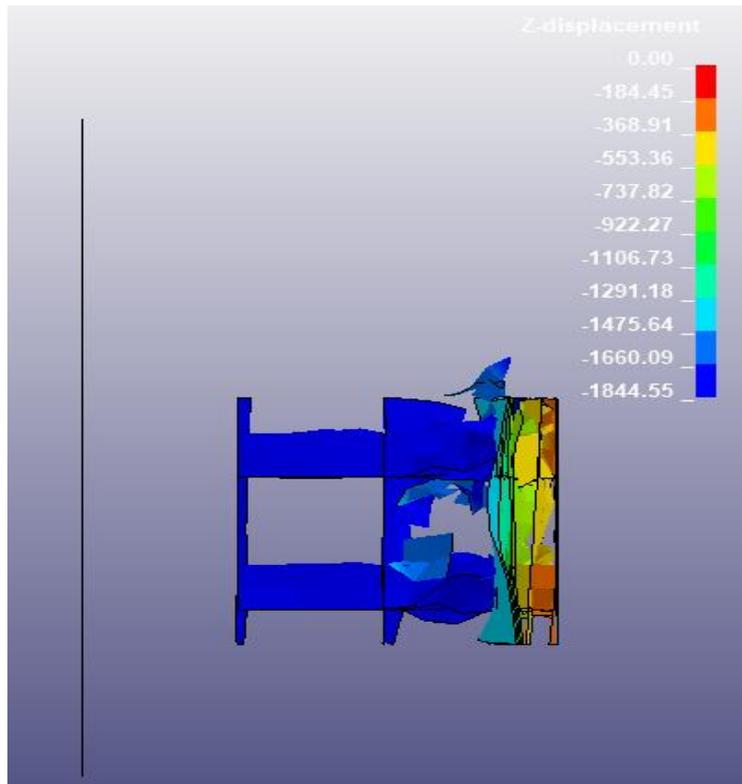


Figura 73. Desplazamiento de la estructura de espesor de 0,35mm.
Fuente: Autores.

Usando estructuras deformables de acero galvanizado de espesor de 0,45 mm se puede observar en la figura 74 el siguiente comportamiento.

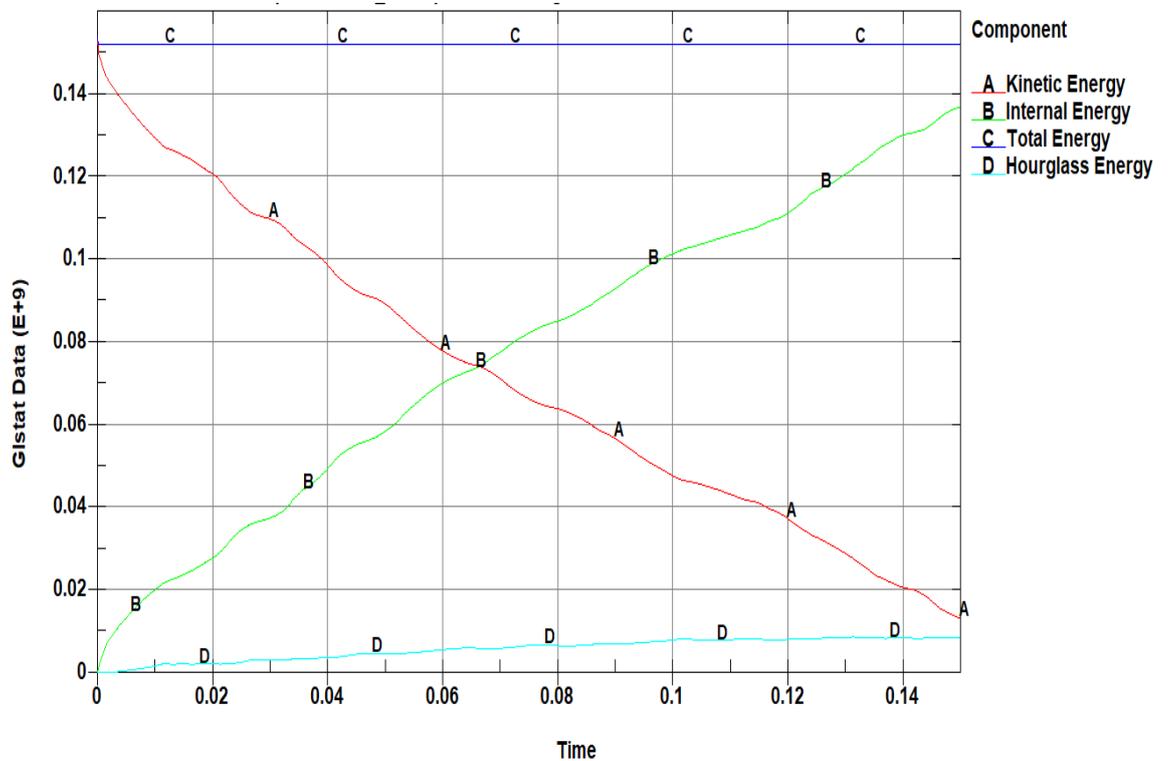


Figura 74. Diagrama de energía durante la simulación del impacto de la estructura de espesor de 0,45mm.
Fuente: Autores.

Se calcula la relación entre Hourglass obtenido y la energía interna por deformación del terminal atenuador: (Dynasupport, 2017)

$$Hourglass = 8,5719 \times 10^6$$

$$Energía Interna = 1,3705 \times 10^8$$

$$H = \frac{Hourglass}{Energía Interna} \times 100\%$$

Ecuación 25. Relación de Hourglass y energía interna.

$$H = 6,25\%$$

La relación H nos da un valor de 6,25% que es un valor aceptable, además, la energía total se mantiene constante, por lo que se valida la simulación computacional bajo las condiciones establecidas. (Dynasupport, 2017)

En la figura 75 se indica el esfuerzo de Von Mises Stress el cual tiene un valor máximo de 399,07 MPa en algunos elementos de la estructura; esta situación es normal ya que en un impacto las deformaciones son grandes, pero no se da el desprendimiento total de la estructura.

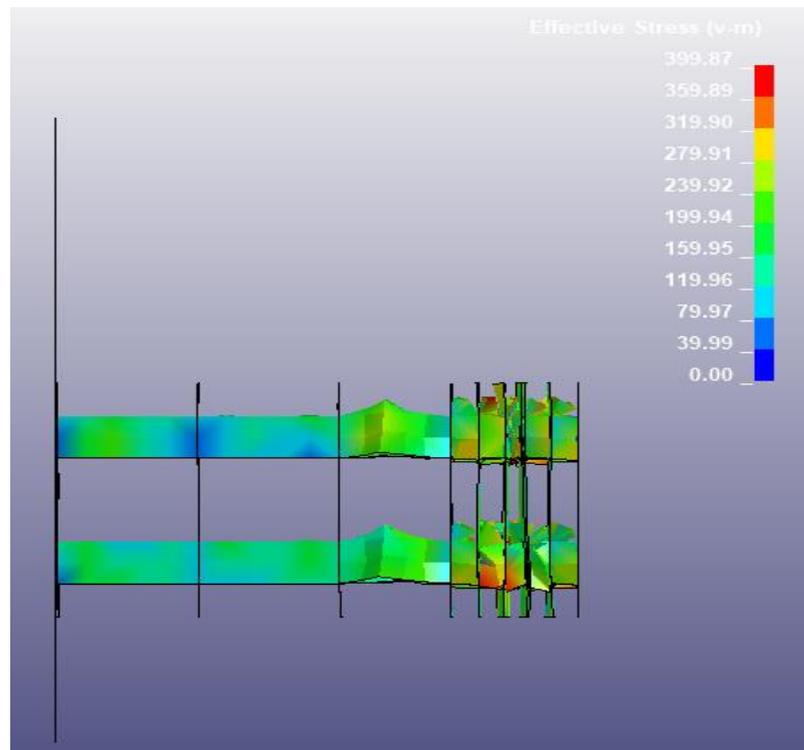


Figura 75. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de espesor de 0,45mm.
Fuente: Autores.

El desplazamiento de la estructura se observa en la figura 76 con un valor de 1322,61 mm, manteniéndose a una distancia de 677,39 mm del objeto rígido.

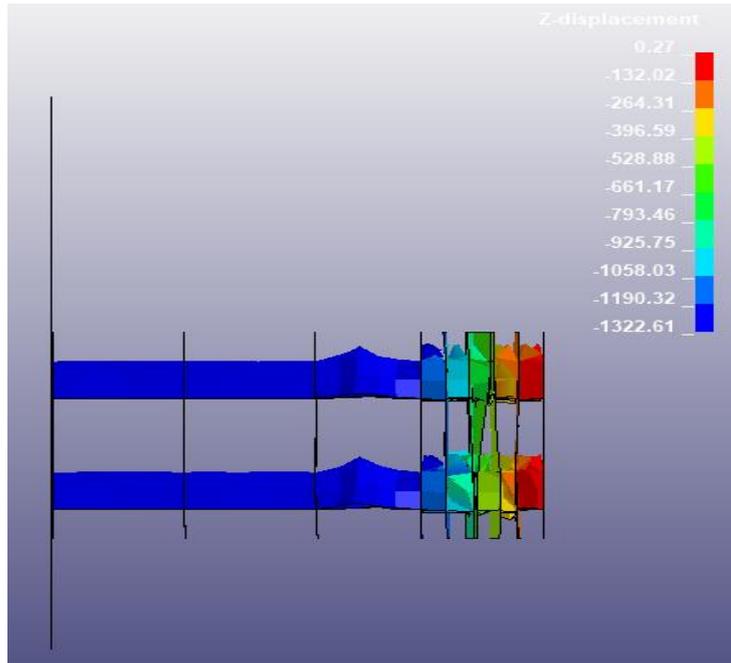


Figura 76. Desplazamiento de la estructura de espesor de 0,45mm.
Fuente: Autores.

El comportamiento de la estructura deformable usando acero galvanizado de espesor de 0,80 mm se puede observar en la figura 77.

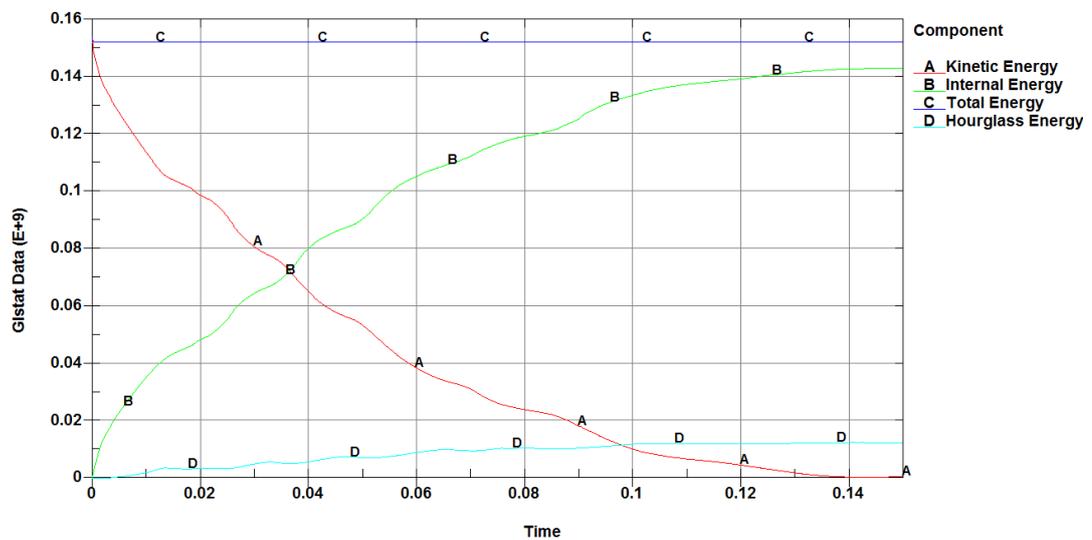


Figura 77. Diagrama de energía durante la simulación del impacto de la estructura de espesor de 0,80mm.
Fuente: Autores.

Se calcula la relación entre Hourglass obtenido y la energía interna por deformación del terminal atenuador: (Dynasupport, 2017)

$$\text{Hourglass} = 1,2478 \times 10^6$$

$$\text{Energía Interna} = 1,4299 \times 10^8$$

$$H = \frac{\text{Hourglass}}{\text{Energía Interna}} \times 100\%$$

$$H = 8,72\%$$

La relación nos da un valor de 8,72% por lo que es un valor aceptable, además, la energía total se mantiene constante por lo que se valida la simulación bajo las condiciones establecidas. (DynaSupport, 2017)

En la figura 78 se puede observar el esfuerzo de Von Mises de 395,52 MPa, pero este no llega a la rotura y no produce desprendimientos de materiales.

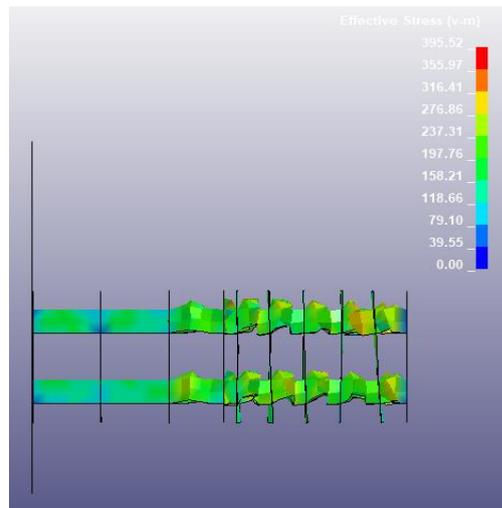


Figura 78. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de espesor de 0,80mm.
Fuente: Autores.

El desplazamiento de la estructura se observa en la figura 79, con un valor de 878,66 mm, manteniéndose a una distancia de 1121,34 mm del objeto rígido.

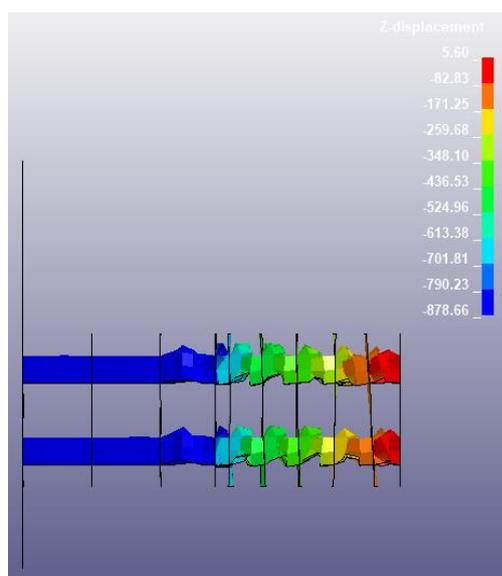


Figura 79. Desplazamiento de la estructura de espesor de 0,80mm.
Fuente: Autores.

3.4 Comparación de los diferentes modelos

La comparación de los diseños analizados se basa en la magnitud total de la energía cinética que tiene el cuerpo rígido antes del estrellamiento y que tiene un valor de 154,12 KJ, valor calculado por medio de la ecuación 1.

Tabla 32

Comparación de la energía interna y esfuerzo de Von Mises de las diferentes estructuras.

Espesor mm	Internal energy at time 0,15s	Porcentaje de Absorción %	Max Von Mises MPa	Desplazamiento mm
0,35	73 KJ antes de la rotura.	52,22%	399,91	1844,55
0,45	137 KJ	88,89%	399,01 MPa	1322,61
0,8	143 KJ	92,72%	395 MPa	878,66

Fuente: Autores.

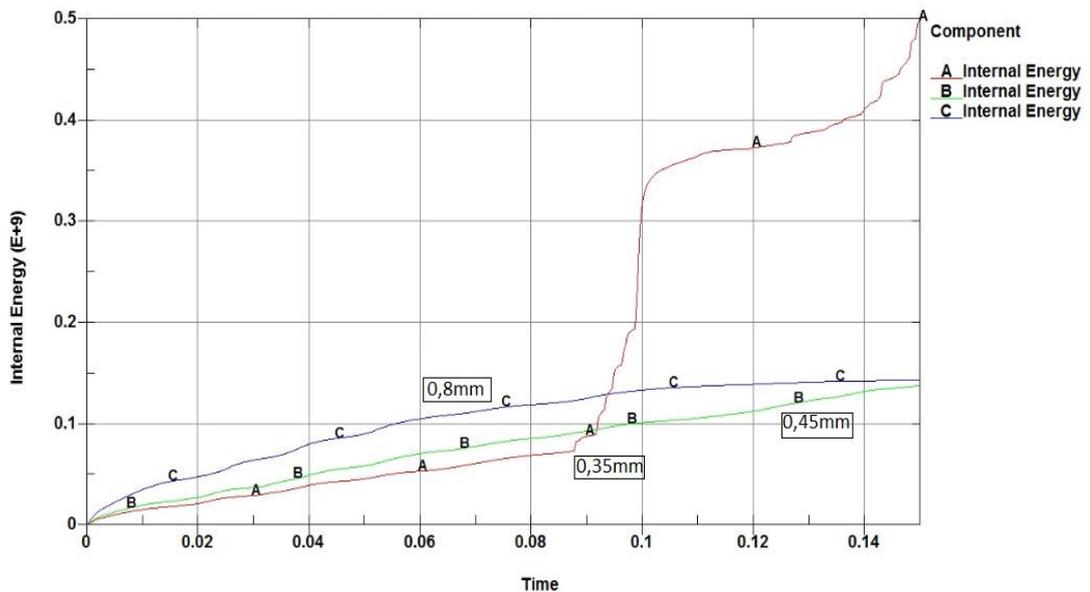


Figura 80. Energía interna de las diferentes estructuras.

Fuente: Autores.

La mejor disposición de la estructura es cuando se utiliza las estructuras deformables de acero galvanizado de espesor de 0,8 mm obteniendo una absorción del 92,78 % a un tiempo de 0,15 segundos, así mismo, el esfuerzo equivalente de Von Mises es de 395 MPa, el cual no llega a la rotura de los elementos. Además, se mantiene alejado el cuerpo rígido (vehículo) del objeto peligroso a una distancia de 1121,34 mm, logrando así el objetivo de reducir el efecto de estrellamiento.

3.5 Costo de la propuesta

En la tabla 33 y 34 se muestra un costo aproximado de los materiales y procesos necesarios para la manufactura de la estructura del terminal atenuador de impactos diseñado.

Tabla 33
Costo de los materiales empleados en el terminal atenuador de impactos

Materiales	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Planchas de Acero Galvanizado espesor 0,8mm	4	24,5	98
Planchas de Acero Galvanizado espesor 4mm	5	60	300
Pernos M8	378	0,25	94,5
TOTAL			492,5

Fuente: Autores.

Tabla 34
Costo de los procesos empleados en la construcción del terminal atenuador de impactos

Procesos	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Cortes	108	0,5	54
Dobleces	162	2	324
Taladrado por sección	9	8	72
Armado de la estructura	1	25	25
Ensamblado insitu	1	150	150
TOTAL			625

Fuente: Autores.

Por lo tanto el costo total de la propuesta de un terminal atenuador de impactos es de 1117,50 USD.

CONCLUSIONES

- El análisis efectuado, permitió evaluar el comportamiento elastoplástico de la estructura de un terminal atenuador de impacto, netamente enfocada en la reducción de la energía cinética por medio de la transformación de la misma en energía por deformación.
- Se determinó que en el Ecuador no existe normativa que sirvan de referencia para el diseño de la estructura del terminal atenuador de impacto, en contraste con el marco legal internacional, en el que, si contempla en sus normas los tipos, criterios de aceptación, métodos de ensayo, ángulo de impacto y parámetros necesarios para el análisis del comportamiento.
- El diseño con una configuración de las estructuras deformables con un espesor de 0,8 mm es el más adecuado para reducir el efecto de estrellamiento, además de los tres modelos probados es el que mejor capacidad de absorción de energía presenta, logrando reducir la energía cinética del cuerpo rígido en un 92,72%; transformándola en energía de deformación que se puede observar en los miembros deformados de la estructura.
- Las deformaciones que se obtienen a una velocidad de impacto de 50 Km/h son bastante grandes llegando rápidamente a la parte plástica del material, incluso llegan a la ruptura de algunos de los elementos. En el caso del modelo con estructura deformable de 0,35 mm gran parte de la estructura se desprende, por lo que podría representar un peligro para otros conductores en caso de que se del estrellamiento y que la estructura se separe; por lo tanto, se concluye que esta configuración de espesores no cumple con el objetivo del dispositivo.
- El modelado matemático que se ha utilizado trata de explicar una deformación elastoplástica aplicada a vigas y tubos, en donde se realiza la comparativa con una carga estática y una carga dinámica, dando como resultado más aproximado el modelo dinámico con un error de 3,74%, bajo las condiciones establecidas se considera como válido.
- El proceso de diseño iterativo utilizado ha permitido pivotar cuando se ha encontrado errores, regresando a una etapa anterior, además permite probar varias configuraciones para saber cuál es la adecuada para intentar reducir el problema que se ha planteado.
- La correcta realización de la geometría junto con el mallado de los elementos, además de asignar adecuadamente las medidas, materiales y condiciones para realizar la simulación son necesarios para que los valores obtenidos converjan en el análisis.

- Las gráficas mostradas validan las simulaciones computacionales bajo las condiciones dadas, la relación entre hourglass y energía interna no supera el 10%, garantizando los resultados de la simulación.

RECOMENDACIONES

- Para estudios posteriores se debe considerar el vehículo completo con todos los elementos, además, de un dummy para poder analizar las aceleraciones producidos en los miembros como: cabeza, tórax, brazos, piernas antes y después del estrellamiento.
- El comportamiento del terminal atenuador ante un impacto, se puede mejorar utilizando otros materiales como el aluminio, que al ser un material resistente a la compresión permite absorber una mayor cantidad de energía en menor espacio ocupado, aunque el costo de fabricación se elevaría.
- En el desarrollo de este proyecto técnico se estudió el comportamiento del terminal atenuador ante un impacto frontal, es decir con una trayectoria de ángulo de 0° , pero también se podría estudiar el comportamiento bajo diferentes trayectorias con diferentes ángulos, beneficiando en una mayor seguridad ante impactos no solo frontales sino también laterales.
- Alentar e impulsar investigaciones nacionales para el estudio de sistemas de contención vehicular, existen varios sistemas a nivel internacional que incluso cuentan con su respectiva normativa de aplicación y evaluación.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Acesco, E. (2 de Marzo de 2017). *Acesco*. Obtenido de <http://www.acesco.com/archivos/descargas/acero-galvanizado-ficha-tecnica.pdf>
- AEADE. (2016). *Anuario*.
- AENOR. (2011). *Sistemas de contención para carreteras. Parte 3: Clases de comportamiento, criterios de aceptación para el ensayo de impacto y métodos de ensayo para atenuadores de impactos*. Madrid: AENOR.
- Alba López, J. J. (2013). *Propuestas de mejora en la investigación de accidentes de tráfico en España*. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.
- Almada, C. (2013). *Proyecto de norma oficial Mexicana PROY-NOM-008-SCT2-2013, Amortiguadores de impacto en carreteras y vialidades urbanas*. México DF.
- ANSYS. (2014). *Ansys Convergence Conference*. Monterrey.
- ANT. (30 de 12 de 2016). *ANT*. Obtenido de <http://www.ant.gob.ec/index.php/descargable/file/3905-siniestros-diciembre-2016>
- ANT. (2016). *ant.gob.ec*. Obtenido de http://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas#.WNmjNDs1_IX
- Asamblea Nacional, C. (2012). *Reglamento a la Ley de Transporte Terrestre Tránsito y Seguridad Vial*. Quito: Agencia Nacional de Tránsito.
- Budymas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.
- Castro, V. (2016). *Diseño de un atenuador de impacto para un vehículo Fórmula SAE*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.
- Chevrolet. (1 de Junio de 2017). *chevrolet.com.ec*. Obtenido de http://www.chevrolet.com.ec/content/dam/Chevrolet/lat-am/Ecuador/nscwebsite/es/Home/Cars/Aveo_Family/Model_Overview/02_pdf/Hoja_t%C3%A9cnica_Aveo_Family.pdf
- Co. Sales, C. (3 de Julio de 2017). *Highway Safety Solutions*. Obtenido de <http://www.coralsales.com/products/highwayproducts/crashcushions/quadguard/>
- Cobeñas, P. (2012). *Sistemas de contención vehicular*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Committee, A.-A. J. (10 de Dicember de 2012). *RoadSafellc*. Obtenido de <http://guides.roadsafellc.com/Documents/Hardware/Guide/nameindex.html>

- Corporation, L. (2017). *Signal Vial Perú*. Obtenido de <http://www.signovial.pe/producto/amortiguador-de-impacto-absorb-350/>
- Cortez, O., & Sotomayor, M. (2007). *Aplicación del método de elementos finitos y programas computacionales en el diseño estructural de un Galpón para el taller de la empresa PROCOPET S.A.* Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Cubillos, A. (2007). *Introducción al método de los elementos finitos*. Universidad de Ibagué.
- CuyoNoticias. (1 de Mayo de 2013). *CuyoNoticias*. Obtenido de <http://cuyonoticias.com/tag/desaguadero/page/2/>
- Diario El tiempo. (30 de Junio de 2017). *eltiempo.com.ec*. Obtenido de <http://www.eltiempo.com.ec/noticias/sucesos/9/416055/vias-con-mas-accidentes-de-transito-en-cuenca>
- Dynasupport. (14 de 12 de 2017). *LS DYNA Support*. Obtenido de <http://www.dynasupport.com/howtos/element/hourglass>
- Formulaciones, S. (2011). *El poliuretano en la construcción*. Sevilla.
- Gerre, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de Materiales*. Santa Fe: Cengage Learning, Inc.
- Hibbeler, R. (2004). *Dinámica: Mecánica vectorial para ingenieros*. México D.F: Pearson Educación.
- Iglesia, A. (2013). *Propuestas de mejora en la investigación de accidentes de tráfico en España*. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.
- INC., J. (2011). *Texas Highway Safety*. Obtenido de <http://www.jmhpinc.com/products.html>
- INEN. (2012). *Clasificación Vehicular*. Quito.
- INEN. (2013). *Perfiles corrugados y postes de acero para guardavías. Requisitos*. Quito.
- Ingemecánica. (24 de 10 de 2017). *Ingemecánica*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn45.html>
- International, B. (2016). *Mobile Protection*. Obtenido de <http://www.barriersintl.com/mobilebarriers/index.html>
- Jerry, W., Buffa, A., & Bo, L. (2007). *Física*. Mexico: Pearson Educación.
- Ledesma Garcia, R. (2013). *Diseño y comportamiento de uniones estructurales mecánicas y adhesivas*. Madrid.
- Luna, J., Pucha, M., & Valencia, F. (2013). *Diseño y construcción de un atenuador de impacto para un vehículo monoplaza formula student*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana.

- Manjarrés, F. (2016). *Análisis estructural a cargas de impacto frontal de un bus tipo Interprovincial mediante el método de elementos finitos*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Mariano. (8 de Junio de 2011). *Tecnología de plásticos*. Obtenido de <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/06/abs.html>
- NOM. (2013). *Amortiguadores de impacto en carreteras y vialidades urbanas*. Comité Consultivo Nacional de Normalización de Transporte Terrestre.
- Rodriguez, A., & Gonzales, R. (2014). *Solución analítica para el problema de deformación plástica en un cuerpo cilíndrico*. Barcelona.
- Romero, A. (2008). *Estudio de amortiguadores de impacto y elementos terminales, factibilidad de aplicación en tramo de carretera Valdivia-Osorno*. Valdivia: Universidad Austral de Chile.
- Sejzer, R. (14 de Octubre de 2016). *Calidad Total*. Obtenido de <http://ctcalidad.blogspot.com/2016/10/la-matriz-de-pugh-para-la-toma-de.html>
- Stocks, S. (10 de Octubre de 2017). *SoloStocks*. Obtenido de <http://www.solostocks.com.mx/venta-productos/termoplasticos-materiales-plasticos/abs-acrilonitrilo-butadieno-estireno/abs-tenido-de-plastico-abs-granulos-pa-707k-757-757k-717ck-1081614>
- Tribology-abc. (17 de Noviembre de 2017). *Engineering-abc*. Obtenido de http://www.tribology-abc.com/calculators/e3_6a.htm
- Trujillo, M. (2011). *Investigación sobre el niquelado de piezas inyectadas de PBT*. Distrito Federal de México: Universidad Nacional Autónoma de México .
- UNE. (29 de Noviembre de 2017). *AENOR*. Obtenido de <http://www.aenor.es/descargas/une/IT-34-00-Guia-para-la-redaccion-de-documentos-normativos-UNE.pdf>
- Valmont, C. (01 de October de 2014). *Ignal Civil Products*. Obtenido de http://az276019.vo.msecnd.net/valmontstaging/products/tracc_manual.pdf?sfvrsn=2
- Valverde González, G. (2011). *Guía para el análisis y diseño de seguridad vial de márgenes de carreteras*. Universidad de Costa Rica.
- Vialidad, D. d. (2001). *Instructivo Sistemas de Contención Vial*. Obtenido de <http://www.vialidad.cl/seguridadvial>
- WS, T. (3 de Julio de 2017). *Seguridad Vial*. Obtenido de <http://www.seguridad-vial.cl/atenuador-de-impacto-u-mad-montado-en-camion.html>
- WSDOT. (22 de July de 2014). *Impact Attenuator Systems*. Obtenido de <http://www.wsdot.wa.gov/publications/manuals/fulltext/M22-01/1620.pdf>