

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Mecánico

Mención Fabricación de Autopartes de Vehículos

Análisis Estructural A Cargas De Impacto Posterior Por Alcance De Un Bus
Interprovincial Mediante El Método De Elementos Finitos.

Diego Giovanni Cuasapud Puente

Nota del autor

Diego Giovanni Cuasapud Puente, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería,

Universidad Internacional SEK.

Director Ing. Julio Leguisamo, M.Sc.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

dcuasapud.mdm@uisek.edu.ec

CONTENIDOS

CONTENIDOS	2
ÍNDICE DE FIGURAS	5
ÍNDICE DE TABLAS	10
DECLARACIÓN JURAMENTADA	11
ABSTRACT	2
Introducción	3
Antecedentes.....	3
Justificación.....	8
La industria carrocera en el mundo	12
Industria carrocera en Ecuador	13
Zonas de absorción de impactos	14
Normas de diseño para impactos	15
Pruebas de impacto frontal.	16
Pruebas de colisión lateral	17
Pruebas Antivuelco.	18
Método de elementos finitos (MEF)	21
Ingeniería asistida para análisis de impactos	22
MÉTODO.....	25
Construcción de la geometría	27
Datos de entrada.	27

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Modelo de la superestructura. La idea de la modelización es conseguir el mayor acercamiento posible entre el modelo y la estructura real.....	28
Materiales utilizados para la construcción de carrocerías en Ecuador	32
Generación de malla para análisis MEF	35
Ángulo de Inclinación (Skew Angle).	36
Deformación (warpage).	37
Jacobian Ratio.	38
Cargas aplicadas a la carrocería de un bus.	48
Modelos matemáticos para el análisis de impacto posterior por alcance	57
Análisis por el método del elemento finito.....	64
RESULTADOS	70
Descripción de resultados	70
Caso 1	72
Caso 2	73
Caso 4	77
Caso 5	79
Caso 6	81
Caso 7	83
Caso 8	84
Caso 9 – Resistencia de la estructura	87
Análisis dinámico	89

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

DISCUSIÓN.....	100
1.4M+V	101
1.2M+1.6V+0.5G	101
1.2M+0.5V+1.6G	101
1.2M+1.6F+0.8Raf	101
1.2M+0.5V+0.5F+1.3Raf	101
1.2M+0.5V+1.5Ab	102
0.9M-1.3Raf	102
0.9M+1.3Raf.....	102
CONCLUSIONES	108
RECOMENDACIONES	109
Referencias.....	110
ANEXOS	115

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.</i> Prueba de impacto frontal. Tomado Supakit Rooppakhuna y Sarawut Bua-Ngam, 2016.....	17
<i>Figura 2.</i> Prueba de impacto lateral. Tomado de Esmeraldas A, 2016.	18
<i>Figura 3.</i> Prueba de vuelco. Tomado de Reglamento_n°_66 CEPE/ONU, 2007	19
<i>Figura 4.</i> Ensayo de impacto por alcance de una carrocería de un bus escolar. Tomado Illescas. D, 2009.....	20
<i>Figura 5.</i> Proceso del trabajo de tesis	25
<i>Figura 6.</i> Vista transversal de la zona de supervivencia. Tomado Norma NTE INEN 1323:2009	28
<i>Figura 7.</i> Vista longitudinal del espacio de supervivencia. Tomado de norma NTE INEN 1323:2009	28
<i>Figura 8.</i> Boceto de la estructura en 3D.....	29
<i>Figura 9.</i> Detalle de materiales de las carroceria de un bus interprovincial. Tomado de Manjarrez y Santillan, 2016.....	30
<i>Figura 10.</i> Carroceria de bus en 3 dimensiones.	32
<i>Figura 10.</i> Relacion de aspecto. Tomado de Ls-Prepost support.....	36
<i>Figura 12.</i> Angulo de inclinacion. Tomado de Ls-Prepost support	37
<i>Figura 13.</i> Deformación. Tomado de Ls-Prepost support.....	37
<i>Figura 14.</i> Carroceria de bus con malla 2D	39
<i>Figura 15.</i> Numero de elementos de la carroceria	39
<i>Figura 16.</i> Numero de elementos con deformacion	40
<i>Figura 17.</i> Número de elementos con angulo skew	41
<i>Figura 18.</i> Metodo del tamaño de celda. Tomado de LS-dyna support 2015	41
<i>Figura 19.</i> Método del ángulo de desviación. Tomado de Alcoser y Morales 2017	42

Figura 20. Número de elementos con ratio jacobian	43
Figura 21. Modelo generado en el software y mallado.....	48
Figura 23. Carga muerta de un bus interprovincial.....	49
Figura 23. Carga viva aplicada a un bus interprovincial. Tomado de Balderas, 2013.	51
Figura 24. Cargas de aceleración brusca que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería. Tomado de Esmeraldas, 2016.	55
Figura 25. Cargas de frenado brusca que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería. Tomado de Esmeraldas, 2016.	53
Figura 24. Cargas por resistencia al aire frontal que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería	56
Figura 25. La barrera móvil se impacta a 50 Km/h. Diferentes vistas de los cuerpos a impactarse. Se determinan los valores considerando que el choque de estos cuerpos es totalmente inelástico.	58
Figura 28. La zona de impacto comprende 1 500 mm que es el ancho de la barrera móvil	60
Figura 29. Resultados numéricos previo al Análisis Gráfico. Tomado de Laboratorio de Resistencia de Materiales. Centro de Fomento Productivo Metal Mecánico Carrocero, Gobierno de Tungurahua	61
Figura 30. Modelado del elemento	62
Figura 31. Mallado del elemento	62
Figura 32. Aplicación de una fuerza en el extremo del elemento.....	63
Figura 33. Aplicación de la restricción fija en el extremo del elemento	63
Figura 34. Parte de la estructura analizada en software en términos de deformación. Def Max 1.703 mm.....	64
Figura 35. Viga en cantilever y sometida a una carga axial	64

Figura 36. Elemento estructural de la superestructura del bus a ser analizada.	65
Figura 37. Cálculo de operaciones entre matrices realizado en el <i>Wolfram Mathematica</i> 68	
Figura 38. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 1 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	72
Figura 39. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 1	73
Figura 40. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 2 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	74
Figura 41. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 2	75
Figura 42. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 3 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	76
Figura 43. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 3	77
Figura 44. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 4 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	78
Figura 45. . Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 2	79
Figura 46. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 5 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	79
Figura 47. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 5	81
Figura 48. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 6 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	81

Figura 49. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 6	82
Figura 50. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 7 del método LRFD NTE INEN 1323:2009	83
Figura 51. . Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 7	84
Figura 52. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 8 del método LRFD NTE INEN 1323:2009.....	85
Figura 53. . Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 8	86
Figura 54. Elemento estructural de mayor deflexión.....	87
Figura 55. Masa distribuida sobre el techo de la carrocería.....	88
Figura 56. Masa distribuida sobre el techo de la carrocería.....	89
Figura 57. Simulación del impacto posterior en intervalos de 20 ms	90
Figura 58. Simulación del impacto posterior en intervalos de 20 ms	90
Figura 58. Diagrama de la energía Hourglass producida en el impacto	92
Figura 59. Diagrama de la energía interna por deformación de la estructura	93
Figura 60. Balance de Energías producidas durante el impacto	95
Figura 62. Deformación direccional de la estructura en el eje.....	95
Figura 63. Elementos críticos del voladizo posterior.....	96
Figura 64. Diagrama del esfuerzo efectivo de Von Mises en los elementos seleccionados	97
Figura 65. Diagrama del desplazamiento en los elementos seleccionados.....	97
Figura 66. Distribución del esfuerzo de Von Mises en la estructura	98

Figura 67. Elementos seleccionados para la adquisición de resultados por esfuerzo de Von Mises	99
Figura 68. Diagrama del esfuerzo de Von Mises en la estructura	100
Figura 69. Balance de Energías producidas durante el impacto	104
Figura 70. Zona de mayor concentración de esfuerzos.....	105
Figura 71. Diagrama Esfuerzo de Von Mises Vs. Tiempo	106
Figura 72. Diagrama Deformación Plástica Efectiva Vs. Tiempo.....	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Dimensiones externas del Autobús.	31
Tabla 2. Materiales y perfiles para la construcción de carrocerías en Ecuador	32
Tabla 3. Propiedades mecánicas del acero AISI 304	33
Tabla 4. <i>Unidades para programar en Ls-dyna</i>	45
Tabla 5. <i>Determinación de las muertas. Vivas.</i>	48
Tabla 6. <i>Determinación d las Cargas Vivas.</i>	50
Tabla 7. <i>Velocidades, radios y peraltes en carretera.</i>	51
Tabla 8. <i>Datos para el cálculo de la fuerza de choque</i>	58
Tabla 10. <i>Condiciones de frontera para resolver método de elementos</i>	65
Tabla 11. <i>Comparativo de resultados con diferentes métodos</i>	69
Tabla 12. <i>Valores de cargas para las combinaciones</i>	71
Tabla 13. <i>Valores de cargas para el CASO 1 (1,4M+V)</i>	72
Tabla 14. <i>Valores de cargas para el CASO 2 (1,2M+1.6 V+0.5G)</i>	74
Tabla 15 <i>Valores de carga para el CASO 3 (1,2M+0.5 V+1,6G)</i>	76
Tabla 16 <i>Valores de cargas para el CASO 4 (1,2M+1,6F+0,8 Raf)</i>	78
Tabla 17 <i>Valores de cargas para el CASO 5 (1,2M+0.5V+0.5 F+1.3 Raf)</i>	80
Tabla 18 <i>Valores de cargas para el CASO 6 (1,2M+0.5V+1.5 Ab)</i>	82
Tabla 19 <i>Valores de cargas para el CASO 7 (0.9-1.3Raf)</i>	83
Tabla 20 <i>Valores de cargas para el CASO 8 (0.9 +1.3Raf)</i>	85
Tabla 21. <i>Cálculo del Peso de la Estructura.</i>	88

DECLARACIÓN JURAMENTADA

Yo, DIEGO GEOVANNI CUASAPUD PUENTE, con cédula de identidad 1720470481, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

DIEGO GEOVANNI CUASAPUD PUENTE

C.I.: 172047048-1

Agradecimiento

Agradezco a Dios padre celestial por haberme permitido culminar este trabajo, por su fidelidad y por llenarme de perseverancia para culminar con éxito este ciclo de mi vida.

A mi esposa Mary y mi hija Ruth que han estado dándome apoyo en todo momento.

A mi madre y mis hermanas por su apoyo incondicional.

A los laboratorios de CENDeIngeniería S.A, por su colaboración para el desarrollo de este proyecto.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

RESUMEN

El presente estudio se enfoca en analizar una estructura de un bus tipo interprovincial sometido a impacto posterior por alcance, y para se desarrolla una metodología de simulación, con ello se pretende determinar el comportamiento estructural de la carrocería con el fin de evaluar el desempeño de la misma, cuando se encuentra sometida a este tipo de evento.

Para poder realizar la simulación se tomó en cuenta las propiedades por las cuales está construida la carrocería, donde se estableció un patrón de donde se obtuvo una probetas las mismas que fueron comprobadas mediante ensayos de materiales en laboratorios; ensayos de tracción.

En el proceso de simulación se utilizó el software LS-Dyna, y en el cual se establecieron las condiciones de borde para realizar el análisis. Los datos obtenidos en las diferentes combinaciones de carga según la norma NTE INEN 1323:2009 y basados en el método LRFD, permiten determinar la resistencia estructural estática de la carrocería, el análisis dinámico se establece a través del método de elementos finitos, el balance de energías, y la energía hourglass a partir de los cuales se realizó la validación de datos de este estudio y por consiguiente la validación de la estructura en estudio.

Palabras clave: Impacto posterior, estructura de bus, análisis estructural, elemento finito, combinación de cargas.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

ABSTRACT

The present study focuses on analyzing a structure of an interprovincial type bus subjected to a rear impact by reach, and to develop a simulation methodology, with the purpose of determining the structural behavior of the body in order to evaluate the performance of the same, when it is subjected to this type of event.

In order to carry out the simulation, the properties by which the body was constructed were taken into account, where a pattern was established from which a test specimen was obtained, the same ones that were verified by tests of materials in laboratories; Traction tests.

In the simulation process LS-Dyna software was used, and in which the edge conditions were established to perform the analysis. The data obtained in the different load combinations according to the NTE INEN 1323: 2009 standard and based on the LRFD method, allow to determine the static structural resistance of the body, the dynamic analysis is established through the finite element method, the balance of energies, and the hourglass energy from which the data validation of this study was carried out and therefore the validation of the structure under study.

Keywords: Rear impact, bus structure, structural analysis, finite element, load combination.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Introducción

Antecedentes

Los accidentes de tránsito, representan una de las mayores causas de muerte. De acuerdo al reporte del Estado Global sobre la seguridad de las vías de la Organización Mundial de la Salud (OMS), realizado con información de 2013, Ecuador, ocupa el segundo lugar de mortalidad por accidentes de tránsito en América Latina (Informe sobre seguridad vial OMS, 2015). Siendo los buses interprovinciales los que han presentado un alto incremento en cuanto a accidentes y al ser este tipo buses los que transportan una gran cantidad de personas, es importante darle más atención a las carrocerías de estos buses, ya que en caso de una colisión son estas las que generan la única protección para los pasajeros, ante este tipo de eventos. Dado esta problemática a nivel mundial los organismos encargados del control, fabricación y homologación de carrocerías para transporte público han creado normas, reglamentos y se han generado pruebas para reducir lo más posible la afectación de los pasajeros al sufrir un evento de impacto. También es necesario conocer que existen una gran diversidad en las condiciones del accidente y el comportamiento del vehículo en estos eventos que permiten conocer las tendencias en el comportamiento estructural, y de esta forma se pueden clasificar los accidentes.

Por tanto es de vital importancia tener en cuenta el diseño del vehículo, su construcción y mantenimiento, ya que indudablemente desempeñan un rol importante en el fenómeno físico de impacto y las consecuencias que estos producen. Con el afán de reducir las tasas de mortalidad los fabricantes de automóviles trabajan intensamente con el fin de incorporar nuevas tecnologías para aumentar la seguridad en caso de un impacto. Estas tecnologías permitirán proveer una mayor protección a los ocupantes del vehículo (Alcala, 1997).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

En la industria automotriz, se desarrolla el transporte público, mediante estudios acerca del comportamiento de una carrocería al someterle a carga con la ayuda de sistemas computarizados. Países como Colombia, Brasil, Perú han visto una oportunidad de realizar el diseño y el modelamiento utilizando herramientas CAE y CAD (Parra et al., 2007).

Para mejorar los diseños en las estructuras de los buses, es importante tener en cuenta el comportamiento de la misma después de iniciada la colisión, para considerar las deformaciones y desplazamientos que experimenta. Para este fin se han realizado varias investigaciones concernientes al análisis estructural elasto-plástico, utilizando el método de elementos finitos.

Wang (1963) describe un programa de cálculo general, para realizar el análisis límite de estructuras rígidas. En este programa se puede observar la localización y secuencia de formación de las rótulas plásticas hasta el colapso. Además proporciona la carga acumulada, así como los desplazamientos y momentos en todos los puntos nodales cada vez que se forma una rótula plástica. Este programa considera el análisis en dos dimensiones (Wang, 1963).

Przemieniecki (1968) menciona un método utilizando el M.E.F., con el propósito de establecer el comportamiento lineal de las estructuras con grandes desplazamientos (Przemieniecki, 1968)

Gaub (1971), en un estudio realizado plantea un modelo matemático validado, en un ensayo de estabilidad con el propósito de fijar el ángulo de vuelco de un automóvil en un ensayo de estabilidad, y su relación con la aceleración lateral máxima admisible por el mismo, mediante el M.E.F., teniendo un análisis elasto-plástico de una estructura bajo las condiciones de sollicitación creadas en un vuelco. Donde se contrastaron los resultados analíticos y de ensayo, y se obtuvo una buena correlación (Gaub, 1971).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

En el Automotive Engineering Congress and Exposition se presentó una investigación sobre el comportamiento elasto-plástico de estructuras de automóvil sometido a la acción de grandes cargas cuasiestáticas hasta llegar a conocer la fuerza o carga última de colapso.

En el análisis se tienen en cuenta los efectos originados por grandes desplazamientos y al efecto de la fuerza axial sobre la rigidez a flexión de la estructura. El resultado calculado está en buen acuerdo con el experimental (Kirioka et al., 1974).

Chang y Craig (1977) desarrollan un método de análisis simplificado para determinar la capacidad de carga y el mecanismo de colapso de una estructura sometida a un evento de impacto frontal. Únicamente se considera un modelo bidimensional. El procedimiento se fundamenta en los principios de análisis límite y se vale un método incremental de cargas. Los datos concordancia son buenos con los ensayos realizados (Chang y Craig, 1977)

Monasa (1984) presenta un trabajo sobre la evaluación de la integridad estructural, bajo situaciones de accidente, de autobuses intermedios. Para esta evaluación se utilizaron una técnica de modelado de elementos finitos y un proceso de análisis estructural no lineal. El modelo analítico de elementos finitos se construye a partir de los dibujos estructurales y detalles que son proporcionados por el fabricante de la carrocería del autobús. Se presenta una descripción de los conceptos de construcción carrocería del autobús y de diseño. Para ello se utiliza un modelo de cálculo simplificado "idealizado" para definir la capacidad de carga última de la superestructura del bus. El procedimiento proporciona un análisis estructural elástico-plástico tridimensional para evaluar la capacidad de resistencia estructural de las estructuras del cuerpo bus en condiciones de carga cuasi-estática que simulan situaciones de impacto, y utiliza un programa de ordenador en tres dimensiones (Monasa, 1984).

García (1990), presenta el planteamiento de un modelo de comportamiento de los perfiles son cuales son aplicados en la construcción de las superestructuras de autobuses y autocares

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

sometidos a flexión lateral. Y un método, utilizando el M.E.F., de cálculo de la resistencia de estas estructuras sometidas a vuelco lateral, en el que utiliza el modelo no lineal mencionado.

En un artículo presentado en el “XXIV Congreso de expertos en autobuses y autocares”, relativas a la homologación de autobuses y autocares de acuerdo al Reglamento 66. Las cinco principales áreas de aplicación consideradas son el desarrollo estructural, la aprobación de tipo basada en las pruebas de componentes y el cálculo de la estructura de seguridad, la identificación de los "casos más desfavorables" y las "bahías representativas" para la aprobación y evaluación de similitud cuando se consideran extensiones de aprobaciones existentes. Realizando este estudio se pudo determinar que la problemática de homologación se pueda desarrollar mediante métodos numéricos (Kecman y Randell, 1996; Monasa, 1984).

Alcala (1997) presentó un estudio sobre un proceso de optimización, el cual se lo ha llevado a cabo mediante un análisis previo de los factores determinantes del problema. Se ha realizado un proceso teórico-experimental de validación de la resistencia de las superestructuras de autobuses y autocares sometidas a vuelco. A partir este procedimiento, se ha utilizado el mismo para conseguir variados criterios de diseño que permitan mejorar la relación resistencia/peso de cada estructura. Por último, en base a la experiencia obtenida en la preparación del proceso de verificación, se han planteado posibles enmiendas y aclaraciones que debieran reflejarse en el Reglamento 66. Este estudio permito obtener conclusiones relativas con respecto proceso de verificación, criterios de diseño y posibles enmiendas, o rectificaciones, aplicables al Reglamento (Alcala, 1997).

Santosa y Wierzbicki (1998), realizan un análisis numérico-analítico del comportamiento del colapso a flexión de columnas prismáticas de pequeño espesor de aluminio extruido con relleno de espumas metálicas y panales de abeja de aluminio, en el cual analizan la influencia en la curva momento-giro del relleno con respecto al perfil de sección hueca. El análisis teórico se basa en la consideración energética en conjunción con el principio mínimo de

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

plasticidad. El supuesto modelo cinemático para el mecanismo de trituración de la cubo truncado da un buen acuerdo con el mecanismo de deformación obtenido a partir de la simulación numérica (Santosa y Wierzbicki, 1998).

En ingeniería, el método de elementos finitos ha adquirido una gran importancia ya que proporcionan las herramientas para resolver problemas que antes eran difíciles de resolver. Carnicero (2007), afirma que el método de elementos finitos (MEF), es una formulación matemática que se enfoca en obtener resultados de los análisis y estos sean los más aproximados a la realidad.

Castigliano a inicios del siglo xx, planteo un método basado en ecuaciones de funciones que permitían pronosticar el desplazamiento de una estructura, llegando a los resultados por una minimización de la energía. Courant (1950) realizo un estudio que sirve de base en la resolución de sistemas estructurales al implementar la notación matricial y su correspondiente resolución cartesiana.

En un reporte de la Organización Mundial de la Salud (OMS), realizado en el 2010 ubico a Ecuador como el segundo país en muertes por accidentes de tránsito en Latinoamérica. El 50,09% de los accidentes son ocasionados por impericia o imprudencia del conductor, el 13,2% por irrespeto a las normas de tránsito, el 12,31% por exceso de velocidad, por embriaguez son el 9,73%, el 7,69% por condiciones externas sin determinar y el 6,99% por imprudencia de otros involucrados (Agencia Nacional de Tránsito 2010).

Una gran cantidad de estos siniestros se producen en los transportes de servicio urbano e interprovincial. Las estadísticas presentadas por los gobiernos autónomos de Loja, Quito, Manta, Ibarra y Guayaquil, basadas en informaciones, son empleadas por la Agencia Nacional De Tránsito, indicando el porcentaje de siniestros acumulado hasta diciembre de 2015, donde por choque posterior presentan 11.39% del total de accidentes a nivel nacional

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

que representan 4068 accidentes siendo después del choque lateral, con el 28.37% los principales tipos de accidentes de tránsito. El porcentaje de buses que participan en este tipo de siniestros constituyen un promedio anual de 7.08% (Agencia Nacional de Tránsito, 2015). A pesar de ser un promedio bajo, son las unidades de transporte las que movilizan a gran cantidad de personas. Por tanto el diseño de carrocerías de autobuses juega un papel muy importante en cuanto a la seguridad del conductor y los pasajeros en un accidente, por lo que en este tipo de eventos, la estructura de los buses se constituye en la más importante y en la mayor parte de casos, la única forma de protección.

Justificación

Con respecto a la producción de bienes y servicios, el país presenta cambios muy profundos, esto con el fin de mejorar el estilo y la calidad de vida de la ciudadanía. La fabricación de carrocerías para buses urbanos es uno de estos productos que se incluyen en los objetivos del cambio de la matriz productiva, siendo estos importados en su gran mayoría. Para producir carrocerías de buses urbanos que brinden a la sociedad un medio de transporte seguro y confortable, y que puedan competir con las diferentes empresas carroceras del país.

En el diseño de carrocerías de autobuses, es importante tener en cuenta la seguridad del conductor y los pasajeros en un accidente, y para este fin muchas naciones cuentan con sus propias normativas y reglamentos que garantizan la integridad de sus ocupantes en eventos como choques o vuelcos.

En Ecuador se ha realizado muy poca investigación sobre el tema, en consecuencia las técnicas para el análisis de la carrocería son poco utilizadas, así como también se desconoce el comportamiento que tiene la misma al ser sometida a impactos. Un problema importante que poseen los diseños existentes en el mercado nacional, es el deficiente estudio del diseño sometidos a casos de impactos posteriores.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

La presente tesis está orientada a cumplir un objetivo fundamental: analizar el fenómeno físico de impacto posterior por alcance y su incidencia en la carrocería de un autobús empleado en el transporte interprovincial, mediante el método de elementos finitos en los elementos de falla de la estructura de la carrocería, para evaluar las deficiencias en el diseño estructural previo y en la selección de los materiales utilizados en la estructura de los autobuses, y de esta forma mejorar el diseño estructural posterior

En primera instancia se va argumentar sobre los referentes teóricos en las áreas científicas y técnicas sobre impactos en estructuras de buses, las normativas de diseño y los programas computacionales que permitan realizar los ensayos virtuales.

Segundo se va a proyectar en 3D la geometría de la carrocería de un bus interprovincial, considerando las especificaciones de la norma INEN 1323 Revisión 2009 y la norma INEN 2664:2013.

Posteriormente, se realiza la simulación en el software, establecidas las condiciones de borde, las restricciones de movimiento y control de la dinámica explícita para la prueba de impacto posterior por alcance.

Finalmente, se contrastan los resultados analíticos con los obtenidos en la simulación computacional, estableciéndose curvas características que permitan generar conclusiones ingenieriles.

Este estudio aportará a la industria carrocera con una metodología de análisis y diseño, que permitirá mejorar el diseño previo de las estructuras de los autobuses, además se reducirán costos de investigación y producción, de manera que se podrá disponer de un mejor análisis para realizar el diseño que cumpla con estándares de calidad nacionales e internacionales. Incluso se pueden proponer mejoras para las normas vigentes concernientes a requisitos para carrocerías de buses.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Trabajos previos

Cárdenas et al., (2014), desarrollaron un trabajo relacionado al comportamiento de la superestructura de un bus en eventos de choques, en el cual se determina la energía absorbida por la estructura de un bus ante el fenómeno de un impacto frontal, como propuesta de diseño estructural para una carrocería de buses de servicio interprovincial, además que se comparan los resultados que se obtienen de la simulación y el ensayo realizado en un modelo a escala (Cárdenas et al., 2014).

Arroba (2013) realizó un trabajo donde se analiza el comportamiento de una superestructura de un bus interprovincial en una sección estructural sometido a volcadura, los resultados obtenidos en la simulación del ensayo de vuelco de la superestructura, permitió demostrar que el espacio de supervivencia es afectado, en consecuencia la sección de la superestructura sometida este ensayo no cumple con la normativa de seguridad (Arroba, 2013)

López (2015) desarrolló una investigación basada en la simulación del bastidor con todas las cargas que constituyen sus accesorios, además de las cargas producidas por la carrocería construida por Industria Metálica Cepeda, mediante el software de elementos finitos. Para poder realizar la simulación se tomó en cuenta las propiedades por las cuales está constituido el chasis, las mismas que fueron comprobadas mediante ensayos de materiales en laboratorios; como son: ensayos de tracción, fatiga, dureza e impacto, obteniendo buenos resultados. Incluso se toma en cuenta las propiedades de los materiales por los cuales está constituido la carrocería. Se efectúa la simulación del bastidor para comprobar cuál es el estado de soporte que brinda al momento de montar la carrocería. Para lo cual se realiza la modelación del mismo y se ejecuta. Con esto también se logra conocer cuál es el mejor tipo de anclaje que se puede ocupar para la unión chasis carrocería (López, 2015).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

En la *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, se presenta los recientes desarrollos en el impacto estructural y el análisis de la resistencia al choque aplicando técnicas experimentales, analíticas y computacionales. Un caso de estudio se proporciona para mostrar el enfoque regular de estudiar un "S" de forma delgada del haz de choques de comportamiento de choque a través de la simulación y modelado por ordenador. En el futuro, las técnicas de plasticidad experimental y computacional de la escala atómica como: la difracción y la microscopía pueden emplearse en este campo de investigación para desarrollar una comprensión completa del mecanismo de impacto estructural mediante la obtención de datos y observaciones a nivel macroscópico y atómico (Liu et al., 2011)

Jongpradist et al., (2015) analizaron la resistencia estructural y las tipologías de deformación de la superestructura de un autobús sometido a un impacto frontal mediante las regulaciones del reglamento R029. Los resultados obtenidos no fueron los esperados debido a la seguridad pasiva basada en el espacio de supervivencia no fue satisfactoria, por lo que se proponen otros modelos estructurales que aumenten la absorción de energía y protegen al conductor de cualquier contacto con la estructura (Jongpradist et al., 2015).

Rooppakhun y Bua-Ngam (2013) realizaron un estudio enfocado al análisis de impacto frontal de la estructura de autobuses de pasajeros recurriendo al análisis de elementos finitos (FE). Se evaluó la absorción de energía incluyendo la deformación total de la cabina frontal. Se creó y analizó el modelo FE tridimensional de estructura de bus frontal con y sin un simple atenuador de impacto utilizando el software ANSYS / Explícito. De acuerdo con los resultados, la magnitud media de la energía cinética en el caso del atenuador de impacto reveló el valor inferior a aquellos sin atenuador de impacto debido a la absorción de energía en el atenuador de impacto. Además, la deformación total con respecto a la zona de seguridad de la cabina frontal en el caso de con atenuador de impacto era menor que sin atenuador de impacto como 75,8%. Por lo tanto, el atenuador de impacto frontal debe ser recomendado a

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

un autobús de alto nivel para la protección del conductor en caso de accidente (Rooppakhun y Bua-Ngam, 2013)

La industria carrocera en el mundo

La fabricación de carrocerías para vehículos del servicio público se ha constituido en uno de los sectores de mayor relevancia económica, laboral y tributaria. El transporte público se desarrolla por medio de empresas carroceras, las cuales pretenden mejorar sus diseños para producir vehículos con altos estándares de seguridad, confort y cuidado del medio ambiente.

Los países que conforman la Comunidad Europea son los pioneros en aumentar la seguridad del transporte público cada año, al implementar reglamentos y normas que permitan garantizar la seguridad de sus ocupantes, cuando un autobús pueda sufrir algún evento de impacto. Al implementar este tipo de normativa era necesario que se realicen ensayos físicos, los cuales tenían un costo muy elevado por lo que se restringían la cantidad de ensayos realizados. Un laboratorio europeo especializado en la aprobación de automóviles para todo tipo de transporte (IDIADA), realiza pruebas en los autobuses de forma física y con ayuda de un programa de simulación computacional (González, 2010).

La industria del transporte, tiene una continua necesidad de lograr mejores productos, con mayores atributos y a bajos precios. Una de las líneas más explotadas en la actualidad es el diseño de superestructuras “ligeras” que ha divulgado el uso de programas MEF en diversos de los campos de esta industria. (Romero et al., 2012)

Los diseñadores e ingenieros, han contribuido al desarrollo de productos mediante ingeniería clásica, mediante la realización de extensivas pruebas para la verificación de los cálculos realizados y el uso de hipótesis. Estas pruebas, generalmente conllevan un importante grado de complejidad y unos costes asociados importantes, lo que provoca un impedimento a la hora de desarrollar nuevas estructuras o mejorar las ya existentes (Badea,

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

2014). Con el uso de nuevas tecnologías de diseño, se utilizan programas computacionales que les permite realizar estudios y análisis basados en métodos explícitos e implícitos, lo cual admite tratar fenómenos físicos que antes eran imposibles analizar con procesos simples de cálculo. Siendo estos programas los que permiten realizar ensayos virtuales de fenómenos de impactos, arrojando resultados que son utilizados para mejorar el diseño posterior de la carrocería o de la estructura simulada.

Además se están incorporando nuevas tecnologías en los autobuses y autocares para dotarlos de mayor seguridad, para esto se exige una mayor flexibilidad en el sistema productivo, para realizar pequeñas innovaciones al diseño, para facilitar la incorporación de estas tecnologías como son los sistemas de velocidad adaptivos, sistemas de prevención de abandono de carril y los sistemas de frenado en caso de emergencia (Ascabus, 2012).

Industria carrocera en Ecuador

En Ecuador, la industria carrocera de transporte público en el está constituida por la pequeña y mediana empresa metal – mecánica. El 67% de la producción carrocera del país sale de la Ciudad de Ambato, generando 24 millones de dólares anuales y alrededor de 1.400 plazas de trabajo directas a los ecuatorianos (Naranjo, 2015). En Pichincha existen cerca de 50 talleres, se tienen también talleres de carrocerías en Guayas, Manabí y Azuay.

Esta industria, asentada en la provincia de Tungurahua, es una de las más fuertes en la región con cerca de 80 empresas fabricantes de carrocerías, entre grandes y pequeñas, Este sector impulsa el trabajo directo e indirecto al contratar profesionales y personas calificadas en las áreas de soldadura, electricidad, control de calidad, talento humano, seguridad industrial. (CANFACECUADOR, 2015)

Toda esta actividad industrial funciona bajo la norma NTE INEN 1323:2009 Vehículos Automotores. Carrocerías de buses, reglamento técnico con el que se detallan los requisitos para los vehículos automotores carrozados para servicio de transporte masivos de personas.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Esta norma se aplica a todas las carrocerías de buses, sean importadas o de construcción nacional.

La carrocería es un módulo estructural importante en la conformación del bus, es de seguridad pasiva, ya que en caso de colisión absorbe la mayor cantidad de energía posible, es decir; la energía del impacto se transforma en energía de deformación amortiguando en gran medida el efecto del choque para proteger a los pasajeros.

Las carrocerías metálicas para transporte público ha llegado a tener un gran avance en su diseño y construcción, además que es muy significativo en comparación a los años de inicio de la construcción de carrocerías en el país, por la década de los 60, las mismas que tenían un procedimiento de forrado en madera en su mayoría en su parte exterior y de latón en su interior (Novillo, 1999)

Para lograr este fin se han utilizados diseños mejorados realizados en computadora, se han automatizados los procesos de producción y ensamblaje y además se están utilizando nuevos materiales que poseen mejores propiedades mecánicas que los utilizados tradicionalmente (Manjarrés y Santillan, 2016).

Zonas de absorción de impactos

La carrocería de un bus tipo la resistencia y la rigidez para que la cabina o habitáculo no sufra deformaciones cuando sufre un fenómeno de impacto o colisión. A continuación se presentan zonas de distribución y las capacidades que deben cumplir:

Zona Central: Esta zona es el lugar más importante, por ser donde se encuentran los pasajeros, debe ser indeformable y a diferencia de las demás zonas es más rígida para precautelar la seguridad de los pasajeros.

Zona Frontal y Posterior: Estas zonas deben estar constituidas por elementos estructurales de fácil deformación, esto con el fin de evitar en el caso de un impacto o colisión, no invadir

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

la zona del habitáculo o zona de supervivencia y así proteger a los ocupantes, convirtiendo la energía cinética del impacto en energía de deformación (Meneses 2016).

Normas de diseño para impactos

Para desarrollar las normas para el diseño de impacto es necesario considerar los diferentes tipos de pruebas que se desarrollan en los vehículos. Los datos aportados en las pruebas de impacto deben ser lo más semejantes a la realidad, y para ello hay que considerar la gran cantidad de accidentes reales debido a las diferentes velocidades que puede alcanzar el automóvil, la gran variedad de objetos con los que puede colisionar (móviles, fijos y deformables). Al tener todos estos factores resulta muy complejo establecer un nivel de seguridad y para lograrlo se requiere realizar diferentes pruebas de choque y la repetición de las mismas (Illescas, 2009).

Los fabricantes recurren a la utilización de más de 40 tipos diferentes de pruebas, las que se repiten en las distintas fases del desarrollo de modelado. El diseño es sometido a pruebas las cuales son realizadas en base al estudio de estadísticas de los tipos de impactos más frecuentes (Rodríguez y López, 2009).

Existen una gran variedad de ensayos, pero los que son homologados por la reglamentación europea vigente radican en analizar los aspectos biomecánicos y de estructura que son arrojados de los diferentes ensayos. El objetivo de estas pruebas es:

- En los choques frontales, el objeto es optimizar los refuerzos de la estructura portante y de los sistemas de retención, debido a que los ocupantes están sometidos a las fuerzas producidas por deceleraciones bruscas.
- En los choques laterales, la intención es evitar la invasión de la estructura en el habitáculo y se busca la mejor forma de alejar al ocupante de la zona de impacto.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Ya que en este tipo de choques, el espacio entre los ocupantes y los elementos de la estructura del vehículo es disminuido.

- En los choques traseros, se estudia el comportamiento del reposacabezas y del depósito de combustibles y sus canalizaciones. Con esto se trata evitar las lesiones cervicales que son usuales cuando el cuello del ocupante golpea el reposacabezas.
- En el caso de vuelcos se quiere limitar o evitar las deformaciones del habitáculo por aplastamiento. La pérdida de espacio por encima de la cabeza debido a la intrusión de la parte superior de la cabina ocasiona con frecuencia lesiones en la columna vertebral de los ocupantes (Rodríguez y López, 2009).

A continuación se detallan los diferentes tipos de impactos:

Pruebas de impacto frontal. Estas pruebas por lo habitual son realizadas sobre un sólido a una velocidad señalada, o a su vez pueden ser pruebas de un vehículo impactando a otro. Están reguladas por la legislación vigente, en la directiva 96/79/CE del Parlamento Europeo. En el impacto, el auto es lanzado contra un muro de 70 Tn. con una estructura deformable de aluminio y configuración de panal a una velocidad de 56 km/h, el impacto debe producirse en el lado de la columna de dirección, para intentar simular la reacción del conductor, tratando de girar para impedir el impacto de forma completamente frontal. En el interior del automóvil se encuentran dos maniqués, a los cuales se les ha colocado los correspondientes sistemas de sujeción, además que los mismos cuentan con sensores con el propósito de captar las fuerzas de desaceleración por la colisión. Estos sensores se encuentran ubicados en cabeza, fémur, tórax y tibia (Euro NCAP, 2009)

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

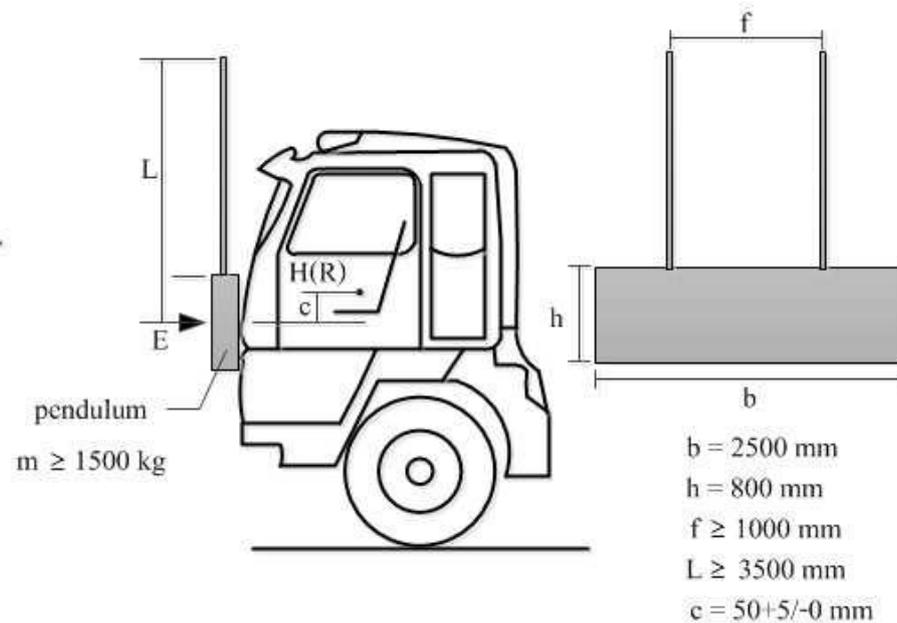


Figura 1. Prueba de impacto frontal. Tomado Supakit Rooppakhuna y Sarawut Bua-Ngam, 2016.

Pruebas de colisión lateral. Se realizan con el fin de disminuir o prevenir el porcentaje de fatalidad que se presentan en el caso de choque lateral, y esto se debe a que los automóviles no poseen un espacio de deformación significativa, que contribuya absorber las cargas de impacto antes que un pasajero sufra daño. Esta zona de impacto debe estar diseñada de tal manera que permita absorber la energía de impacto cuando ocurra un choque por deformación controlada. En este tipo de colisión, la protección de los ocupantes del automotor se vuelve compleja, ya que son estos choques los que provocan graves lesiones a los ocupantes siendo uno de los factores la insuficiente capacidad para absorber de las piezas de la estructura y del revestimiento, y a las grandes deformaciones que producen en el habitáculo.

En este tipo de colisiones, la geometría de los vehículos es el factor más importante. Las puertas son el punto más crítico para facilitar una protección oportuna, deben mantenerse sujetas a las columnas mediante bisagras considerablemente robustas además de un

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

mecanismo de cierre. La resistencia de las puertas, la firmeza de los largueros y el techo, son elementos predominantes y determinantes al momento de suscitarse un choque (Autocasion, 2006).

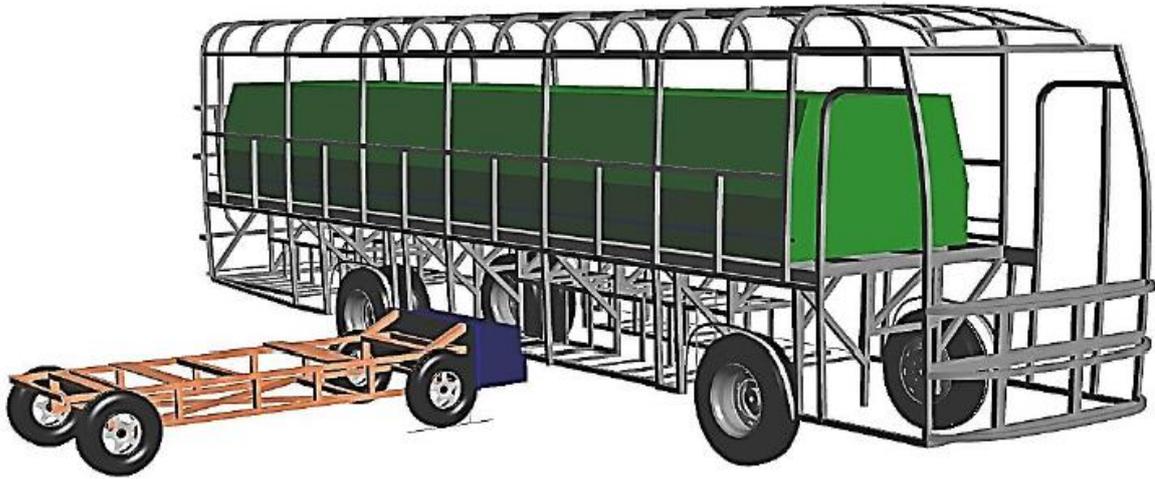


Figura 2. Prueba de impacto lateral. Tomado de Esmeraldas A, 2016.

Pruebas Antivuelco. En este tipo de prueba se evalúa la capacidad de soportar un impacto dinámico (sobre todo las columnas que sostienen el techo). Estos ensayos son propuestos recientemente para sustituir a las pruebas de aplastamiento estático que generalmente se utilizaba. Consiste en colocar al autobús sin la carrocería exterior finalizada en una plataforma como se indica en la CEPE 66, 2007. Con las medidas indicadas. El vehículo es levantado hasta llegar a su basculamiento sin efectos dinámicos ni balanceos donde la velocidad angular no será mayor a cinco grados por segundo (Arroba, 2013).

Estos ensayos permiten evaluar la rigidez de la estructura del techo. Estas pruebas o *crash-test* suele ejecutarse en dos etapas; la primera fase se sitúa el autobús en una plataforma con una determinada inclinación, la segunda fase la carretilla se traslada a una velocidad de 50 km/h lo que golpea y provoca que el autobús salga impulsado y de vueltas de campana

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

hasta detenerse. Otras pruebas de este tipo se someten al autobús a una caída libre desde 50 cm de altura sobre la esquina delantera izquierda del techo. Al final cualquiera que sea el ensayo al cual se le someta a la estructura del autobús, el espacio de supervivencia no debe sufrir deformaciones que comprometan la seguridad y la integridad de los ocupantes.

(Illescas, 2009).

Para reducir los riesgos de lesiones, es necesario que el techo y los soportes dispongan de una resistencia óptima. Con el propósito de aumentar el grado de rigidez del techo, se realiza también otro tipo de ensayo donde se aplican una serie de esfuerzos de compresión a los soportes (montantes) y de esta forma se analiza el grado de deformación y su resistencia (Arroba, 2013).

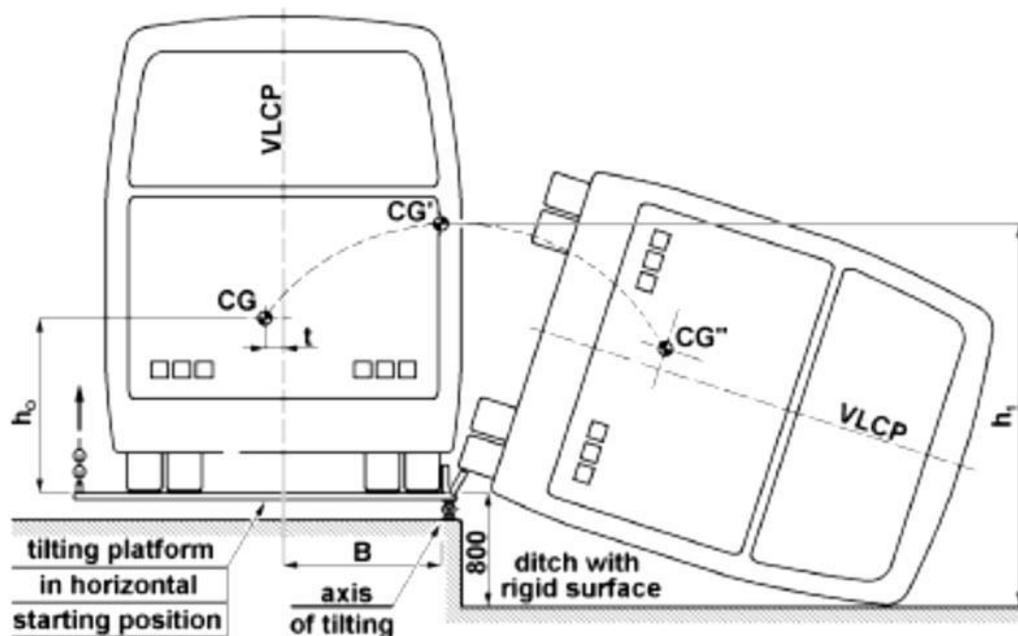


Figura 3. Prueba de vuelco. Tomado de Reglamento_n°_66 CEPE/ONU, 2007

Impacto posterior. Un impacto posterior ocurre cuando un objeto estacionado o con movimiento es golpeado desde la parte de atrás. Suscitado este evento la energía es

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

transferida como un movimiento de aceleración. La magnitud de la fuerza inicial es mayor cuando la diferencia de la velocidad de desplazamiento de los dos vehículos es más grande.

En impacto frontal, la magnitud del daño ocurrido se debe al resultado de la suma de la velocidad de los vehículos que actuaron, mientras que en las colisiones posteriores el daño es ocasionado por la resultante de la diferencia entre las velocidades de los dos automóviles (García y Cabreiro, 2003)

En lo que a las pruebas estáticas de impactos posteriores respecta, estas se encuentran reglamentadas por la normativa NHTSA, 2012 regulación FMVSS 301, en la cual se determina que el vehículo será impactado por una barrera deformable móvil a una velocidad de entre 50 y 53 km/h, para lo cual el vehículo debe cumplir con los siguientes requisitos:

- La deformación del habitáculo no debe ser mayor o superior a los límites establecidos.
- Todas las puertas deben tener la capacidad de abrirse después del choque.
- La tapa del maletero no debe introducirse en la zona de supervivencia a través del parabrisas posterior.



Figura 4. Ensayo de impacto por alcance de una carrocería de un bus escolar. Tomado Illescas. D, 2009.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Otras pruebas de este ensayo, consiste en impactar el vehículo contra un poste trasero rígido a una velocidad de entre 4 a 8 km/h, con el objeto de analizar la resistencia de elementos como voladizo posterior, travesaño, parachoques (Rodríguez & López, 2009).

Las normas de diseño más utilizadas son las siguientes:

En Europa las normas EU-NCAP, son un programa de valoración de automóviles nuevos, los cuales son sometidos a cargas de impacto. Estas son normativas de seguridad en el Diseño, Construcción y Operación de automotores de uso particular y del transporte público, que cuentan con la participación de siete países europeos y algunos fabricantes a nivel global.

En Estados Unidos se utiliza las normas NHTSA, US CODE CHAPTER 301, Federal Motor Vehicle Safety Estándar And Regulation FMVSS/FMVSR, así como la norma FMVSS/221 que determina los requisitos para la resistencia mecánica en las uniones soldadas en buses escolares. (Manjarrés y Santillán, 2016).

Método de elementos finitos (MEF)

En la mecánica del sólido deformable, sus aplicaciones se pueden asociarse en dos sistemas: problemas relacionados a sistemas discretos y sistemas continuos. En los primeros, sus elementos son divididos claramente. En los segundos no se los puede subdividir de manera original en unidades simples, para lo cual es necesario emplear la resolución analítica de ecuaciones diferenciales, que son de gran dificultad para resolver problemas complejos, y de esta forma surge principio del MEF (método de los elementos finitos), que se basa en la reducción de un problema con infinitos grados de libertad, en un problema donde las variables asociadas tienen un número finito, a puntos característicos llamados nodos.(Pezzoti, 2007).

En los métodos de elementos finitos una continuidad es discretizada en dominios pequeño o elementos, se procura el uso de funciones de prueba en cada elemento para lo cual el método

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

minimiza la energía potencial total. La idea es que la discretización arroje un resultado similar al que se daría analizando el sistema completamente continuo. (Gupta K, 2003)

Ingeniería asistida para análisis de impactos

El uso de paquetes computacionales dentro del diseño de vehículos ha permitido analizar y generar simulaciones a nuevos diseños de ingeniería con el objeto de valorar comportamiento, características, propiedades, viabilidad y calcular la rentabilidad de los diseños, permitiendo de esta forma optimizar los costos de fabricación, pruebas de funcionamiento.

Los ingenieros, generalmente utilizan programas computacionales que les permite realizar estudios y análisis basados en métodos explícitos e implícitos, lo cual admite tratar fenómenos físicos que antes eran imposibles analizar con procesos simples de cálculo.

La ingeniería asistida es muy utilizada en el campo de la industria automotriz, debido a los altos índices de accidentes y a la necesidad que tienen los fabricantes de ofrecer vehículos que brinden seguridad a los ocupantes en caso de que el autobús se involucre en un choque, y para lograr este fin se requieren programas informáticos con paquete de simulación, que posibiliten realizar un estudio virtual, antes de la construcción del prototipo de comprobación (Conde, 2015)

Dentro de la simulación y el análisis de impactos, existen estudios que plantean el análisis y la mejora del diseño CAE, de un bus de dos pisos ante un impacto frontal, esto con el objeto de estudiar las características de deformación y la seguridad en un accidente de impacto frontal. Se analiza la deformación, energía absorbida y las lesiones en los maniqués, antes y después de las mejoras (Quiang et al, 2012)

Las técnicas matemáticas que se utilizaban en los programas computacionales inicialmente se basaron en las diferencias finitas para solucionar los problemas y

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

simulaciones de mecánica de fluidos o análisis estructural, luego se adoptó el método de elementos finitos, el cual en la actualidad es el más utilizado por programas de asistencia computacional en el campo ingenieril

Cuando se realiza un estudio con el propósito de evaluar la resistencia estructural de autobuses y sus características de deformación cuando sufre un impacto se considera en primer lugar investigar las normas además de identificar las partes que requieren un fortalecimiento o modificación. Y realizar un análisis del modelo completo conlleva un costo computacional elevado, se considera un modelo FE simplificado. En los modelos simplificados se considera la parte que va a sufrir la colisión y las partes que no presentan ningún efecto significativo en la salida del impacto se eliminan del modelo (Jongpradist et al 2015).

Ajinkya Patil (2016) presenta un estudio de vuelco de bus según la regulación AIS-119. Análisis de vuelco entrenador cama se lleva a cabo utilizando el método de simulación. Se supone que el mecanismo de vuelco del entrenador cama es la misma que la de autobuses con asientos (AIS-031). Una metodología validada FE modelado de bus (como por AIS-031) se usa como directriz y cambios pertinentes en el modelado del espacio residual se incorporan. Se estudian diferentes tipos de literas y cama o disposición de los asientos; entre este arreglo litera doble se selecciona para la simulación. Plantilla espacio residual como se define en AIS-119 se utiliza para llevar a cabo el análisis de vuelco de autocares cama. Los resultados del análisis de vuelco se evalúan para comprobar la intrusión de espacio residual en la superestructura de bus.

La mayoría de software CAE tienen módulos específicos en los cuales se puede realizar los estudios o simulaciones de tipo lineal o no lineal y estructurales, así como para realizar simulaciones de impacto basadas en tres fases; pre-proceso (modelado de la

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

carrocería), solución (soluciones matemáticas a través del solver) y pos-proceso (obtención e interpretación de resultados).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

MÉTODO

En el presente proyecto se utilizará un enfoque predominantemente cuantitativo esto en su gran mayoría debido a que las propiedades mecánicas, la deformación y la fractura de los componentes estructurales, se miden o calculan mediante asignación numérica a dichas variables. Para el proyecto se seguirá la siguiente secuencia (Figura 5) hasta su culminación:

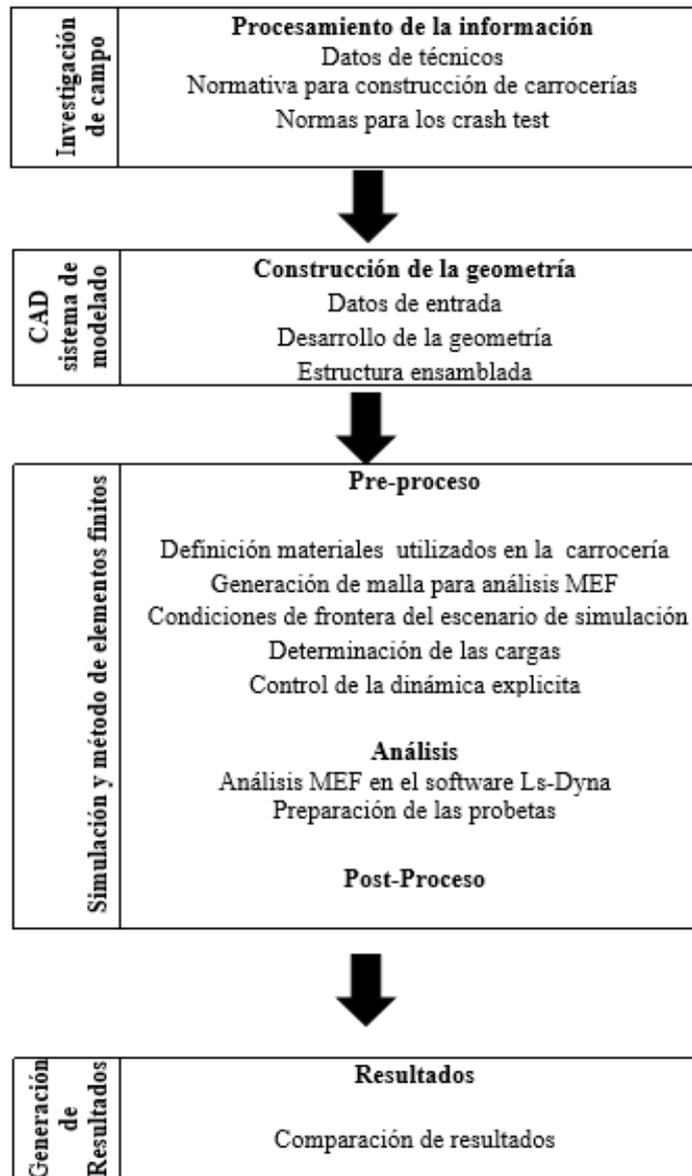


Figura 5. Proceso del trabajo de tesis

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

El desarrollo de la investigación va estar sustentada en fuentes bibliográficas provenientes de: trabajos de tesis, artículos científicos, libros, publicaciones, manuales técnicos y normas que permiten el análisis del área de conocimiento y su contexto y se construye un marco sobre los referentes teóricos en las áreas científicas y técnicas sobre impactos en estructuras de buses, se revisan las normas de diseño de estructuras de buses y los reglamentos que existen, y los programas computacionales que permitan realizar los ensayos virtuales. Luego utilizará el método de análisis-síntesis para el diseño de la carrocería del bus teniendo en cuenta las especificaciones de la norma INEN 1323, 2009. Finalmente se procede con la simulación mediante el método de elementos finitos basado en el impacto por alcance de la parte posterior de la estructura del bus interprovincial.

La metodología a utilizarse para este trabajo será experimental debido a que se determinaran las deformaciones y los esfuerzos mediante simulaciones lo que permitirá analizar la resistencia de la superestructura en un choque posterior por alcance.

Una nueva tendencia reciente que está ganando gran popularidad son las pruebas de choque simulado por computador.

Para este estudio se realizará pruebas con el método de elementos finitos (MEF) que consiste en modelar en 3D los componentes que conforman un diseño de estructura para un bus interprovincial, posteriormente se discretiza o subdividen en elementos independientes creando un modelo matemático al cual se agregarán condiciones de borde que son datos que el software necesita para simular fuerzas, presiones, aceleraciones y otras propiedades físicas que serán resueltos por MEF cuyos resultados serán valores de esfuerzos, deformaciones, desplazamientos, factores de seguridad entre otros datos y permitirán el análisis de los puntos más críticos, a los que va estar sometido el diseño posterior cuando sufre este efecto de impacto.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

El uso de ingeniería asistida por computador para realizar diseños y sus aplicaciones prácticas, permiten ejecutar una evaluación estructural por cargas estáticas y de impactos de autobuses, que ha permitido mejorar y desarrollar nuevas metodologías, donde se pueden conocer si existen errores en el diseño previo de un modelo y con ello se asegura que su construcción con el mínimo de defectos.

La producción de carrocería en Ecuador esta normado por la NTE INEN 1323:2009, donde se establecen los requerimientos generales para el diseño, montaje y fabricación de carrocerías de buses para todas sus modalidades. En esta norma se establecen los las dimensiones que debe tener la estructura y esto depende de la aplicación que se le va a otorgar. Y en relación a la norma NTE INEN 2415, se establece los principales materiales con los cuales está estructurada una carrocería de un bus interprovincial.

La simulación se la va a realizar en el software para impactos. En este trabajo se presenta el análisis dinámico de un vehículo usando software LS-DYNA y de esta forma evaluar el diseño de la parte posterior de la superestructura de un bus interprovincial, la cual va a sufrir un evento de impacto.

Construcción de la geometría

Datos de entrada.

Esta fase permite ingresar los datos de entrada para ejecutar el proceso de simulación, donde en primer lugar se proyecta la geometría del modelo: se presenta el sistema físico a ser analizado, se considera demás las dimensiones, el tipo de elementos a utilizar y sus restricciones. También se tienen en cuenta las propiedades de los materiales y perfiles, se define el modelo, se establece el tipo de malla y las relaciones de contacto.

Para la construcción de la carrocería se considera la norma técnica INEN NTE 1323:2009, y se tienen en cuenta las especificaciones para los espacios de supervivencia; para proyectar la geometría de la carrocería. Ver anexo 2

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

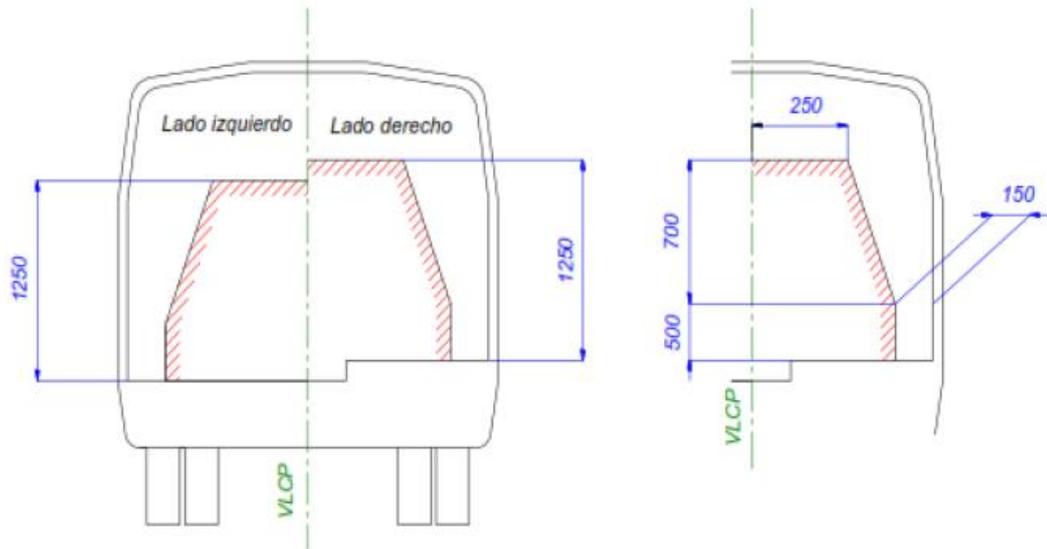


Figura 6. Vista transversal de la zona de supervivencia. Tomado Norma NTE INEN 1323:2009

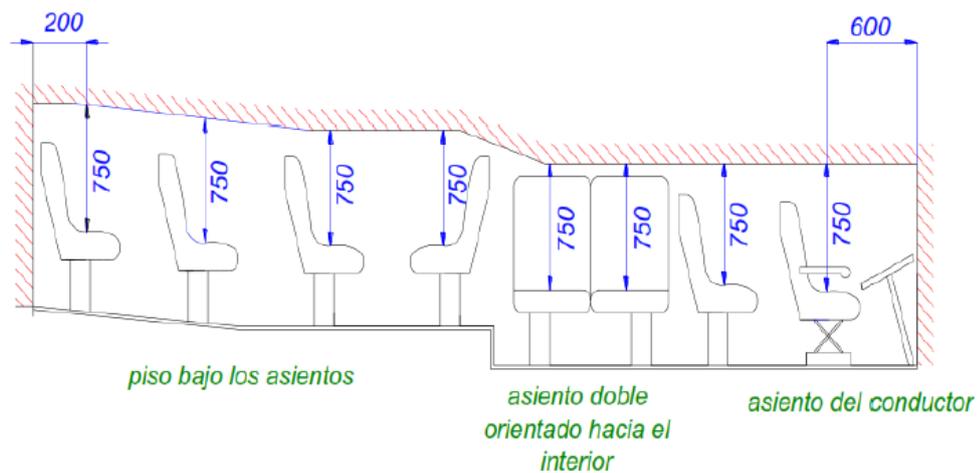


Figura 7. Vista longitudinal del espacio de supervivencia. Tomado de norma NTE INEN 1323:2009

Modelo de la superestructura. La idea de la modelización es conseguir el mayor acercamiento posible entre el modelo y la estructura real.

Se generó un dibujo tridimensional de la carrocería, utilizando el software Siemens NX versión 10, previo a la simulación, en la figura 8 se muestra el boceto de la estructura del bus.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

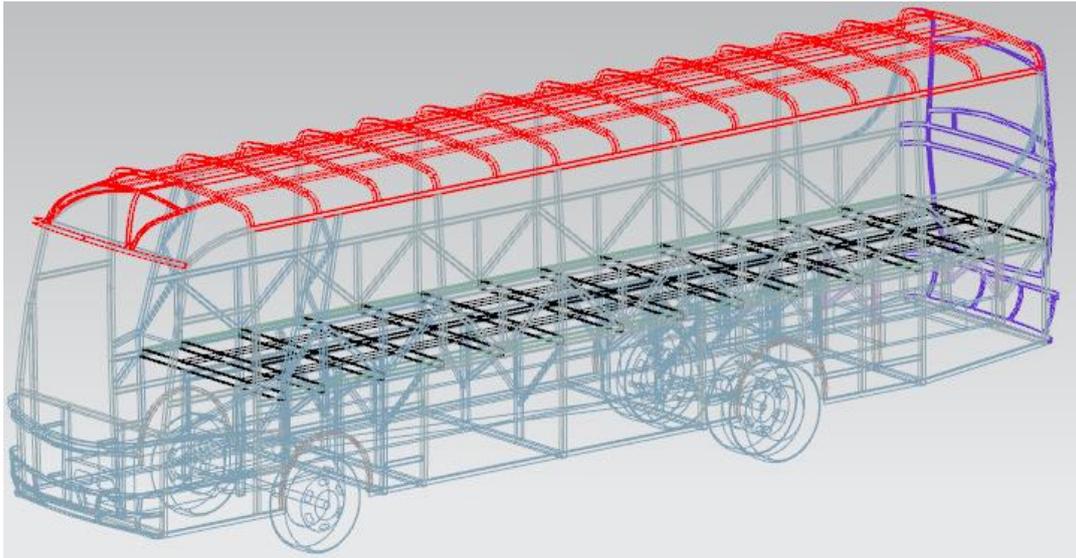


Figura 8. Boceto de la estructura en 3D.

Para proyectar la geometría de la estructura del bus se toma en cuenta las secciones que se utilizan para la fabricación de las carrocerías de bus interprovincial en el Ecuador. A continuación se muestran los detalles de los perfiles.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

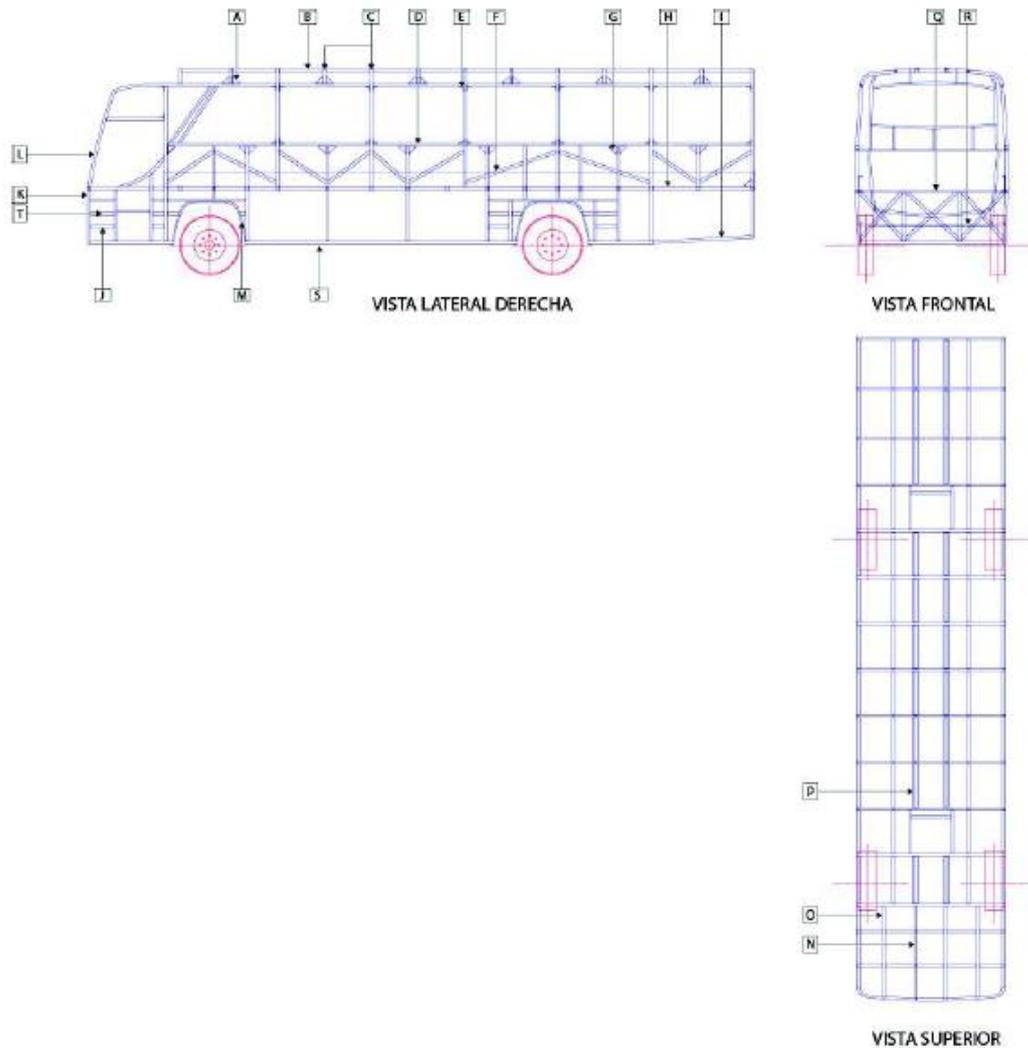


Figura 9. Detalle de materiales de las carrocería de un bus interprovincial. Tomado de Manjarrez y Santillan, 2016.

Se consideran además las dimensiones de la NTE INEN 1668 Primera revisión, que presentan los aspectos a tener en cuenta al proyectar la estructura.

Los materiales de la estructura del bus deben ser perfiles y tubería estructural protegido contra la corrosión que satisfagan la normativa NTE INEN 2415 y la NTE INEN 1623.

Las carrocerías de minibuses y buses de transporte señalados en esta norma deben cumplir con los requerimientos fijados en la NTE INEN 1323.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

En lugar de construir el conjunto chasis-carrocería se puede hacer una estructura autoportante. La mencionada estructura debe garantizar características de resistencia, solidez y seguridad, teniendo en cuenta siempre los requisitos de esta norma.

Tabla 1.

Dimensiones externas del Autobús.

Dimensiones externas del vehículo (5.6.4)	<p>a) Longitud total del vehículo (10250 a 13300) mm</p> <p>b) Ancho total del vehículo 2600 mm máximo en las partes más salientes de la estructura, siendo un ancho máximo de 75mm a cada lado con respecto al ancho máximo del chasis.</p> <p>c) Altura total del vehículo 3800 mm La medición de la altura total del vehículo debe realizarse entre la calzada y el techo de la carrocería, sin tomas de ventilación superior.</p> <p>d) Voladizo delantero y posterior; (2000 a 2900) mm, El voladizo delantero se mide entre el eje delantero y el extremo final de la carrocería frontal y El voladizo posterior se mide entre el eje trasero y el extremo final de la carrocería posterior.</p>
Guarda choques frontal y posterior (5.6.7)	<p>No deben sobrepasar de la carrocería en más de 300 mm y debe tener elementos de sujeción que garanticen la absorción de impactos</p> <p>La parte delantera inferior del parachoques delantero estará a una altura máxima de 500 mm desde la calzada y, la parte posterior inferior del parachoques posterior estará a una altura máxima de 600 mm desde la calzada.</p>
Dimensiones interiores (5.6.12)	<p>a) Altura interna del vehículo; La altura mínima en el corredor central medido en el eje central longitudinal del vehículo debe ser 1900 mm</p> <p>b) Altura piso – borde inferior de la ventana; debe ser de 700 mm.</p>

Fuente: NTE INEN 1668 Primera revisión 2015-03

Se extruye cada perfil, a modo de superficie, se considera la sección, la longitud y la geometría requerida en cada elemento. Se levantó el modelo CAD, considerando que los

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

elementos deben estar unidos por nodos de la estructura en condiciones de tope. El resultado del dibujo tridimensional se presenta en la figura 10.

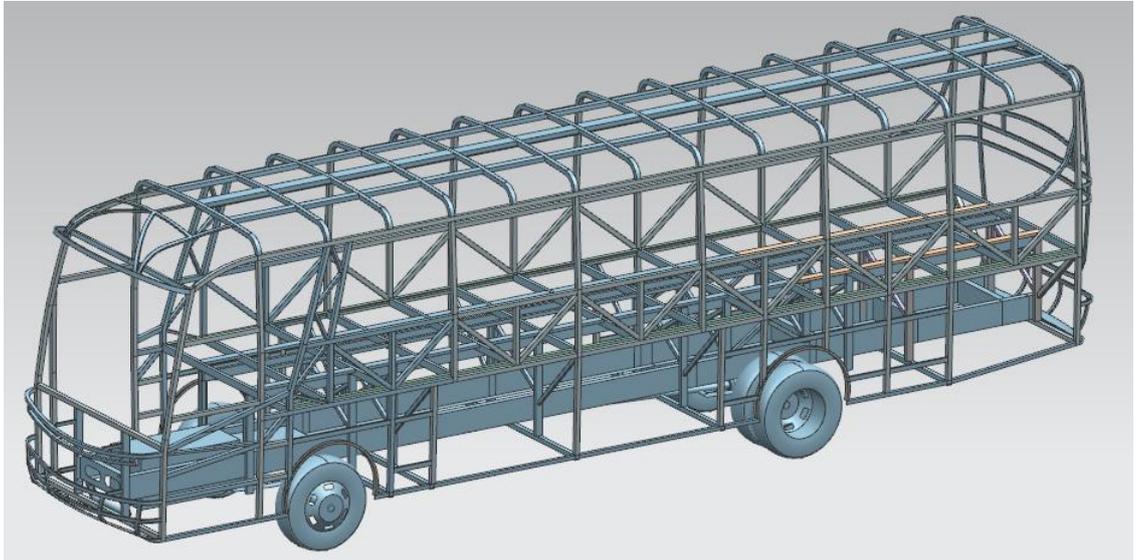


Figura 10. Carrocería de bus en 3 dimensiones.

Materiales utilizados para la construcción de carrocerías en Ecuador

La norma NTE INEN 1323:2009, determina que el material con el cual se va a construir la carrocería debe ser de perfiles estructurales protegidos contra el desgaste. En el tabla 2 se presentan los materiales y perfiles para la construcción de carrocerías en Ecuador.

Tabla 2.

Materiales y perfiles para la construcción de carrocerías en Ecuador

Perfil	Material	Parte de la carrocería
Canal U 100x50x2mm	Acero galvanizado	Piso
Canal U 25x50x2mm	Acero galvanizado	Lat. Izq. + Lat. Der. + Techo (refuerzo)
Perfil omega 2mm	Acero galvanizado	Refuerzo de techo
Plancha 1.5mm	Acero galvanizado	Lat. Izq. + Lat. Der (refuerzo)
Tubo cuadrado 40x40x2mm	Acero galvanizado	Piso
Tubo cuadrado 40x40x2mm	Acero galvanizado	Plataforma + Frente + Respaldo + Techo
Tubo cuadrado 50x50x2mm	Acero galvanizado	Lat. Izq. + Lat. Der. + Techo (principal)

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Tubo cuadrado 50x50x2mm	Acero galvanizado	Contravientos
Tubo cuadrado 50x50x3mm	Acero galvanizado	Piso + Apoyos
Tubo cuadrado 50x50x3mm	Acero galvanizado	Piso + Apoyos
Angulo 50x50x2mm	Acero galvanizado	Lat. Izq. + Lat. Der. (faldón)
Curva R 80mm	Acero galvanizado	Piso + Lat. Izq
Perfil 290x85x5mm	Acero galvanizado	Placas + Chasis
Perfil 30x50x255x50x2mm	Acero galvanizado	Lat. Izq. + Lat. Der (refuerzo)
Tubo rectangular 100x50x2mm	Acero galvanizado	Piso
Tubo rectangular 100x50x2mm	Acero galvanizado	Piso

Para la construcción de carrocerías se utiliza generalmente el acero con denominación AISI 304 galvanizado. En la tabla 3 se presentan sus propiedades

Tabla 3.

Propiedades mecánicas del acero AISI 304

Composición Química	Mínimo	Máximo	Unidad
C(carbón)	0.08	0.08	%
F(hierro)	93.2	96	%
Mn(manganeso)	0	2	%
Ni(níquel)	8	10.5	%
Cr(cromo)	18	20	%
P(fosforo)	0.045		
Si(silicio)	1	1	%
Propiedades Mecánicas	Mínimo	Máximo	Unidad
Módulo de Young	200	215	GPa
Densidad	7.8e3	7.9e3	Kg/m3
Módulo de Flexión	200	215	GPa
Módulo de corte	79	86	GPa
Módulo de compresibilidad	158	175	GPa
Ratio de Poisson's	0.285	0.295	-----
Limite elástico	250	310	MPa
Resistencia a la tracción	505	600	MPa
Módulo de ruptura (resistencia a la Flexión)	505	620	MPa
Elongación	26	47	% deformación
Dureza Vickers	108	173	HV
Resistencia a la fatiga a 107 ciclos	203	293	MPa

Nota: Tomado de Manual técnico del acero Galvanizado ACESCO

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

De acuerdo a los materiales utilizados y sus características, son probables tantos planteamientos como hipótesis sobre el comportamiento estructural de los mismos.

Actualmente se pueden realizar dos planteamientos fundamentales mediante los cuales se puede examinar la mayoría de los materiales utilizados.

a) Planteamiento para materiales elásticos lineales.

En este planteamiento la formulación es igual a la formula general, teniendo presente la expresión:

$$\sigma = D * (\varepsilon - \varepsilon_0) + \sigma_0 \quad (1)$$

La matriz de características mecánicas del material D es una matriz de componentes constantes.

Si esta expresión es introducida sobre la ecuación principal general del método de elementos finitos, da como resultado la ecuación fundamental particular del caso de materiales elásticos lineales, y aquí aparece el concepto conocido como matriz de rigidez de la estructura [K] (Castejón, 1998).

b) Planteamiento para materiales elastoplásticos.

Una de las características de un material elastoplástico tiene que ver con su comportamiento elástico hasta que en alguno de sus puntos se llega a un límite en el estado tensional (definido como límite de fluencia del material), y es en este estado, en dichos puntos donde aparece el fenómeno plástico.

En este caso, en los puntos que no sean mayores al límite de fluencia se conservará la relación presentada en la Ecuación 1.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

En cambio, en los puntos que sobrepasen el límite establecido, la relación se cambia por la siguiente:

$$d\sigma = Dep * d\varepsilon \quad (2)$$

Donde Dep es la matriz de características mecánicas, tangente, elastoplásticas del material, y deja de ser una constante como en el caso de D sino que depende del estado tensional del punto analizado. De esta forma se presenta un problema de alinealidad del material (Alcala, 1997).

Para el presente estudio por el tipo de sollicitación que se quiere evaluar (impacto por alcance posterior) en el trabajo realizado por el material se alcanza la plasticidad y en este caso es necesario un planteamiento elastoplástico. Aunque de acuerdo a las características del material (acero galvanizado) y el tipo de elemento estructural (tubo cuadrado) utilizados, no es adecuada la teoría clásica de elasto-plasticidad.

Generación de malla para análisis MEF

En el pre procesamiento se debe definir el mallado (mallado de superficie, mallado de sólido, herramientas para edición de mallado) y aplicaciones especiales.

La generación de la malla es de vital importancia. Una de las razones es que la malla superficial muestra un efecto sobre la precisión de las soluciones numéricas (esta parte por encontrarse relacionada con las condiciones de frontera) y la convergencia en simulaciones numéricas basadas en elementos (o contornos) finitos.

Otra razón se debe a los métodos de mallado tridimensional que se basan en mallas de superficie (o cascara), para este estudio el tipo de malla a emplear es una malla tipo paralelepípedo, debido a las características de los elementos analizados. La calidad de la malla es importante en la precisión de los resultados.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Criterio para evaluar el tipo de malla. Dentro de las herramientas que ofrece Ls-Prepost para evaluar el criterio de malla se encuentran: Relación de aspecto, Ratio Jacobian, RatioWarping, Angle Skewness.

Relación de aspecto. La malla sólida se logra mediante una malla con elementos tetraédricos uniformes y perfectos donde las aristas tienen igual longitud, y con eso se obtiene una precisión numérica. Para una geometría general, crear una malla de elementos tetraédricos perfectos no es muy probable. La relación de aspecto del elemento 2D se conoce como la relación entre su longitud de borde más corta y su longitud de borde más larga. Un cuadrado tiene la relación de aspecto de 1 ya que sus lados tienen la misma longitud. A medida que se aleja de la forma cuadrada, la relación de aspecto se vuelve más pequeña que 1. En la figura se muestra el elemento **a** con relación de aspecto cercana a 1 mientras que el **b** con relación de aspecto considerable (LS-Dyna support, 2015)

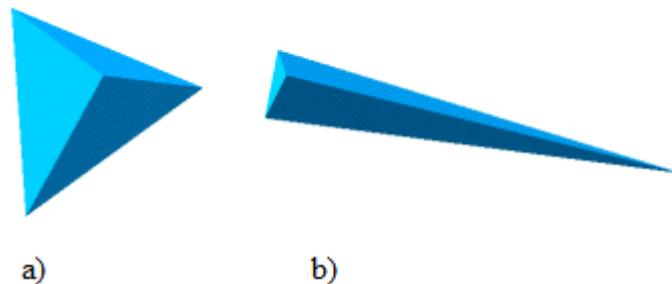


Figura 11. Relacion de aspecto. Tomado de Ls-Prepost support

Ángulo de Inclinación (Skew Angle).

Un ángulo está formado por las dos líneas que pasan a través de los puntos medios de los lados del cuadrilátero. El ángulo de inclinación representa el valor absoluto de la diferencia entre el ángulo y 90 grados. Un rectángulo tiene el ángulo de inclinación de 0, ya que el ángulo formado entre las líneas es de 90 grados. Para los elementos triángulo y cuadrilátero, el ángulo de inclinación se encuentra como se muestra en la figura. Para el elemento sólido

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

(Tetra, Hexa, Wedge), calcula el ángulo de inclinación para cada elemento y se asigna con el valor mínimo.

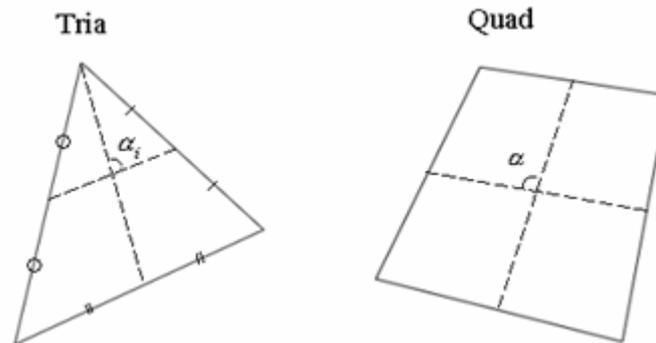


Figura 12. Angulo de inclinacion. Tomado de Ls-Prepost support

Deformación (warpage).

La deformación de los elementos cuadriláteros se define como la desviación de un plano de mejor ajuste que contiene el elemento. No siempre es un caso definir un plano con 4 nodos. Por lo tanto, un nodo del elemento cuadrilátero puede formarse fuera de un plano. El deformación es una medida de cómo este nodo ha sido desviado, ya medida que se acerca a 0, el elemento se vuelve más plano. Para los elementos cuadriláteros, la deformación se encuentra como se muestra en la figura. Para el elemento sólido (Hexa, Wedge), calcula la deformación para cada elemento y se asigna con el valor máximo.

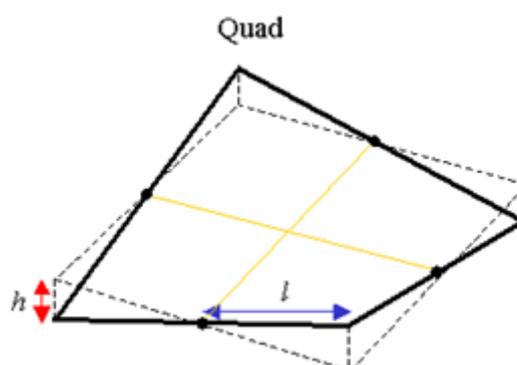


Figura 13. Deformación. Tomado de Ls-Prepost support

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Jacobian Ratio.

El cálculo Jacobiano se realiza en los puntos de integración de elementos comúnmente conocidos como Gauss Point. En cada punto de integración, se calcula el determinante Jacobiano, y la proporción Jacobiana se determina por la relación del valor determinante máximo y mínimo. El Determinante Jacobiano de los elementos 2D se calcula después de haber sido proyectado sobre un plano. Si el elemento cuadrilátero no es convexo, se obtendrá la relación Jacobiana negativa, y los elementos con la razón Jacobiana negativa no se pueden resolver con el resultado correcto.

Para determinar el tamaño de malla idóneo se tiene que usar la que menos error genera, relacionando el tamaño de la malla con los criterios para analizar la calidad de la misma, como son: Relación de aspecto, Ratio Jacobian, RatioWarping, Angle Skewness, generados por el software.

Para análisis dinámicos explícitos solo ciertos tipos de elementos de malla son soportados debido a limitaciones del software, para elementos tipo sólido se utiliza: tetraedro, pirámide, hexaedro. Mientras los elementos utilizados para superficies son triángulos y cuadriláteros. Para el modelo de estudio del impacto posterior se utiliza tetraedros en los elementos sólidos y cuadriláteros en los elementos superficies. Para el presente estudio se va a utilizar una Malla 2D tipo superficie, tamaño 30 mm, teniendo en cuenta la el número de elementos para la simulación.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

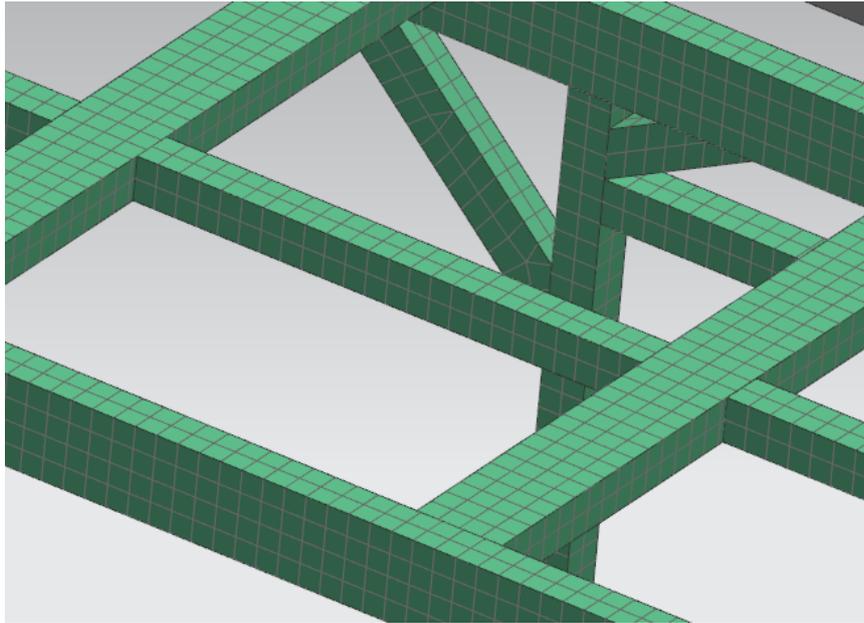


Figura 14. Carrocería de bus con malla 2D

Como se visualiza en la figura 14 la mayor parte de los elementos muestran una calidad de malla muy buena muy próxima a 0 lo que garantiza los resultados que se obtendrán al aplicarle diferentes condiciones a la geometría, y 1 para una pésima calidad de malla. A continuación se presentan los resultados conseguidos con este tamaño de malla:

EID	PID	N1	N2	N3	N4	N5	N6
1	1	7	8	5	6	0	0

Total Card: 310244 Smallest ID: 1 Largest ID: 312102 Total deleted card: 0

Figura 15. Numero de elementos de la carrocería

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Se obtuvieron un total de 310244 elementos, de acuerdo al tamaño de la malla. Y realizando una verificación de la malla se obtuvo:

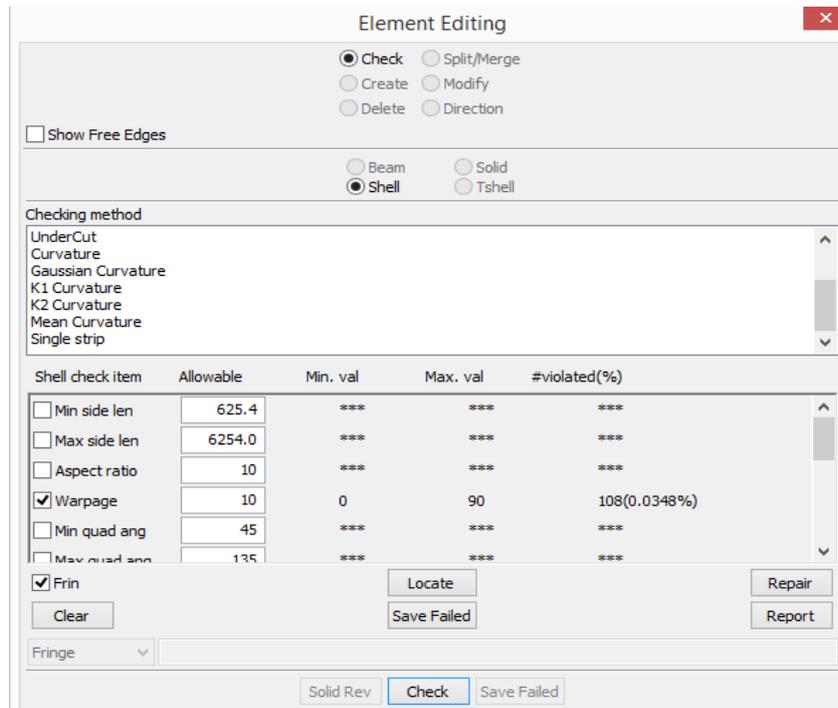


Figura 16. Numero de elementos con deformacion

Los elementos con deformaciones (warpage), tenían presentan 108 elementos fuera de rango con un porcentaje de 0.00348 %, muy bajo con respecto a la cantidad de elementos, por tanto en este tipo de elementos que se encuentran con valor admisible.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

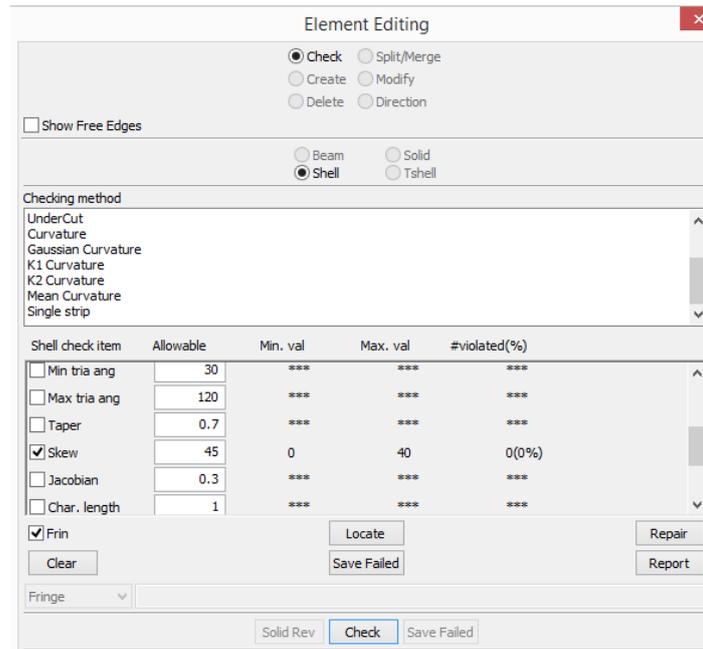


Figura 17. Número de elementos con ángulo skew

Basado en el tamaño celda óptima equilátera, este se aplica solamente a triángulos y tetraedros siendo este el método aplicado por defecto y se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$Skewness = \frac{\text{tamaño óptimo de la celda} - \text{tamaño de celda}}{\text{tamaño óptimo de la celda}}$$

Esto se lo puede apreciar de una mejor manera en la siguiente figura.

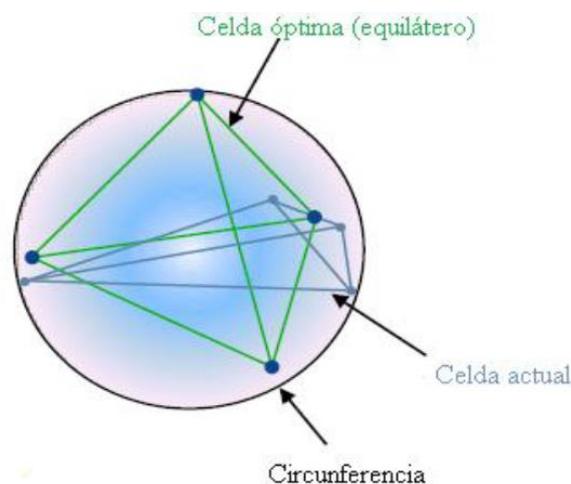


Figura 18. Metodo del tamaño de celda. Tomado de LS-dyna support 2015

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Basado en la desviación de un ángulo normal equilátero que se aplica a todas las formas de las caras, siempre es usado para prismas y pirámides comparando los ángulos máximos y mínimos del cuadrilátero.

$$Skewness = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right]$$

Dónde:

θ_{max} : Ángulo máximo del cuadrilátero

θ_{min} : Ángulo mínimo del cuadrilátero

θ_e : Ángulo de la cara equiangular 60° para equiláteros y 90° para cuadriláteros.

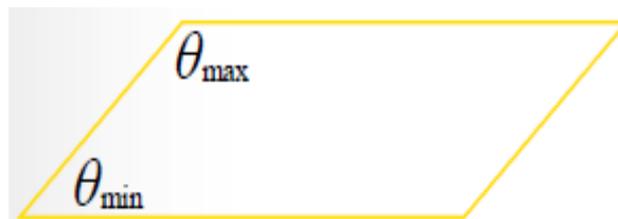


Figura 19. Método del ángulo de desviación. Tomado de Alcoser y Morales 2017

Para este estudio se utilizan elementos cuadriláteros, por lo cual se acoge el segundo criterio que es el método de la desviación del ángulo, y según este criterio de Skewness varía desde 0 a 1, donde un elevado valor cercano a 1 se considera malo y un bajo valor cercano a 0 es considerado como bueno. El número admisible de elementos con un ángulo de inclinación con error es de 45 (Figura 17) en este caso solo hay 40 por tanto el porcentaje de elemento fuera de rango es 0%.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

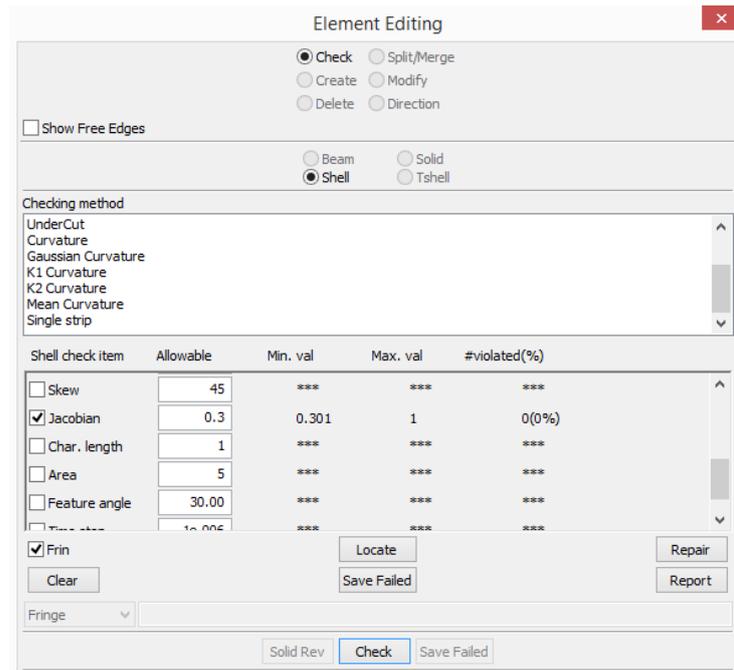


Figura 20. Número de elementos con ratio jacobian

El número de elementos fuera de rango con el parámetro jacobiano es 0 %, indicando con esto, que no es probable existan jacobianos negativos, por tanto el tamaño de malla es el idóneo para realizar la simulación.

La simulación del presente trabajo, se realiza en el programa LS-Dyna, este es un programa de elementos finitos idóneo para simular complejos problemas que se presentan en la realidad. El programa de LS-DYNA 3D es un programa explícito, de simulación multifísica de propósito general avanzado, con análisis altamente no lineal, del método de elementos finitos. Aquí se puede conseguir la respuesta transitoria de sólidos y estructuras en tres dimensiones, los cuales están sujetos a grandes deformaciones. La formulación básica está basada en obtener ecuaciones de movimiento de un sistema, procedentes del principio de conservación del momentum (Mucino, 1999).

En el análisis transitorio de un estudio, se requiere especificar los escenarios iniciales, como velocidades iniciales, restricciones. El programa permite simular una amplia variedad de condiciones de contorno que en su mayoría son utilizadas para resolver los problemas de

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

ingeniería. Estas condiciones se refieren a las fuerzas, tensiones aplicadas y a la simulación de superficies de contacto, mediante lo cual se puede modelar la interacción mecánica entre dos cuerpos o entre dos partes del mismo cuerpo.

La discretización (división) del sistema supone el balance del momentum lineal en la forma “débil” del trabajo virtual. Es decir, de la formulación integral de las ecuaciones de gobierno del sistema, aplicado a estas el principio del trabajo virtual, a diferencia de la expresión de las ecuaciones de gobierno en forma de ecuaciones diferenciales. Como el programa utiliza un esquema de integración explícita (el cálculo de una magnitud para un tiempo dado se realiza a partir de magnitudes ya conocidas para ese tiempo), cuando el problema implica un comportamiento no lineal, se requiere la valoración del balance de la energía para asegurar la estabilidad del sistema (energía total). Para realizar esta evaluación del estado de la energía durante el mismo, la ecuación la energía se integra respecto al tiempo, cuyo significado físico se refiere a que el trabajo realizado por las fuerzas externas, se convierte en energía cinética y a otros tipos de energía, como la almacenada por el sistema en forma elástica y a la disipada debido a la deformación plástica. Un indicador de la convergencia del análisis es justamente este balance. (Manjarrés y Santillán, 2016)

Los principios del código se sustentan mayormente en el análisis no lineal y de elementos finitos con dinámica transitoria mediante la integración en tiempo explícito (LS-DYNA Support, 2015).

El término “No lineal” indica que al menos uno (y a veces todas) las siguientes implicaciones se consideren:

- Cambio de las condiciones de contorno (como el contacto entre las partes que varía con el tiempo).
- Grandes deformaciones (por ejemplo, la plegadura de piezas de chapa).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

- Materiales no lineales, cuyo comportamiento idealmente elástico no está presente (por ejemplo, polímeros termo-plásticos).

En cambio, el término “dinámica transitoria” implica ejecutar análisis de alta velocidad, eventos de poca duración, donde las cargas de inercia son importantes, y los usos frecuentes implican:

- Accidente de tránsito (deformación de la carrocería, fuerza de tensión en el cinturón de seguridad y la activación de módulos de seguridad o airbags).
- Explosiones (Minas, naval bajo el agua, fabricación de armas).
- Manufactura (chapa metálica troquelada).

Se definen las unidades coherentes a utilizar por el programa LS-Dyna. La siguiente tabla proporciona ejemplos de sistemas consistentes de unidades. Como puntos de referencia, la densidad de masa y el módulo de Young de acero se proporcionan en cada sistema de unidades. "GRAVEDAD" es la aceleración gravitatoria.

Tabla 4.

Unidades para programar en Ls-dyna

Mass	Length	Time	Force	Stress	E	Density	Young's	30 mph 53. kmph
kg	M	s	N	Pa	J	7.83e+03	2.07e+11	15.65
kg	Cm	s	1.0e-02 N			7.83e-03	2.07e+09	1.56e+03
kg	Cm	ms	1.0e+04 N			7.83e-03	2.07e+03	1.56
kg	Cm	us	1.0e+10 N			7.83e-03	2.07e-03	1.56e-03
kg	Mm	ms	kN	GPa	kN-mm	7.83e-06	2.07e+02	15.65
g	Cm	s	dyne	dyne/cm ²	erg	7.83e+00	2.07e+12	1.56e+03
g	Cm	us	1.0e+07 N	Mbar	1.0e+07 Ncm	7.83e+00	2.07e+00	1.56e-03
g	Mm	s	1.0e-06 N	Pa		7.83e-03	2.07e+11	1.56e+04

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

g	Mm	ms	N	MPa	N-mm	7.83e-03	2.07e+05	15.65
ton	Mm	s	N	MPa	N-mm	7.83e-09	2.07e+05	1.56e+04
lbf-s ² /in	In	s	lbf	psi	lbf-in	7.33e-04	3.00e+07	6.16e+02
slug	Ft	s	lbf	psf	lbf-ft	1.52e+01	4.32e+09	51.33
kgf-s ² /mm	Mm	s	kgf	kgf/mm ²	kgf-mm	7.98e-10	2.11e+04	1.56e+04
kg	Mm	s	mN	1.0e+03 Pa		7.83e-06	2.07e+08	
g	Cm	ms	1.0e+1 N	1.0e+05 Pa		7.83e+00	2.07e+06	

Nota: tomado de LS-Dyna support

El pre-procesamiento contiene las herramientas utilizadas para definir el mallado (mallado de superficie, mallado de sólido, herramientas para configuración del mallado, mallado 2D shell, por bloques) y aplicaciones especiales (configuración de las posiciones de maniquí, sujeción o montaje de cinturón de seguridad, comprobación de penetración, comprobación de modelo)

En el programa LS- Prepost es donde se van a cargar las condiciones de frontera para la simulación. Se especifican las cargas que van a ser analizadas, que se producen debido a desplazamientos, rotaciones, fuerzas, velocidades momentos aceleraciones (sobre los nodos), velocidades angulares, temperaturas, presiones, desplazamientos, rotaciones, fuerzas, momentos, velocidades sobre cuerpos rígidos, se siguen las velocidades configuradas iniciales, restricciones de movimiento de desplazamiento o rotación del modelo, grados de libertad de los acoplamientos, se especifica el control de la dinámica explícita estableciendo el tipo de control de reloj de arena, control de pasos de iteración tiempo de terminación, intervalos de salida resolución de base de datos arrojados por el solver.

Además se establece la velocidad con la cual se va a realizar el ensayo. Se contempla el utilizar las normas NHTSA, 2012, donde se establece la velocidad de 53 Km/h (13.88 m/s; 1.388e+004 mm/s), para realizar el estudio.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Las normas que regulan la fabricación de las carrocerías en el Ecuador se basan a su vez en normas internacionales, estas dictan el procedimiento que ayuda a:

- Simular el comportamiento de la superestructura del bus ante combinaciones de carga propuestas en NTE INEN 1323:2009
- La prueba de impacto posterior se realizó teniendo en cuenta la norma aplicada en Estados Unidos (NHTSA, 2012) regulación FMVSS 301.

La carrocería debe resistir cargas estáticas y dinámicas con la finalidad de no sufrir deformaciones en ningún punto de la estructura y así el espacio de supervivencia no resulte invadido. Debido a la complejidad de determinar los diferentes tipos de cargas para simular el comportamiento de las estructura del bus, se utiliza el Método de Elementos Finitos, ya que es una herramienta altamente útil para obtener las distribuciones de esfuerzos y deformaciones unitarias.

La carrocería será proyectada geoméricamente en tres dimensiones en un software CAD que en este caso es el NX, teniendo en cuenta las dimensiones de la norma NTE INEN 1668 Primera revisión 2015-03, siguiendo también las referencias del manual de carrozado (figura 19). La estructura proyectada pasa al formato IGES para que pueda ser abierto en el software *LS-Dyna*, donde se elabora el mallado de la estructura considerando los criterios más adecuados.

Una vez que se tiene el modelo mallado, se aplica la combinación de cargas de acuerdo a norma NTE INEN 1323:2009 según los dos métodos (ASD y LRFD), deben alcanzar la deformación máxima de los elementos de la estructura de la carrocería iguales o menores a $1/240$ de la longitud del elemento.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

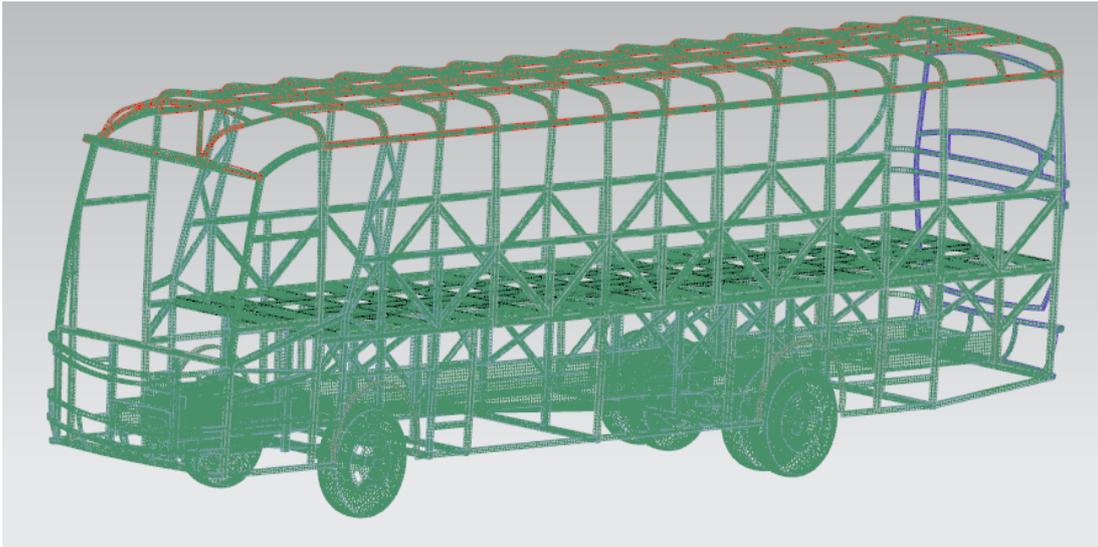


Figura 21. Modelo generado en el software y mallado

Cargas aplicadas a la carrocería de un bus.

Se especifican en la norma INEN NTE 1323:2009.

Carga muerta (CM). Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones de operación, lo que indica que son todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios (NTE INEN 1323:2009).

Tabla 5.

Determinación de las Cargas Muertas

Sumatoria de elementos estructurales (M_E) (Kg)	Masa del chasis (M_C) (kg)
4622,75	4752

$$M = 1.1 M_E (M_C) * g \quad (4)$$

Nota: Se incrementa un 10% de la masa de elementos estructurales debido a los componentes menores como: accesorios, madera, sistema de cableado eléctrico.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

El valor de la masa del chasis esta ajunto en el anexo 3 donde se encuentra las especificaciones técnicas del chasis.

El valor de la carga muerta que se determino es de 96399.86 N

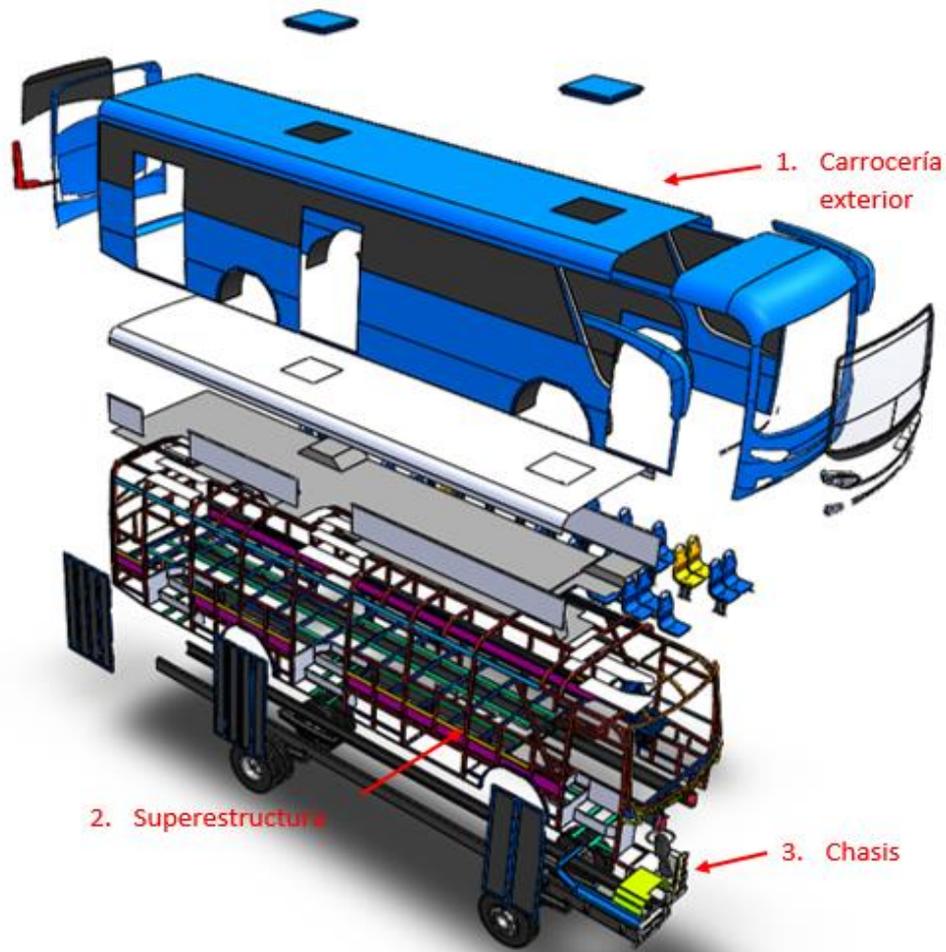


Figura 22. Carga muerta de un bus interprovincial

Carga viva (CV). Concerniente a la carga por ocupación y se la considera como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería (NTE INEN 1323 Ecuador, 2009).

La carga viva es una carga exterior desplazable sobre una estructura que incluye el peso de la misma junto con personas, el mobiliario, equipamiento, etc., que actúa

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR
 verticalmente. También conocida como carga variable. En la tabla a continuación se
 especifica los valores para determinar la carga viva.

Tabla 6.

Determinación de las Cargas Vivas (V)

Masa de un ocupante (Kg)	Masa mínima de equipaje de mano por pasajero (Kg)	Masa mínima de equipaje a transportarse en bodegas (Kg * Volumen de las bodegas portaequipajes en m ³)
70	5	100

Tomado: Fuente. Norma INEN 1323. Cláusula 5.1.1.1. Página 5.

$$V = M_v * g \quad (5)$$

Donde:

M_v = Masa total para tipo de bus.

g = gravedad

De acuerdo a la especificación del chasis 45 personas. Masa mínima para el equipaje
 9,096 m³. El valor de la carga viva que se determino es de 42829.67 N

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR



Figura 23. Carga viva aplicada a un bus interprovincial. Tomado de Balderas, 2013.

Cargas dinámicas. Las cargas dinámicas generan modificaciones en el valor de las tensiones así como también en las deformaciones, de esta manera se afecta la forma y límite de rotura de los materiales; se aplican en un período relativamente corto.

Las cargas dinámicas generadas por el choque de un cuerpo en movimiento pueden originar en la estructura o en parte de ella efectos vibratorios. Si la fuerza dinámica se repite en forma repetida y su frecuencia coincide con el período de vibración del elemento, éste puede entrar en resonancia. Cuando se da este efecto las deformaciones originadas son tan grandes que conducen al colapso de la estructura (Esmeraldas, 2016)

Carga de Giro (G). Debe calcularse en función de la fuerza centrífuga que se genera al ingresar el vehículo en una curva de determinado radio de giro y a cierta velocidad. Esta fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del bus a plena carga y su centro de gravedad. (NTE INEN 1323, Ecuador, 2009 clausula 5.1.1.2). La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 km/h y el radio de giro se establece en función de la tabla 7.

Tabla 7.

Velocidades, radios y peraltes en carretera.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Velocidad (del vehículo) (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	
85	300	
90	350	8
95	400	
100	450	

Tomado: Norma INEN 1323 Cláusula 5.1.1.1. Página 5.

Considerando la velocidad máxima de giro de 90 (Km/h) y un radio de curvatura de carretera de 350 m y el peralte de 8%

$$G = \frac{M_b \cdot V^2}{r_c} \quad (6)$$

Donde:

M_b = Masa de bus en condiciones operativas

V^2 = Velocidad del vehículo

r_c = Radio de curvatura de la carretera

$$M_b = M_v + M_E + M_C \quad (7)$$

El valor de la carga de giro que se determino es de 25217,14 N

Carga de frenado (CF). Es la fuerza producida por el frenado del vehículo; en el instante del frenado se recorre un espacio antes de detenerse, el cual es medido a partir del momento en que el conductor acciona el freno.

Carga de frenado para un frenado de pánico del vehículo.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$a_r \geq a_t$$

Donde:

a_r = Desaceleración real del vehículo

a_t = Desaceleración teórica

Nota: De acuerdo a la Norma NTE INEN 1323:2009 la desaceleración real aplicada al frenar el vehículo debe ser igual o mayor a 4 m/s².

$$a_r = \frac{V_1^2 - V_0^2}{2 * S} \quad (8)$$

Donde:

V_0 = Velocidad inicial

V_1 = Velocidad final

S = Desplazamiento del vehículo para un frenado de pánico

$$C_f = M_b * a_r \quad (9)$$

96399.86

El valor de la carga de freno que se determino es de 56486,45 N

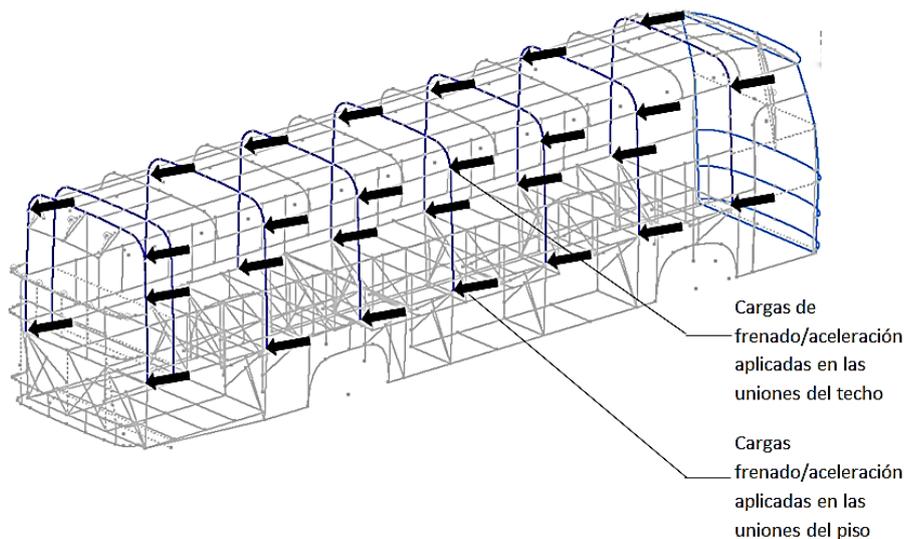


Figura 24. Cargas de frenado brusco que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería. Tomado de Esmeraldas, 2016.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Carga de aceleración brusca (CAb**).** Corresponde a la fuerza originada por la aceleración brusca del vehículo (NTE INEN 1323, Ecuador, 2009).

La carga de aceleración brusca siempre se estima mucho menor en comparación a la carga de frenado brusco, puesto que por ejemplo: si se requiere acelerar de 0 a 100 Km/h conlleva un largo tiempo para autobuses incluso si se necesitara acelerar de urgencia; pero si se viaja a 100Km/h y por causa de emergencia o accidente se necesita frenar el autobús donde están en juego vidas humanas, se tiene pocos segundos para hacerlo, lo que implica tener mayores cargas de la instancia (Andrade y Méndez, 2012).

La carga de aceleración brusca se calcula con la desaceleración real con el signo contrario. Norma NTE INEN 1323:2009.

$$Ab = -Mb * ar \quad (10)$$

Donde:

Ab = Carga de aceleración brusca

El valor de la carga de aceleración brusca que se determino es de -56486,5 N

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

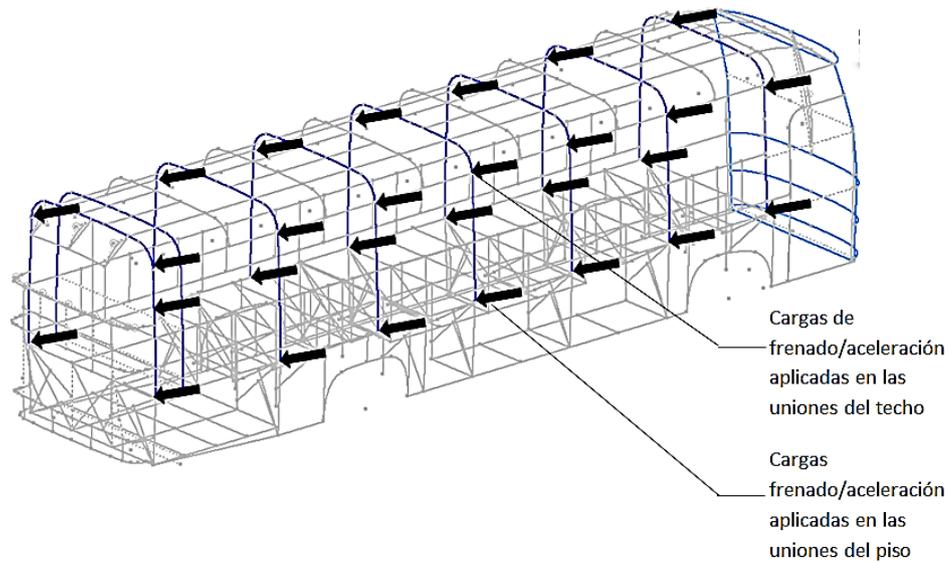


Figura 25. Cargas de aceleración brusca que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería. Tomado de Esmeraldas, 2016.

Cargas por resistencia del aire frontal (CRAF). Este tipo de carga hace referencia a la fuerza del aire actuante sobre un espacio correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

Se utilizará la siguiente fórmula:

$$R_{af} = \left(\frac{1}{2}\right) * (C_x) * \rho * A_f * V^2 \quad (11)$$

Dónde:

Raf = Carga por resistencia Aerodinámica, (N).

ρ = Densidad del aire, 1.225 (kg/m³).

V = Velocidad del aire, en (m/s). (Como mínimo 25 m/s).

Af = Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal. 6.497 m².

Cx = Coeficiente de resistencia frontal del aire. 0,8634

El valor de la cargas por resistencia del aire frontal que se determino es de 2139.03 N

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

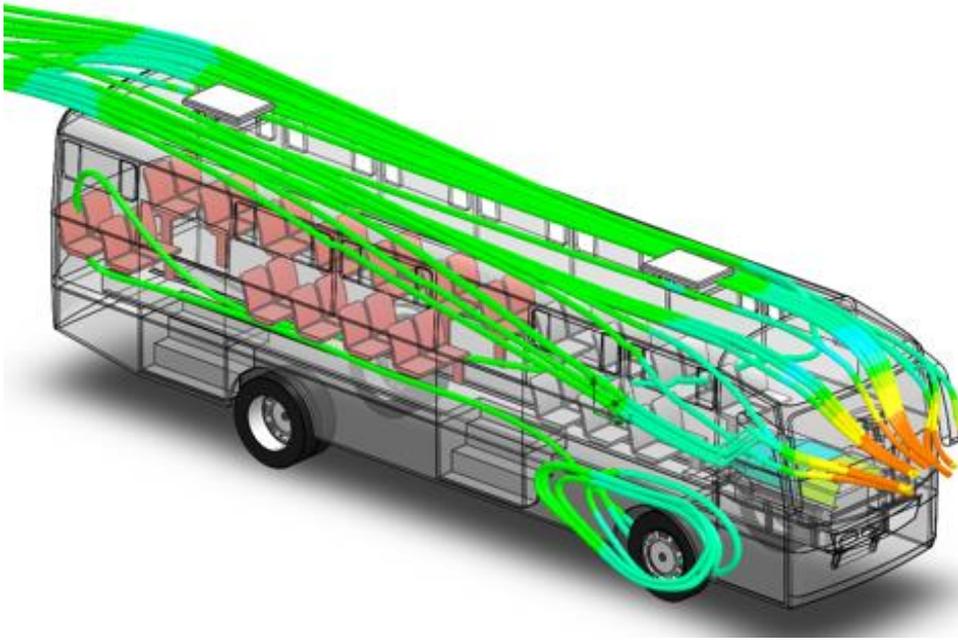


Figura 26. Cargas por resistencia al aire frontal que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería

Para diseñar considerando factores de seguridad por resistencia de materiales es necesario apegarse al método LRFD (*Load Resistance Factor Design*). (NTE INEN 1323, Ecuador, 2009). Los factores a utilizarse según el método ASD o LRFD serán los indicados en: Specification for Structural Steel Buildings (AISC) y North American Specification for the design of Cold Formed Steel-Structural Members (AISII)

$$\text{Caso 1} \quad 1.4 M + V \quad (12)$$

$$\text{Caso 2} \quad 1.2 M + 1.6 V + 0.5 G \quad (13)$$

$$\text{Caso 3} \quad 1.2 M + 0.5 V + 1.6 G \quad (14)$$

$$\text{Caso 4} \quad 1.2 M + 1.6 F + 0.8 \text{ Raf} \quad (15)$$

$$\text{Caso 5} \quad 1.2 M + 0.5 V + 0.5 F + 1.3 \text{ Raf} \quad (16)$$

$$\text{Caso 6} \quad 1.2 M + 1.5 \text{ Ab} + 0.5 V \quad (17)$$

$$\text{Caso 7} \quad 0.9 M - 1.3 \text{ Raf} \quad (18)$$

$$\text{Caso 8} \quad 0.9 M + 1.3 \text{ Raf} \quad (19)$$

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Modelos matemáticos para el análisis de impacto posterior por alcance

Para el desarrollo de modelos matemáticos y su resolución para análisis de impactos es importante conocer e identificar las leyes y principios matemáticos y físicos que presenta es tipo de fenómeno físico.

En la estructura se puede estimar a las barras que van conectadas directamente al chasis como columnas en voladizo (columnas en cantiléver) sometidas a carga axial.

Para determinar la fuerza de impacto de los cuerpos (estructura y la barrera deformable móvil), se utiliza la teoría del impulso y cantidad de movimiento. Por definición, el impulso es el producto de la carga aplicada sobre un cuerpo y el tiempo de duración, es la cantidad de movimiento (P) y es igual a la masa (m) por la velocidad final (V_f) menos la masa por la velocidad inicial (V_o), considerando que el impacto entre dos vehículos es totalmente inelástico. La cantidad de movimiento, es un resultado del impulso, aunque matemáticamente son lo mismo, conceptualmente existen diferencias.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

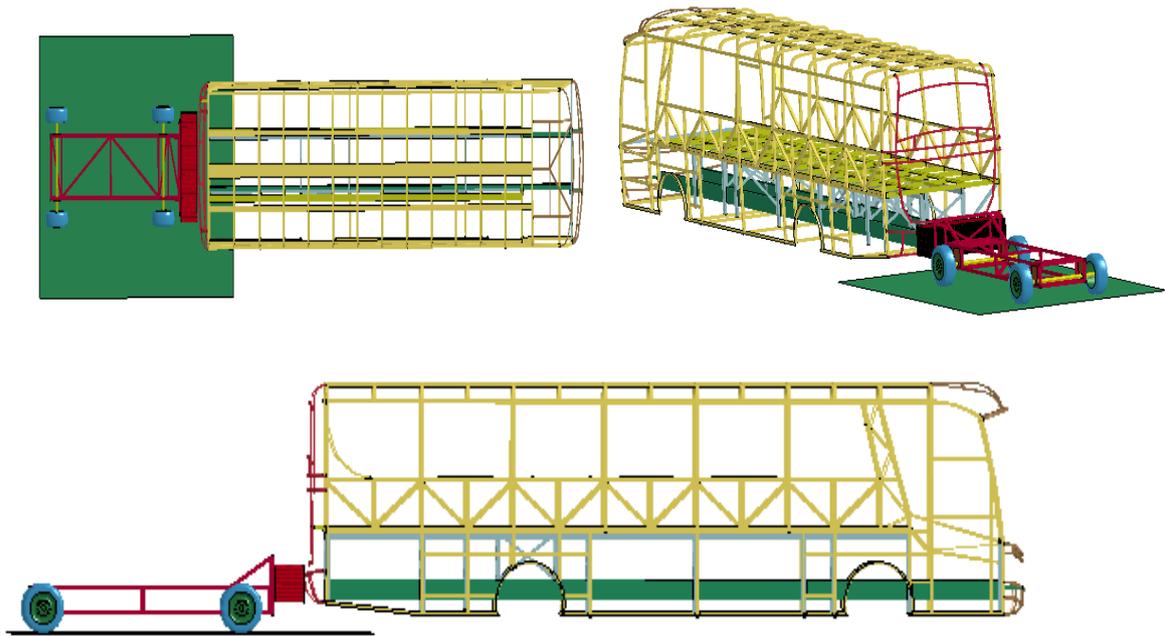


Figura 27. La barrera móvil se impacta a 50 Km/h. Diferentes vistas de los cuerpos a impactarse. Se determinan los valores considerando que el choque de estos cuerpos es totalmente inelástico.

A continuación se presenta una tabla con los valores de velocidad, tiempo y masa para el cálculo de la fuerza de choque usando la teoría del impulso y cantidad de movimiento.

Tabla 8.

Datos para el cálculo de la fuerza de choque

Concepto	Valor
Velocidad inicial del bus interprovincial	Cero
Velocidad de la barrera móvil	50 Km/h
Tiempo de contacto en el choque	50 ms
Masa del bus (Carga estructura)	5085.03 Kg (m1)
Masa de la barrera móvil	1500 Kg (m2)

El análisis matemático se lo realiza en la parte posterior de la estructura, donde se determinó que es la zona crítica al momento del impacto.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Aplicando la teoría del impulso se tiene:

$$P_1 = P_2 \quad (20)$$

$$m_1v_{01} + m_2v_{02} = m_1v_{f1} + m_2v_{f2} \quad (21)$$

Donde:

P Cantidad de movimiento

m Masa

v Velocidad

Por ser un choque totalmente inelástico las masas se suman:

$$VR = \frac{m_1v_{01} + m_2v_{02}}{m_1 + m_2} \quad (22)$$

$$VR = 38.61 \frac{\text{Km}}{\text{H}}$$

Entonces se puede calcular la fuerza necesaria para producir este movimiento del bus interprovincial:

$$I = \Delta P = P_f - P_0 \quad (23)$$

$$P = mV$$

$$I = \Delta P = m V_f - mV_0$$

$$I = \Delta P = 5085,3 \left(38.61 \frac{\text{Km}}{\text{H}} - 0 \right)$$

$$I = 54539,84 \text{ Kg} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F = \frac{\Delta P}{\Delta t} \quad (24)$$

$$F = 1090796,8 \text{ N}$$

La zona de impacto donde se aplica la fuerza es el voladizo posterior, además que la fuerza estará distribuida entre las barras que sostienen la viga lateral. Para el análisis de la deformación en las barras se divide las fuerzas entre 4 soportes (Figura 29) y se determina la fuerza individual:

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$F_i = \frac{F}{4} \quad (25)$$

$$F_i = 272699,2 \text{ N}$$

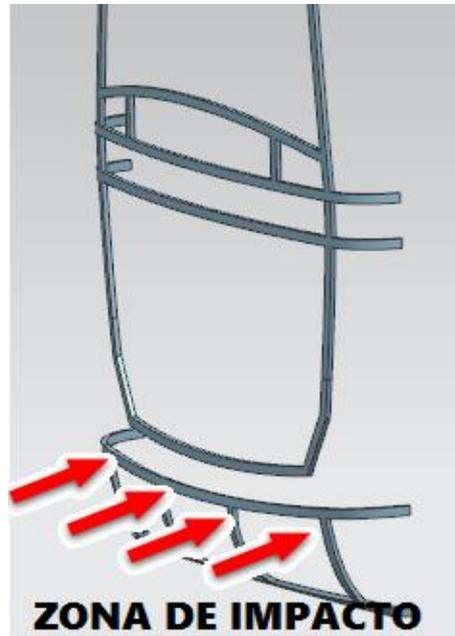


Figura 28. La zona de impacto comprende 1 500 mm que es el ancho de la barrera móvil

Tomando la muestra de una viga, se puede determinar el esfuerzo normal por compresión al cual está sometida la viga así como su deformación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (26)$$

El área corresponde a la sección de un tubo hueco de 50 x 50 x 2:

$$A = 392 \text{ mm}^2$$

Por tanto el esfuerzo al que está sometida la barra es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{272699,2}{392}$$

$$\sigma = 695,66 \text{ MPa}$$

Este valor de esfuerzo se compara con obtenido en las tablas de los ensayos realizados

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

al tubo cuadrado. Para los ensayos de tracción se utilizó 5 probetas siguiendo la norma ASTM E8, la figura 29 muestra el detalle de los valores obtenidos.

Probeta	FMax N	FRot N	FYield N	CMax MPa	CRot MPa	C.Yield MPa
1	16298,75	14640,47	315,56	302,68	271,88	5,86
2	17456,86	15325,24	361,32	290,66	255,17	6,02
3	16021,05	14430,62	249,29	278,19	250,58	4,33
4	16421,81	13310,38	48,91	290,65	235,58	0,87
5	16792,60	14288,62	88,36	272,43	231,81	1,43
Media	16598,214	14399,066	212,688	286,921	249,002	3,701
Desv. Std	554,296	727,067	138,107	11,856	16,122	2,429
Coef. V.	0,033	0,050	0,649	0,041	0,065	0,656
+3 Sigma	18261,101	16580,267	627,010	322,490	297,368	10,987

Figura 29. Resultados numéricos previo al Análisis Gráfico. Tomado de Laboratorio de Resistencia de Materiales. Centro de Fomento Productivo Metal Mecánico Carrocero, Gobierno de Tungurahua

El valor máximo obtenido en los ensayos de tracción tiene un valor de 302.68 MPa.,

De acuerdo a datos de la tabla el esfuerzo que se aplica en la viga supera el límite, esto presupone el colapso del elemento, por tanto sufrirá fractura.

Para determinar su deformación total por resistencia de materiales se determina de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{FL}{AE} \quad (27)$$

$$\delta = \frac{272699,2 * 500}{392 * 207 \text{ GPa}}$$

$$\delta = 1,68 \text{ mm}$$

Para contrastar los resultados obtenidos analíticamente, se procede de la siguiente forma:

Se procede al modelado de la viga, como lo indica la figura

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

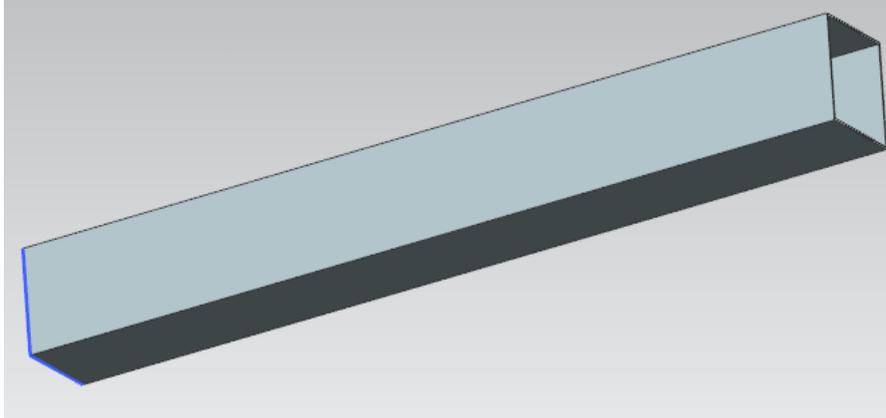


Figura 30. Modelado del elemento

El siguiente paso después de realizar el modelado de la viga es el mallado, donde se aplica el tipo de malla el tamaño como lo indica la figura

Después del modelado el siguiente paso es realizar el mallado para que sea aplicable el método de elementos finitos en la simulación del software, así se tiene como indica la **Figura 30**.

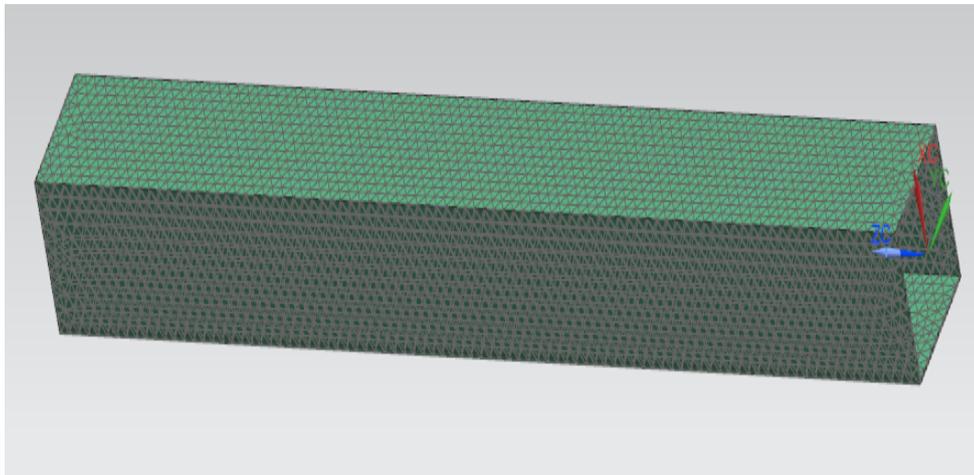


Figura 31. Mallado del elemento

Luego se le asigna las restricciones, en este caso una restricción fija, aplicando la restricción en un extremo de la viga como indica la **Figura 33**. Luego se aplica axialmente la misma fuerza normal de compresión que se utilizó en el cálculo matemático del método anterior que tiene un valor de 272699.2 N., tal como lo indica la **Figura 34**

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

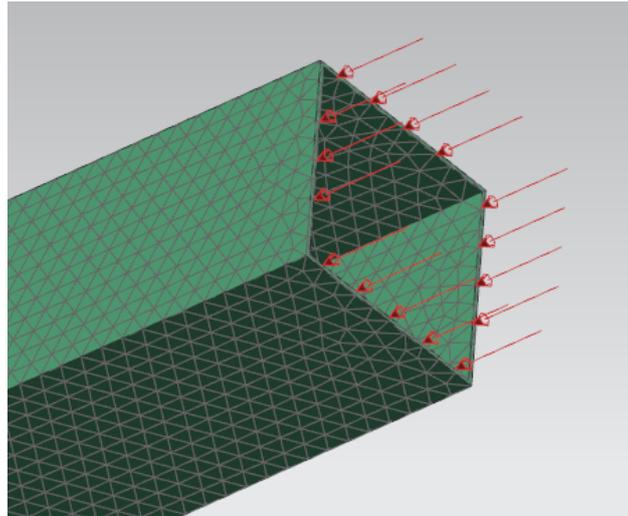


Figura 32. Aplicación de una fuerza en el extremo del elemento

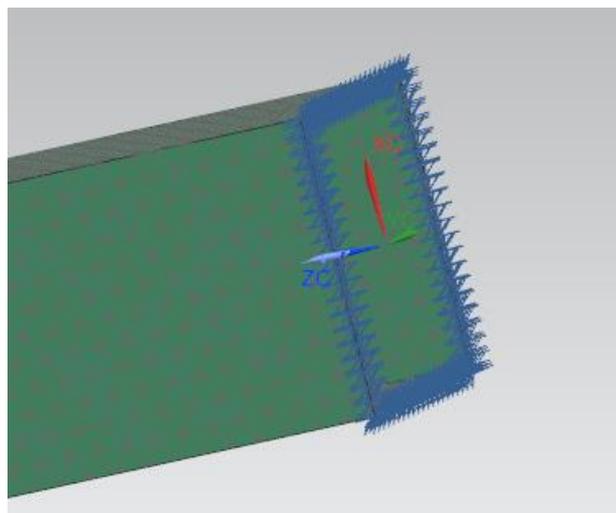


Figura 33. Aplicación de la restricción fija en el extremo del elemento

En el gráfico, en la escala de valores indica que la parte de color roja (Figura 35) significa que es donde se ejerce la fuerza normal de compresión, es por ésta razón que se genera la mayor deformación y va disminuyendo mientras se acerca al punto de fijación.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

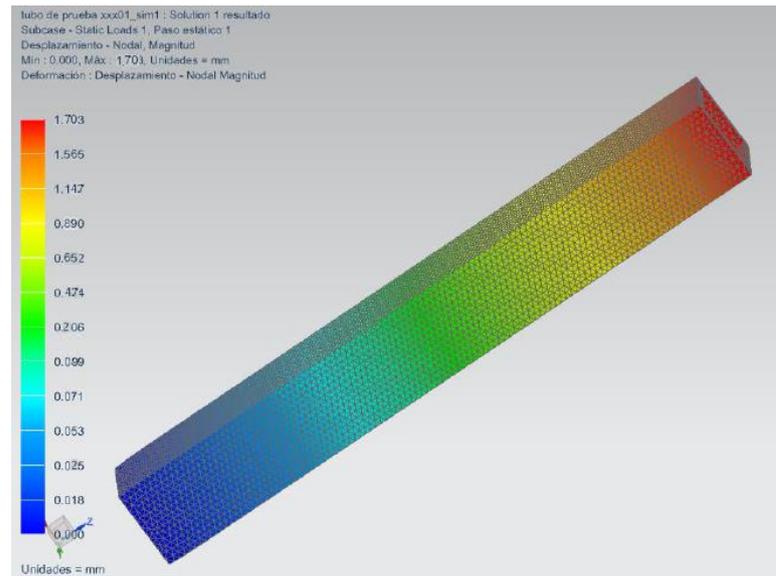


Figura 34. Parte de la estructura analizada en software en términos de deformación. Def Max 1.703 mm

El resultado del cálculo del software es de 1.703mm de deformación total de la parte analizada por este método.

Análisis por el método del elemento finito

Para este análisis se va a utilizar el método directo, que puede verse como una extensión del método de rigidez, que es ampliamente utilizado en análisis estructural. Este enfoque tiene una ventaja de presentar los aspectos principales del MEF, sin mucha manipulación matemática.

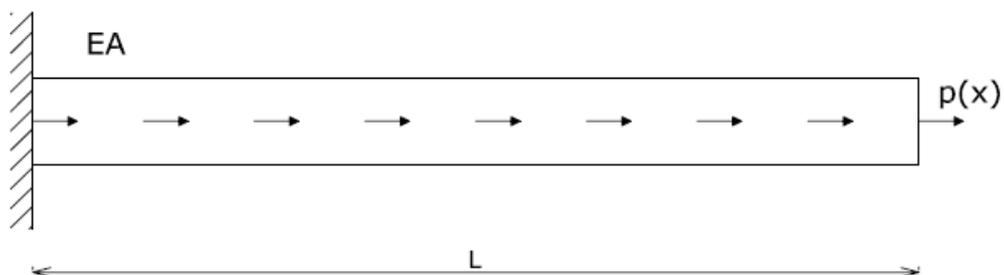


Figura 35. Viga en cantilever y sometida a una carga axial

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

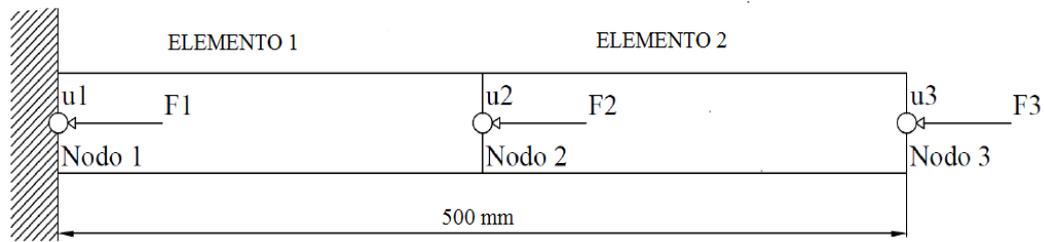


Figura 36. Elemento estructural de la superestructura del bus a ser analizada.

La F representa la fuerza que se aplica al nodo y μ es el desplazamiento del nodo. La discretización ocupada mediante dos elementos lineales, se puede observar en la figura 36. Considerese el elemento de la viga uniforme y homogéneo. Al precisar 3 nodos, existen 3 grados de libertad, de éstos los nodos 2 y 3 están definidos en desplazamientos, el único grado de libertad en fuerzas se define para el nodo 1, además que este nodo es restringido por tanto su desplazamiento es cero (0) y en el nodo 2 no actúa ninguna fuerza, para este caso se tiene:

Tabla 9.

Condiciones de frontera método de elementos

Concepto	Valor
Desplazamiento u_1	0
Desplazamiento u_2	Incógnita
Desplazamiento u_3	Incógnita
Fuerza F_1	Incógnita
Fuerza F_2	0
Fuerza F_3	272699,2 N

Nota: Valores de cada nodo propuesto para la resolución del ejercicio

Según la teoría se tiene dos tipos de notaciones:

La forma general

$$[F] = [K][\mu]$$

Dónde: $[K]$ es la matriz de rigidez y $[\mu]$ es el vector de desplazamientos nodales y $[F]$ es el vector de fuerzas nodales.

La notación matricial general para cada elemento con dos grados de libertad

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K11 & K12 \\ K21 & K22 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \end{bmatrix}$$

La matriz de rigidez para cada elemento discretizado que en este caso será una estructura matricial de dos por dos.

$$F = \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix}$$

Se calcula el valor de K que es una constante para reemplazar en la matriz tomando en cuenta la longitud del elemento por la propia definición de los coeficientes de rigidez Kij de la teoría básica de la resistencia de materiales en mecánica de sólidos donde el desplazamiento de un elemento uniforme viene dado por:

$$u = \frac{FL}{AE}$$

Por lo tanto el valor constante K es:

$$K = \frac{EA}{L}$$

$$K = \frac{207 \text{ GPa} * 392 \text{ mm}^2}{250 \text{ mm}}$$

$$K = 324576000 \frac{N}{m}$$

Por tanto las matrices para los dos elementos de este caso quedan así:

Para el elemento 1

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 324576000 & -324576000 \\ -324576000 & 324576000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \end{bmatrix}$$

Para el elemento 2

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$\begin{bmatrix} F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 324576000 & -324576000 \\ -324576000 & 324576000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Ensamblando las matrices para tener una matriz de rigidez global se generan las siguientes matrices:

Para el elemento 1 se tiene:

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 324576000 & -324576000 & 0 \\ -324576000 & 324576000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Para el elemento 2 se tiene:

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 324576000 & -324576000 \\ 0 & -324576000 & 324576000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Sistema global representado con la matriz de rigidez

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 324576000 & -324576000 & 0 \\ -324576000 & 324576000 + 324576000 & -324576000 \\ 0 & -324576000 & 324576000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Aplicar las condiciones de frontera: $u1=0$; $F2=0$; $F3=272699,2$ N

Reemplazando en el vector de fuerzas y vector de desplazamiento en la matriz global:

$$\begin{bmatrix} F1 \\ 0 \\ 272699,2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 324576000 & -324576000 & 0 \\ -324576000 & 324576000 + 324576000 & -324576000 \\ 0 & -324576000 & 324576000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones y se obtiene dos subsistemas:

$$F1 = -324576000 u2$$

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 272699,2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 649152000 & -324576000 \\ -324576000 & 324576000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}$$

Resolviendo las matrices con el programa Wolfram Mathematica:

$$K = [649152000, -324576000; -324576000, 324576000]$$

$$F = [0; 272699,2 N]$$

$$u = K^{-1}F$$

```

matriz de rigidez.nb * - Wolfram Mathematica 11.0
Archivo Edición Insertar Formato Celda Gráficos Evaluación Paletas Ventana Ayuda

u = {F * K[desplazamiento, x], desplazamiento};
u // MatrixForm
[forma de matriz]

→ → K {{649152000, -324576000}, {-324576000, 324576000}}
K =
  649152000 -324576000
 -324576000 324576000

→ → F {{0, 272699, 2}}
F =
      0
  272699, 2

→ → U = inv (K) * F

U =
  0.845
  1.693
  
```

Figura 37. Cálculo de operaciones entre matrices realizado en el *Wolfram Mathematica*

De acuerdo a los datos obtenidos en el software Wólfam Mathematica, el desplazamiento calculado es de:

$$u_2 = 0.845 \text{ mm}$$

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$u_3 = 1.693 \text{ mm}$$

Los datos obtenidos en referencia al desplazamiento son los mismos para ello se lo compara en la siguiente

Tabla 10.

Comparativo de resultados obtenidos con diferentes métodos

Conceptos de resistencia de		
Materiales - Esfuerzo deformación	Software MEF	Elementos finitos método directo
1.68 mm	1,703 mm	1.693 mm

De acuerdo a los resultados obtenidos en los diferentes métodos, se deduce que los valores son resultados conservadores.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

RESULTADOS

A continuación se presenta los resultados conseguidos del proceso explicado anteriormente en las condiciones de las pruebas simuladas y normadas, que han servido de referencia:

- Norma NTE INEN 1323:2009 que indica un método para realizar un proceso de análisis bajo cargas estáticas.
- La prueba de impacto posterior se realizó siguiendo la normativa aplicada en Estados Unidos (NHTSA, 2012) regulación FMVSS 301.

Los resultados que se muestran a continuación están basados en el análisis cuasi-estático, que permite determinar la validación de la estructura. La Norma NTE INEN 1323:2009 establece que para el análisis cuasi-estático de la estructura de la carrocería se aplican cargas estáticas y dinámicas en base a combinaciones.

Se realiza la evaluación y representación de resultados del análisis dinámico de la carrocería.

A través de este método se puede analizar el comportamiento de la estructura, el margen de seguridad que presenta la carrocería a los ocupantes del vehículo e identificar la debilidad de la estructura con precisión.

Descripción de resultados

Para la validación de la estructura se aplica la combinación de cargas estáticas estipuladas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009. Las cargas estáticas se asignan a la carrocería acorde a las especificaciones establecidas en la norma.

Se debe indicar que las cargas son de tipo vectorial por lo tanto no se debe sumar sus magnitudes por cuanto según el caso son fuerzas con magnitudes diferentes y es probable que su dirección también lo sea (Argüello, 2017).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Para determinar el comportamiento estructural de la carrocería del bus interprovincial ante un evento de impacto posterior bajo los parámetros establecidos en lo pertinente a la norma americana (NHTSA, 2012) regulación FMVSS 301. Este estudio permite establecer el elemento más crítico en la parte posterior de la carrocería.

Resultados obtenidos en base a las combinaciones de cargas según la Norma NTE INEN 1323:2009.

Basados en el método LRFD NTE INEN 1323:2009 se presentan a continuación los valores de las combinaciones de cargas para el análisis cuasi-estático. Este es el método de diseño por factores de carga y resistencia que se basa en los conceptos de estado límite, mismo que describe una condición en la que la estructura, o alguna parte de ella, deja de cumplir su función

En la tabla a continuación se presenta los valores de las cargas para la combinación.

Tabla 11.

Valores de cargas para las combinaciones

Tipo de carga	Ref. Norma	Valor
Carga muerta (M)	NTE INEN 1323:2009	96399.86 N
Carga viva (V)	NTE INEN 1323:2009	42829,67 N
Carga de giro (G)	NTE INEN 1323:2009	25217,14 N
Carga de frenado (F)	NTE INEN 1323:2009	56486.45 N
Carga de aceleración brusca (Ab)	NTE INEN 1323:2009	56486.45 N
Carga de resistencia aerodinámica (Raf)	NTE INEN 1323:2009	2139.03 N

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Caso 1.

El primer caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009, apartado 5.1.2.2 sobre el piso de la estructura del bus. Se aplica esta combinación de cargas para determinar la deformación que experimenta el piso de la estructura. (**Figura 38**).

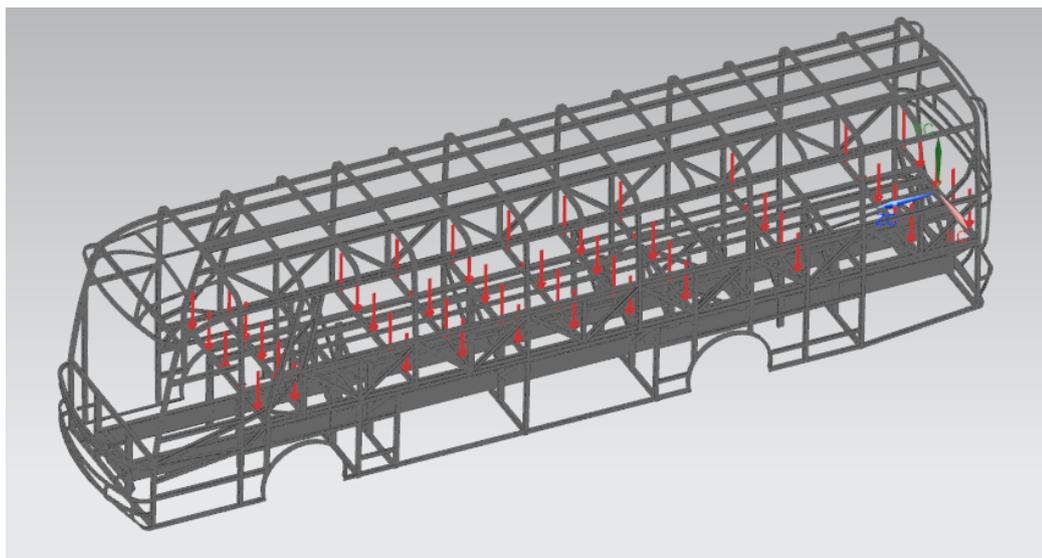


Figura 38. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 1 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

Los valores cargados al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 1 se reflejan en la Tabla 13.

Tabla 12.

Valores de cargas para el CASO 1 (1,4M+V)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399,86	N
Carga viva (V)	42829,67	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
1,4M	177789,47	Piso
V	42829,67	Piso

Nota: Datos para ingresar en el software

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

La figura 39 indica que al aplicar las cargas descritas en el caso 1 sobre la estructura se puede apreciar una deformación de 3.452 mm. La longitud del elemento estructural es de 9745.12 mm., y de acuerdo a la normativa, la deformación elástica que pueden alcanzar los componentes de la estructura de la carrocería deben ser iguales o menores a 1/240 veces su longitud de acuerdo a la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4. La deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 40.60 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas no supera el límite permitido

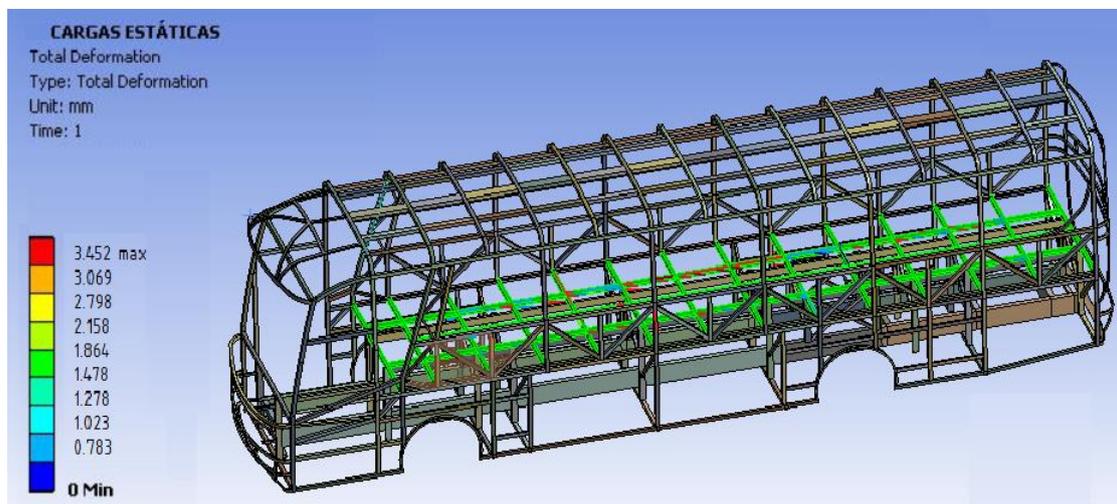


Figura 39. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 1

Caso 2

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009, apartado 5.1.2.2 sobre el piso y en un lado de la estructura del bus. Se aplica esta combinación de cargas para determinar la deformación que sufren los componentes sobre los cuales se ejerce las cargas viva, muerta y la de giro (**Figura 39**).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

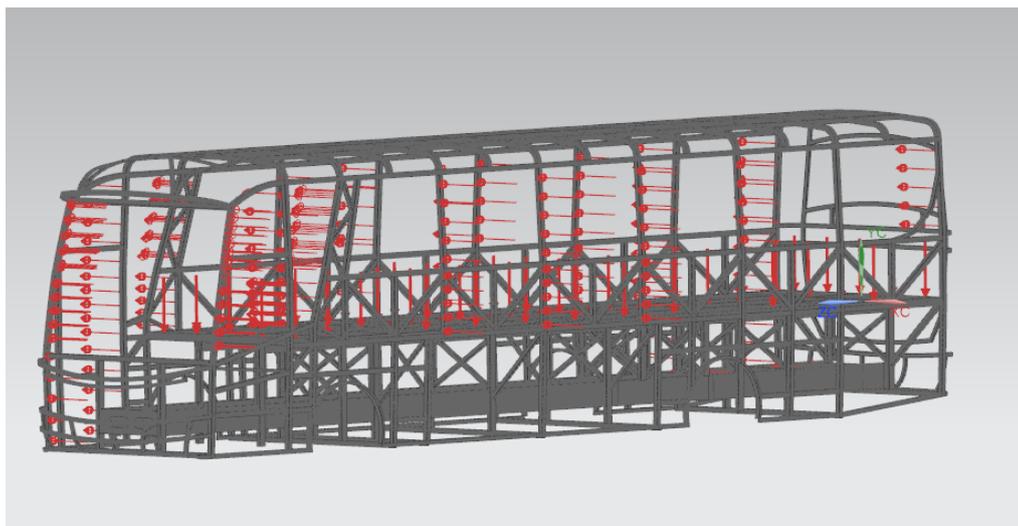


Figura 40. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 2 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 2 se reflejan en la Tabla 14.

Tabla 13.

Valores de cargas para el CASO 2 (1,2M+1.6 V+0.5G)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga viva (V)	42829,67	N
Carga de giro (G)	25217,14	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
1,2 M	115679,832	Piso
1,6 V	68527,47	Piso
0.5 G	12608,57	Pared lateral

Nota: Datos para ingresar en el software

La figura 41 indica que al aplicar las cargas descritas en el caso 2 sobre la estructura se puede apreciar una deformación de 19.87 mm. La longitud del elemento estructural es de 11114.52 mm., y de acuerdo a la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4, la

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

deformación elástica que pueden alcanzar los componentes de la estructura de la carrocería deben ser iguales o menores a $1/240$ veces su longitud. La deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 46.31 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas del caso 2 no supera el límite permitido.

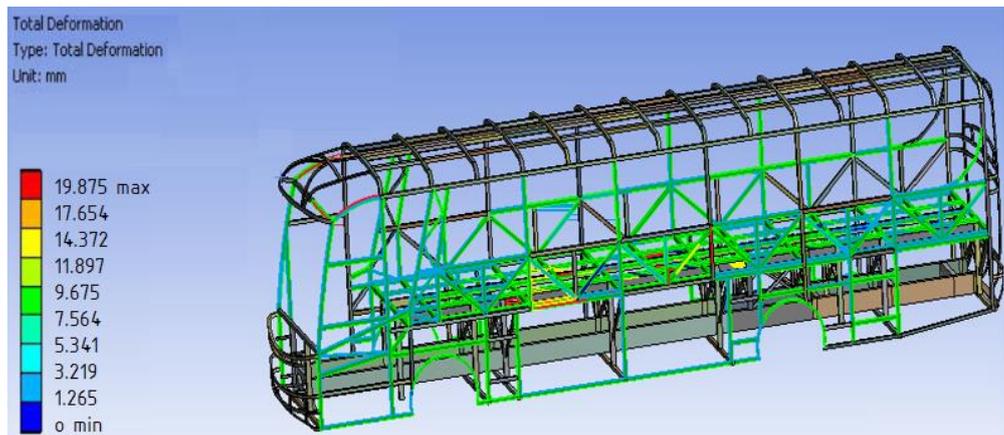


Figura 41. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 2

Caso 3

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009 apartado 5.1.2.2 sobre el piso y en un lado de la estructura del bus con distintos factores que en anterior caso. Se aplica esta combinación de cargas para determinar la deformación que sufren los elementos de la estructura sobre los cuales se ejerce las cargas viva, muerta y la de giro. (**Figura 42**).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

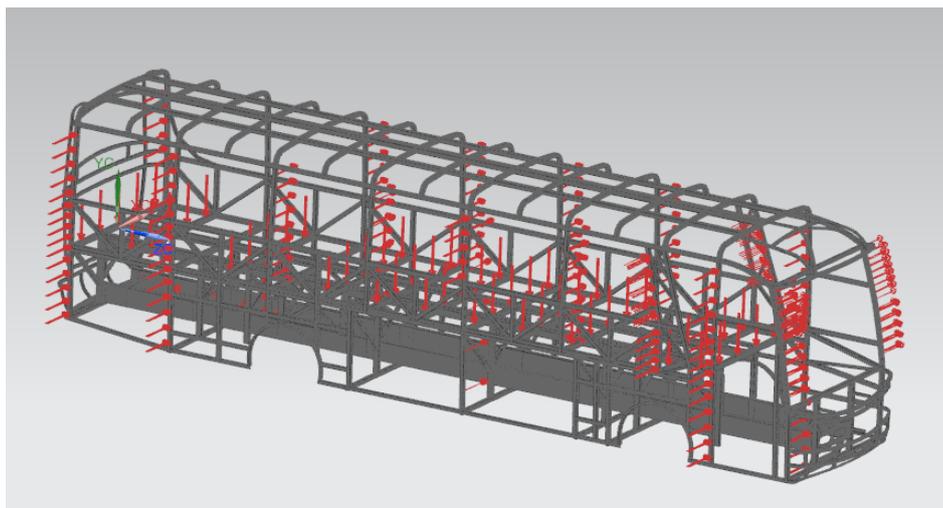


Figura 42. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 3 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 3 se reflejan en la Tabla 15.

Tabla 14

Valores de cargas para el CASO 3 (1,2M+0.5 V+1,6G)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga viva (V)	42829,67	N
Carga de giro (G)	25217,14	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
1,2 M	115679,832	Piso
0.5 V	21414,83	Piso
1,6 G	40347,47	Pared lateral

Nota: Datos para ingresar en el software

Las cargas descritas en el caso 3, producen sobre la estructura una deformación de 21.98 mm., como indica la figura 43. La longitud del elemento estructural es de 11114.52 mm., y aplicando de acuerdo a la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4, la deformación elástica

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

que pueden alcanzar los componentes de la estructura de la carrocería deben ser iguales o menores a $1/240$ veces su longitud. La deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 46.31 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas del caso 3 no supera el límite permitido.

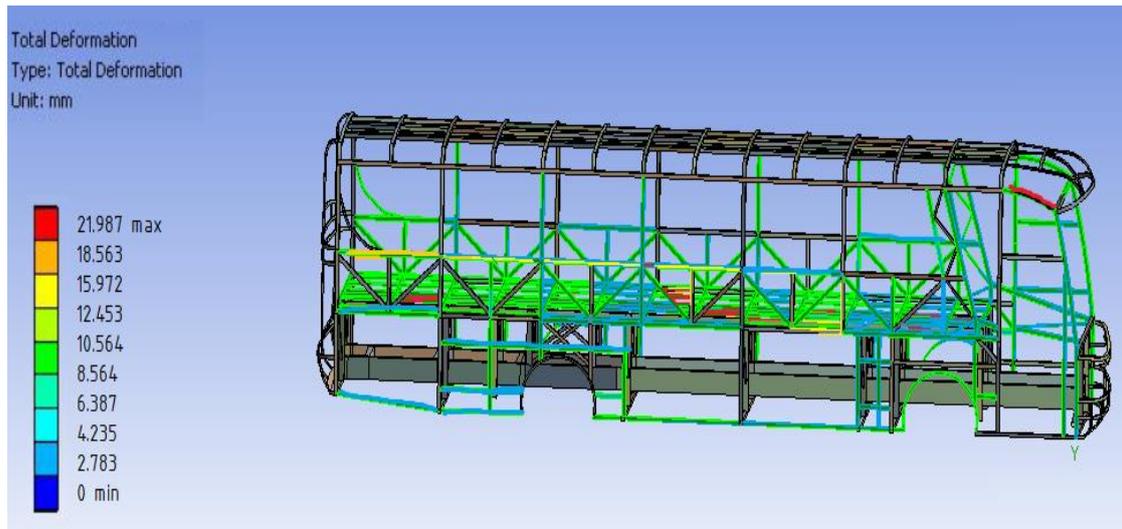


Figura 43. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 3

Caso 4

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009, apartado 5.1.2.2 sobre el piso, el frente y en todos los parantes de la estructura del bus. Se aplica esta combinación de cargas para determinar la deformación que sufren los elementos de la estructura sobre los cuales se ejerce las cargas muerta, de frenado y de resistencia aerodinámica (**Figura 44**).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

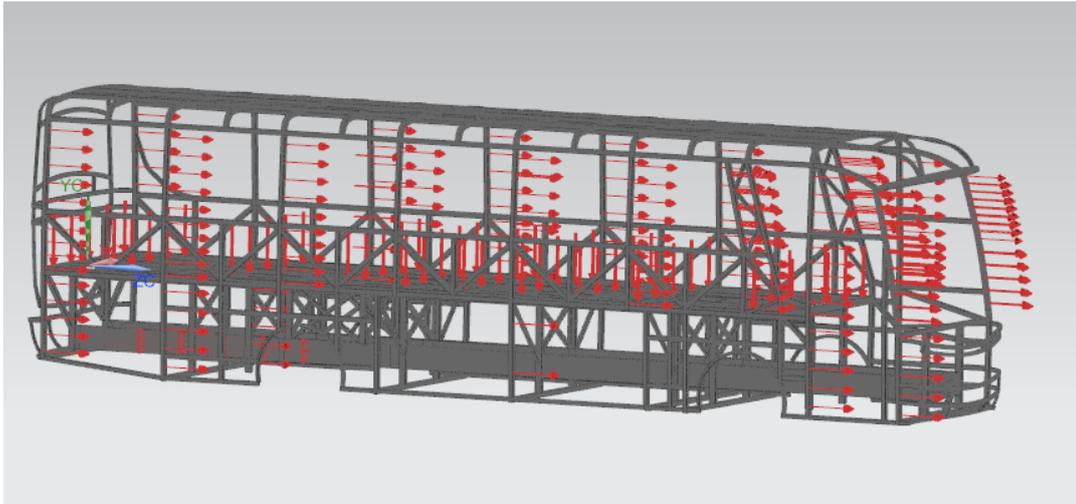


Figura 44. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 4 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 4 se reflejan en la Tabla 16.

Tabla 15

Valores de cargas para el CASO 4 ($1,2M+1,6F+0,8 Raf$)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga de frenado (F)	56486.45	N
Carga de resistencia aerodinámica (Raf)	2139.03	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
1,2 M	115679.832	Piso
1,6 F	90378.32	En los parantes
0.8 Raf	1711.22	Frente

Nota: Datos para ingresar en el software

La figura 45 muestra la deformación que experimenta la estructura del bus cuando se encuentra sometido a la carga muerta, carga de frenado y de resistencia aerodinámica, donde de acuerdo a los valores arrojados en la simulación, la deformación que experimenta el caso 4 es de 16.342 mm. La longitud del elemento estructural donde se aplica la carga es de 11356.74 mm. Y de acuerdo de acuerdo a la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4 la

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 47.32 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas del caso 4 no supera el límite permitido.

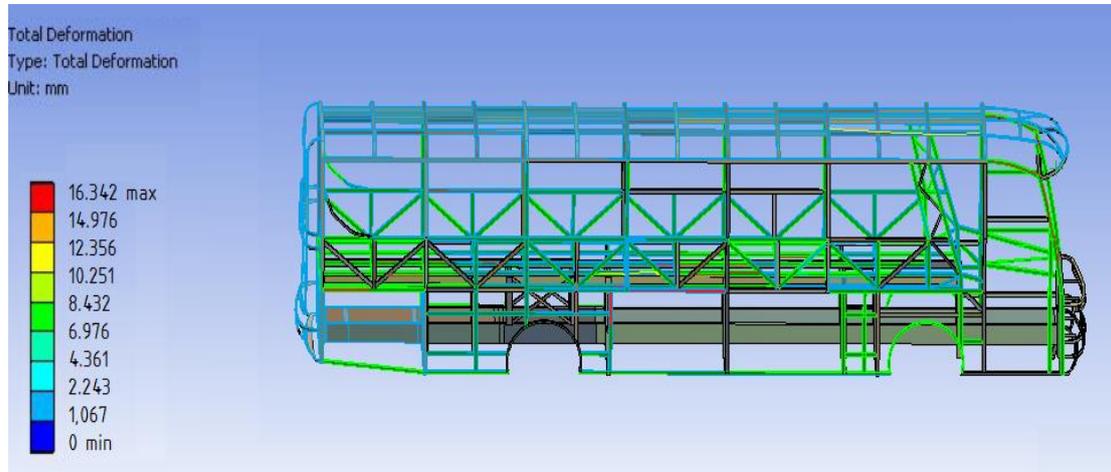


Figura 45. . Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 4

Caso 5

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009, apartado 5.1.2.2 sobre el piso, el frente y en todos los parantes de la estructura del bus. Se aplica esta combinación de cargas para determinar la deformación que sufren los elementos de la estructura sobre los cuales se ejerce las cargas viva, muerta, de frenado y de resistencia aerodinámica (**Figura 46**).

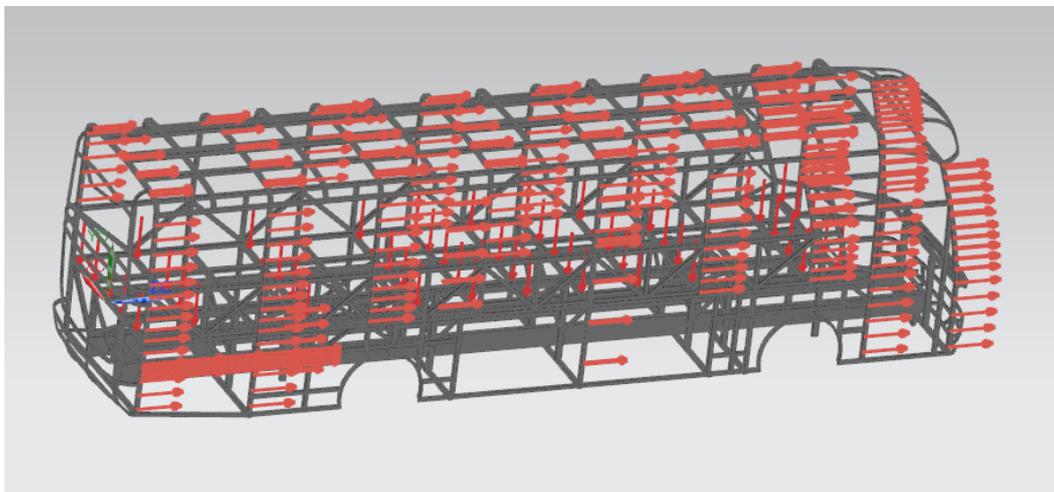


Figura 46. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 5 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 5 se reflejan en la Tabla 17.

Tabla 16

Valores de cargas para el CASO 5 (1,2M+0.5V+0.5 F+1.3 Raf)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga viva (V)	42829,67	N
Carga de frenado (F)	56486.45	N
Carga de resistencia aerodinámica (Raf)	2139.03	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
1,2 M	115679,832	Piso
0.5 V	21414.83	Piso
0.5 F	28243,22	En los parantes
1.3 Raf	2780.72	Frente

Nota: Datos para ingresar en el software

De acuerdo a los valores arrojados en la simulación la deformación máxima que experimenta el caso 5 es de 9.345 mm. La longitud del elemento estructural donde se aplica la carga es de 11356.74 mm. Y de acuerdo de acuerdo a la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4, la deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 47.32 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas del caso 5 no supera el límite permitido.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

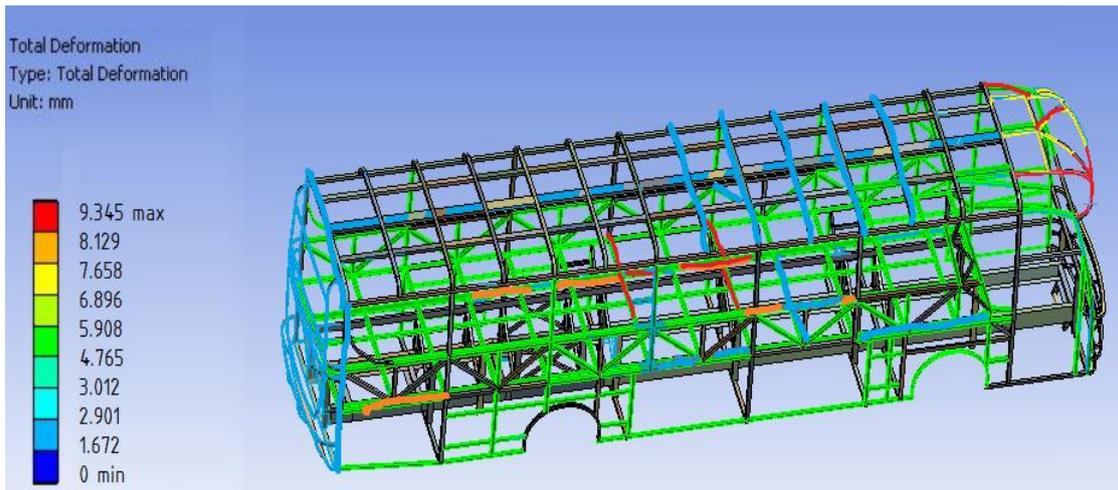


Figura 47. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 5

Caso 6

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009 sobre el piso y en todos los parantes de la estructura del bus. Se aplica esta combinación de cargas para determinar la deformación que sufren los elementos de la estructura sobre los cuales se ejerce las cargas viva, muerta, de frenado y de aceleración brusca (Figura 48).

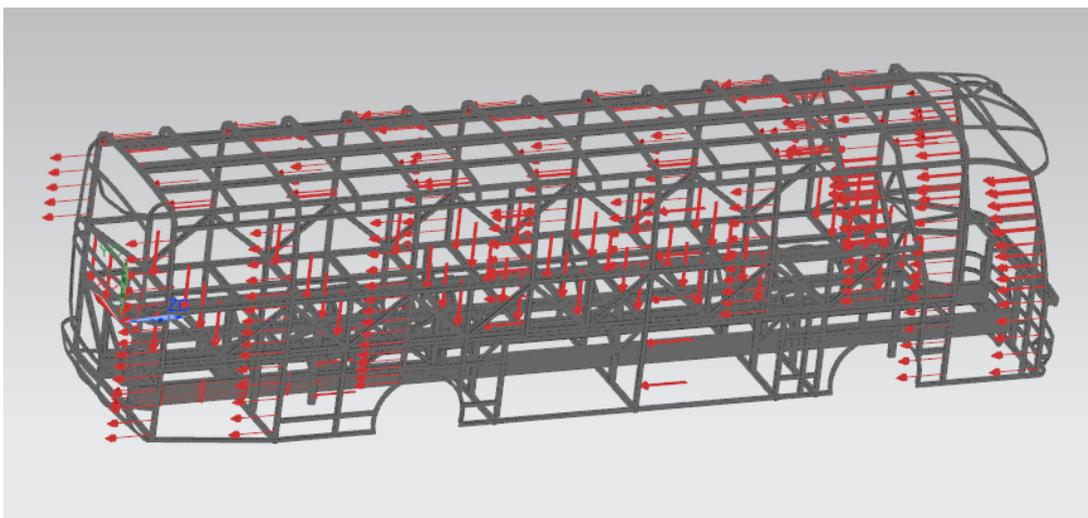


Figura 48. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 6 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 6 se reflejan en la Tabla 18.

Tabla 17

Valores de cargas para el CASO 6 (1,2M+0.5V+1.5 Ab)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga de viva (V)	42829.67	N
Carga de aceleracion brusca	56486.45	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
1,2 M	115679.832	Piso
0,5 V	90312.06	En los parantes
1.5Ab	84729.67	Piso

Nota: Datos para ingresar en el software

De acuerdo a los valores arrojados en la simulación la deformación máxima que experimenta el caso 6 es de 11.908 mm. La longitud del elemento estructural es de 11114.52 mm., y aplicando la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4, la deformación elástica que pueden alcanzar los componentes de la estructura de la carrocería deben ser iguales o menores a 1/240 veces su longitud. La deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 46.31 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas del caso 6 no supera el límite permitido.

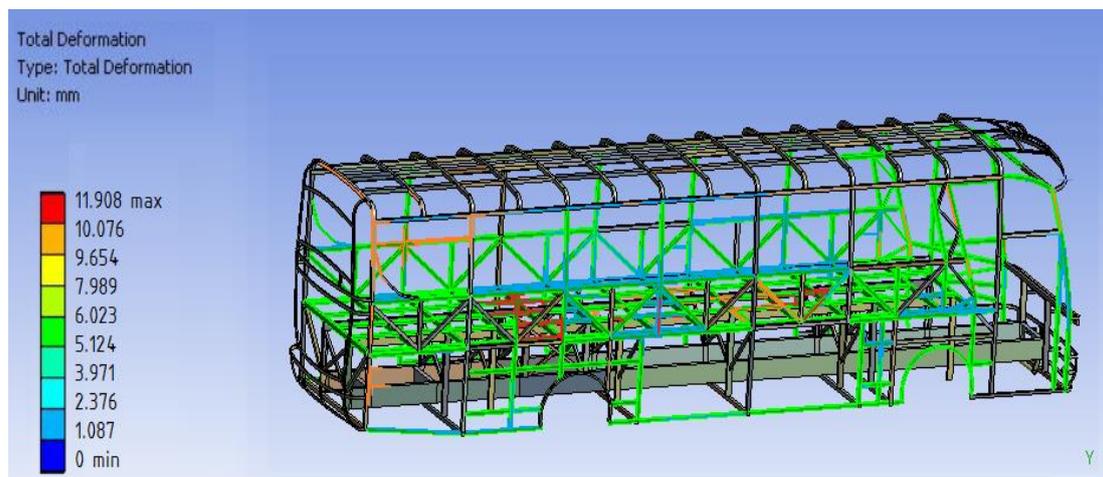


Figura 49. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 6

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Caso 7

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009 sobre el piso y la parte posterior de la estructura de bus. Para determinar la deformación sobre estos elementos producto de las cargas muerta y de resistencia aerodinámica. (**Figura 50**).

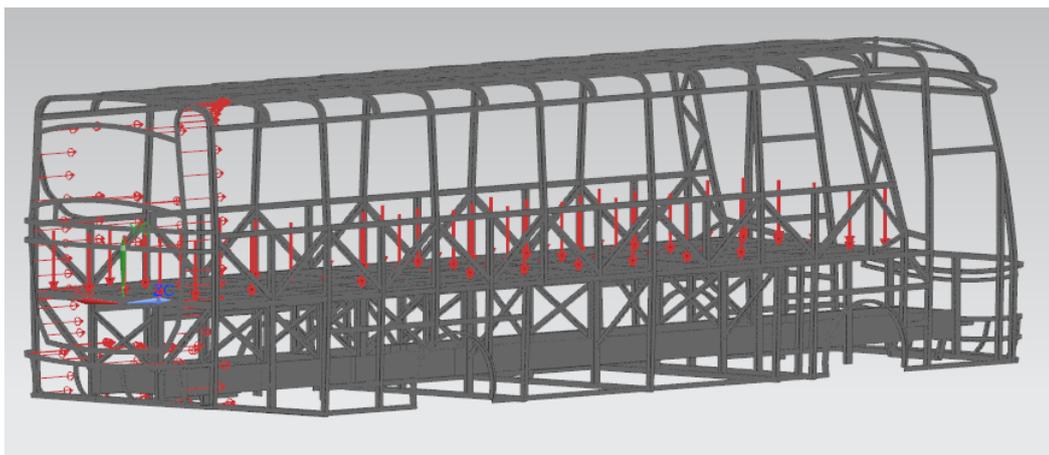


Figura 50. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 7 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 7 se reflejan en la Tabla 19.

Tabla 18

Valores de cargas para el CASO 7 (0.9-1.3Raf)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga de resistencia aerodinámica (Raf)	2139.03	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
0.9 M	86759.87	Piso
-1.3 Raf	-2780.73	Posterior

Nota: Datos para ingresar en el software

De acuerdo a los valores arrojados en la simulación la deformación máxima que

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

experimenta el caso 7 es de 6.723 mm. La longitud del elemento estructural es de 10118.94 mm., y aplicando la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4, la deformación elástica que pueden alcanzar los componentes de la estructura de la carrocería deben ser iguales o menores a 1/240 veces su longitud. La deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 42.16 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas del caso 7 no supera el límite permitido.

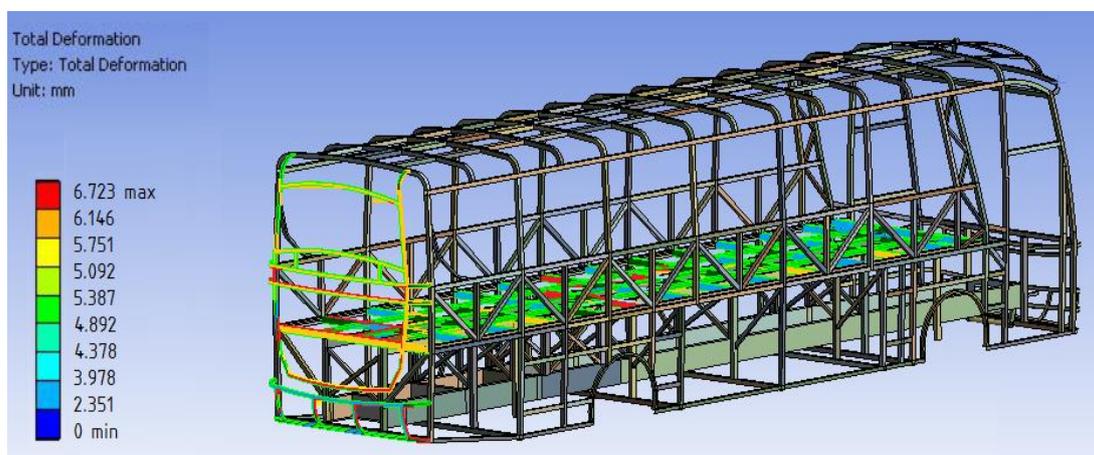


Figura 51. Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del

Caso 7

Caso 8

Este caso se desarrolla al aplicar cargas establecidas en el método LRFD NTE INEN 1323:2009 sobre el piso, el frente de la estructura del bus. Para determinar la deformación sobre estos elementos producto de las cargas muerta y de resistencia aerodinámica. (**Figura 52**).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

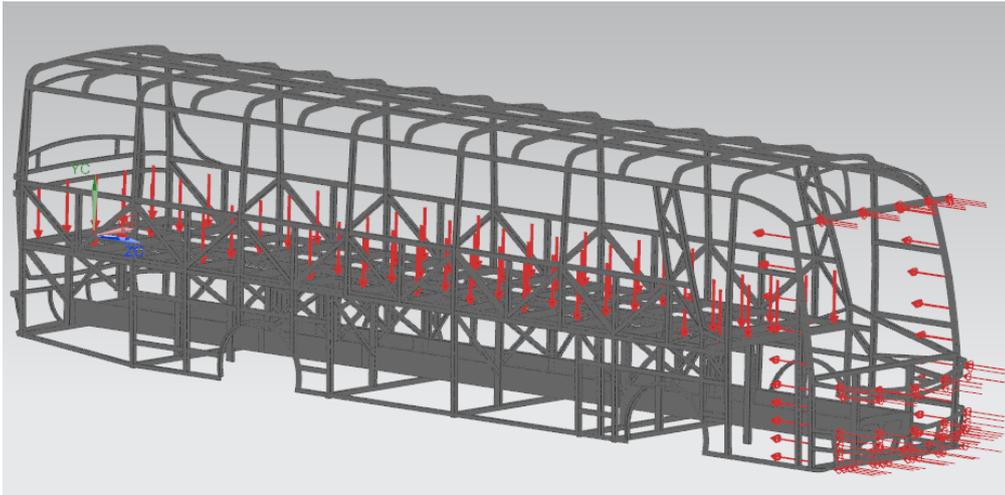


Figura 52. Visualización de la aplicación de la carga para el caso 8 del método LRFD NTE INEN 1323:2009

Los valores de las cargas introducidas al software para la simulación de los efectos que producen sobre la estructura la aplicación de esta combinación de fuerzas del caso 8 se reflejan en la Tabla 20.

Tabla 19

Valores de cargas para el CASO 8 (0.9 + 1.3Raf)

Tipo de carga	Valor	Unidades
Carga Muerta (M)	96399.86	N
Carga de resistencia aerodinámica (Raf)	2139.03	N
Desarrollo de la fórmula	Valor	Lugar de aplicación
0.9 M	86759.87	Piso
1.3 Raf	2780.73	Frente

Nota: Datos para ingresar en el software

De acuerdo a los valores arrojados en la simulación la deformación máxima que experimenta el caso 8 es de 4.369 mm. La longitud del elemento estructural es de 9990.15 mm., y aplicando la norma INEN 1323:2009 apartado 5.1.4, la deformación elástica que pueden alcanzar los componentes de la estructura de la carrocería deben ser iguales o menores a 1/240 veces su longitud. La deformación máxima que puede soportar este elemento estructural es de 41.62 mm por tanto el valor producido por las cargas combinadas

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

del caso 8 no supera el límite permitido.

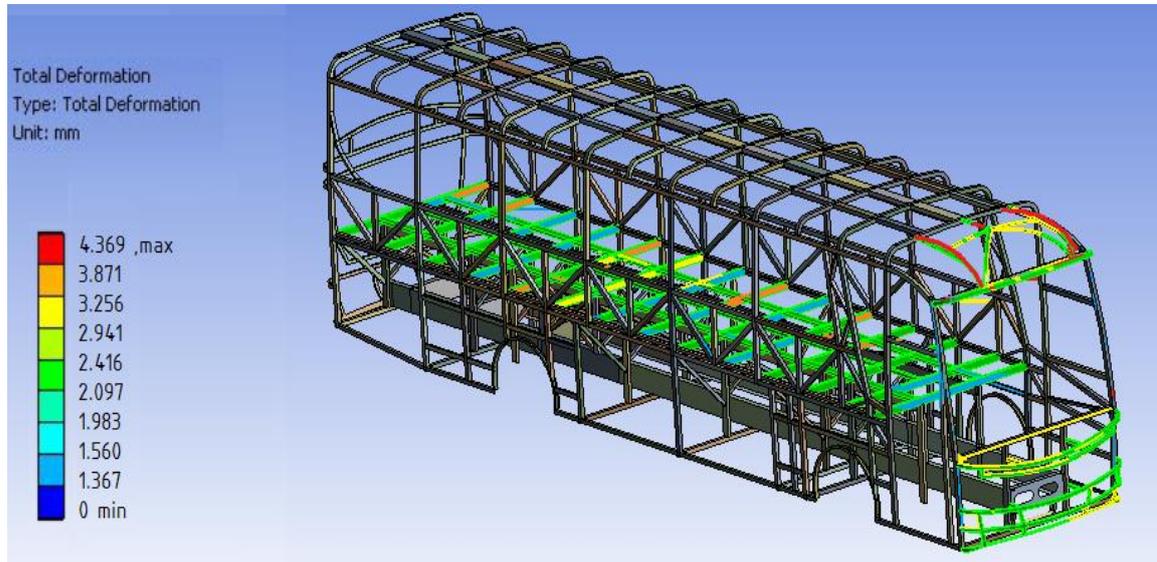


Figura 53. . Resultado de los esfuerzos generados en la estructura por la combinación de cargas del Caso 8

Al aplicar todas las combinaciones de carga que debe soportar la estructura se tiene los resultados obtenidos en la deformación de la carrocería, la combinación 3 del método LRFD presenta mayor deformación resultante; en base a esta combinación de carga se analiza la máxima deflexión que se produce en la carrocería y se verifica si cumple con lo estipulado en la norma, la cual establece que las cargas combinadas, según el método LRFD, deben alcanzar una deformación de todos los componentes de la estructura de la carrocería iguales o menores a $1/240$ veces su longitud (NTEINEN 1323:2009 apartado 5.1.4)

Se selecciona el elemento estructural que presenta la mayor deflexión.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

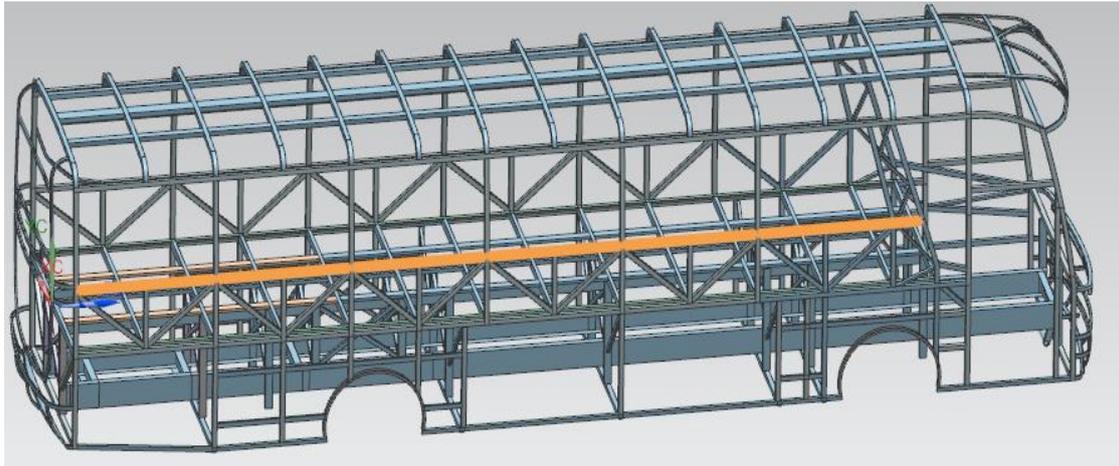


Figura 54. Elemento estructural de mayor deflexión

En la Figura se observa que el elemento estructural que presenta la mayor deflexión es el correspondiente al segundo parante lateral de la carrocería, el cual posee una longitud de 9474.74 mm. La deflexión máxima obtenida es de 21.98 mm. A continuación se verifica si este valor cumple con la deformación igual o menor a 1/240 veces su longitud.

$$\text{Deformación del elemento estructural} = \frac{9474.74}{240} = 39.47$$

Como el valor obtenido de la deformación del perfil estructural de la carrocería es menor que lo establecido en la norma ($L/240 = 39.47 > 21.98$), la estructura cumple con el análisis cuasi-estático bajo las condiciones y parámetros de la NTE INEN 1323:2009.

Caso 9 – Resistencia de la estructura

A continuación se distingue la dirección, posición y magnitud de la carga de resistencia de la estructura, misma que se aplica sobre el techo, acorde a lo establecido en el apartado 5.1.5.1 de la Norma NTE INEN 1323:2009.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Tabla 20.

Cálculo del Peso de la Estructura.

Item	Peso
Peso Bruto Vehicular	14200 kg
Peso de la estructura	Masa x Aceleración (gravedad)
Peso a someter a la estructura	50% x 139302 N
Peso a someter a la estructura	69651

Nota: Peso Bruto Vehicular es el peso total máximo para el que fue construido el vehículo. Se determina sumando el peso en orden de marcha del vehículo, más carrocería, más carga y pasajeros

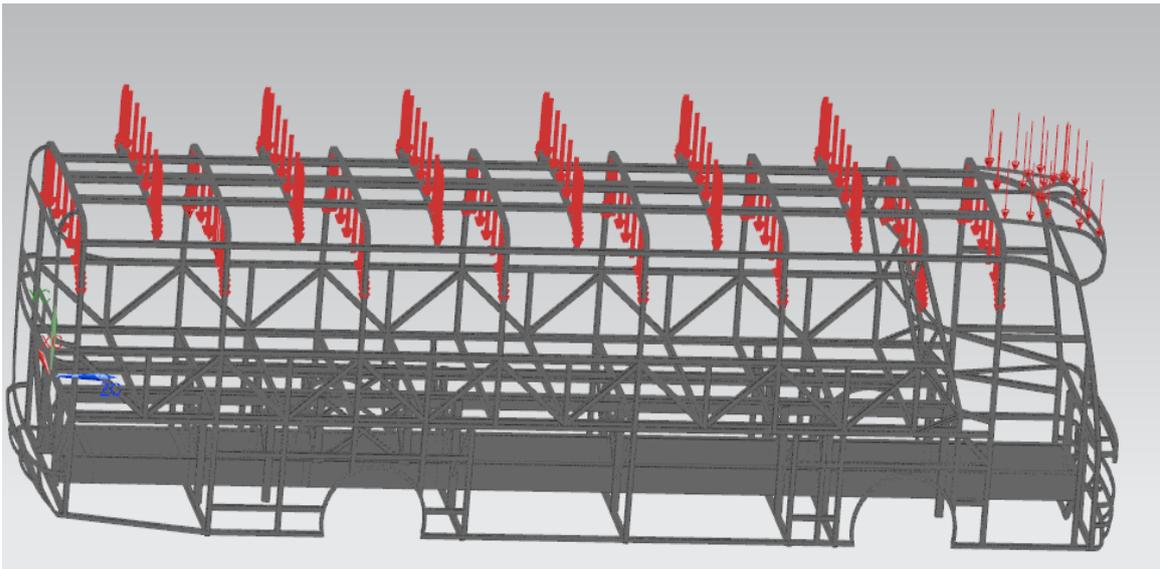


Figura 55. Masa distribuida sobre el techo de la carrocería

La figura 56 presenta la deformación total frente a la carga de resistencia de la estructura con una deformación máxima de 40.81 mm en el producida en el techo lo que indica que el techo soporta la carga estática del 50 % del peso máximo admisible para el chasis, debido a que la estructura presenta una deformación menor de 70 mm que es el límite de deformación de la estructura acorde a la Norma NTE INEN 1323.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

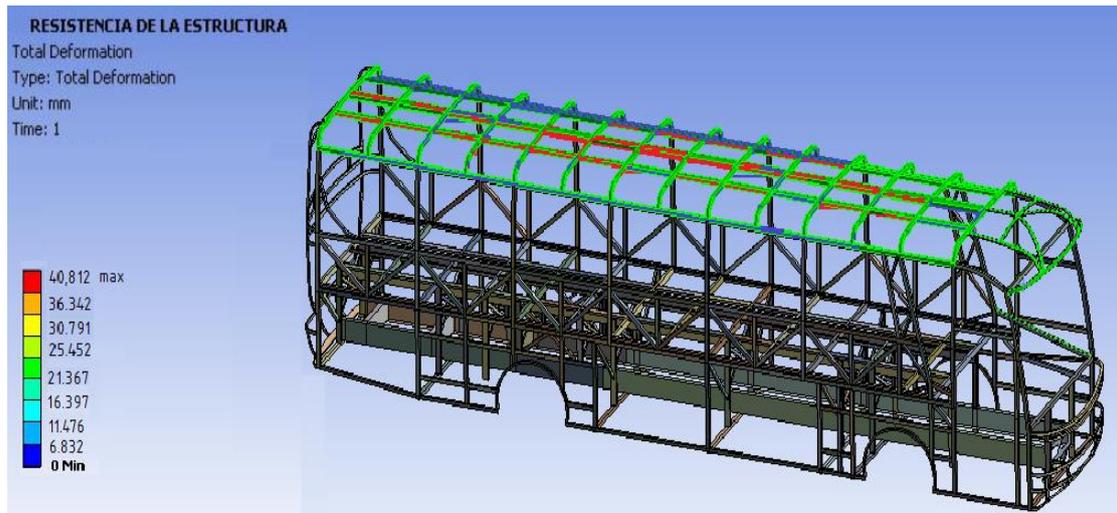


Figura 56. Masa distribuida sobre el techo de la carrocería

Análisis dinámico

Se presenta a continuación la evaluación y representación de resultados del análisis dinámico de la carrocería. Los resultados expresados mediante gráficos y curvas que permiten analizar y evaluar los resultados logrados en el pos procesado, serán extraídos utilizando el pos procesador LS Prepost 3.2 nativo de LS DYNA

Las Figuras 57 y 58 muestran la secuencia de la simulación de la carrocería sometida a carga de impacto posterior como lo establece la regulación FMVSS 301, la secuencia se lo realiza en intervalos de tiempo de 20ms para visualizar lo que acontece con la deformación de la estructura en el tiempo.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

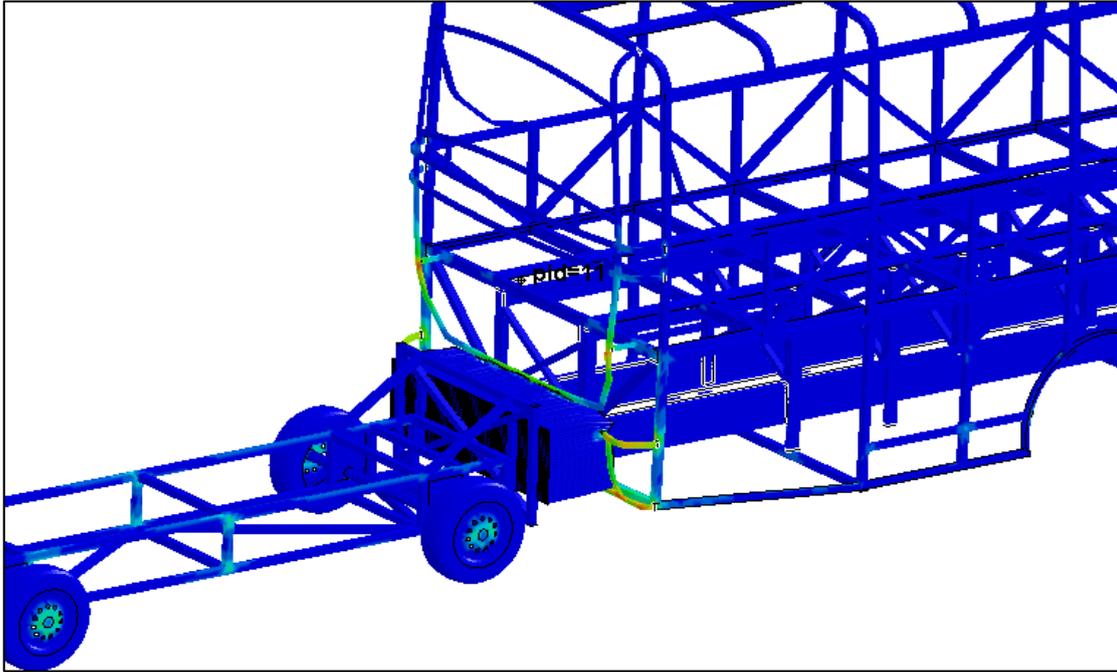


Figura 57. Simulación del impacto posterior en intervalos de 20 ms

La figura 57 muestra el instante que la barrera deformable móvil impacta contra la parte posterior de la estructura del bus.

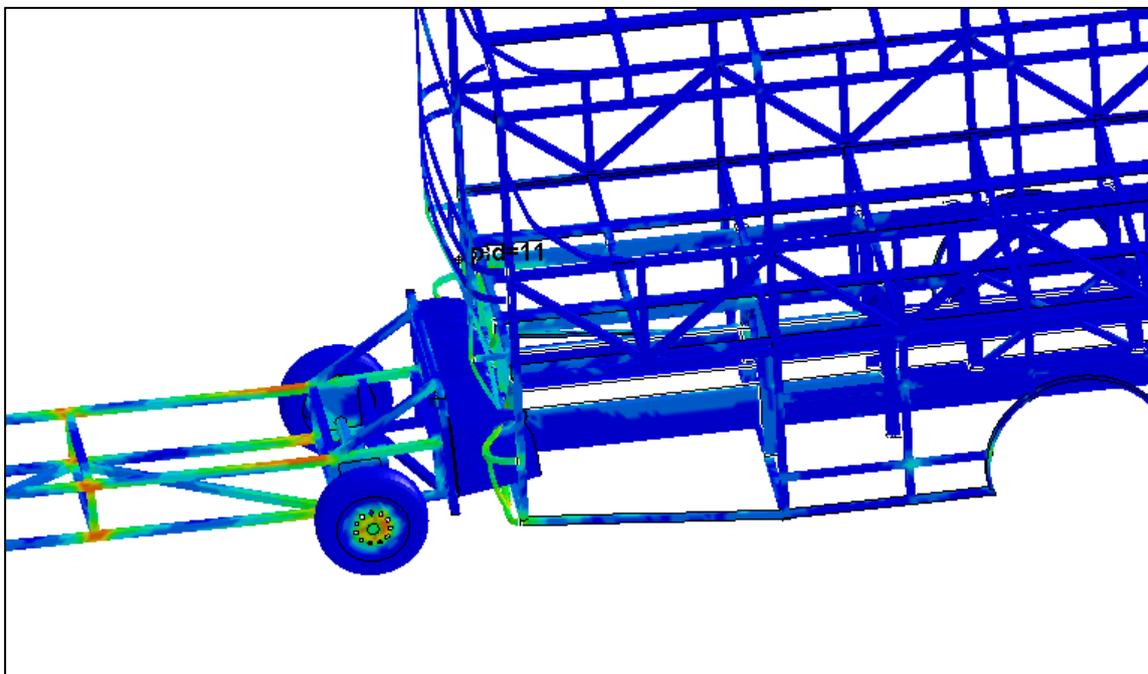


Figura 58. Simulación del impacto posterior en intervalos de 20 ms

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

La figura 58 indica el impacto entre la BDM y el voladizo posterior en un tiempo de 0.015 segundos donde se visualiza que el voladizo posterior a sufrido una deformación considerable.

El método directo de rigidez (DSM) es el procedimiento usado para el análisis estructural, el cual utiliza elementos rígidos para calcular los desplazamientos nodales y las fuerzas internas que resultan de un conjunto de cargas externas aplicadas y condiciones de frontera. Las deformaciones se determinan a partir de los desplazamientos; y los esfuerzos, a partir de las deformaciones mediante la ley de Hooke. (Norton, 2011)

Para analizar y evaluar la estructura de la carrocería, se muestran los datos obtenidos en el post-procesamiento, exponiéndoles a continuación mediante gráficos y curvas.

Finalizado el proceso de datos en LS DYNA, se procede a ingresar los archivos LS-DYNA Keyword File (archivos K) y LS-DYNA Binary Plot (D3plot) generados al postprocesador LS Pre-Post 3.2 para la representación e interpretación de los resultados.

Validación del estudio virtual

Al realizar el análisis en dinámica explícita con elementos de integración reducidos, siempre es importante determinar si los efectos de hourglassing han degradado significativamente los resultados. Como norma general, la energía hourglassing no debe superar el 10% de la energía interna. Los resultados obtenidos en el análisis se exponen a continuación, para la validación del estudio se va a trabajar en base a la relación entre la energía interna y Hourglass (control de reloj de arena).

Control de Hourglass. Los modos de control de reloj de arena más conocido como Hourglass son modos no físicos de deformación que se producen en los elementos no integrados y que no producen esfuerzos. La formulación aplicada para el control de los modos de reloj de arena en el estudio estructural es la formulación Flanagan Belytschko

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Stiffness. El coeficiente de reloj de arena para el control Hourglass generalmente oscilará entre 0.1 (predeterminado) y 1.0. Para material elástico, se utiliza el coeficiente 1.0. Un valor demasiado bajo puede dar como resultado modos de deformación de reloj de arena visibles (poco probable). Un valor demasiado alto puede dar como resultado un comportamiento excesivamente rígido. Para este estudio el coeficiente de reloj de arena, utilizado por defecto en LS-DYNA es de 0,1; valor utilizado para producir el efecto de inflexibilidad elástica en la simulación. Verificar la energía del reloj de arena es una buena idea.

El valor de energía Hourglass es 0.33×10^6 Nmm. De acuerdo al valor obtenido en la figura 49 la energía de reloj de arena es insignificante.

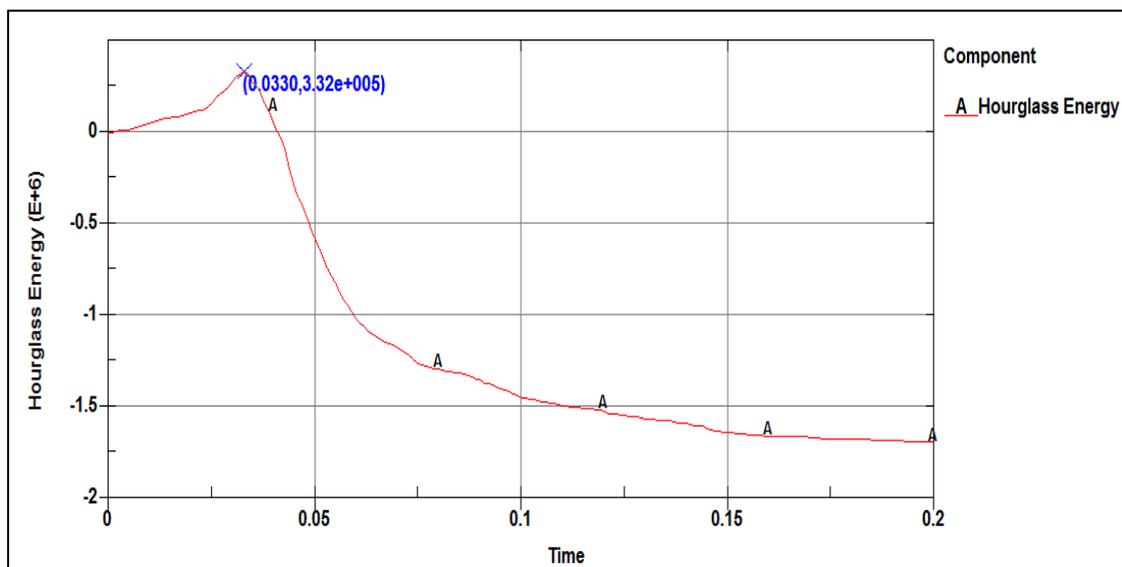


Figura 59. Diagrama de la energía Hourglass producida en el impacto

Energía interna. De acuerdo a los principios físicos se define a la energía interna como la suma de las energías de todas las partículas que conforman un cuerpo, esta es muy difícil de calcular debido a que cada partícula tiene un tipo de energía diferente por lo que usualmente se suele calcular la variación de la energía interna, como se muestra en la figura 50, el valor de energía interna es de 42×10^6 N.mm.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

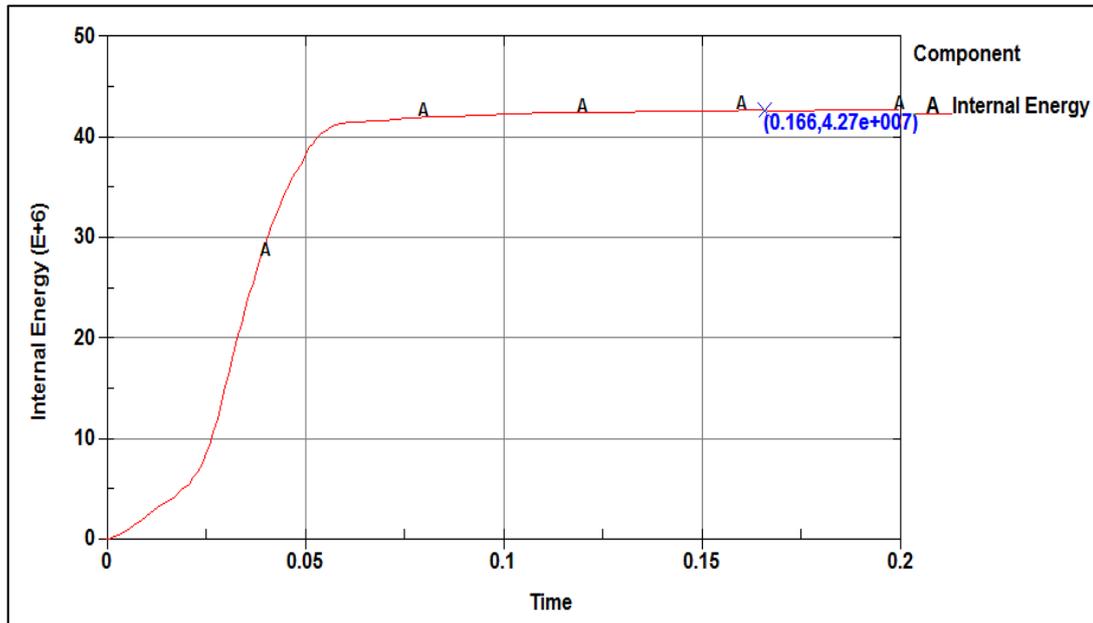


Figura 60. Diagrama de la energía interna por deformación de la estructura

En las Figuras 58 y 59, se muestran los diagramas de la energía interna y de la energía de Hourglass por deformación producidos durante el impacto.

Para validar los resultados obtenidos en el estudio, se ha recurrido a la relación entre la energía interna de deformación de impacto versus el valor de la energía del Hourglass. Si la Energía de Hourglass es menor al 10 % de la Energía Interna la solución es aceptable (LIVEMORE ,2014).

Se procede al cálculo de la relación entre la energía interna por deformación vs la energía Hourglass.

$$H = \frac{\text{Hourglass}}{\text{Energía}_{int}}$$

$$H = \frac{0.33 * 10^6 Nmm}{42 * 10^6 Nmm} * 100\%$$

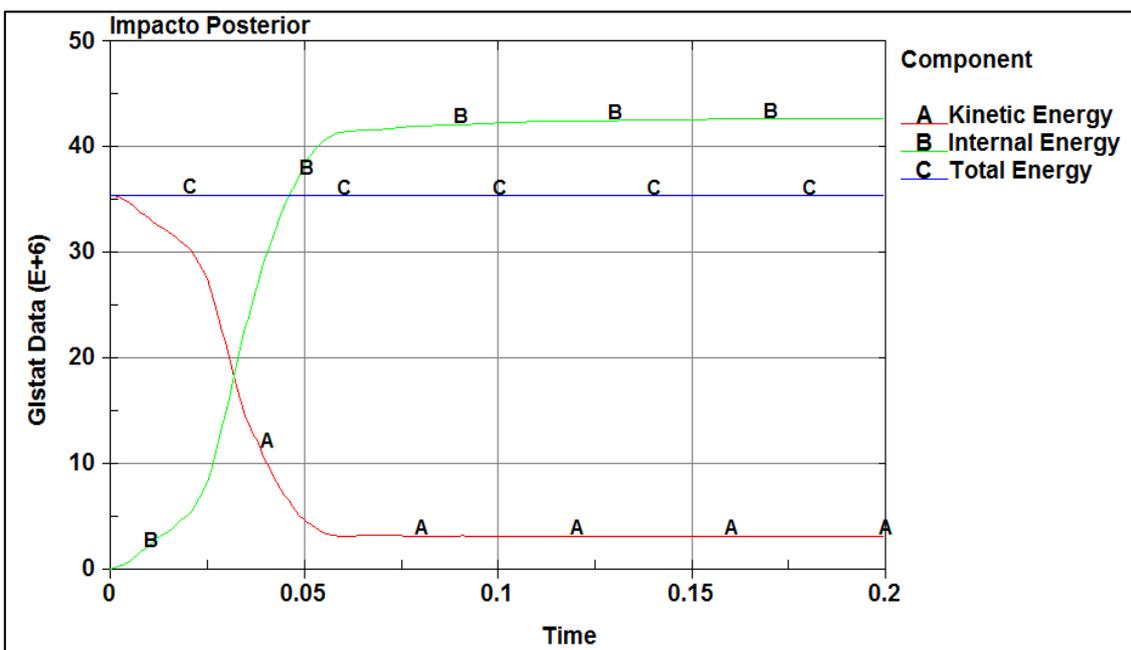
$$H = 0.78 \%$$

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

$$H < 10\%$$

El valor obtenido de H es menor al 10% por lo tanto el análisis es válido para las condiciones establecidas en la simulación. En la figura se muestra el comportamiento de la energía interna y la energía Hourglass que no sobrepasa el 10% de la energía interna.

El balance de energía es un método para evaluar la exactitud del análisis numérico. Una de las indicaciones para el análisis correcto es que la energía total permanece constante. Para verificar la precisión de los resultados de la simulación, se verificó si la energía total permaneció constante durante el período de tiempo de la simulación. La energía total producida en el estudio estructural se mantiene constante, es decir, la energía total es la misma antes y después del impacto, lo cual indica que la energía producida en el impacto se disipa por medio de fenómeno de energía de deformación (energía interna). La figura 60 muestra las diversas distribuciones de energía de la simulación de impacto posterior de la estructura del bus. Se observa que la distribución de energía permaneció constante, que los resultados del análisis fueron precisos. Se pudo observar que la energía cinética cae y se transforma en energía interna a lo largo del tiempo.



ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Figura 61. Balance de Energías producidas durante el impacto

El comportamiento de la gráfica de energía total obtenido en este estudio es similar a los resultados presentados en un análisis de vuelco (Ajinkya Patil, 2016) y en un impacto frontal (Pataramon, Supakit y Burawich, 2015).

Estudio del desplazamiento en el eje z de deformación direccional de la carrocería

Con el objeto de establecer la deformación de la estructura de la carrocería producida después del impacto posterior, en la Figura 61, se observa que el desplazamiento direccional en el eje z (dirección del impacto) presenta un valor máximo de 372,197 mm.

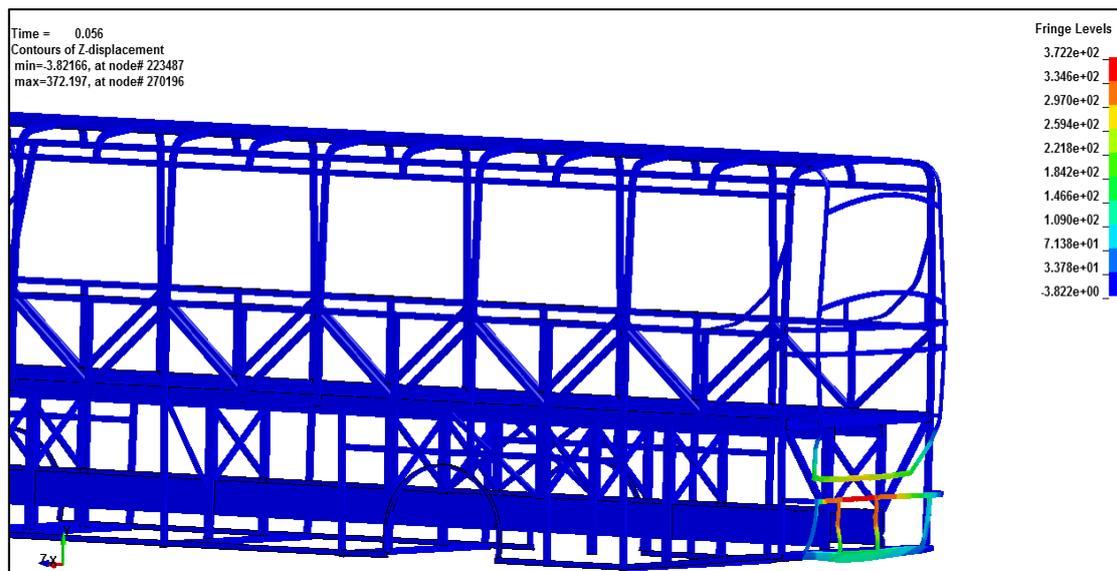


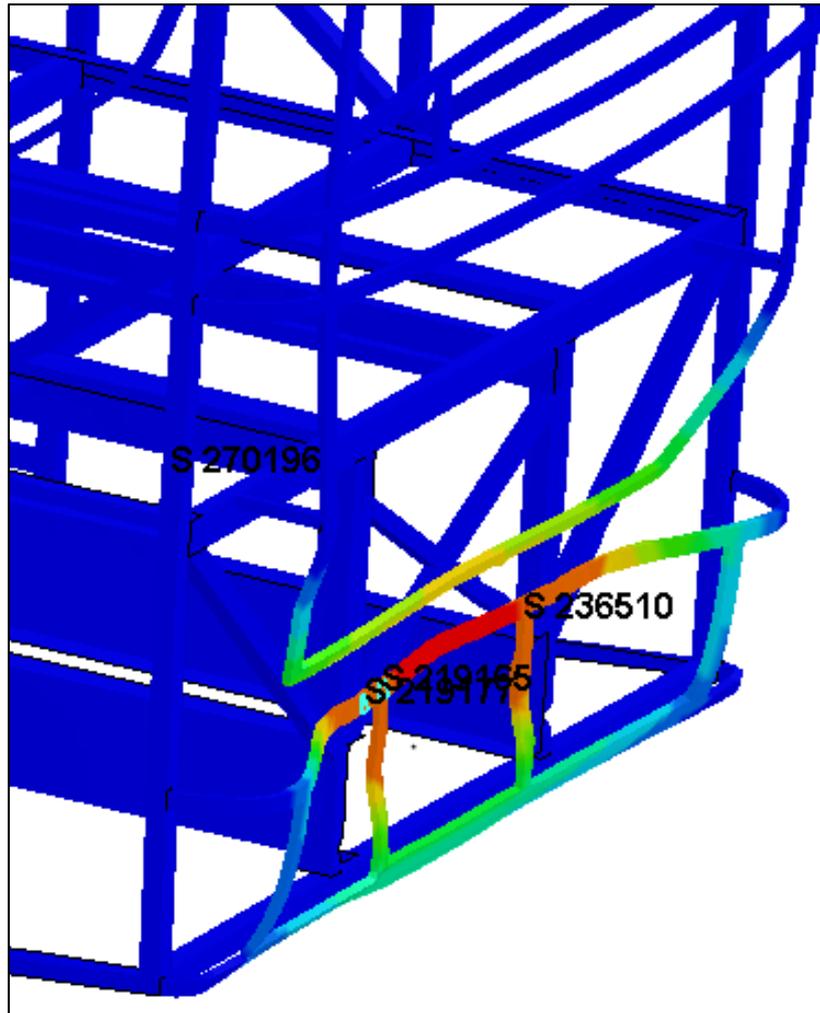
Figura 62. Deformación direccional de la estructura en el eje

Para establecer el comportamiento de los elementos críticos de la carrocería, para este estudio, la parte del voladizo posterior, se eligen cuatro elementos de la zona del impacto o zona crítica, para establecer el comportamiento de los mismos se considera el esfuerzo de Von Mises y el desplazamiento como parámetros de evaluación.

Los elementos discretos seleccionados en la zona crítica por deformación son:

270196, 270001, 270071, 27246.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR



*Figura 63.*Elementos críticos del voladizo posterior

En la Figura 63 muestra que en el intervalo de tiempo de 50 ms después de iniciado el impacto, el comportamiento de los cuatro elementos es similar; en el intervalo de tiempo de 20 a 100ms los valores de los esfuerzos se elevan de tal manera que en los elementos 270196, 270001, 270071, 27246 el esfuerzo es mayor a la resistencia última del material (430 MPa); además se puede observar que los elementos experimentan fluctuaciones después de la zona proporcional, debido a la variación de las fuerzas internas que se producen en cada elemento en el transcurso del tiempo de impacto.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

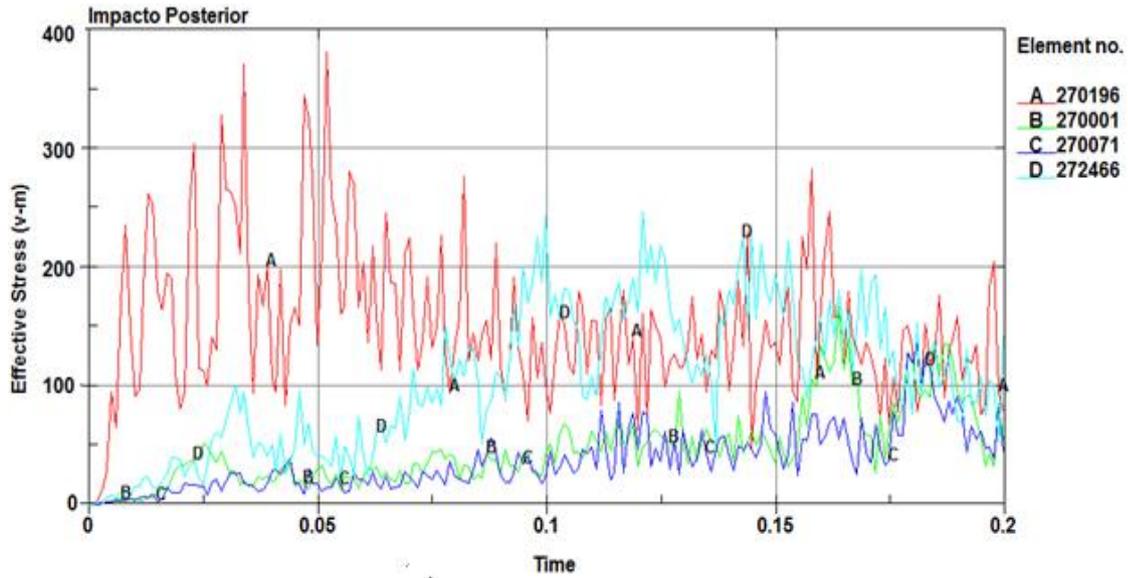


Figura 64. Diagrama del esfuerzo efectivo de Von Mises en los elementos seleccionados

En la Figura 64 se muestra el comportamiento de los elementos seleccionados respecto al desplazamiento resultante en el tiempo.

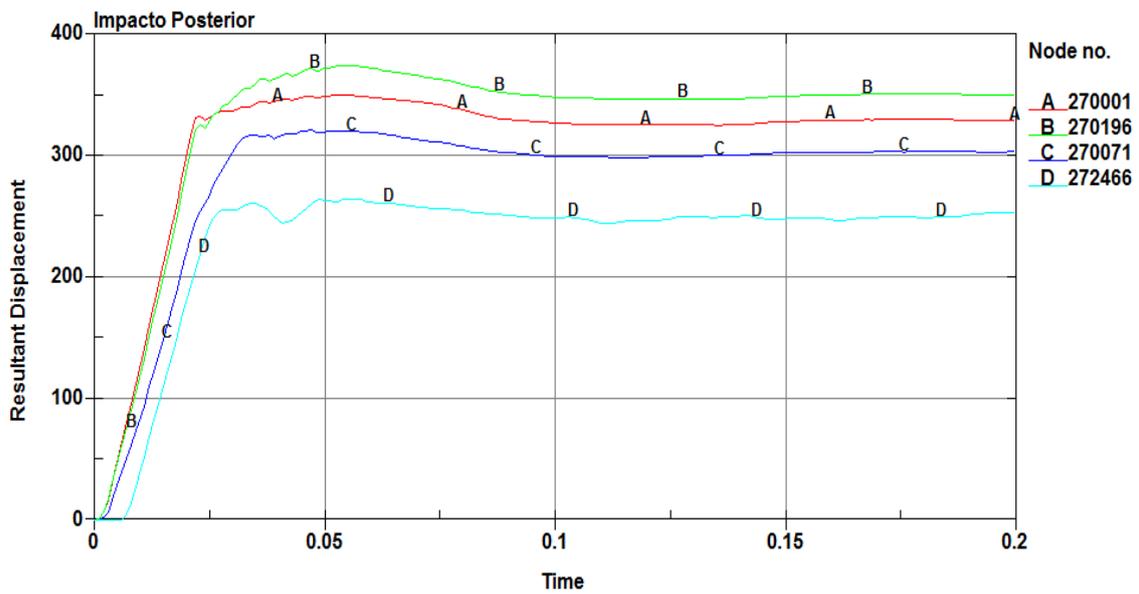


Figura 65. Diagrama del desplazamiento en los elementos seleccionados

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

De acuerdo a las figuras anteriores donde se aprecia el esfuerzo y deformación del elemento crítico 270196, se puede determinar que el límite de resistencia a la cedencia (S_y) se alcanza cuando el elemento se ha deformado 300mm a los 7 ms de iniciado la colisión; el elemento sufre un colapso en la zona plástica por máxima concentración de esfuerzos debido a que supera el S_y (302.68 MPa).

Esfuerzo de Von Mises.

El esfuerzo efectivo máximo de Von Mises producido en el estudio estructural se suscita en el elemento 282016. La figura 65 muestra la concentración de esfuerzo en la parte posterior de la carrocería a consecuencia del impacto.

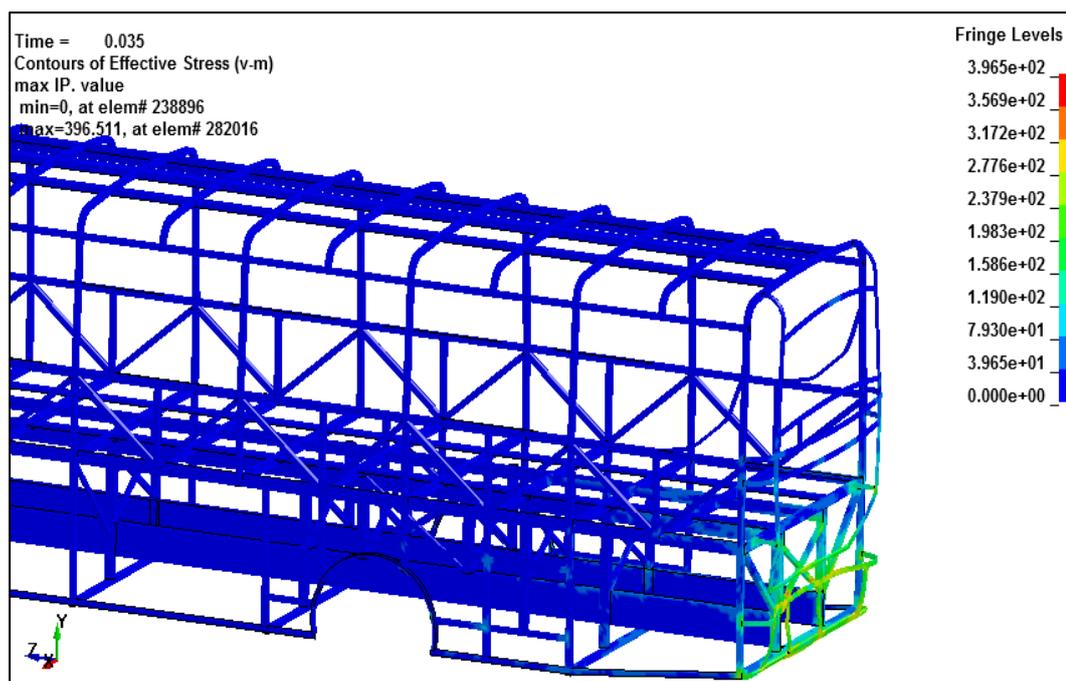


Figura 66. Distribución del esfuerzo de Von Mises en la estructura

Para analizar el comportamiento de la estructura de la carrocería respecto al esfuerzo de Von Mises, se elige cuatro elementos finitos de la zona crítica, con la intención de determinar su comportamiento. Los elementos discretos seleccionados en la zona crítica por deformación son: 282016, 220358, 236510 y 218513.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

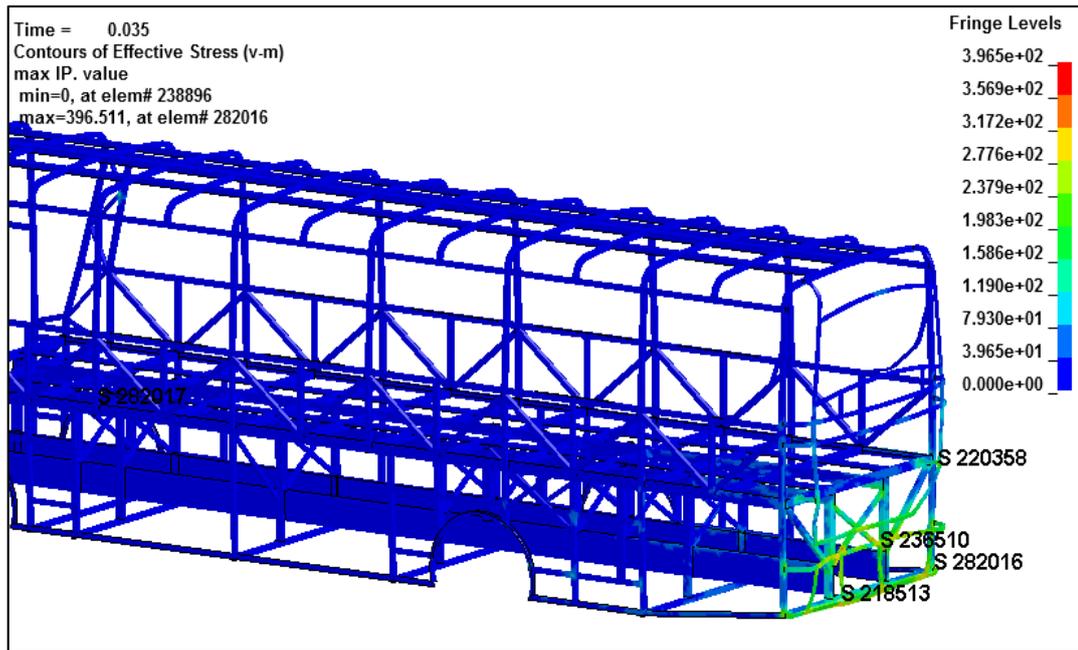


Figura 67. Elementos seleccionados para la adquisición de resultados por esfuerzo de Von Mises

La figura 66 muestra que en el intervalo de tiempo de 20 ms después de iniciado el impacto, los elementos seleccionados tienen un comportamiento similar; a partir del intervalo de tiempo de 20 a 50ms los valores de los elementos seleccionados se incrementan, por lo cual los elementos 282016, 220358, llegan al colapso debido a que el esfuerzo es mayor a la resistencia última del material. Se observa que los elementos experimentan fluctuaciones después de la zona proporcional, debido a la variación de las fuerzas internas que se producen en cada elemento en el transcurso del tiempo de impacto.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

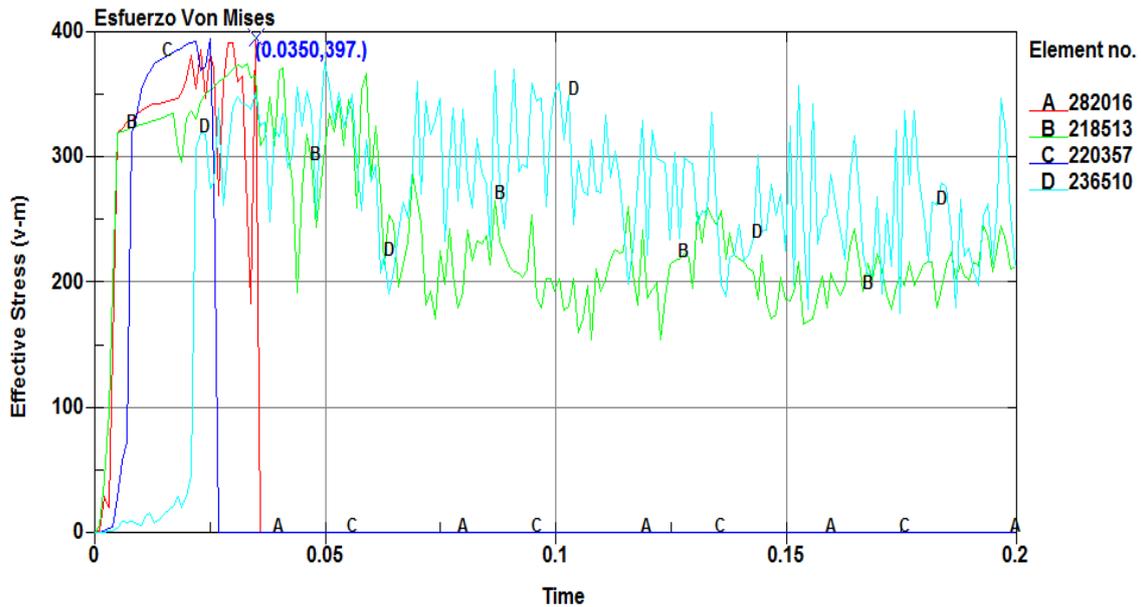


Figura 68. Diagrama del esfuerzo de Von Mises en la estructura

Se analiza el comportamiento del elemento más crítico, para este caso el elemento número 282016. En el diagrama se observa que este elemento crítico supera el límite de resistencia a la cedencia (S_y), el elemento colapsa en la zona plástica por máxima concentración de esfuerzos, debido a que supera el valor S_y ; el esfuerzo producido en el elemento es mayor que el esfuerzo último del material que de acuerdo a los valores obtenidos en los ensayos físicos posee un valor de 302.68 MPa.

DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos en el presente estudio indican que la carrocería modelada tomo los valores especificados en la normativa NTE INEN 1668. Siendo que al ser evaluada según la NTE INEN 1323:2009 y basados en el método LRFD cumple con el objeto de resistir las cargas estáticas y dinámicas que se presentan en este tipo de método.

Se analizaron los casos y su aplicación sobre los diferentes elementos estructurales, para determinar si algún elemento de la estructura cesa de cumplir su función al ser sometidas a las diferentes cargas aplicadas en este método.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Según Verdezoto (2015), la valoración de la máxima deformación de la estructura se verifica comparando las deformaciones producidas en cada combinación ejecutada en la estructura.

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 1

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
1.4M+V	40.60	3.452	positivo

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 2

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
1.2M+1.6V+0.5G	46.31	19.87	positivo

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 3

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
1.2M+0.5V+1.6G	46.31	21.98	positivo

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 4

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
1.2M+1.6F+0.8Raf	47.32	16.34	positivo

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 5

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
1.2M+0.5V+0.5F+1.3Raf	47.32	9.34	positivo

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 6

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
1.2M+0.5V+1.5Ab	46.32	11.90	positivo

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 7

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
0.9M-1.3Raf	42.16	6.72	positivo

Resultado de las combinaciones de cargas - CASO 8

ESPECIFICACIÓN	Restricción no pasar del 1/240 Log Total Def. max. (mm)	Def. Obtenida (mm)	Deja libre zona de supervivencia
0.9M+1.3Raf	42.16	4.36	positivo

Según Esmeraldas (2016), se analiza el caso que mayor deformación resultante presenta; en base a esta combinación de carga se analiza la máxima deflexión que se produce en la carrocería y se verifica si cumple con lo estipulado en la norma. Para este estudio se evidencio que la mayor deformación se hace presente al aplicar la combinación del caso 3, siendo esto corroborado por los resultados obtenidos en este trabajo. De acuerdo a los datos obtenidos en cada caso el elemento que mayor deformación sufría era en el caso 3, con un deformación máxima de 21.98 mm, se verifica si este valor cumple con la deformación igual o menor a 1/240 veces su longitud.

$$\text{Deformación del elemento estructural} = \frac{9474.74}{240} = 39.47$$

Siendo la máxima deformación que puede soportar el elemento de 39.47 mm, y la obtenido por la aplicaciones las cargas de 21.98 mm, se cumple con lo establecido, con este

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

resultado se verifica la validez del diseño de la carrocería según la norma NTE INEN 1323:2009.

De acuerdo a Cárdenas et al (2014), para determinar la resistencia de la carrocería se toma en cuenta lo establecido en el apartado 5.1.5.1 de la Norma NTE INEN 1323:2009. Donde la deformación máxima producida en el techo no debe supera los 70mm. La deformación máxima producida en el techo al aplicar las cargas establecidas en la norma es de 40.81 mm, lo que indica que el techo soporta la carga estática del 50 % del peso máximo admisible para el chasis. Y con ello se valida la resistencia de la estructura.

Para el análisis dinámico se aplicó la norma para realizar el impacto posterior utilizada en Estados Unidos (NHTSA, 2012) regulación FMVSS 301, la cual apporto con las condiciones de frontera para realizar el estudio. Para la validación del estudio computacional se toma como norma general, la energía hourglassing no debe superar el 10% de la energía interna.

Según Pattaramon et al, (2015) en su estudio para la mejora de la resistencia estructural de un bus sometido a impacto, indica que la precisión del estudio computacional se garantiza si la energía total se mantiene constante y la energía de reloj de arena no excede de 10% de la energía interna. La relación obtenida en el presente estudio indica que la precisión del estudio computacional es aceptable, dada la relación:

$$H = \frac{Hourglass}{Energia_{int}}$$

$$H = \frac{0.33 * 10^6 Nmm}{42 * 10^6 Nmm} * 100\%$$

$$H = 0.78 \%$$

$$H < 10\%$$

Con este resultado se valida el estudio computacional.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

La gráfica de energía frente al tiempo para el modelo de elementos finitos completo de la estructura de bus durante el ensayo de impacto posterior se muestra en la Figura 69.

Se toman en cuenta el balance de energías para evaluar la exactitud del análisis numérico. Ajinkya (2016) indica que en el balance de energías, uno de los parámetros para el análisis correcto es que la energía total permanezca constante.

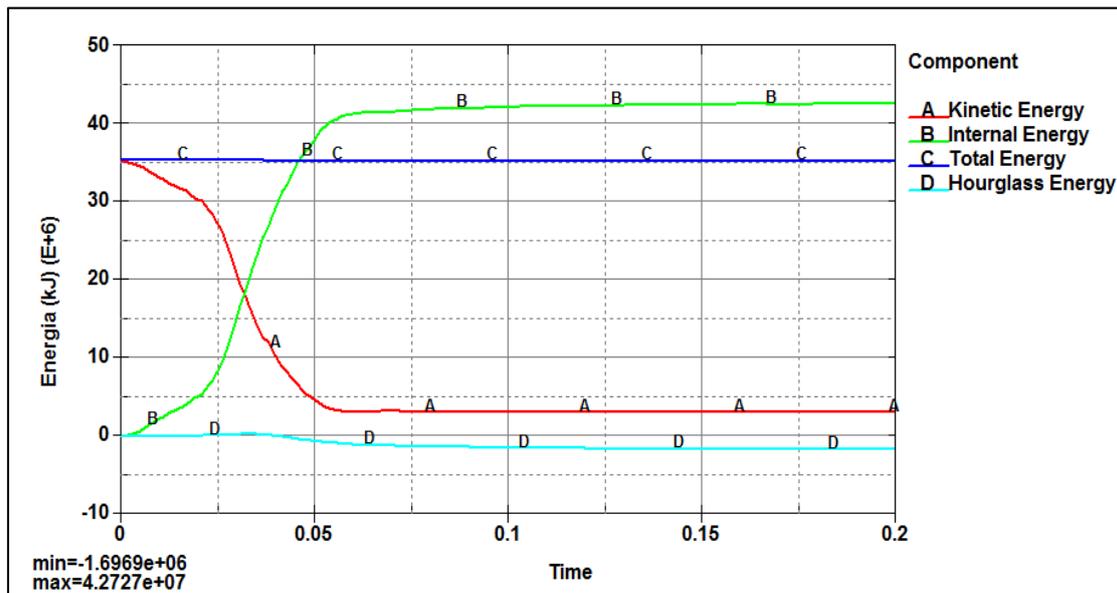


Figura 69. Balance de Energías producidas durante el impacto

En la gráfica se observa cómo se trazan las curvas después de iniciado el impacto. La energía total permanece constante, de esta forma se afirma que el análisis es correcto. La energía cinética cae de manera continua desde el inicio de la carrera (tiempo 0 segundos a 0.05 segundos). La tendencia de la curva de energía cinética en su estado ideal debería llegar a cero, sin embargo para ello se debe aumentar el tiempo de simulación. Se observa además que la energía cinética cae y se transforma en energía interna (energía de deformación) a lo largo del tiempo.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Pozo (2014) afirma que en el transcurso de la simulación cuando el esfuerzo máximo es alcanzado, cuando se ha llegado a este estado, el esfuerzo se mantiene constante y el material se deforma progresivamente hasta alcanzar la deformación plástica máxima, esta deformación de la estructura se debe en gran medida por la magnitud de la velocidad. Según Hernández (2016) se utiliza el criterio de Von Mises para el análisis la deformación se, el cual indica la mayor concentración de esfuerzos presentes en la estructura, de esta manera se identifica la zona de mayor concentración de esfuerzos. En este estudio la zona que concentra la mayor cantidad de esfuerzo es el voladizo posterior, como lo indica la figura 70

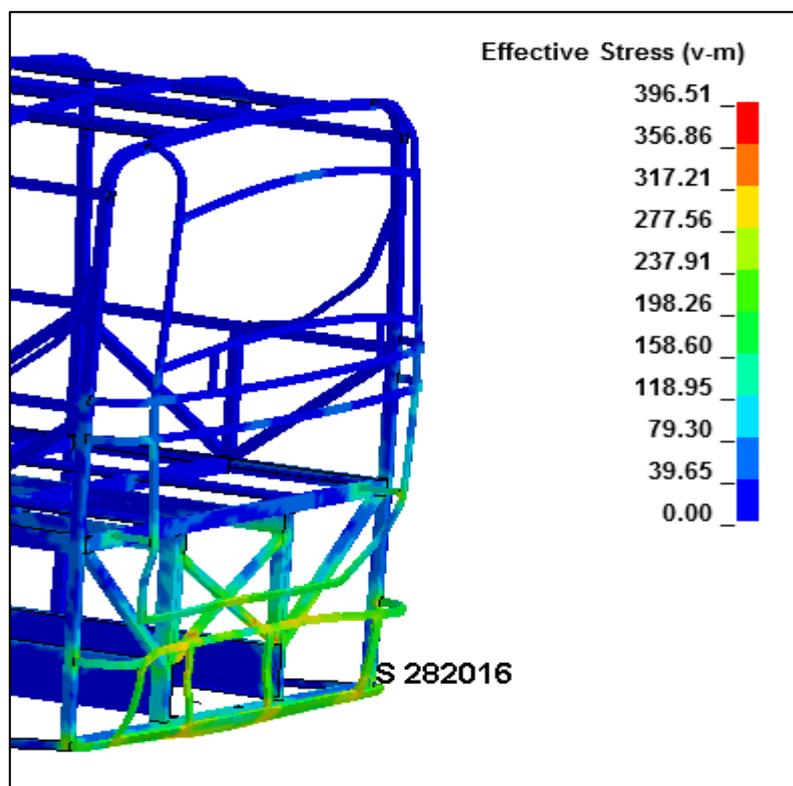


Figura 70. Zona de mayor concentración de esfuerzos.

La figura indica que el valor alcanzado por el elemento S282016, supera el límite de resistencia del material y por tal motivo colapsa en la zona plástica por máxima

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

concentración de esfuerzos.

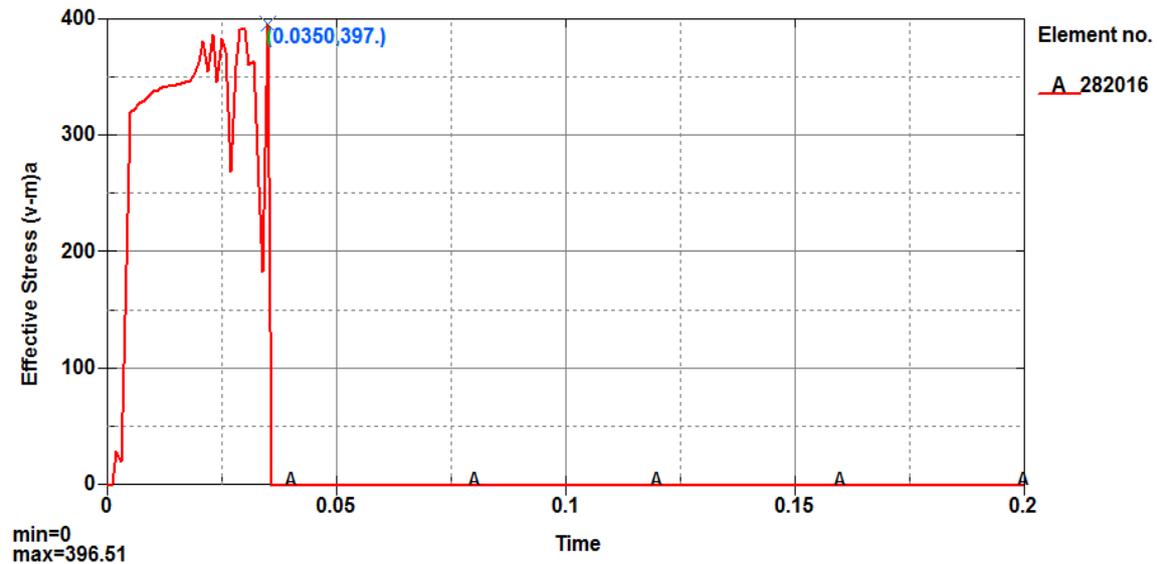


Figura 71. Diagrama Esfuerzo de Von Mises Vs. Tiempo

El diagrama Esfuerzo de Von Mises vs el tiempo, indica un comportamiento muy similar y lógico del fenómeno del elemento de muestra, por lo que se elimina la posibilidad de dispersión de datos por defectos de malla. El elemento colapsa cuando alcanza un esfuerzo máximo de 397 MPa a los 0.035 de transcurrido el evento de impacto.

El espacio de supervivencia, es la zona que debe quedar intacta después de realizar diferentes tipos de ensayos como son: de vuelco y de impacto. Según Avilés (2017), para que la zona de supervivencia cumpla con los parámetros establecidos en la norma INEN 1323:2009 no debe ser afectada durante el ensayo de impacto. De acuerdo a Hernández (2016), un método efectivo para determinar si la zona de supervivencia es afectada o invadida por algún elemento estructural es tomando dos elementos de muestra; uno correspondiente a la zona del impacto (218413) y el otro correspondiente al espacio de supervivencia (133451).

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

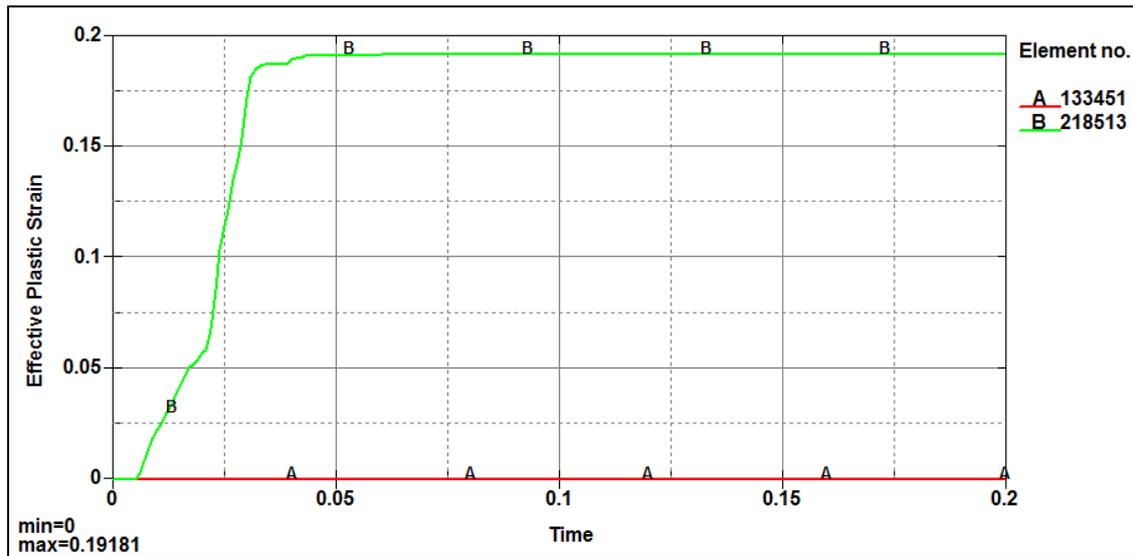


Figura 72. Diagrama Deformación Plástica Efectiva Vs. Tiempo

La figura 72 muestra el diagrama deformación plástica efectiva vs tiempo, donde se observa que el valor correspondiente al elemento de la zona de supervivencia se mantiene en un valor constante de 0 (cero), mientras que el elemento de la zona del impacto muestra un cambio, esto implica que el espacio de supervivencia no ha sido afectado por otros elementos estructurales.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

CONCLUSIONES

- La estructura del bus interprovincial ensayada cumple con los requisitos de diseño para satisfacer la norma NTE INEN 1323:2009, ya que los valores de los parámetros obtenidos de deformación no sobrepasaron los valores máximos de deformación que indica la norma.
- En el análisis del impacto posterior, mediante la simulación por MEF, el habitáculo de la carrocería no resulta invadida por ningún miembro estructural; sin embargo la parte inferior del voladizo posterior resulta con una deformación de 372 mm, lo cual representa una deformación considerable según las dimensiones de la superestructura
- El control de arena (Hourglass), se utiliza para evitar trabados de la malla y esto afectaría los resultados. La relación entre el Hourglass y la energía interna deben ser menores al 10%, siendo de este valor el estudio será validado.
- El refinamiento realizado en la malla con diferentes tipos de tamaño, genera una calidad aceptable, siendo el valor del Angulo Skewnesse, el que está dentro del límite de validación.
- El balance de energía permitió verificar la precisión de los resultados de la simulación, ya que se verificó si la energía total permaneció constante durante el período de tiempo de la simulación.
- Los elementos finitos seleccionados para la muestra por el criterio de concentración de esfuerzos de Von Mises aprueba la convergencia de resultados de una manera admisible, en el Diagrama Esfuerzo de von Mises Vs. Tiempo se visualiza que los elementos seleccionados tienen un comportamiento lógico y similar manteniendo un patrón.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

- Utilizar elementos tipo superficie (Shell) ayuda a optimizar el costo computacional debido a que este tipo de elementos son satisfactorios para estructuras sometidas a flexión y deformación

RECOMENDACIONES

- Es importante definir el tamaño de malla adecuado, ya que de esto depende el costo computacional que tendrá la simulación a realizar.
- Identificar los elementos malos que se producen al realizar el mallado de la estructura ayudara a tener un malla de calidad, y esto evitará que la simulación se detenga.
- Controlar que la mallase encuentre regulada por parámetros de calidad como el skewness, ratio jacobiano para un mejor análisis y obtener mejores resultados.
- Para que se pueda realizar una correcta simulación es necesario que la estructura del bus no presente errores que se producen en el proceso CAD, como son interferencias, separaciones, duplicados y redondeos.

Referencias

- AGENCIA NACIONAL DE TRANSITO “*Estadísticas de transporte terrestre y seguridad vial*” 2015. Recuperado: <http://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas#.Vir5EqxZER> (febrero, 2015)
- Autocasion. (2006). *Autocasion*. Recuperado de <http://www.autocasion.com/actualidad/noticias/compatibilidad-entre-vehiculos-en-caso-de-accidente/>
- Ascabus. (2012) *El sector carrocerero de Autobuses y Autocares y el transporte de viajeros en cifras*. España
- Alcala Fazio, E. (1997). *Optimización de las superestructuras de autobuses y autocares sometidos al vuelco lateral*. Industriales.
- Arroba Arroba, C. (2013). *Estudio del comportamiento mecánico de una sección de la superestructura del autobús interprovincial marca Miral Infiniti en chasis Hino Ak sometida a volcadura, mediante los programas Ansys Ls-Dyna y su incidencia en el espacio de supervivencia*. Universidad Técnica de Ambato. Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. Maestría en Diseño Mecánico.
- Avilés Ramírez, R. (2017). *Estudio del impacto lateral del autobús urbano con carrocería IMPA para determinar la configuración de la estructura que cumpla con la normativa de la UNECE regulación R095R02*. Universidad Técnica de Ambato. Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. Carrera de Ingeniería Mecánica.
- Badea Romero, F. M. (2014). *Métodos numéricos y estadísticos de caracterización de uniones tubulares soldadas para su aplicación en modelos de elementos finitos de estructuras de vehículos*. Industriales.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

CANFACECUADOR “*Reseña Histórica*” Recuperado:

<http://www.canfacecuador.com/index.php/quienes-somos/resena-historica>. (febrero 2015)

Cárdenas, D., Escudero, J., Quizhpi, S., & Pinos, M. A. (2014). Propuesta de diseño estructural para buses de carrocería interprovincial. *Ingenius: Revista de Ciencia y Tecnología*(11), 42-52.

“European New Car Assessment Programme, EuroNCAP” -

www.euroncap.com (junio, 2009)

Celigueta, J. (2011) *Método de los elementos finitos para análisis estructural*. España

Condes, J. (2015) *Simulación de ensayos de choque en vehículos: validación*.

Universidad Carlos III de Madrid,

Craig Jr, R. R., & Chang, C.-J. (1977). *Substructure coupling for dynamic analysis and testing*.

Esmeraldas, A. (2016). *Análisis estructural basado en simulación por el método de elementos finitos de una carrocería de bus interprovincial sometida a prueba de impacto lateral para determinar la geometría y materiales aplicables que garanticen la seguridad de los pasajeros*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga. Carrera de Ingeniería Automotriz.

García, A. *Estudio teórico y experimental del comportamiento de la superestructura de los vehículos de grandes dimensiones para el transporte de pasajeros bajo la acción de vuelco lateral*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, 1990.

Gaub. (1971). *El límite de vuelco de autobuses de dos pisos*.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

González, P. (2010). *Modelación y Análisis de la Superestructura de un Autobus y Diapress Mediante Elementos Finitos*. Carlos III

Hernández Proaño, J.(2016) *Análisis estructural basado en simulación por el método de elementos finitos de una carrocería de bus interprovincial sometida a prueba de volteo para determinar la geometría y materiales aplicables que garanticen la seguridad de los pasajeros*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga. Carrera de Ingeniería Automotriz.

Illescas Pérez, D. (2009). *Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera*.

Jongpradist P, Senawat S y Muangto B (2015). *Improvement of Crashworthiness of bus Structure under Frontal Impact*. The 2015 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM15) Incheon, Korea, August 25-29, 2015

Kecman, D., & Randell, N. (1996). *The role of calculation in the development and type approval of coach structures for rollover safety*. Paper presented at the Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles

Kirioka, K., Hotta, Y., & Saji, H. (1974). *Elasto-Plastic Analysis of Automobile Body Structure by the Finite Element Method*: SAE Technical Paper.

Liu, Y., Chu, S. J., & Viera, R. (2011). *Analysis of structural impact and crashworthiness using experimental, analytical and computational techniques: An overview and recent developments*. International Journal of Vehicle Structures and Systems, 3(3), 144-153.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

- Manjarrés Arias, F. J., & Santillán Mariño, E. R. (2016). *Análisis Estructural a cargas de impacto frontal de un bus tipo Interprovincial mediante el Método de Elementos Finitos*. Quito, 2016.
- Monasa, F. (1984). *Evaluation of the Structural Integrity of Intermediate Buses*. Paper presented at the Papers presented during the International Conference on Vehicle Structures held at Cranfield Institute of Technology, Bedford, England.
- Novillo, G. (1999) *Análisis estructural de carrocerías para autobuses*. Proyecto previo a la obtención del título de Master en Diseño , Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Universidad de Oriente, Riobamba, Ecuador, 1999
- Parra , J., Ríos , R., Mantilla, D., & Rojas, R. (2007). *Estudio del comportamiento bajo carga de un chasis para transporte de pasajeros por medio de la tecnología de elementos finitos en la empresa Equitel Cumandes S.A.*
- Przemieniecki, J. S. (1963). *Matrix structural analysis of substructures*. AIAA Journal, 1(1), 138-147.
- Pozo Palacios, J. (2014). *Propuesta de procedimientos de diseño de superestructuras de autobuses*. México, D.F.: Universidad Nacional Autónoma de México-Unidad de posgrado de la Facultad de Ingeniería.
- Romero, F. B., Fazio, E. A., Fernández, J. P., y López, A. M. (2012). *Optimización de uniones y estructuras de autobuses modeladas con elementos finitos mediante análisis modales*. Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Castellón, España.
- Rodríguez, D y López, J (2009). *“Los crash test”*. Información del CTAG (Centro Tecnológico de Automoción de Galicia).Galicia
- Rooppakhun, S., & Bua-Ngam, S. (2013). *Finite Element Analysis of High-Decker Bus Frontal Impact Based on ECE-Regulation No. 29*. Paper presented at the Advanced Materials Research.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Santosa, S., & Wierzbicki, T. (1998). *On the modeling of crush behavior of a closed-cell aluminum foam structure*. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 46(4), 645-669.

Verdezoto Carrera, J. (2015) *Diseño de una carrocería de un bus interprovincial en conformidad con el instituto ecuatoriano de normalización (norma inen 1323:2009) y validación mediante mecánica computacional*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Sangolqui. Carrera de Ingeniería Mecánica.

Wang, P. (1963). *Analytical design of electrohydraulic servomechanisms with near time-optimal responses*. IEEE Transactions on Automatic Control, 8(1), 15-27.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

ANEXOS

Anexo 1. Características de la barrera móvil deformable

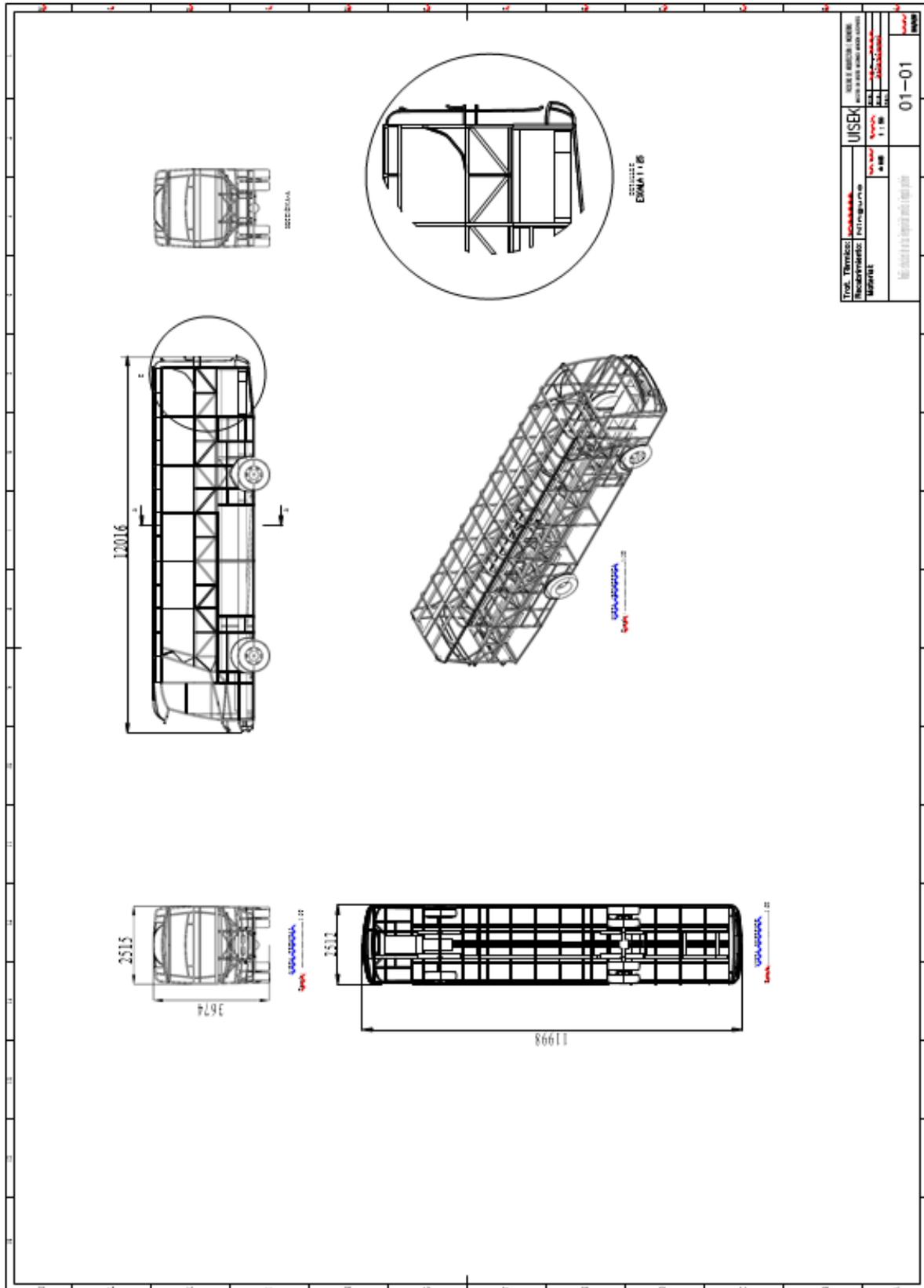
1. CARACTERÍSTICAS DE LA BARRERA DEFORMABLE MÓVIL
 - 1.1. La barrera deformable móvil se compone de un impactador y de un carro.
 - 1.2. La masa total deberá ser de 950 ± 20 kg.
 - 1.3. El centro de gravedad deberá estar situado, con una tolerancia de 10 mm, en el plano vertical mediano longitudinal, $1\ 000 \pm 30$ mm por detrás del eje frontal y 500 ± 30 mm por encima del suelo.
 - 1.4. La distancia entre la cara frontal del impactador y el centro de gravedad de la barrera deberá ser de $2\ 000 \pm 30$ mm.
 - 1.5. La altura del impactador sobre el suelo deberá ser de 300 ± 5 mm, medida en posición estática desde el borde inferior de la placa frontal inferior, antes del impacto.
 - 1.6. Los anchos de vía delantero y trasero del carro deberán ser de $1\ 500 \pm 10$ mm.
 - 1.7. La batalla del carro deberá ser de $3\ 000 \pm 10$ mm.
2. CARACTERÍSTICAS DEL IMPACTADOR

El impactador consiste en seis bloques alveolares de aluminio, procesados de forma que ejerzan un nivel de fuerza que se incremente progresivamente conforme aumente la deformación (véase el punto 2.1). A los bloques alveolares de aluminio se fijan placas de aluminio frontales y posteriores.

 - 2.1. Bloques alveolares
 - 2.1.1. Características geométricas
 - 2.1.1.1. El impactador se compone de seis zonas unidas, cuyas formas y posiciones se presentan en las figuras 1 y 2. La superficie de las zonas en dichas figuras es de 500 ± 5 mm \times 250 ± 3 mm. Los 500 mm deben encontrarse en la dirección de la anchura (W) y los 250 mm en la dirección de la longitud (L) de la estructura alveolar de aluminio (véase la figura 3).
 - 2.1.1.2. El impactador se divide en dos filas. La fila inferior deberá tener una altura de 250 ± 3 mm y una profundidad de 500 ± 2 mm tras el aplastamiento previo (véase el punto 2.1.2), y una profundidad 60 ± 2 mm mayor que la fila superior.
 - 2.1.1.3. Los bloques deben estar centrados en las seis zonas definidas en la figura 1 y cada uno de ellos (incluidas las celdillas incompletas) debe cubrir completamente el área definida para cada zona.
 - 2.1.2. Aplastamiento previo
 - 2.1.2.1. El aplastamiento previo se realizará en la superficie de la estructura alveolar a la que se hayan fijado las láminas frontales.
 - 2.1.2.2. Antes del ensayo, los bloques 1, 2 y 3 deben aplastarse 10 ± 2 mm por la superficie superior para lograr una profundidad de 500 ± 2 mm (figura 2).
 - 2.1.2.3. Antes del ensayo, los bloques 4, 5 y 6 deben aplastarse 10 ± 2 mm por la superficie superior para lograr una profundidad de 440 ± 2 mm.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Anexo 2. Planos



**INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN**

Quito - Ecuador

NORMA TÉCNICA ECUATORIANA**NTE INEN 1 323:2009**
Primera revisión

**VEHICULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES.
REQUISITOS.****Primera Edición**

ROAD VEHICLES. BUS BODIES. REQUIREMENTS

First Edition

DESCRIPTORES: Ingeniería automotriz, sistemas para vehículos automotores, carrocerías y componentes, buses, requisitos MC 01.01-401
CDU: 629.11.011.6
CIU: 3843
ICS: 43.020.60

**Norma Técnica
Ecuatoriana
Obligatoria**

**VEHÍCULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES.
REQUISITOS**

**NTE
INEN 1
323:2009**
Primera Revisión

1. OBJETO

1.1 Esta norma establece los requisitos generales para el diseño, fabricación y montaje de carrocerías de buses para todas sus modalidades.

2. ALCANCE

2.1 Esta norma se aplica a todas las carrocerías de buses, sean importadas o de construcción nacional. (Ver nota 1).

2.2 Esta norma incluye a las carrocerías que son parte de los chasis carrozados importados y carrocerías autoportantes

**3.
DEFINICIONES**

3.1 Para los efectos de la presente NTE INEN se adoptan las definiciones establecidas en las NTE INEN ISO 3833 vigente, NTE INEN 1 155 vigente, y las que a continuación se detallan:

3.1.1 *Carga de aceleración brusca* (A_b). Corresponde a la fuerza producida por la aceleración brusca del vehículo.

3.1.2 *Carga de frenado* (F). Corresponde a la fuerza producida por el frenado del vehículo.

3.1.3 *Carga de giro* (G). Corresponde a la fuerza producida por el giro de un vehículo.

3.1.4 *Carga por Resistencia del Aire frontal* (R_{af}). Corresponde a la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

3.1.5 *Carga muerta* (M). Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios.

3.1.6 *Carga viva* (V). Corresponde a la carga por ocupación y se la considerará como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería.

3.1.7 *Carrocería*. Conjunto de estructura, elementos de seguridad y confort que se adiciona al chasis de forma fija, para el transporte de personas.

3.1.8 *Carrocería autoportante*. Aquella que en su diseño conforma el bastidor e incluye en su estructura los anclajes necesarios para el equipo mecánico y eléctrico.

3.1.9 *Bastidor o chasis*. Constituye el soporte de todos los órganos principales del vehículo (motor, transmisión, suspensión sobre la que se apoya, dirección, ruedas, frenos).

3.1.10 *Espacio de supervivencia*. Es el volumen que se obtiene en el compartimento de ocupantes, desplazando en línea recta el plano vertical y transversal indicado en la figura 1, de manera que se pase el punto S_R de la figura 2 desde el punto S_R del último asiento exterior a través del punto S_R de cada asiento exterior intermedio hasta el punto S_R del primer asiento exterior del ocupante.

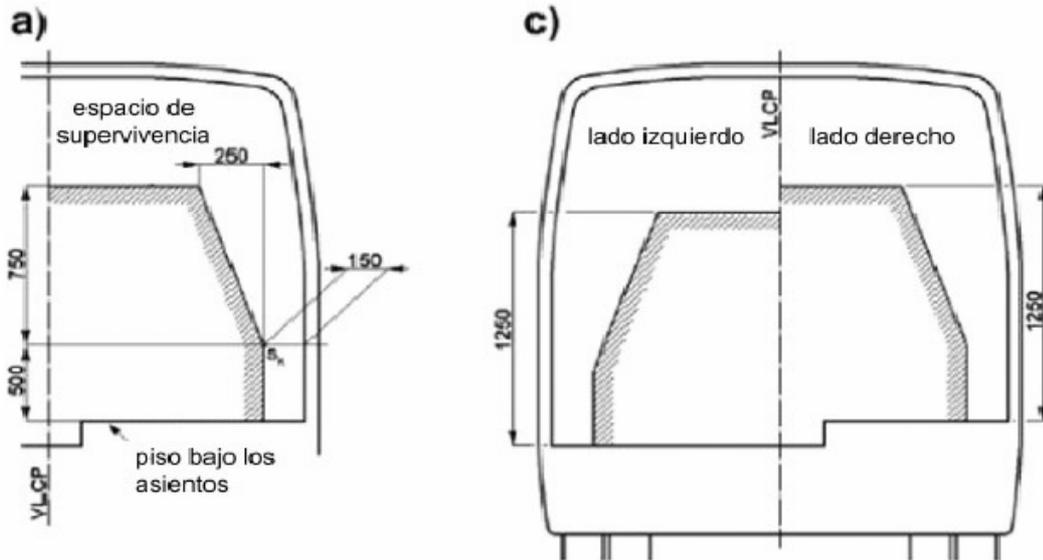
NOTA 1.- La definición de buses de acuerdo a la NTE INEN ISO 3833 vigente.

(Continúa)

FIGURA 1. Vista transversal del espacio de supervivencia. (Ver nota 2)

Especificación del espacio de supervivencia

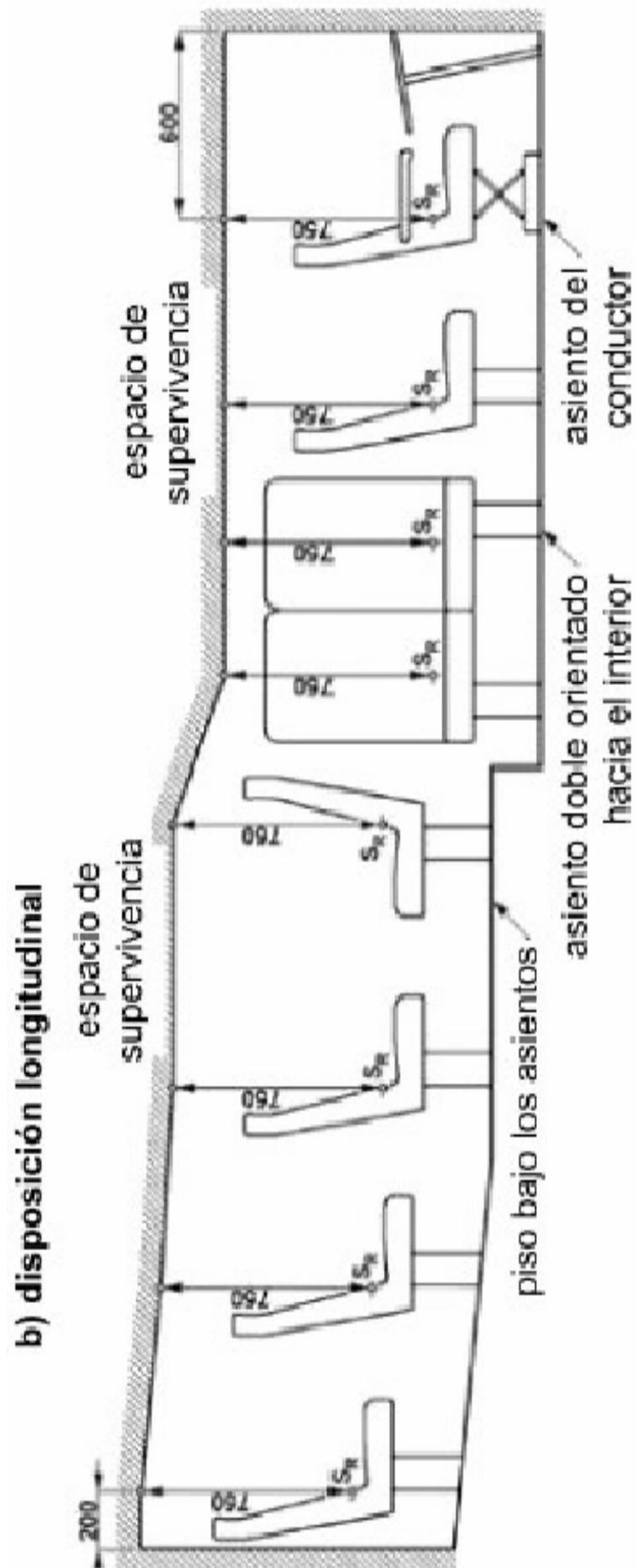
a) y c) disposiciones laterales



NOTA 2. El objetivo de las figuras 1 y 2 es indicar las dimensiones en milímetros del espacio de supervivencia. Las figuras 1 y 2 no están relacionadas con una forma geométrica o distribución de asientos específica en las carrocerías.

(Continúa)

FIGURA 2 Vista longitudinal del espacio de supervivencia



3.1.11 Peso máximo admisible para el chasis. Conocida también como capacidad de carga. Es la carga útil máxima emitida para la cual fue diseñado el vehículo. Este valor es proporcionado por el fabricante del chasis.

4. DISPOSICIONES GENERALES

4.1 Consideraciones de diseño de la carrocería. Se debe considerar lo siguiente:

4.1.1 Las especificaciones del chasis, lo cual incluye:

- Tipo de Servicio de la carrocería.
- Peso bruto vehicular (PBV).
- Capacidad de carga de los ejes.
- Peso del chasis en vacío o tara, total y por ejes.
- Relación peso/potencia.

4.1.2 La estabilidad, lo cual incluye:

- Distribución de masa
- Altura del centro de gravedad
- Dimensiones de la carrocería
- Rigidez de suspensión.
- Capacidad de inclinación (rolido).

4.1.3 El confort, lo cual incluye:

- Aislamiento acústico y térmico.
- Ventilación.
- Hermeticidad.
- Ergonomía.

4.1.4 El mantenimiento, lo cual incluye:

- Accesibilidad a los elementos del vehículo.

4.1.5 La seguridad, lo cual incluye:

- Seguridad activa y pasiva.

4.1.6 Método de anclaje y montaje, lo cual incluye:

- Disposiciones y recomendaciones del fabricante del chasis (manual de carrozado).

4.1.7 Estructura, lo cual incluye:

- Materiales metálicos y no metálicos.
- Uniones y juntas.
- Tratamientos de materiales.
- Geometría.
- Resistencia estructural.

(Contin

5. REQUISITOS

5.1 estructura de las carrocerías de buses

5.1.1 Cargas de Diseño. Para el análisis cuasi estático de la estructura de la carrocería se aplicarán las cargas especificadas en el presente numeral.

5.1.1.1 Cargas vivas. Se determinarán de acuerdo con la tabla 1.

TABLA 1. Cargas vivas de diseño.

TIPO DE SERVICIO (ver nota 3)	MASA DE UN OCUPANTE (kg)	MASA MÍNIMA DE EQUIPAJE DE MANO POR PASAJERO (kg)	MASA MÍNIMA DE EQUIPAJE A TRANSPORTARSE EN BODEGAS PORTA EQUIPAJES (kg) (ver nota 4)	ESPACIO NECESARIO POR PASAJERO DE PIE (m ²)
Urbano	70	-	-	0,16
Urbano (escolar e institucional)	70	-	-	Sin pasajeros de pie
Interurbano (Intraprovincial)	70	5	100 x Vol	0,16
Larga Distancia (Interprovincial y turismo)	70	5	100 x Vol	Sin pasajeros de pie

5.1.1.2 Carga de Giro (G). Debe calcularse en función de la fuerza centrífuga que se genera al ingresar el vehículo en una curva de determinado radio de giro y a cierta velocidad. Esta fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del bus a plena carga y su centro de gravedad. La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 km/h y el radio de giro se establece en función de la tabla 2.

TABLA 2.- Velocidades, radios mínimos y peraltes en carretera. (Ver Nota 5)

Velocidad (del vehículo) (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
105	500	
110	550	
115	600	
120	700	
125	800	
130	900	6,97
135	1050	6,25
140	1250	5,49
145	1475	4,84
150	1725	4,29

NOTA 3.- De acuerdo a la NTE INEN ISO 3833 vigente y al Reglamento de la Ley de Tránsito y Transporte Terrestre vigente. NOTA 4.-

Vol.- Volumen de las bodegas portaequipajes en m³

NOTA 5.- Tabla determinada al documento Norma 3.1-IC

(Continúa)

5.1.1.3 Carga de frenado (F). Se asume una desaceleración mayor o igual a 4 m/s^2 (ver Nota 6).

5.1.1.4 Carga de aceleración brusca (A_b). Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario.

5.1.1.5 Carga por resistencia del aire frontal (R_{af}). Se la aplicará como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal. Se utilizará la siguiente fórmula:

$$R_{af} = (1/2) \times (C_x) \times \rho \times A_f \times V^2$$

Donde:

R_{af} = Carga por resistencia Aerodinámica, en (N).

ρ = Densidad del aire, en (kg/m^3).

V = Velocidad del aire, en (m/s). (Como mínimo 25 m/s).

A_f = Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en (m^2).

C_x = Coeficiente de resistencia frontal del aire. (Como mínimo 0.7)

5.1.2 Combinaciones de cargas básicas. Las estructuras de las carrocerías deben ser diseñadas de tal manera que resistan los esfuerzos determinados en base al menos a las siguientes combinaciones de cargas básicas:

5.1.2.1 Según método ASD (Allowable strength design) 1:

M

2: M + V

3: M + V + G

4: M + V + F

5: M + V + F + R_{af}

6: M + V + R_{af}

7: M + V + A_b

8: M + V + A_b + R_{af}

5.1.2.2 Según método LRFD (Load resistance factor design) 1:

1,4M+V

2: 1,2M + 1,6V + 0,5G

3: 1,2M + 0,5V + 1,6G

4: 1,2M + 1,6F + 0,8 R_{af}

5: 1,2M + 0,5 V + 0,5F + 1,3 R_{af}

6: 1,2M + 1,5 A_b + 0,5V

7: 0,9M – 1,3 R_{af}

8: 0,9M + 1,3 R_{af}

5.1.3 Factores. Los factores a utilizarse según el método ASD o LRFD serán los indicados en: Specification for Structural Steel Buildings (AISC) y North American Specification for the design of Cold Formed Steel-Structural Members (AISII).

5.1.4 Las cargas combinadas, según los dos métodos (ASD y LRFD), deben alcanzar una deformación elástica de todos los componentes de la estructura de la carrocería iguales o menores a 1/240 veces su longitud.

NOTA 6. De acuerdo con el Ensayo del Tipo 0 con motor embragado para vehículos clase N de la DIRECTIVA 98/12/CE DE LA COMISIÓN EUROPEA, Anexo 2, Ensayos de frenado y rendimiento de los dispositivos de frenado.

5.1.5 Resistencia de la estructura. Las estructuras de carrocerías deberán cumplir las siguientes condiciones:

5.1.5.1 Debe resistir una carga estática sobre el techo, equivalente al cincuenta por ciento (50%) del peso máximo admisible para el chasis, distribuido uniformemente a lo largo del mismo, sin experimentar deformaciones en ningún punto, que superen los setenta milímetros (70 mm).

5.1.5.2 Durante el ensayo de resistencia de la estructura o ni una vez finalizado el mismo, la estructura de la carrocería debe resistir para que el espacio de supervivencia no resulte invadido según el alcance del documento Regulation 66. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure de las Naciones Unidas. (Ver Nota 7)

5.1.6 Materiales de la estructura. Deben ser perfiles estructurales protegidos contra la corrosión que cumplan con las NTE INEN correspondientes vigentes. (Ver nota 8).

5.1.7 Soldadura de carrocerías. Las carrocerías de buses deben soldarse de acuerdo con las normas vigentes AWS D8.8 para componentes de acero y/o AWS D8.14 para componentes de aluminio.

5.1.7.1 El proceso y procedimiento de soldadura será calificado de acuerdo con las normas vigentes AWS D1.3 para acero, AWS D1.2 para aluminio y AWS D1.6 para acero inoxidable.

5.1.8 Manuales. El fabricante de carrocerías debe disponer y aplicar la información indicada en los manuales de fabricación y montaje de carrocerías provistos por el fabricante de chasis. Para ello el fabricante de chasis debe entregar obligatoriamente dichos manuales específicos para cada modelo de chasis.

5.2 Unión chasis-carrocería. Las uniones entre el chasis y la carrocería se realizarán siguiendo exclusivamente las recomendaciones del fabricante del chasis para bus de transporte de pasajeros, indicadas en su manual de fabricación y montaje de carrocerías de buses.

5.3 Documentos técnicos. El proveedor de carrocerías debe disponer de memorias de cálculo estructural, listado de materiales, planos de construcción dimensionales, eléctricos, y neumáticos; para cada modelo de carrocería y chasis. El formato de los planos debe cumplir con el CPE INEN 03 Código de Dibujo Técnico-Mecánico.

5.4 Vidrios de seguridad. Los vidrios deben cumplir con la NTE INEN 1669 vigente y con el RTE INEN 034 Elementos de Seguridad en vehículos automotores vigente.

5.5 Elementos de seguridad. Las carrocerías de buses deben cumplir con el RTE INEN 034 Elementos de Seguridad en vehículos automotores vigente.

5.6 Los dispositivos de alumbrado, espejos retrovisores y señalización luminosa deben cumplir con la NTE INEN 1 155 vigente y con el RTE INEN 034 Elementos de Seguridad en vehículos automotores vigente.

5.7 Otros Requisitos

5.7.1 Superficies de pisos y áreas de entrada y salida. Deben ser de material antideslizante.

5.7.2 Equipo e instalación eléctrica. Deben cumplir con lo indicado en el numeral 7.5.2 y 7.5.3 de la Directiva Europea 2001/85 CE (ver anexo A).

5.7.3 Pintura. Debe cumplir con las NTE INEN correspondientes vigentes (ver nota 8).

NOTA 7. Mientras no exista un documento normativo INEN equivalente

NOTA 8. En el caso de no existir Normas Técnicas Ecuatorianas NTE INEN se deben utilizar las normas o reglamentos equivalentes de reconocido prestigio, tales como: ASTM, DIN, JIS, ANSI.

(Continúa)

5.7.4 Aislamiento térmico y acústico. Debe cumplir con lo indicado en el numeral 7.5.1 de la Directiva Europea 2001/85 CE (ver Anexo A).

5.7.5 Flamabilidad de materiales. Retardante al fuego con un índice de llama no menor de 150 bajo la norma ASTM E 162 o un máximo de 250 mm/min según la norma ISO 3795.

5.7.6 Sujeción de Parabrisas. Debe cumplir con lo dispuesto en el documento normativo FMVSS 212 vigente.

5.7.7 Los materiales del piso, la perfilera de las ventanas y de las puertas deben cumplir con las NTE INEN vigentes (ver Nota 8).

5.7.8 Los sistemas eléctricos y neumáticos deben estar ocultos (ver Anexo A).

5.7.9 Salidas de emergencia. El número mínimo de salidas de emergencia será de acuerdo a la tabla 3.

TABLA 3. Número mínimo de salidas de emergencia

Número de pasajeros	Número total mínimo de salidas de emergencia
17-30	4
31-45	5
46-60	6
61-75	7
76-90	8
Mayor a 90	9

6. ENSAYOS

6.1 Los ensayos serán los indicados en la presente norma.

6.2 étodos de ensayo de resistencia de la estructura.

La estructura del bus se ensayará por cualquiera de los métodos de ensayo contemplados en el numeral 6 del documento Regulation 66. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure, de las Naciones Unidas.

7. ROTULADO

7.1 Las carrocerías deben disponer de una placa inalterable de identificación, con fines de rastreo, de fácil acceso, visible, legible y debe disponer de al menos la siguiente información:

- Nombre de la empresa fabricante de la carrocería.
- Número de certificado de evaluación de la conformidad de la estructura (NCE).
- Capacidad de pasajeros.
- Fecha de la fabricación (de finalización) (MM/AAAA).
- Número de producción (seis dígitos alfanuméricos).
- Número de chasis (VIN)
- País de origen de la carrocería.

Tamaño mínimo de la placa: 148,5 mm de largo
105 mm de ancho (formato A6).

7.2 El fabricante será responsable de marcar el número de producción indeleblemente en al menos dos lugares de la carrocería.

(Continua)

ANEXO A

Texto de los numerales 7.5.1, 7.5.2 y 7.5.3 de la Directiva 2001/85/CE.

7.5.1 *Compartimento del motor*

7.5.1.1 En el compartimento del motor no se utilizará ningún material de isonorización inflamable o susceptible de impregnarse de combustible o lubricante, salvo que dicho material esté recubierto de un revestimiento impermeable.

7.5.1.2 Se adoptarán las debidas precauciones, ya sea configurando de forma adecuada el compartimento del motor, ya sea disponiendo orificios de drenaje, para evitar en la medida de lo posible que pueda acumularse combustible o aceite lubricante en alguna parte del compartimento del motor.

7.5.1.3 Entre el compartimento del motor o cualquier otra fuente de calor (como un dispositivo destinado a absorber la energía liberada cuando un vehículo desciende por una larga pendiente, por ejemplo un ralentizador, o un dispositivo utilizado como calefactor del habitáculo, exceptuando sin embargo, los que funcionan por circulación de agua caliente) y el resto del vehículo, deberá colocarse una pantalla de separación resistente al calor. Todas las mordazas, juntas, etc. utilizadas en unión con dicha pantalla de separación deberán ser resistentes al fuego.

7.5.1.4 Podrá instalarse en el compartimento de viajeros un dispositivo calefactor que funcione por un método distinto del de circulación de agua caliente, siempre que este rodeado de material que resista las temperaturas que produzca el dispositivo, no emita gases tóxicos y esté situado de forma que los viajeros no puedan entrar en contacto con una superficie caliente.

7.5.2 *Equipo e instalación eléctricos*

7.5.2.1 Todos los cables deben estar bien aislados y todos los cables y material eléctrico deben resistir las condiciones de temperatura y humedad a las que están expuestos. En cuanto al compartimento del motor, se prestará especial atención a su resistencia a la temperatura ambiente y a los efectos de todos los posibles productos contaminantes.

7.5.2.2 Ninguno de los cables utilizados en los circuitos eléctricos deben transmitir una corriente de intensidad superior a la admisible para el cable en cuestión. Habida cuenta de su forma de montaje y de la temperatura ambiente máxima.

7.5.2.3 Cada circuito eléctrico que alimente un elemento del sistema distinto del motor de arranque, el circuito de encendido (encendido por chispa), las bujías de incandescencia, el dispositivo de parada del motor, el circuito de carga y la conexión a tierra de la batería, deben estar provisto de un fusible o de un disyuntor. No obstante, podrán ir protegidos por un fusible o un disyuntor comunes, siempre que su potencia nominal no sobrepase los 16 A.

7.5.2.4 Todos los cables deben ir bien protegidos y firmemente fijados, de manera que no puedan ser dañados por cortes, abrasiones o roces.

7.5.2.5 Cuando la tensión eficaz supere los 100 voltios en uno o más de los circuitos eléctricos de un vehículo, se conectará un conmutador manual de aislamiento, capaz de desconectar dichos circuitos de la alimentación eléctrica principal, a todos los polos que no vayan conectados eléctricamente a tierra, situándolo en el interior del vehículo de modo que el conductor pueda acceder fácilmente a él, todo ello, siempre que dicho conmutador de aislamiento no pueda desconectar ninguno de los circuitos eléctricos que alimentan las luces exteriores obligatorias del vehículo. No obstante esto no será aplicable cuando se trate de circuitos de encendido de alta tensión o de circuitos autónomos incorporados a un elemento de equipo en el vehículo.

7.5.2.6 Todos los cables eléctricos deben estar colocados de tal forma que ninguna parte de los mismos pueda entrar en contacto con ningún tubo de carga de combustible ni con ninguna parte del sistema de escape, ni pueda estar sometida a calor excesivo, a menos que vayan provistos de aislamiento y protección especial, por ejemplo en el caso de una válvula de escape solenoide.

7.5.3 *Baterías*

7.5.3.1 Todas las baterías deben estar sólidamente fijadas y fácilmente accesibles.

7.5.3.2 El compartimento de las baterías estará separado del habitáculo destinado a los viajeros y del habitáculo del conductor y contará con ventilación por aire del exterior.

7.5.3.3 Los polos de la batería irán provistos de protección contra el riesgo de cortocircuito.

APENDICE Z

Z.1 DOCUMENTOS NORMATIVOS A CONSULTAR

- Código de Práctica Ecuatoriano CPE INEN 03:1989
Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1155:2008
- Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1669:1990
- Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN-ISO 3833:2008
- Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE 034:2008
- Reglamento a la Ley de Tránsito y Transporte Terrestre.
- ASTM E 162 Standard Test Method for Surface Flammability of Materials Using a Radiant Heat Energy Source.
- AWS D1.2 Structural Welding Code- Aluminium. AWS
- D1.3 Structural Welding Code- Sheet Steel. AWS D1.6
- Structural Welding Code- Stainless Steel.
- AWS D8.8M. Specification for Automotive weld quality-Arc Welding of Steel.
- AWS D8.14M/D8.14. Specification for automotive and light truck components weld quality aluminium arc welding.
- Directiva Europea: Directiva 98/12/CE de la Comisión del 27 de enero de 1998 por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y sus remolques.
- Directiva Europea: Directiva 2001/85/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, del 20 de noviembre del 2001, relativa a las disposiciones especiales aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas además del asiento del conductor, y por la que se modifican las Directivas 70/156/CEE y 97/27/CE.
- FMVSS 212. Federal Motors Vehicles Safety Standard 212. Windshield Mounting.
- ISO 3795. Road Vehicles, and tractors and machinery for agriculture and forestry. Determination of burning behaviour of interior materials.
- Norma 3.1-IC: *Trazado*. O.M. de 27 de diciembre de 1999. Boletín Oficial del Estado, número 28, de 2 de febrero de 2000. MINISTERIO DE FOMENTO (2000) Madrid.
- Regulation 66. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure
- Specification for Structural Steel Buildings. American Institute Steel Construction.
- North American Specification for the design of Cold Formed Steel-Structural Members. American Iron and Steel Institute.

Z.2 BASES DE ESTUDIO

- Regulation 36. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to their General Construction.

I. INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA

Documento: NTE INEN 1 323 Primera Revisión
TÍTULO: VEHÍCULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUISITOS
Código: MC 01.01-401

ORIGINAL: Fecha de iniciación del estudio: 2007-06	REVISIÓN: Fecha de aprobación anterior por Consejo Directivo 1985-07-05 Oficialización con el Carácter de Obligatoria Por Acuerdo No. 545 de 1985-07-31 publicado en el Registro Oficial No. 260(s) de 1985-08-29 Fecha de iniciación del estudio: 2007-06
--	--

Fechas de consulta pública: de _____ a _____

Subcomité Técnico: Carrocerías de buses
Fecha de iniciación: 2008-04-22
Integrantes del Subcomité Técnico:

Fecha de aprobación: 2008-07-15

NOMBRES:

Ing. Alexis Ortiz, (Presidente)
Ing. Christian Villacrés
Ing. Santiago Mena
Sr. Luis A. Mosquera T.
Sr. Pedro Santos

Sr. Raúl Ruiz Dueñas
Sr. Johnny Lowndes
Ing. Ángel Portilla
Sr. Carlos Jácome
Sr. Iván Paredes
Ing. Lenin Jimenez
Sr. Medardo Cepeda
Sr. Ricardo Medina
Ing. James Casteline
Arq. Vinicio Manzano
Sr. Luis Patricio Pérez
Sr. Robert Velasco
Sr. Jorge Enrique Salgado.
Sr. Carlos Laniano
Sr. Raúl Morales
Ing. Pedro Cabrera
Sbte. Luis Palacios

Sr. Jorge Ledesma
Sr. Bladimir Pico
Ing. Luigi M. Lertora Velarde
Sr. Rubén Román
Sr. Francisco Borja
Sr. Moisés Flores
Ing. Jorge Álvarez
Sr. Vicente Chávez

Sr. Carlos Carchi
Ing. Jorge Cevallos
Sr. Carlos Pillapa
Ing. José Sánchez López

INSTITUCIÓN REPRESENTADA:

CIMEPI
IBIMCO
CIMEPI
IMETAM C.A
COOPERATIVA ARTESANAL DE
PRODUCCIÓN DE CARROCERIAS
METALICAS TUNGURAHUA-IMPEDSA.
ARTESANOS
SIKA ECUATORIANA SA
AUTEC S.A.
EPN-CCICEV
SERMAN
CINAE
II. MUNICIPIO DE LOJA-
UMTTT-L CEPEDA CIA LTDA
AEADE
METROVIA
DIRECCIÓN NACIONAL DE TRÁNSITO
METÁLICAS PAPER'S
ESPE
LA CASA DEL PARABRISAS Y VIDRIERIA J.S
ALUVID VENTANAS
CHARLIE AUTOGLASS- CRISETSA UMT-
CUENCA
DIRECCION NACIONAL DE TRANSITO Y
TRANSPORTE TERRESTRE
ATTE
PICOSA-CANFAC
CIMEG-COLEGIO DE ING. MEC. DEL
GUAYAS
DINA-VOLKSWAGEN
COVIAL
FAIRIS C.A.
CORPAIRE
CÁMARA DE TRANSPORTE – TRANSPORTES
SAN CRISTOBAL
GLASSUIT LOJA
D.N.T.
CARROCERIAS PILLAPA
STARMOTORS

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE BUS A CARGAS DE IMPACTO POSTERIOR

Ing. Marco Grijalva	GM OBB
Ing. Víctor Paredes	MINISTERIO DE TRANSPORTE Y OBRAS PÚBLICAS
Ing. Elizabeth Guamán	CCICEV
Sr. Francisco Velasco	MOVIMIENTO JUSTICIA VIAL
Lcda. Piedad Aguilar	CANFAC
Ing. Geovany Novillo A	ESPOCH- FACULTAD INGENIERIA. MECÁNICA-
Sr. Clemente Ponce	AEADE
Sr. Víctor Jimenez	COVIAL
Ing. Flavio Cotacachi	CONSEJO NACIONAL DE TRANSITO Y TRANSPORTE TERRESTRE
Ing. Patricio Lara	CCICEV
Sr. Marco García	ATTE ASOCIACIÓN TRANSPORTE TURÍSTICO DEL ECUADOR
Ing. Pablo Viteri	NEOHYUNDAI
Ing. Alvaro Meza	CARROCERIAS PATRICIO CEPEDA
Srta. Myriam Salgado	LA CASA DEL PARABRISAS
Ing. Santiago Benavides	CIMEPI
Ing. John A. Quintana I.	CIMEG
Ing. Diego Dávila	ANETA
Dr. Freddy Sánchez	POLISAN
Ing. Santiago Vargas	VARMA S.A.
Ing. Carlos Landires	COLEGIO DE INGENIEROS MECANICOS DEL GUAYAS-CIMEG
Ing. Galo Espín	CRILAMIT S.A.
Ing. Ángel Tierra	ESPOCH-FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Sr. Julio Llerena	CARROCERIAS JC LLERENA
Ing. Santiago Montero	SIKA
Ing. José Miranda	MIRAL
Ing. Santiago Moya	PICOSA
Sra. América Núñez	CARROCERIAS CUENCA
Ing. Antonio Chamorro	EMSAT
Sr. Marcelo Valencia r	DINA S.A.
Tlgo. Daniel Mosquera	IMETAM
Ing. Juan Revelo	ROOFTEC ECUADOR S.A.
Sr. Damián Llerena	CARROCERIAS JC LLERENA
Ing. Hugo Paredes, (Secretario Técnico)	INEN

Otros trámites:

El Directorio del INEN aprobó este proyecto de norma en sesión de 2008-11-28

Oficializada como: Obligatoria
 Registro Oficial No. 519 de 2009-02-0

Por Resolución No. 142-2009 de 2009-01-29

Especificaciones Chasis Hino AK

DIMENSIONES CHASIS

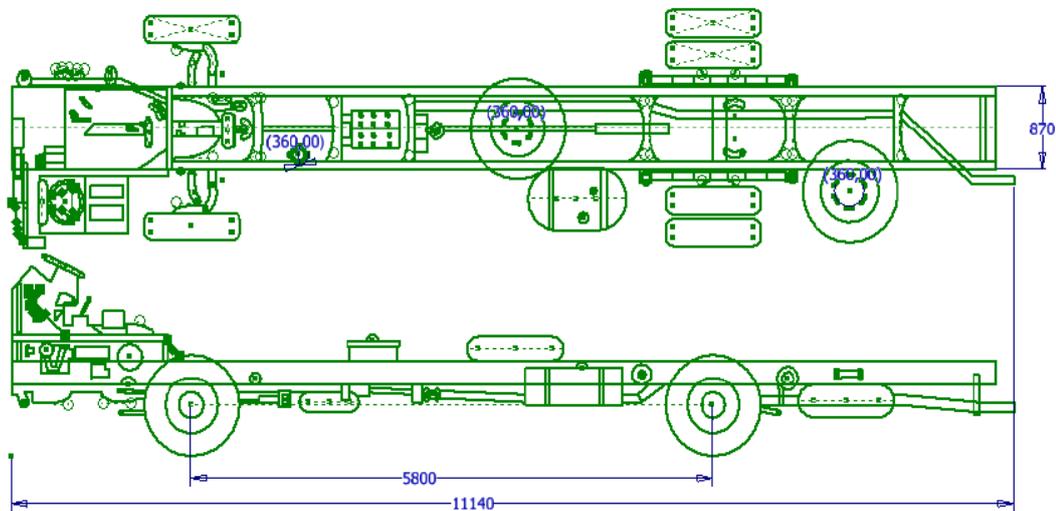
Largo total	11140 mm
Ancho de chasis	870 mm
Altura de chasis	995
Peso Bruto Vehicular	14,2 Ton
Peso de chasis	4752 kg

MOTOR

Modelo	J08EUD
Potencia Máxima	250 Hp a 2500 RPM
Torque Máximo	739 Nm a 1500 RPM
Cilindros	6 en línea
Cilindraje	7684 cc

NEUMÁTICOS

Dimensiones	11R22,5/16 PR
-------------	---------------



Fuente: Teojama Comercial (2015)