



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL  
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: ANÁLISIS 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**

**AUTOR: JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PROAÑO**

**DIRECTOR: ING. STALIN MENA**

**LATACUNGA**

**2016**



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA  
ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, "**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**" realizado por el señor **JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PROAÑO**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PROAÑO** para que lo sustente públicamente.

**Latacunga, 18 de Agosto 2016.**



Ing. Stalin Mena  
DIRECTOR



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA  
ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

**AUTORIZACIÓN**

Yo, **JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PROAÑO**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación "**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**", cuyo contenido, ideas, y criterios son de mi autoría y responsabilidad..

**Latacunga, 18 de Agosto 2016.**

A handwritten signature in blue ink is centered on the page. The signature is stylized and appears to read 'José Alfredo Hernández Proaño'. It is enclosed within a faint, hand-drawn oval shape.

---

José Alfredo Hernández Proaño  
C.C.: 0503118598



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA  
ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

**AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

Yo, JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PROAÑO, con cédula de identidad N° 050311859-8 declaro que este trabajo de titulación "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", ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

**Latacunga, 18 de Agosto 2016.**

---

José Alfredo Hernández  
C.C.: 0503118598

## **DEDICATORIA**

A toda mi familia, ya que este logro no es mío sino vuestro, debido al incansable apoyo hacia mi persona para lograr culminar mi carrera.

**ALFREDO**

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por permitirme vivir esta maravillosa experiencia y haber puesto en mi camino a personas realmente valiosas.

A mis padres Nancy y Marcelo, quienes sacrificaron gran parte de su vida a mi cuidado y desarrollo, sin importarles las dificultades ni la distancia.

A mi Hermano Daniel quien es y será un maestro y gran amigo, siempre defendiéndome y guiándome en las etapas más difíciles de mi vida.

A mi cuñada Fernanda y sobrinas Emily y Carolina, quienes que me roban una sonrisa en tiempos de tensión.

A mi novia Paola, hermosa mujer con la que compartí ya muchos años y con quién espero compartir muchos más.

A mis amigos que fueron apoyo en tiempos buenos y malos.

Al Sr. Luis Peres Gerente propietario de CARROCERÍAS PERES, quien me permitió realizar mi proyecto en su planta confiando en las capacidades profesionales de este servidor.

**ALFREDO**

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORIZACIÓN .....	iii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO .....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	xvi
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT .....	xix
INTRODUCCIÓN .....	xx

## CAPÍTULO I

### GENERALIDADES

1.1	Antecedentes .....	1
1.2	Planteamiento del problema.....	2
1.3	Descripción resumida del proyecto .....	3
1.4	Justificación e importancia .....	3
1.5	Objetivos del proyecto.....	4
1.6	Metas .....	5
1.7	Hipótesis .....	6
1.8	Variables de la investigación.....	6

## CAPÍTULO II

### ESTADO DE LA CIENCIA

2.1	Era de la simulación y la ingeniería asistida por computador.....	7
2.1.1	El mundo de la simulación .....	7
2.1.2	Evolución del Método explícito de Elementos Finitos.....	8
2.1.3	Proceso general del Método explícito de Elementos Finitos .....	10
2.1.4	Ingeniería Asistida por Ordenador (CAE).....	12
2.1.5	SOFTWARE DE SIMULACIÓN DINÁMICA .....	12
2.2	Reloj de arena “Hourglassing” .....	14
2.2.1	Formulaciones para el control de hourglass.....	15
2.3	Impacto mecánico .....	15
2.3.1	Partículas y cuerpos rígidos .....	16
2.3.2	La dinámica del impacto.....	16
2.3.3	Impacto de partículas contra una superficie rígida .....	17
2.3.4	Fuerza de impacto pico y duración del impacto .....	18
2.4	Comportamiento general de vigas .....	20
2.4.1	Modos básicos de falla.....	21
2.4.2	Colapso .....	21
2.5	Centro de gravedad y teorema de movimiento .....	22
2.5.1	Localización y movimiento del centro de masa .....	22
2.5.2	Teorema de movimiento del CG .....	23
2.6	Pruebas de impacto .....	24
2.7	Carrocería .....	24
2.7.1	Superestructura.....	26

2.8	Ensayos de volteo .....	27
2.8.1	Prueba de volteo en vehículo completo a escala real .....	27
2.8.2	Prueba de volteo usando secciones de cuerpo.....	29
2.8.3	Pruebas cuasi-estáticas de la sección de un cuerpo .....	29
2.8.4	Cálculo cuasi-estático basado en la prueba de componentes .....	30
2.8.5	Simulación computarizada de prueba de volteo.....	31
2.9	Normativas para el diseño y evaluación de superestructuras de autobuses.....	32

### **CAPÍTULO III**

#### **PARÁMETROS DE DISEÑO**

3.1	Elementos estructurales y materiales comúnmente usados en la construcción de carrocerías .....	33
3.1.1	Elementos estructurales.....	34
3.1.2	Materiales.....	37
3.2	Cargas de influencia en la superestructura .....	39
3.2.1	Cargas de flexión .....	39
3.2.2	Cargas de torsión.....	40
3.2.3	Cargas laterales .....	40
3.2.4	Cargas de frenado y aceleración .....	41
3.3	Requisitos de cargas aplicadas a la carrocería bajo la norma NTE INEN 1323:2009.....	42
3.3.1	Carga muerta (CM) .....	42
3.3.2	Carga viva (CV).....	43
3.3.3	Carga de frenado (CF) .....	43
3.3.4	Carga de aceleración brusca (CAb) .....	44

3.3.5	Carga de giro (Cg).....	44
3.3.6	Carga por resistencia del aire frontal (Caf).....	45
3.4	Tabulación de valores de cargas aplicadas a la superestructura.....	45
3.5	Combinaciones básicas de cargas.....	46
3.5.1	Método ASD (Allowable strength design).....	46
3.5.2	Método LRFD (Load resistance factor design).....	47
3.6	Espacio de supervivencia.....	48
3.7	Determinación de parámetros de frontera para la carrocería de bus interprovincial CP1001 .....	50
3.7.1	Masa distribuida a ser aplicada a la carrocería .....	52
3.7.2	Identificación del CG y el ángulo de impacto .....	52
3.7.3	Velocidad de impacto.....	55

## **CAPÍTULO IV**

### **METODOLOGÍA DE SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DE LA CARROCERÍA**

4.1	Condiciones generales.....	59
4.1.1	Consideración de materiales.....	60
4.1.2	Geometría de la estructura.....	62
4.2	Estado estático.....	64
4.2.1	Consideración de aplicación de apoyos.....	64
4.2.2	Consideración de aplicación de cargas.....	65
4.3	Simulación del ensayo de volteo.....	68
4.3.1	Consideraciones de frontera .....	69
4.3.2	Generación de la malla .....	72
4.3.3	Duración del ensayo y detalle de Hourglass .....	73

**CAPÍTULO V****ANÁLISIS DE RESULTADOS**

5.1	Deformación de la estructura .....	76
5.1.1	Deformación producida por la aplicación de cargas estáticas.....	76
5.1.2	Deformación producida en el ensayo de volteo .....	79
5.2	Invasión del espacio de supervivencia .....	82
5.3	Convergencia de resultados.....	85

**CAPÍTULO VI****CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

6.1	Conclusiones.....	86
6.2	Recomendaciones.....	87

<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>88</b>
-----------------------------------------	-----------

<b>ANEXOS.....</b>	<b>91</b>
--------------------	-----------

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Planchas galvanizadas para carrocerías .....	35
Tabla 2 Oferta de vidrios templados .....	36
Tabla 3 Contrachapado marino: dimensiones y espesores .....	38
Tabla 4 Cargas de diseño aplicadas a la superestructura .....	46
Tabla 5 Combinaciones de cargas según el método ASD .....	47
Tabla 6 Combinaciones de cargas según el método LRFD .....	48
Tabla 7 Especificaciones de la carrocería CP1001 .....	51
Tabla 8 Propiedades mecánicas del acero negro .....	60
Tabla 9 Dimensiones básicas de la carrocería del bus .....	62
Tabla 10 Perfiles estructurales empleados en la carrocería .....	62
Tabla 11 Especificaciones técnicas del chasis de bus HINO AK .....	64
Tabla 12 Resumen de valores de las cargas ingresadas al estudio estático ....	66

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Curva Esfuerzo vs. Deformación según la idealización del material...	9
Figura 2	Elemento Shell 163.....	10
Figura 3	Ejemplo de simulación .....	12
Figura 4	Modos básicos de Hourglassing .....	14
Figura 5	Impacto de una partícula contra una superficie rígida. Etapa de aproximación (1) y rebote (2) .....	18
Figura 6	Deformación del contacto actual y equivalente “bumper o parachoques” del resorte. ....	18
Figura 7	Contacto lineal de un resorte .....	19
Figura 8	Absorción de energía.....	20
Figura 9	Modos de falla de vigas empotradas en ambos extremos .....	21
Figura 10	Variación de la pérdida de energía cinética en función de las masas de impacto .....	22
Figura 11	Carrocería de bus interprovincial CP1001 .....	24
Figura 12	Dimensiones representativas de la carrocería de bus interprovincial CP1001].....	25
Figura 13	Composición de una carrocería CP1001 .....	26
Figura 14	Especificación de la prueba de volteo en un vehículo completo mostrando la posición del centro de gravedad.....	28
Figura 15	Detalle de la geometría de la plataforma de volteo y ubicación del neumático .....	28
Figura 16	Aplicación de cargas a una sección de cuerpo según prueba cuasi-estática.....	30
Figura 17	Ubicación de las juntas plásticas PH según el cálculo cuasi-estático.....	31
Figura 18	Carrocería de bus interprovincial CP1001 sometido a un ensayo virtual de volteo .....	32
Figura 19	Esquematación de perfiles usados en la construcción de carrocerías de bus .....	34

Figura 20 Aplicación de la fibra de vidrio en la carrocería .....	38
Figura 21 Comportamiento de cargas de flexión .....	39
Figura 22 Comportamiento de cargas torsionales .....	40
Figura 23 Comportamiento de cargas laterales .....	41
Figura 24 Comportamiento de cargas de aceleración y frenado .....	41
Figura 25 Espacio de supervivencia .....	49
Figura 26 Aplicación del espacio supervivencia .....	50
Figura 27 Dimensiones requeridas según las UNECE R66 .....	51
Figura 28 Determinación del ángulo de elevación .....	54
Figura 29 Proyección del movimiento del CG y el punto de impacto .....	55
Figura 30 Momento de inercia global ( $I_{zzGB}$ ) de la estructura alrededor del centro de giro .....	56
Figura 31 Representación de cargas dinámicas por cargas cuasi-estáticas ....	58
Figura 32 Diagrama de flujo de la metodología de la simulación.....	59
Figura 33 Propiedades del acero ASTM A500 en Engineering Data .....	61
Figura 34 Propiedades del acero ASTM A500 en el software de análisis estático.....	61
Figura 35 Disposición de perfiles estructurales en la carrocería CP1001 .....	63
Figura 36 Aplicación de apoyos en el software de análisis estático.....	65
Figura 37 Asignación de cargas en la carrocería CP1001 en software de análisis estático.....	67
Figura 38 Carga distribuida sobre el techo .....	68
Figura 39 Aplicación de masa distribuida .....	69
Figura 40 Ubicación de la carrocería en posición de impacto.....	70
Figura 41 Configuración de la velocidad de impacto .....	71
Figura 42 Configuración de la superficie como soporte fijo .....	71
Figura 43 Mallado del modelo.....	72
Figura 44 Estadística de los elementos de la malla según su tamaño y su forma.....	73
Figura 45 Duración del ensayo y coeficiente de Hourglass .....	74
Figura 46 Informe de SOLVER del software de análisis estático.....	75

Figura 47 Generación de archivos de visualización en APDL .....	76
Figura 48 Deformación de la carrocería CP1001 según el método LRFD .....	77
Figura 49 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores del elemento de mayor deformación.....	78
Figura 50 Deformación máxima del techo de la carrocería.....	79
Figura 51 Diagrama esfuerzo-deformación plástica idealizada .....	79
Figura 52 Zona de mayor concentración de esfuerzos .....	80
Figura 53 Diagrama Esfuerzo de Von Mises Vs. Tiempo .....	80
Figura 54 Diagrama Deformación Plástica Vs. Tiempo .....	81
Figura 55 Diagrama Esfuerzo Vs. Deformación.....	82
Figura 56 Espacio de supervivencia al final del ensayo.....	83
Figura 57 Muestra de elementos finitos de la carrocería y del espacio de supervivencia .....	83
Figura 58 Diagrama Deformación Plástica Efectiva Vs. Tiempo.....	84
Figura 59 Diagrama Esfuerzo de Superficie Vs. Tiempo .....	84

## ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1	Velocidad tras el rebote.....	17
Ecuación 2	Impulso normal tras el rebote.....	17
Ecuación 3	Ecuación general de impacto con fricción.....	17
Ecuación 4	Deflexión máxima.....	19
Ecuación 5	Fuerza máxima de impacto.....	19
Ecuación 6	Duración de la acción de carga.....	19
Ecuación 7	Periodo en función de $\tau$ .....	19
Ecuación 8	Periodo en función de la fuerza máxima de impacto.....	19
Ecuación 9	Variación de la energía cinética.....	20
Ecuación 10	Energía cinética en función del coeficiente de restitución.....	20
Ecuación 11	Coeficiente global de restitución.....	20
Ecuación 12	Vector posición del centro de masa.....	23
Ecuación 13	Sumatoria de masas puntuales.....	23
Ecuación 14	Vector posición del centro de gravedad.....	23
Ecuación 15	Vector posición de una partícula puntual.....	23
Ecuación 16	Vector velocidad del centro de masa.....	23
Ecuación 17	Vector aceleración del centro de masa.....	23
Ecuación 18	Ángulo de impacto.....	30
Ecuación 19	Peso del vidrio en función del espesor.....	36
Ecuación 20	Carga muerta.....	42
Ecuación 21	Carga viva.....	43
Ecuación 22	Carga de frenado.....	44
Ecuación 23	Carga de aceleración brusca.....	44
Ecuación 24	Carga de giro.....	45
Ecuación 25	Carga de resistencia al aire frontal.....	45
Ecuación 26	Relación entre carga muerta y carga viva.....	46
Ecuación 27	Masa distribuida por carga muerta.....	52
Ecuación 28	Sumatoria de reacciones en los neumáticos.....	52
Ecuación 29	Distancia entre ejes.....	53

Ecuación 30	Distancia del centro de gravedad al plano vertical longitudinal ...	53
Ecuación 31	Ángulo máximo de elevación .....	53
Ecuación 32	Altura máxima de elevación .....	54
Ecuación 33	Energía de referencia.....	56
Ecuación 34	Velocidad angular de impacto de la carrocería .....	56
Ecuación 35	Velocidad lineal de impacto de la carrocería.....	57
Ecuación 36	Carga distribuida .....	65
Ecuación 37	Carga por nodo .....	66
Ecuación 38	Deformación máxima admisible .....	67
Ecuación 39	Deformación máxima admisible del techo .....	67
Ecuación 40	Incremento del tiempo de simulación .....	74

## **RESUMEN**

El presente proyecto presenta información y resultados de un análisis estructural basado en simulación por el Método de Elementos Finitos (MEF) aplicado a una carrocería de un bus interprovincial al someterse a cargas actuantes en el fenómeno de volteo, y de la cual se pretende verificar el diseño, la resistencia mecánica y la deformación máxima producida ante un evento de esta naturaleza; los resultados obtenidos permitirán establecer conclusiones ingenieriles que permita a la industria carrocera ecuatoriana fabricar estructuras de buses más resistentes y ligeras acorde a las exigencias de Normas Ecuatorianas vigentes referentes al transporte de pasajeros. El estudio se ejecutará en dos etapas, la primera es la evaluación y validación estática de la carrocería según la normativa nacional, y de la cual se determinará la zona que concentre mayor deformación para la configuración del análisis dinámico. La segunda etapa consiste en someter a la carrocería a un ensayo virtual de volteo hacia el lado que presente mayor deformación en base a condiciones de frontera determinados matemáticamente. La evaluación de los resultados se lo realiza mediante el análisis de gráficas de la cual se desprenderán as conclusiones de este estudio.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **ANÁLISIS ESTRUCTURAL**
- **ENSAYO VIRTUAL DE VOLTEO**
- **ELEMENTOS FINITOS**
- **GEOMETRÍA Y MATERIALES APLICABLES A UNA CARROCERÍA**
- **ESPACIO DE SUPERVIVENCIA**

## **ABSTRACT**

This project presents information and results of a structural analysis based on simulation by the Finite Element Method (FEM) applied to a body of an interprovincial bus when subjected to loads acting on the phenomenon of roll over, and pretend to verify the design, mechanical strength and maximum deformation produced before an event of this nature; the results allow to establish engineering conclusions that allows Ecuadorian industry making structures more resistant and light according to the requirements of applicable Reporting Standards relating to passenger buses. The study was run feeding the loads present in a roll over test mathematically deduced, both static and dynamic state, for which it will use a CAD-CAE software for dynamic analysis. The evaluation of results is done by analyzing graphs which as findings of this study.

### **KEYWORDS:**

- **STRUCTURAL ANALISYS**
- **VIRTUAL ROLL OVER TEST**
- **FINITE ELEMENTS**
- **GEOMETRY AND MATERIALS FOR A BUS' STRUCTURE**
- **RESIDUAL SPACE**

## **INTRODUCCIÓN**

### **CAPÍTULO I:**

Contiene antecedentes e información generalizada del proyecto; se presenta el alcance y limitaciones del proyecto enfocados a la configuración del ensayo virtual basado en normas internacionales.

### **CAPÍTULO II:**

Se aborda el estado de la ciencia y demás fundamentos teóricos necesarios para desarrollar y entender la Ingeniería Asistida por Computador (CAE), así como del uso y utilidad requeridos de los programas.

### **CAPÍTULO III:**

Fundamenta la ingeniería estructural de la carrocería de bus, al describir las fuerzas, cargas y esfuerzos que actúan en la superestructura basados en documentos de normalización como la INEN NTE 1323:2009.

### **CAPÍTULO IV:**

Se realiza la metodología de simulación estructural de la carrocería CP1001, describiendo los criterios utilizados para alimentar el software utilizado en el desarrollo del proyecto como restricciones geométricas y de apoyos, materiales y geometría de perfiles necesarios para el correcto análisis por Elementos Finitos.

### **CAPÍTULO V:**

Presenta el análisis y convergencia de resultados obtenidos de la simulación por MEF como deformaciones y efecto de la aplicación de las cargas en la superestructura.

**CAPÍTULO VI:**

Finalmente se presentan las conclusiones a las que se llegó después de desarrollar el presente trabajo y recomendaciones que pueden ayudar a continuar con la investigación realizada.

# CAPÍTULO I

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 Antecedentes

El objetivo de la ingeniería es observar fenómenos o problemas que se presentan de forma cotidiana y brindar una solución efectiva; en el caso particular de la ingeniería automotriz, pretende aplicar conocimientos de diseño para generar eventos, como el comportamiento de una estructura ante un accidente de tránsito.

Existen normas aceptadas internacionalmente que exigen requerimientos mínimos de diseño de carrocerías y métodos de ensayo para reproducir eventos específicos, de las cuales el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) hace uso.

La Universidad cuenta con estudios previos en el análisis de carrocerías, más no se aborda en el fenómeno de volteo que es fundamental para prever el comportamiento de la estructura en un evento real, lo cual variará la geometría del diseño estructural y materiales a usar para precautelar la integridad de los ocupantes.

Ante ello se pretende analizar el comportamiento de la estructura carrocera al suscitarse el fenómeno planteado, reproduciéndolo en un ensayo por medio de simulación virtual para su solución por elementos finitos.

## 1.2 Planteamiento del problema

CARROCERÍAS PERES es una empresa dedicada a la construcción y mantenimiento de carrocerías de bus tipo Urbano e Interprovincial ubicada en la provincia de Cotopaxi Cantón Latacunga, con 20 años ofertando sus servicios de manera artesanal; los requerimientos actuales para la homologación y acreditación de empresas carroceras exigen una mejora en el proceso de diseño y producción de carrocerías, motivo por el cual la empresa requiere de un estudio de sus productos para efectos de calificación.

La Universidad tiene estudios relacionados al diseño y análisis de carrocerías de buses, basados en requerimientos mínimos de construcción según la norma nacional (NTE INEN 1323:2009), pero no presenta un análisis profundo de pruebas de volteo, fundamental para predecir el comportamiento de la estructura en un evento real.

Al excluir este análisis del estudio se corre el riesgo de proponer una geometría del diseño estructural y materiales que no responden de manera efectiva ante un evento real, motivo por el cual el objetivo de la investigación es generar datos útiles para emitir conclusiones ingenieriles sobre la configuración y materiales del bus interprovincial.

Cabe recalcar la marcada diferencia de la aplicación de la prueba de volteo a una estructura en función sus parámetros frente a otras pruebas fundamentales como impacto frontal, impacto lateral, impacto posterior, etc. Por lo que se considera a la misma como un estudio independiente cuyos resultados en convergencia con los de otras pruebas permitirán proponer un diseño óptimo.

### **1.3 Descripción resumida del proyecto**

El presente proyecto está enfocado al estudio del comportamiento de la carrocería que será dibujada en 3D a partir de datos y dimensiones facilitados por la empresa CARROCERÍAS PERES de su serie CP1001, e idealizando soldaduras perfectas, para la realización de un análisis estructural basado en la simulación por elementos finitos en un software CAE y sometido a un ensayo virtual de volteo, cumpliendo con los requisitos establecidos por normas internacionalmente reconocidas.

Este proyecto será vinculado con investigaciones desarrolladas paralelamente a la misma estructura en ensayos virtuales de impacto lateral y de volteo, a fin de converger en resultados fiables que generen datos útiles para presentar conclusiones ingenieriles sobre la disposición y materiales del bus interprovincial.

### **1.4 Justificación e importancia**

Una vez realizado el análisis estructural basado en una simulación por elementos finitos de la carrocería sometida a pruebas de volteo, se obtendrán resultados convergentes para el diseño y construcción de la estructura, y acorde a ello determinar la necesidad de modificación de geometrías de diseño o materiales de construcción de la misma. Lo cual permitirá que el modelo propuesto cumpla con los requerimientos de la Norma Técnica Ecuatoriana 1323:2009 para la acreditación y calificación de la empresa.

La universidad contribuirá en su vinculación con áreas investigativas, esperando obtener resultados satisfactorios que permitan generar fuentes de empleo basadas en la profundización de esta investigación, además se considera que estos procesos de investigación contribuyan positivamente ante el organismo de acreditación ecuatoriano.

El análisis del comportamiento de una carrocería mediante simulación, tomando en consideración los parámetros de pruebas establecidos por normas Internacionales, servirá como ente de estudio de carrocerías fabricados en serie de la empresa privada, optimizando recursos y brindando seguridad a los ocupantes del vehículo.

La transformación de la matriz productiva supone una interacción con la frontera científico-técnica, en la que se producen cambios estructurales que direccionan las formas tradicionales del proceso y la estructura productiva actual, hacia nuevas formas de producir que promueven la diversificación productiva en nuevos sectores (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo, 2013).

## **1.5 Objetivos del proyecto**

### **Objetivo general**

Analizar estructuralmente una carrocería de bus tipo interprovincial sometida a pruebas de volteo basado en simulación por elementos finitos para determinar la geometría y materiales aplicables para garantizar la seguridad de los pasajeros.

### **Objetivos específicos**

- Obtener la información teórica para el desarrollo del proyecto de investigación.
- Analizar las Normas Técnicas de Estándares Nacionales e Internacionales para la simulación virtual de pruebas volteo de una carrocería de un bus.
- Ejecutar un modelo en 3D de la geometría de la carrocería de un bus tipo Interprovincial en un sistema CAE (ANSYS Versión Demo), con ayuda de los planos facilitados por la empresa CARROCERÍAS PERES.

- Configurar y ejecutar una simulación virtual por elementos finitos con los parámetros necesarios para la prueba de volteo en el Sistema CAE.
- Obtener datos de la prueba de volteo de la simulación virtual que permitan evaluar y analizar las consideraciones de la geometría y materiales de construcción de una carrocería.
- Elaborar un informe de los resultados obtenidos de las pruebas realizadas en la simulación para la empresa.

### **1.6 Metas**

- Obtención de la información teórica para el desarrollo del proyecto de investigación.
- Obtención de las Normas Técnicas de Estándares Nacionales e Internacionales para la simulación virtual de pruebas de volteo de una carrocería.
- Realización del MODELO EN 3D de la geometría de una carrocería de un bus tipo interprovincial en un sistema CAE, basado en planos facilitados por la empresa CARROCERÍAS PERES.
- Configuración y ejecución de una simulación virtual por elementos finitos con los parámetros necesarios para la prueba de volteo en el sistema CAE.
- Obtención de los datos arrojados en la simulación virtual de la prueba de volteo que permita evaluar y analizar las consideraciones de la geometría y materiales de construcción de la carrocería.
- Elaboración de un informe de los resultados obtenidos de las pruebas realizadas en la simulación que permita generar datos útiles para emitir conclusiones ingenieriles sobre la configuración y materiales del bus tipo interprovincial.

## 1.7 Hipótesis

La geometría de la carrocería y los materiales que forman parte de la misma son afectadas al producirse un volcamiento, el método de elementos finitos permite identificar en qué porcentaje se deformará esta estructura cuando se la someta a un ensayo virtual de volteo, siendo este fenómeno uno de los que más afecta la integridad de los ocupantes en un autobús, debido a la deformación del habitáculo.

El método de elementos finitos permite cuantificar globalmente la deformación de esta estructura al someterla al ensayo virtual de volteo, por lo que se plantea:

- Ningún elemento que conforma la estructura invadirá la zona de supervivencia.
- Ningún elemento que conforma la estructura saldrá proyectada hacia la zona de supervivencia.

## 1.8 Variables de la investigación

- **Variable Independiente:** Análisis estructural de la carrocería.
- **Variable Dependiente:** Validación de la estructura.

## CAPÍTULO II

### 2. ESTADO DE LA CIENCIA

#### 2.1 Era de la simulación y la ingeniería asistida por computador

##### 2.1.1 El mundo de la simulación

La terminología “simulación computacional” se ha vuelto muy popular en las aplicaciones ingenieriles actuales, llegando a representar uno de los procesos de diseño y evaluación más importantes de nuestros días en cuanto a investigación y aplicación se refiere, en consecuencia en los últimos tiempos han emergido muchos trabajos dedicados a estas teorías, técnicas y aplicaciones de simulación (Shen R. & Lei, 2012).

En muchos medios científicos relevantes se han tratado tópicos que sugieren que la Ingeniería Asistida por Computador jugará una importancia aún más crítica en este siglo, llegando a mencionar que será una de las ciencias y tecnologías decisivas del futuro, debido al avance de la capacidad, velocidad e inteligencia de los computadores.

La ingeniería asistida por ordenador se basa fundamentalmente en el desarrollo y aplicación de la metodología de elementos finitos y otros recursos numéricos que optimizan recursos de la máquina y que brindan resultados más precisos confiables al ingeniero.

Para este caso particular, ya desde mediados de los cincuentas se desarrollaron ampliamente la generalización de la teoría lineal de estructuras y se presentaron procedimientos para el análisis complejo y discreto de estructuras, para ello se hace necesaria la aplicación de la metodología de aproximación por elementos finitos (Shen R. & Lei, 2012).

### 2.1.2 Evolución del Método explícito de Elementos Finitos

El método de elementos finitos ha sido exitosa y efectivamente aplicado durante décadas, pero al no disponer de herramientas de cálculo que reduzcan y simplifiquen el proceso este análisis podía ser muy extenso y lento (Shen R. & Lei, 2012).

El desarrollo de nuevas tecnologías y de ordenadores de mayores capacidades ha permitido que se adopte el método de elementos finitos en la industria e investigación, al reducir sustancialmente el tiempo de estudio para obtener resultados muy aproximados a la realidad.

En el sector automotriz en particular la aplicación del método explícito de elementos finitos ha tenido gran acogida, por el hecho de que el ingeniero pueda poner en práctica ideas innovadoras en el ramo, que previamente sean evaluadas por un software reduciendo en gran medida el coste económico de realizar demasiados prototipos de prueba.

#### A. Sistemas no lineales

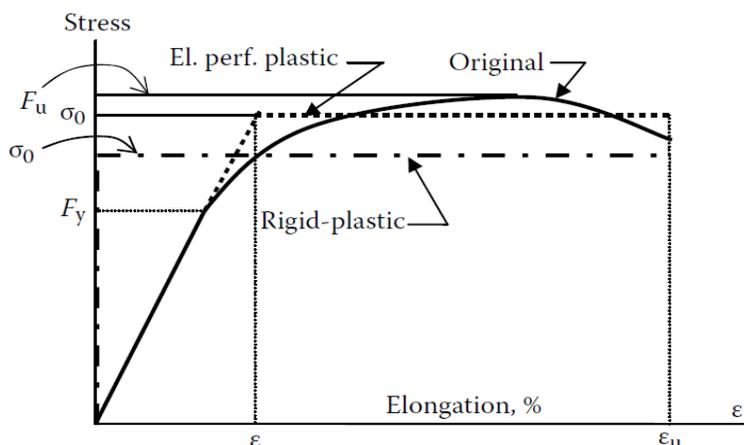
Un sistema es determinado no lineal cuando la relación que existe entre la carga externa y la deflexión experimentada por el sistema deformable no se puede representar por una línea recta (Szuladzinski, 2010).

La frecuencia natural de un sistema o estructura no lineal depende comúnmente de la amplitud, a diferencia del caso del sistema perfectamente lineal, donde la frecuencia se mantiene constante independientemente de la amplitud. Se pueden hablar de diferentes tipos de no linealidad dentro de un mismo estudio de impactos como:

- **No-linealidad geométrica:** En un análisis estático de un elemento sometido por ejemplo a tensión, considera por lo general su sección transversal como constante, este modo de análisis es aplicable a

pequeñas deformaciones. La no-linealidad geométrica se refiere a que la ecuación que relaciona el esfuerzo y deformación (grandes elongaciones o rotaciones) se vuelve no lineal.

- **No-linealidad del material:** Aplica cuando se trabaja en la zona plástica de una pieza, dicha zona, a diferencia de la elástica presenta no linealidad.



**Figura 1 Curva Esfuerzo vs. Deformación según la idealización del material**  
Fuente: (Szuladzinski, 2010)

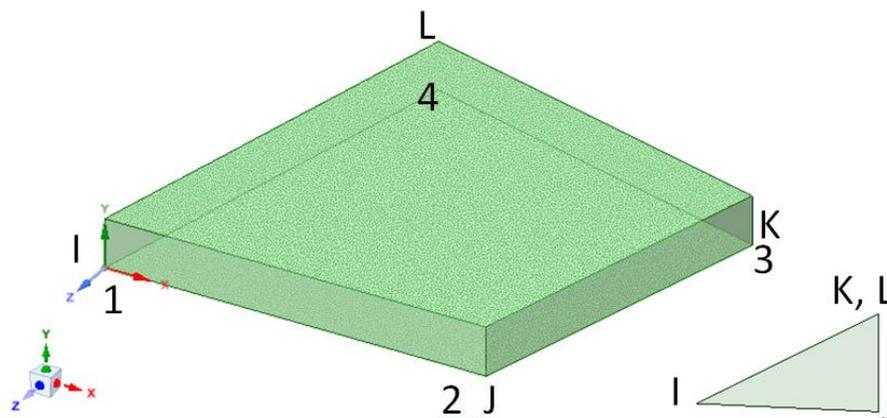
- **No-linealidad de frontera:** Se refiere a la generación de pares de contacto adicionales a los inicialmente configurados en un análisis.

## B. Elementos tipo cáscara (Shell)

La teoría "Shell" es básicamente un modelo matemático de dos dimensiones configurado para caracterizar el comportamiento de estructuras de paredes delgadas tridimensionales y son ideales para caracterizar estructuras de paredes delgadas a moderadamente gruesas, obteniendo resultados satisfactorios al analizar estructuras sometidas a flexión y deformación al asignarle un espesor integrado a los cálculos a modo de constante, lo cual reduce el tiempo de cómputo, es decir reduce el gasto computacional (© 2015 ANSYS, Inc., 2014).

Los Shells son aplicables también a superficies complejas, las cuales pueden ser desarrolladas sin ningún problema siempre y cuando la geometría sea modelada apropiadamente, a fin de evitar el fenómeno denominado hourglassing.

El software para el análisis dinámico posee en sus librerías diferentes elementos de tipo Shell, que tienen aplicaciones muy diversas, una de las más comunes el llamado Shell 163 (Figura 2). Este es un elemento de 4 nodos con capacidad de soportar cargas normales, tiene 12 grados de libertad en cada nodo (traslaciones, aceleraciones y velocidades en X, Y, Z y las rotaciones alrededor de los ejes nodales X, Y, y Z) y se utiliza sólo en el análisis de dinámica explícita (© 2015 ANSYS, Inc., 2014).



**Figura 2 Elemento Shell 163**

### 2.1.3 Proceso general del Método explícito de Elementos Finitos

Análogamente a cualquier “método”, el MEF presenta un procedimiento de resolución que permite alcanzar resultados evitando pérdidas innecesarias de tiempo como son:

#### A. Pre-proceso

Implica el cumplimiento de los requerimientos básicos de estudio, y de los cuales derivarán los resultados del estudio y su fiabilidad, y son:

- Definir el dominio geométrico del problema.

- Definir el tipo de elemento a ser usado.
- Definir las propiedades de los materiales de los elementos.
- Definir las propiedades geométricas de los elementos (longitud, área, espesor, etc.,)
- Definir la conectividad de los elementos.
- Definir las restricciones físicas (condiciones de frontera).
- Definir las cargas

## **B. Solución**

Se generan un conjunto de ecuaciones que describan el comportamiento del sistema, las cuales interaccionan entre sí para obtener expresiones significativas del análisis y se caracterizan por:

- Miles/millones de ecuaciones algebraicas que representan el sistema.
- Se almacenan las variables (memoria del computador).
- Tiempo de solución

## **C. Pos-proceso**

Se refiere a la evaluación y representación de las expresiones significativas como:

- Calcular tensiones de los elementos y representarlos gráficamente, y en orden de magnitud.
- Calcular factores de seguridad.
- Representar el comportamiento mediante animaciones.
- Representar los resultados requeridos mediante gráficos

## D. Criterios de convergencia

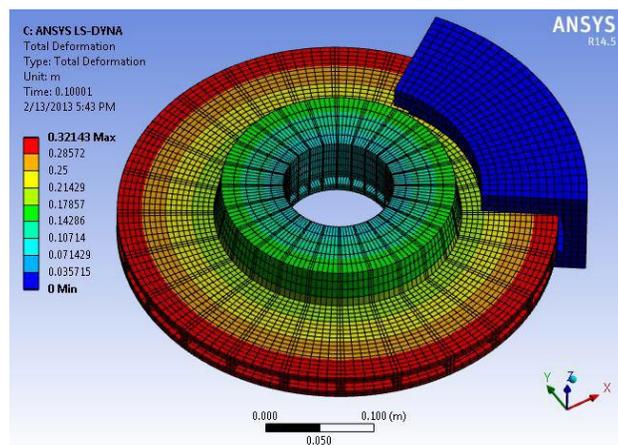
La convergencia de resultados se refiere al acercamiento de la información obtenida por medio del tratamiento de un evento por medios matemáticos, contrastado con la información adquirida del mismo evento al cuantificarlo por métodos más directos y/o puntuales, como mediciones o cálculos específicos aplicados a elementos predeterminados.

### 2.1.4 Ingeniería Asistida por Ordenador (CAE)

El CAE no es más que la aplicación de interacciones y recursos matemáticos amplios (presentes en un fenómeno determinado) en un computador, el cual no realiza todo el trabajo, pero disminuye en gran medida el tiempo de cálculo que significaría el llevarlo a cabo por el ingeniero.

El análisis estructural en un impacto representa un gran sistema no lineal en las que puede incluirse contacto, impacto, grandes deformaciones, rotaciones, etc. Además del requerimiento de materiales no lineales. Para un sistema de este tipo, usualmente se puede esperar solo una solución numérica, razón por la cual se ha hecho necesaria la adopción del método de elementos finitos como parte neurálgica del análisis (Shen R. & Lei, 2012).

### 2.1.5 SOFTWARE DE SIMULACIÓN DINÁMICA



**Figura 3 Ejemplo de simulación**  
**Fuente: (©2015 ANSYS, Inc., 2015)**

Es un programa informático que utiliza el método de elementos finitos y que es capaz de simular problemas complejos del mundo real. Con aplicaciones variadas gracias a la inversión inicial de las industrias automovilística, aeroespacial y militar.

Una de las múltiples cualidades del software es la capacidad de la importación de geometrías creadas en otras plataformas, a las cuales se les puede efectuar el estudio sin ningún tipo de inconveniente. Siendo su plataforma un poderoso medio, completo y fácil de usar. Para la simulación de ingeniería permite la limpieza de la geometría importada, mallado automático, optimización paramétrica, visualización de resultados y generación de informe completo (© 2015 ANSYS, Inc., 2014).

La tecnología de simulación disponible de este software incluye plataformas de sistemas, electrónicas, dinámica de fluidos, análisis estructural y análisis multifísico. Estas mismas aplicaciones se ejecutan para estados estáticos o dinámicos.

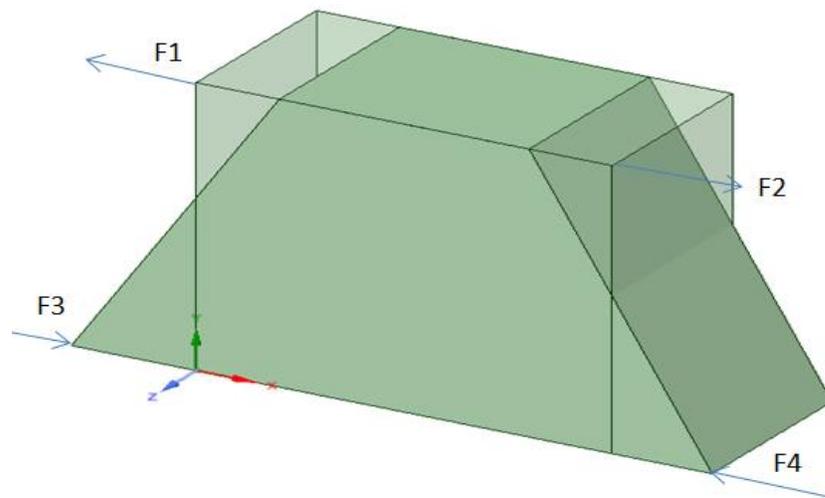
Para el desarrollo de este proyecto se hará énfasis en la utilidad de la plataforma de análisis estructural en el cual se encuentran herramientas determinadas para los siguientes fenómenos:

- Vibraciones
- Durabilidad
- Materiales compuestos
- Interacción fluido-estructural
- Análisis de esfuerzos
- Impacto
- Optimización
- Dinámica de cuerpos rígidos, y
- Análisis térmico

## 2.2 Reloj de arena “Hourglassing”

A pesar de la versatilidad del software los elementos Shell son propensos a modos de energía cero. Estos modos, comúnmente denominados reloj de arena, son causados por el resultado matemático de estados que no son físicamente posibles, son oscilatorios y de duración menor al de la respuesta global.

Estos modos le dan modifican la malla a manera de zigzag y aunque presentan rigidez despreciable, tienden a concentrar esfuerzos, que dependiendo de la cantidad de defectos presentes en un estudio pueden invalidarlo, por lo que lo recomendable es que ésta tienda a ser minimizada.



**Figura 4 Modos básicos de Hourglassing**

Como se mencionó anteriormente estos modos pueden afectar también a los elementos tipo Shell cuadriláteros, el modo más efectivo de evitar el apareamiento de estos modos es el de tener una buena práctica de modelado, a fin de obtener una malla limpia que minimice las falsas concentraciones de esfuerzos.

### **2.2.1 Formulaciones para el control de hourglass**

Diferentes modelos han sido propuestos, los cuales en esencia tratan de incluir al análisis fuerzas adicionales y específicas para resistir a este fenómeno.

#### **A. Formulación Flanagan Belytschko Viscous**

Las formas viscosas generan fuerzas de reloj de arena proporcionales a componentes de velocidad nodal que contribuyen a controlar el fenómeno de hourglass. Esta formulación es recomendada para problemas relacionados con alta velocidad que provocan grandes deformaciones. El coeficiente viscoso para las fuerzas de reloj de arena por lo general varía entre 0,05 y 0,15 (© 2015 ANSYS, Inc., 2014).

#### **B. Formulación Flanagan Belytschko Stiffness**

Las formas de rigidez generan fuerzas de reloj de arena proporcionales a los componentes de los desplazamientos nodales que contribuyen a los modos de hourglass. Esta formulación es recomendada para problemas de velocidad baja que provocan grande deformaciones, incluyendo simulaciones de choques. Las formas de Stiffness pueden endurecer artificialmente los resultados de la simulación. Por tanto, al reducir el coeficiente de reloj de arena, por ejemplo de 0,1 a 0,03, se puede minimizar el efecto de rigidez (© 2015 ANSYS, Inc., 2014).

### **2.3 Impacto mecánico**

El impacto se define como el contacto repentino de un cuerpo móvil con un cuerpo de mayor dimensión o una barrera inmóvil. En este fenómeno se hacen presentes una serie de acontecimientos físicos y mecánicos de cierta complejidad que tratan de sustentar aspectos relevantes del evento como: energía de deformación, dirección y magnitud de deformación, etc. (Szuladzinski, 2010).

### **2.3.1 Partículas y cuerpos rígidos**

Un cuerpo rígido es un modelo ideal utilizado para realizar estudios cinemáticos y mecánicos, debido a la simpleza que este estado ideal concede al realizar cálculos o análisis, su característica principal es que su forma no varía pese a ser sometido a la fuerzas externas, esto supone que la distancia entre las diferentes partículas que lo conforman resulta a lo largo del tiempo (Definición.de, 2015).

Las partículas rígidas son parte de los cuerpos rígidos, y que además comparten características, es decir que son idealmente indeformables, comúnmente usados para el análisis cinemático o mecánico que no implique la consideración de masa en el cálculo.

Cabe recalcar que en la realidad ningún cuerpo o partícula es rígida, ya que estos sufren deformaciones por la acción de fuerzas externas, pero la ciencia basa el estudio en fundamentos ideales que ayuden a explicar fenómenos por medio de las ciencias exactas, por lo cual el fundamento teórico en cualquier análisis es importante.

### **2.3.2 La dinámica del impacto**

El impacto se caracteriza dinámicamente por una repentina aceleración o desaceleración causada normalmente por un impacto cuya duración de contacto es muy corta, pero siendo este el momento de mayor transmisión de energía entre los cuerpos.

En experimentos llevados a la realidad, las colisiones suelen medirse por medio de sensores piezométricos llamados acelerómetros, que permite medir tiempos y fuerzas presentes en el fenómeno; usualmente la magnitud del evento se lo registra en múltiplos del valor de la gravedad (Shen R. & Lei, 2012).

### 2.3.3 Impacto de partículas contra una superficie rígida

Este escenario es esencial para comprender los conceptos básicos de impacto implícitos. Este evento se caracteriza por la limitación de los parámetros como el que la superficie de impacto no admite deformación, siendo carente de fricción, por lo cual los impulsos y las velocidades normales están relacionados de la siguiente manera (Szuladzinski, 2010):

$$V = kv_n \quad \text{Ecuación 1}$$

Y

$$S = Mv_n(1 + k) \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

$S$ : Impulso normal [N-s]

$V$ : Velocidad tras el rebote [m/s]

$k$ : Coeficiente de restitución

$v_n$ : Velocidad normal [m/s]

$M$ : Masa concentrada [kg]

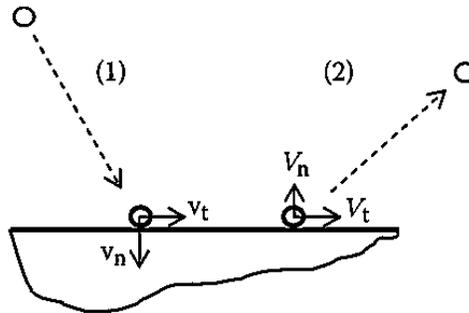
Mientras que el componente tangencial permanece sin cambios debido a la falta de fricción. Si hay fricción presente, el componente tangencial  $v_t$  se reduce a  $V_t$ :

$$MV_t = Mv_t - \mu S \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

$\mu$  es el coeficiente de fricción

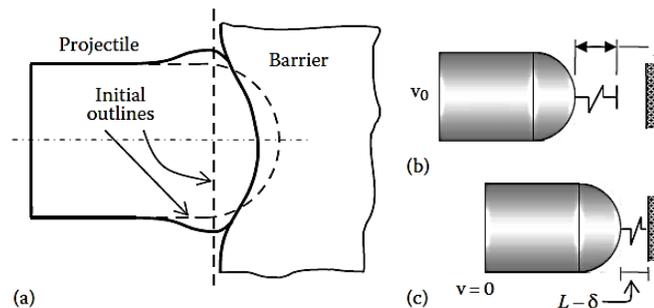
$v_t$  es la velocidad tangencial (m/s)



**Figura 5 Impacto de una partícula contra una superficie rígida. Etapa de aproximación (1) y rebote (2)**  
Fuente: (Szuladzinski, 2010)

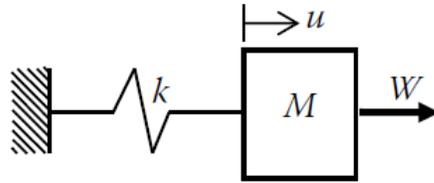
### 2.3.4 Fuerza de impacto pico y duración del impacto

Inicialmente debe determinarse los cambios cinéticos del sistema, pero para determinar la interrelación entre el objeto de impacto y la superficie respecto al coeficiente de restitución de velocidad  $k$ , para lo cual se introduce al análisis un resorte, como se aprecia en la Figura 6, a fin de considerar rígidas tanto el objeto como la superficie, que al final servirá para visualizar las deformaciones combinadas (Szuladzinski, 2010).



**Figura 6 Deformación del contacto actual y equivalente "bumper o parachoques" del resorte. Forma inicial y deformada en (a), resorte equivalente, no comprimido en (b), y comprimido en (c)**  
Fuente: (Szuladzinski, 2010)

El resorte introducido (Figura 7) al análisis es lineal de rigidez constante  $k_1$  como se muestra en la Figura 7 la máxima deflexión  $\delta_m$  se obtiene junto con la fuerza máxima  $W_m$ :



**Figura 7 Contacto lineal de un resorte**  
**Fuente: (Szuladzinski, 2010)**

$$\delta_m = v_0 \sqrt{\frac{M}{k_1}} \quad \text{Ecuación 4}$$

Y

$$W_m = v_0 \sqrt{k_1 M} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

$\delta_m$ : Deflexión máxima [m]

$W_m$ : Fuerza máxima [N]

$v_0$ : Velocidad inicial [m/s]

Para hallar el periodo o duración de la acción de la carga  $t_1$ :

$$t_1 = \frac{\pi u_m}{2v_0} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

$t_1$ : Duración de la acción de la carga [sg]

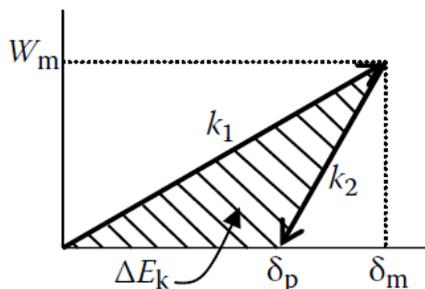
Desafortunadamente, en la mayoría de situaciones reales las características son no lineales, por ende la duración de la acción de la carga se escribe como un cuarto del periodo cuando es lineal:

$$t_m = \tau/4 \quad \text{Ecuación 7}$$

Ó

$$t_m = \frac{\pi S_n}{2W_m} = \frac{\pi M v_0}{2W_m} \quad \text{Ecuación 8}$$

Finalmente el impacto termina cuando la fuerza de contacto llega a cero durante la fase de descarga, donde las coordenadas son  $W = 0$  y  $\delta = \delta_p$  como se observa en la Figura 8



**Figura 8 Absorción de energía**  
Fuente: (Szuladzinski, 2010)

Se observa que el resorte es más rígido durante la descarga ( $k_2 > k_1$ ), y donde  $\delta_p$  es la deformación permanente; el área sombreada representa la energía cinética perdida durante el impacto:

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} k_1 \delta_m^2 \left( 1 + \frac{k_1}{k_2} \right) \quad \text{Ecuación 9}$$

O expresada en términos del coeficiente de restitución:

$$Mv^2 = k_1 \delta_m^2 \quad \text{Ecuación 10}$$

$$k^2 = \frac{k_1}{k_2} \quad \text{Ecuación 11}$$

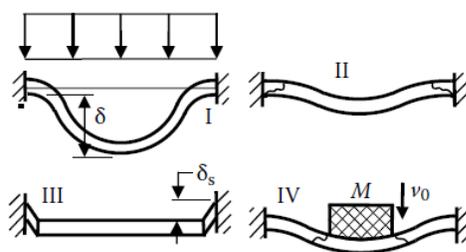
## 2.4 Comportamiento general de vigas

Una viga es un elemento estructural cuya longitud es mucho mayor que su ancho y profundidad, este elemento tridimensionalmente presenta seis fuerza internas: carga axial, dos momentos flectores, dos cortes y un par torsional. Algo importante a considerar es que los esfuerzos cortantes sobre todo cerca de los extremos o cerca de la aplicación de carga llegan a ser incluso más influyentes en la dinámica que en estado estático (Szuladzinski, 2010).

### 2.4.1 Modos básicos de falla

El comportamiento de las vigas a cargas excesivas puede ser muy extensa, motivo por el cual se han considerado modos básico de falla en vigas que brindaran bases teóricas para casos más complejos, estos modos son:

- **Deformación excesiva:** A pesar del nombre, este modo no se asocia con la ruptura de la viga, pero la evidencia de esta falla es la distorsión del miembro estructural hasta provocar su pérdida de funcionalidad (Figura 9, I).
- **Tensión extrema en soportes:** Provoca la falla de la viga en los puntos de anclaje o apoyo, pudiendo provocar agrietamiento sin necesidad de presentar deformación excesiva, es decir flexión. (Figura 9, II).
- **Corte en los soportes:** Presenta falla a corte en los puntos de anclaje provocada por una carga de relativamente corta duración (Figura 9, III).
- **Corte a proyectil:** Asociado a impactos de relativa alta velocidad, fallando el elemento a corte en las proximidades del objeto contundente (Figura 9, IV).

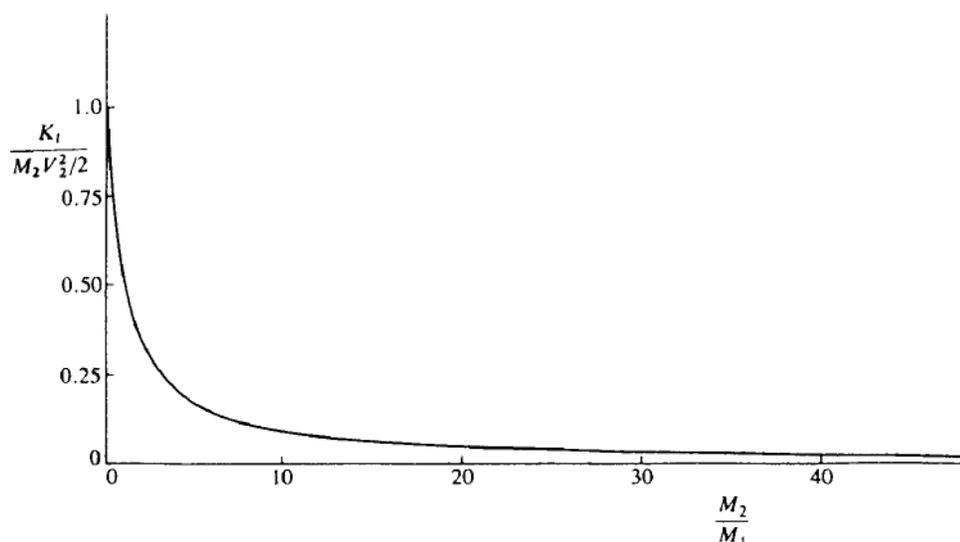


**Figura 9 Modos de falla de vigas empotradas en ambos extremos**  
Fuente: (Szuladzinski, 2010)

### 2.4.2 Colapso

Es la destrucción dinámica de un elemento estructural por la aplicación de cargas de excesiva magnitud, que se inicia generalmente en la zona de mayor concentración de esfuerzos, o de mayor vulnerabilidad. Para nuestro estudio el colapso se lo relaciona como el resultado palpable de la estructura ante el

fenómeno de vuelco, en el caso de la deformación completa de la estructura, invadiendo completamente el espacio de supervivencia (Jones, 2012).



**Figura 10 Variación de la pérdida de energía cinética en función de las masas de impacto**

**Fuente: (Jones, 2012)**

## 2.5 Centro de gravedad y teorema de movimiento

La solución de algunas reconstrucciones de accidentes difíciles pueden ser tratados con relativa facilidad con el entendimiento de la relación existente entre la fórmula que describe el centro de masa (o centro de gravedad CG) y el movimiento del CG un sistema de partículas (Huang M. , 2002).

La ubicación del CG de un vehículo es de vital importancia para el análisis de diferentes fenómenos a los que puede estar expuesto el vehículo, ya que el mismo determina en gran medida el comportamiento del automotor al estar sometido a la acción de cargas o desplazamientos.

### 2.5.1 Localización y movimiento del centro de masa

En adelante, los términos “centro de masa” (CMs) y “centro de gravedad” (CG) pueden ser usados indistintamente, ya que al permanecer en la órbita

terrestre y a una altitud relativamente constante ambos, el CMS y el CG son coincidentes.

El vector de posición del centro de masa está dado por:

$$M\vec{r}_G = \sum_i^n m_i \vec{r}_i \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

$$M = \sum_i^n m_i \quad \text{Ecuación 13}$$

$M$ : Masa del sistema.

$$\vec{r}_G = x_G\vec{i} + y_G\vec{j} + z_G\vec{k} \quad \text{Ecuación 14}$$

$\vec{r}_G$ : Vector posición del CG

$$\vec{r}_i = x_i\vec{i} + y_i\vec{j} + z_i\vec{k} \quad \text{Ecuación 15}$$

$\vec{r}_i$ : Vector posición de la partícula  $i$

Al diferenciar la Ecuación 12 se obtienen la velocidad y aceleración:

$$M\vec{v}_G = \sum_i^n m_i \vec{v}_i \quad \text{Ecuación 16}$$

$$M\vec{a}_G = \sum_i^n m_i \vec{a}_i = \sum_i^n m_i \frac{d\vec{v}_i}{dt} \quad \text{Ecuación 17}$$

### 2.5.2 Teorema de movimiento del CG

**Teorema:** “En ausencia de cualquier fuerza externa, el centro de masa del sistema de partículas se moverá en línea recta a velocidad constante. Cualquier colisión entre las partículas, elástica o inelástica, no tendrá efecto sobre el movimiento independientemente de cualquier colisión de las partículas con las otras”. (Huang M. , 2002)

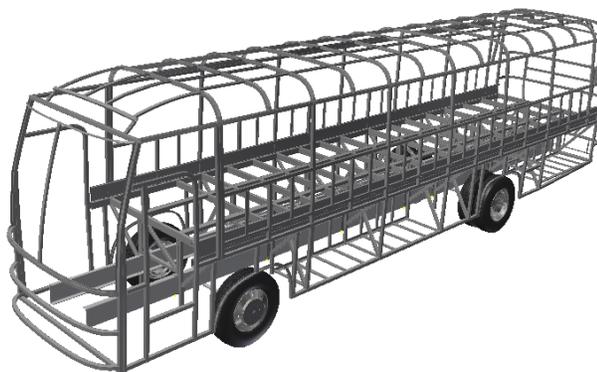
## 2.6 Pruebas de impacto

El automóvil desde sus primeros días en la historia, ha estado ligado a los accidentes, y con estos, la sucesión de víctimas humanas. A partir de las primeras muertes registradas, hasta la actualidad han sucedido más de veinte millones de accidentes de tráfico mortales, por lo que fue necesario realizar una serie de análisis y métodos para reducir el riesgo mortal en caso de accidente sobre los ocupantes del vehículo. (Huang M. , 2002)

Desde finales de los 80 para mejorar la seguridad, se dio la necesidad de contar con unos medios de análisis y desarrollo de métodos de mitigación de los efectos de los accidentes de vehículos sobre las personas. Hacia 1930, con el automóvil incorporado como parte de la vida cotidiana, el número de muertes por accidentes con automóviles se estaba convirtiendo en un tema muy preocupante (Shen R. & Lei, 2012)

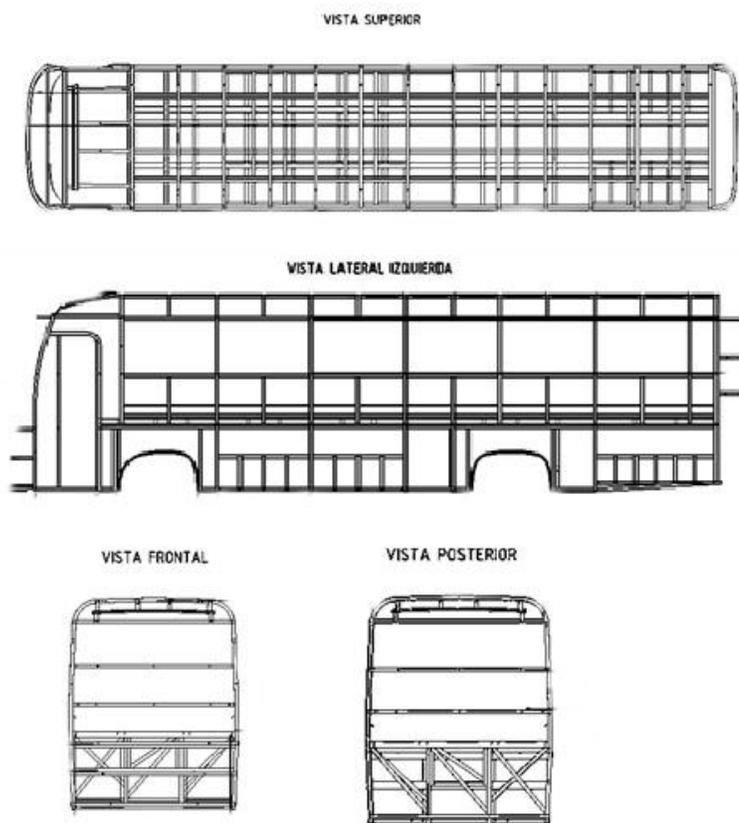
## 2.7 Carrocería

“Conjunto de estructura, elementos de seguridad y confort que se adiciona al chasis de forma fija, para el transporte de personas.” (INEN, 2009), es también un elemento importante de la seguridad pasiva, ya que su diseño se basa en la absorción de la mayor cantidad de energía en caso de colisiones.



**Figura 11 Carrocería de bus interprovincial CP1001**

Para fines prácticos la carrocería de bus se la considera como el armazón metálico conformado por perfiles, ángulos, planchas metálicas, etc. Y unidos por distintas juntas (soldaduras, remaches, pernos, etc.) que forman una especie de caja, la cual cumple la misión de alojar y proteger a los ocupantes en caso de siniestros, y que también este aloja todos los elementos de confort y seguridad necesarios en un medio de transporte (Andrade & Méndez, 2012).

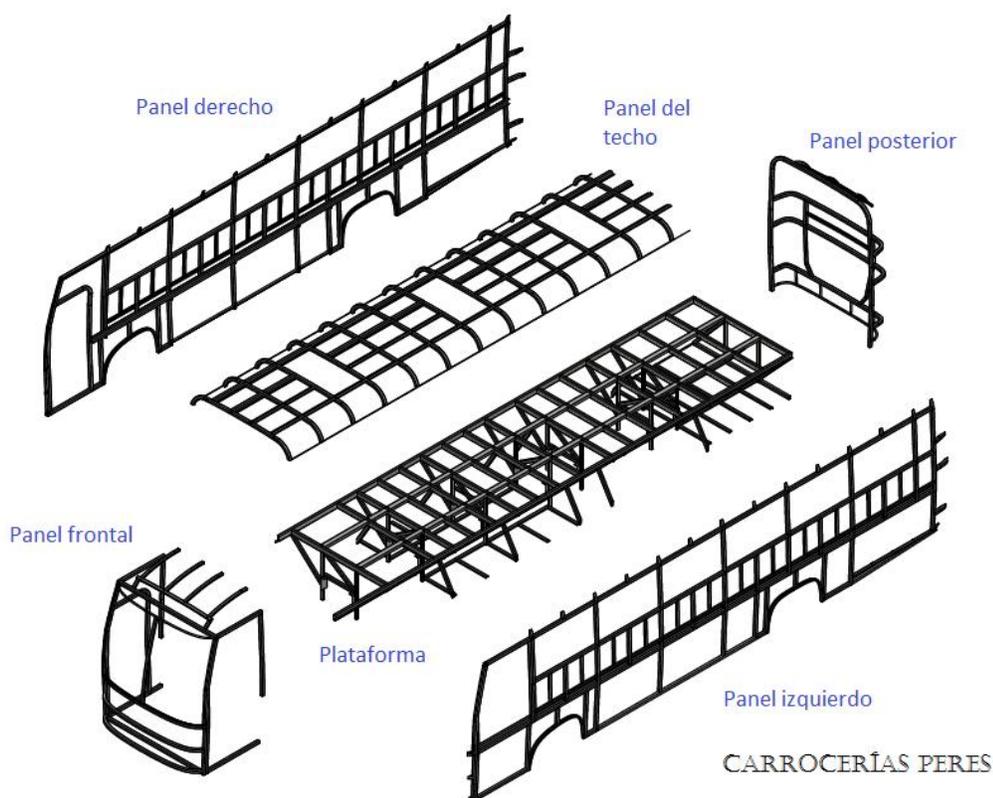


**Figura 12 Dimensiones representativas de la carrocería de bus interprovincial CP1001**

Paralelamente este armazón al estar fijo al chasis, adiciona una carga que al final será asumida por el motor de combustión interna, haciéndose necesaria una mayor potencia para trasladar el vehículo. Motivo por el cual los requerimientos actuales se basan en el mejoramiento de la geometría y reducción de recursos físicos para mejorar el factor peso-potencia, sin descuidar la prioridad que es la seguridad de los ocupantes.

### 2.7.1 Superestructura

La superestructura es la parte de una construcción que está por encima del nivel del suelo (Definición.de, 2015), que además contiene partes y elementos coherentes que contribuyen a la resistencia y capacidad de absorción de energía de la estructura, y que preserva el espacio residual en el ensayo de volteo (UNECE, 2006).



**Figura 13 Composición de una carrocería CP1001**

Para el desarrollo de este proyecto se define superestructura como la estructura metálica conformada por perfiles, ángulos, etc. (excluidas chapas metálicas y recubrimientos) Y unidos por distintas juntas (soldaduras, remaches, pernos, etc.), que soportan las cargas y momentos generados en el movimiento del autobús.

## **2.8 Ensayos de volteo**

El vuelco lateral se produce con menor frecuencia en comparación con otro tipo de accidentes que involucran autobuses, pero cada accidente en promedio presenta aproximadamente 25 víctimas mortales, frente al promedio de choque frontal de 14 víctimas en promedio (Matolcsy M. , 2007).

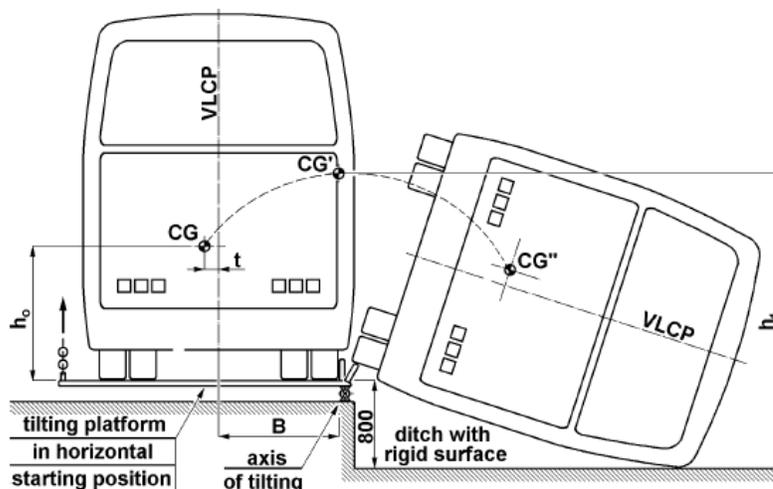
Los accidentes por vuelco pueden dividirse de la siguiente manera: giro con un  $\frac{1}{4}$  de vuelta, giro a un lado por zanja con rotación entre  $\frac{1}{4}$  y  $\frac{1}{2}$  de vuelta, vuelco en carretera con una rotación entre  $\frac{1}{2}$  y 2 vueltas, vuelco grave con más de 2 rotaciones, y vuelco combinado con una colisión previa, caída a un precipicio o incendio luego del vuelco (Matolcsy M. , 2007).

Para la homologación de la superestructura existen 5 pruebas equivalentes internacionalmente aceptadas y que tienen la misma validez de aplicación, y son (UNECE, 2006):

- Prueba de volteo en vehículo completo a escala real
- Prueba de volteo usando secciones de cuerpo
- Prueba cuasi-estática de secciones de cuerpo
- Cálculo cuasi-estático basado en la prueba de componentes, y
- Simulación computarizada de la prueba de volteo.

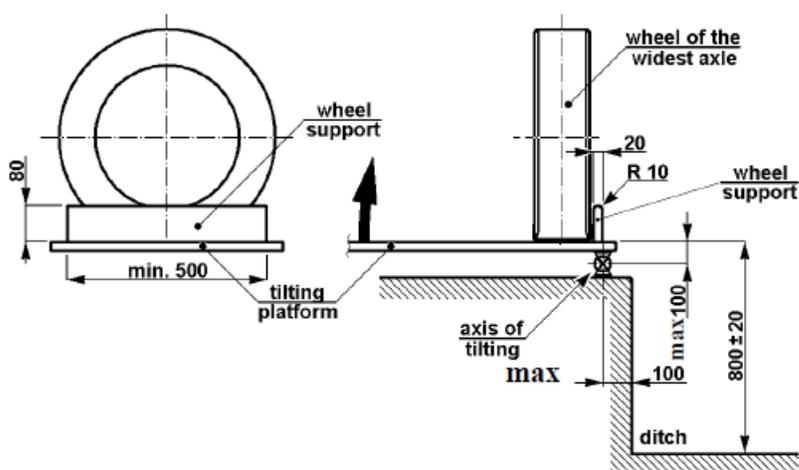
### **2.8.1 Prueba de volteo en vehículo completo a escala real**

La prueba de volteo en realidad es una prueba de inclinación en la cual el vehículo completo está situado en la plataforma de volteo, con la suspensión bloqueada e inclinado hasta su posición crítica de estabilidad (UNECE, 2006).



**Figura 14 Especificación de la prueba de volteo en un vehículo completo mostrando la posición del centro de gravedad**  
**Fuente: (UNECE, 2006)**

La prueba inicia desde el punto cero (horizontalmente en la plataforma de volteo), seguidamente la plataforma es provista de una velocidad angular pertinente (no excede los 5 grados/segundo), cuyo centro de giro coincide con los apoyos de los neumáticos laterales como se muestra en la Figura 14, los cuales están elevados 800 mm del nivel de referencia, como se muestra en la Figura 15.



**Figura 15 Detalle de la geometría de la plataforma de volteo y ubicación del neumático**  
**Fuente: (UNECE, 2006)**

### **2.8.2 Prueba de volteo usando secciones de cuerpo**

Este método puede ser uno de los que el fabricante puede hacer uso; para el uso de este método se hace necesaria la determinación del centro de masas, es utilizado también para verificar la resistencia del techo (Viniz-Pap, 1998).

Este método se basa en el uso de uno o más compartimentos con un corte geométrico de sección muy exacto, y su distribución de masas que representa la sección más crítica de la estructura, sus vigas cargadas y columnas del bus.

Es necesario que la sección posea al menos dos columnas, se debe instalar cualquier elemento interior que reduzca el espacio de supervivencia. Las secciones de cuerpo deberá ser equipado con soportes artificiales, que reproduzca el mismo centro de gravedad, el centro de giro de la plataforma de inclinación debe coincidir con el que fuese si el bus estuviera completo. El segmento de prueba debe ser capaz de absorber al menos el 80% de la energía del bus completo.

### **2.8.3 Pruebas cuasi-estáticas de la sección de un cuerpo**

Este método de prueba usa secciones de cuerpo como una unidad de prueba, al igual que la prueba con sección de cuerpo debe tener por lo menos dos columnas (UNECE, 2006).

En este método se debe instalar el espacio de supervivencia, a fin de verificar intrusiones en dicho espacio, además la superestructura debe ser firmemente unida a la zona de prueba por juntas fuertes, pero se debe considerar que los anclajes no interfieran con el comportamiento plástico de la estructura.

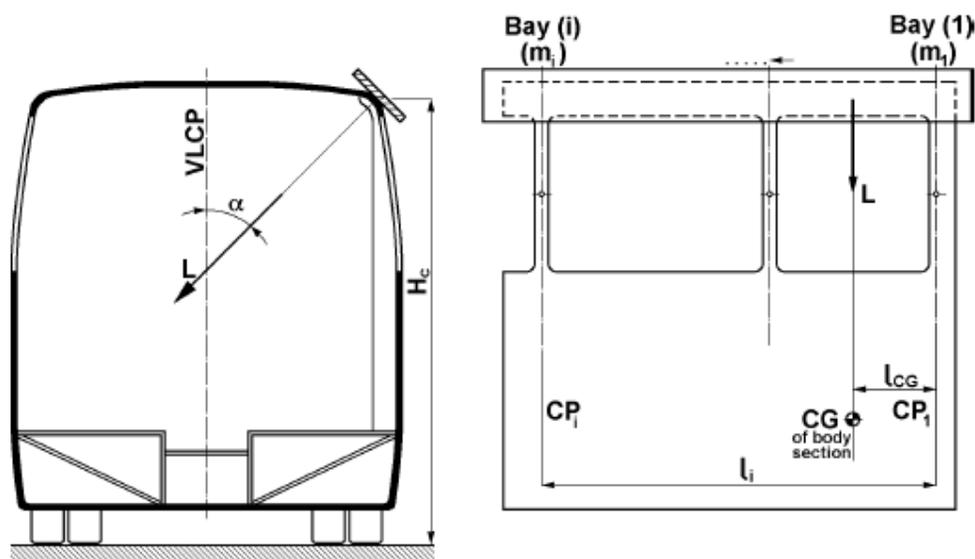
La aplicación de la carga debe ser eventualmente distribuida en la viga que represente el primer contacto que tendría lugar en una prueba de volteo de

vehículo completo; además la dirección de la carga se determina por la Ecuación 18:

$$\alpha = 90^\circ - \arcsin\left(\frac{800}{H_c}\right) \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde:

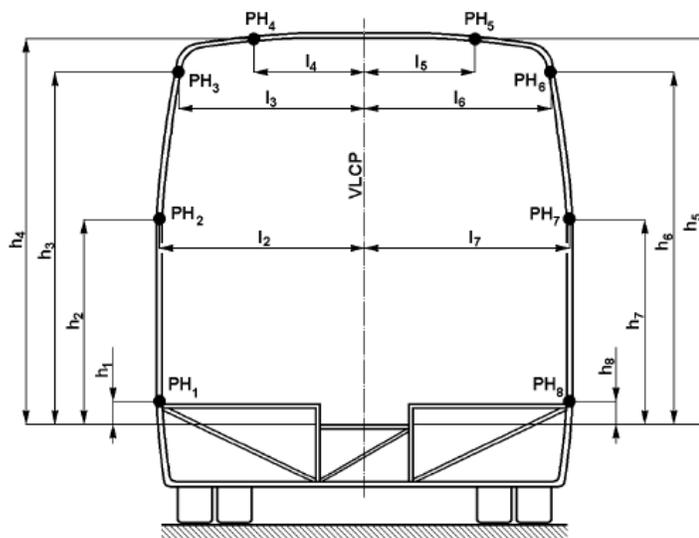
$H_c$ : Es la altura del travesaño superior (en mm) del vehículo medida desde el suelo, como se muestra en la Figura 16



**Figura 16 Aplicación de cargas a una sección de cuerpo según prueba cuasi-estática**  
**Fuente: (UNECE, 2006)**

#### 2.8.4 Cálculo cuasi-estático basado en la prueba de componentes

Para este método se hace necesario manejar información acerca de la localización de las zonas plásticas (PZ) y juntas plásticas (PH) en la superestructura (UNECE, 2006). Las estimaciones de deformaciones totales se basan en cálculos de balances energéticos y de recorrido de cada PH, como se muestra en la Figura 17.



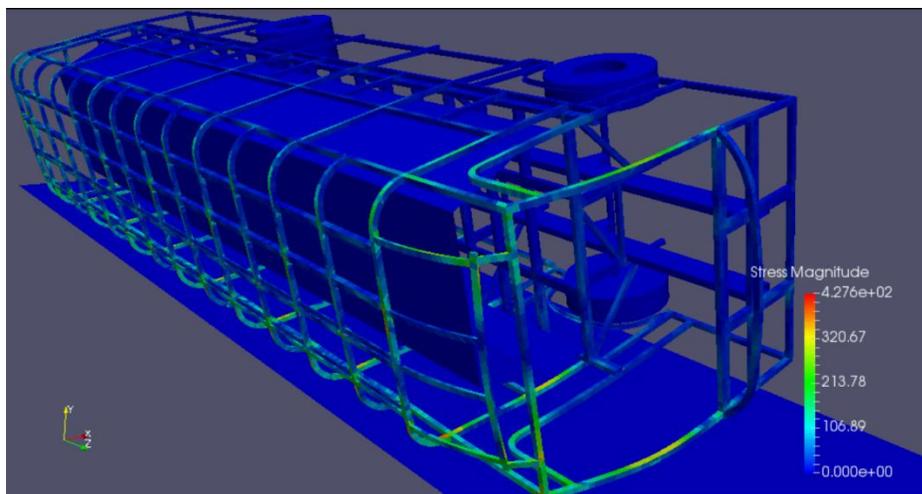
**Figura 17 Ubicación de las juntas plásticas PH según el cálculo cuasi-estático**  
**Fuente: (UNECE, 2006)**

### 2.8.5 Simulación computarizada de prueba de volteo

Este último método es uno de los más utilizados actualmente (como se menciona en la sección 2.1.1 y 2.1.4).

Este método hace necesario en primera instancia la evaluación completa de la superestructura a cargas estáticas que simulen la magnitud y dirección del evento en la realidad, se realiza su evaluación por medio de la aplicación del método explícito de elementos finitos, que se lo puede ejecutar en cualquier software que tenga esa capacidad (Huang & Xie, 2010).

Posteriormente se evalúan la o las secciones críticas determinadas en las evaluaciones estáticas en un software que maneje el evento de forma dinámica, es decir que represente el evento en función del tiempo, y en el cual se pueda evaluar paramétricamente las variables como deformación, esfuerzos, etc. Este proceso se lo desarrolla principalmente en LS-DYNA, algunos países hacen necesaria la reproducción del evento en el software ANSYS, aunque en otros países queda a consideración del fabricante.



**Figura 18 Carrocería de bus interprovincial CP1001 sometido a un ensayo virtual de volteo**

## **2.9 Normativas para el diseño y evaluación de superestructuras de autobuses**

Con el paso de los años y el adelanto de la tecnología y la mejoramiento de los procesos de construcción, fabricación o producción se hizo necesario la implementación de requerimientos mínimos que garanticen de cierta forma la fiabilidad del producto al final del proceso, para lo cual se pueden publicar normativas a nivel nacional o internacional que sirvan de base para los procesos tecnológicos.

Los requerimientos y conceptualización de diseño de carrocerías utilizado en este proyecto será la Norma Técnica NTE INEN 1323:2009. Para la simulación del volteo se tomará como base los requerimientos de prueba estipulados en la regulación R66 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa bajo el título “Prescripciones Técnicas Uniformes Relativas a la Homologación de Vehículos Grandes de Pasajeros con Respecto a la Resistencia de su Superestructura”.

## CAPÍTULO III

### 3. PARÁMETROS DE DISEÑO

La estructura de un autobús durante su operación estará sometida a cargas combinadas, por lo cual el diseño detallado y probado de la misma se hace necesario a fin de garantizar el comportamiento adecuado de la estructura en circunstancias reales.

Para un análisis apropiado del sistema se determina el tipo de deformación esperada, según Johnson (como se citó en (Goicolea, s.f.)) la clasificación general de deformación en función de la velocidad global de un sistema será:

- Baja velocidad ( $v < 50m/sg$ ). Efectos elásticos, o deformación plástica localizada.
- Velocidad media ( $50m/sg < v < 500m/sg$ ). Deformación plástica generalizada.
- Velocidad alta ( $500m/sg < v < 2000m/sg$ ). La resistencia viscosa del material aún tiene importancia.
- Hipervelocidad ( $2000m/sg < v$ ). El material puede considerarse como un fluido hidrodinámico.

La velocidad máxima permitida de circulación para buses interprovinciales en autopistas es de 90 Km/h (25 m/sg), consecuentemente se evidenciaran deformaciones elásticas o plásticas localizadas en la superestructura.

#### 3.1 Elementos estructurales y materiales comúnmente usados en la construcción de carrocerías

Aunque la oferta del mercado para la industria carrocera es variada, se distinguen algunos productos que predominan en la construcción de las

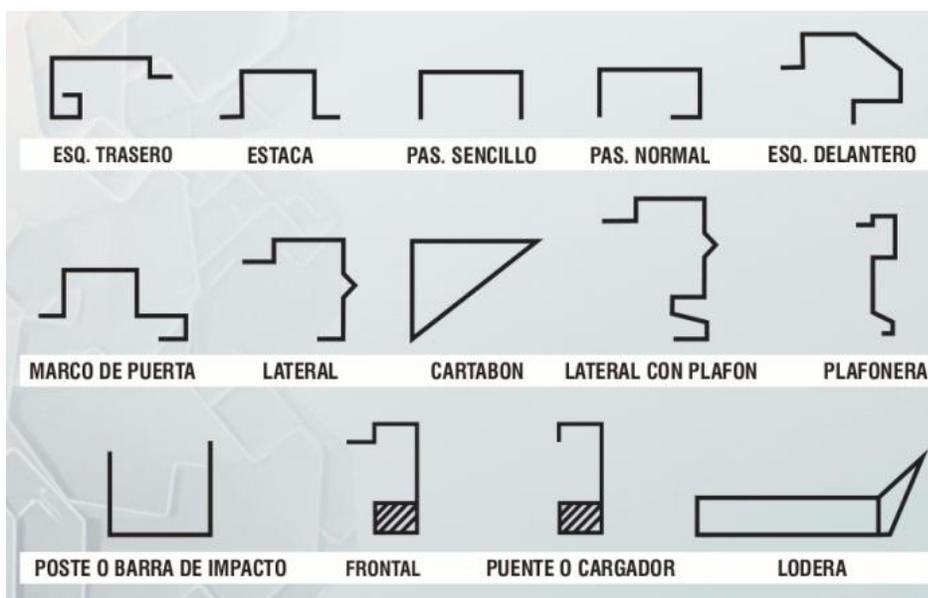
superestructuras, como por ejemplo el tubo cuadrado, rectangular, vigas en c, etc.

### 3.1.1 Elementos estructurales

Son todos los elementos que forman parte de la estructura y que aportan a la resistencia de la misma como:

#### A. Perfiles

La industria del acero de nuestro país ofrece una amplia gama de perfiles en diferentes espesores, tratamientos térmicos y propiedades anticorrosivas, que son aplicadas según la utilidad encontrada en las diferentes secciones de la estructura.



**Figura 19 Esquemización de perfiles usados en la construcción de carrocerías de bus**

**Fuente: (PROIMET, 2013)**

#### B. Latonería

Al igual que los perfiles estructurales, los paneles son ampliamente empleados en las estructuras de buses, ya que constituyen el recubrimiento del esqueleto o armazón, estos paneles son comercializados en forma de bobinas,

las cuales son extendidas a lo largo de la estructura y unidas a la misma por medio de soldadura a bajo amperaje, ya que la misma corre el riesgo de deformarse.

**Tabla 1**

**Planchas galvanizadas para carrocerías**

<b>Recubrimiento: galvanizado G60</b>				
<b>Calidad del acero: ASTM A 653 CS</b>				
<b>Norma de fabricación: NTE INEN 115</b>				
<b>ANCHO</b> <b>[mm]</b>	<b>LARGO</b> <b>[mm-]</b>	<b>ESPESOR</b> <b>[mm]</b>	<b>PESO</b> <b>APROX.</b> <b>[Kg]</b>	<b>USO</b>
1000	2000	0.70	10.99	Embutición
1000	2000	0.90	14.13	
1000	2000	1.10	17.27	
1000	2000	1.40	21.98	
1220	2440	0.40	9.35	Comercial
1220	2440	0.45	10.52	
1220	2440	0.50	11.68	
1220	2440	0.60	14.02	
1220	2440	0.70	16.36	
1220	2440	0.90	21.03	
1220	2440	1.10	25.7	
1220	2440	1.40	32.72	
1220	2440	2.00	46.74	

Fuente: (IPAC Duferco Group, 2016)

### **C. Vidrios**

Forman parte de la carrocería y cumplen la función de barrera contra el viento y ornato, estos vidrios deben cumplir con estándares mínimos de seguridad para los pasajeros en caso de accidente.

Los vidrios utilizados en buses son templados, y consiste en el tratamiento térmico del vidrio con el fin de darle propiedades de resistencia mecánica y térmica, convirtiendo a un vidrio ordinario en un vidrio de seguridad al elevar su temperatura hasta reblandecerlo a unos 650°C y enfriándolo rápidamente al aire (EXTRALUM, 2016).

**Tabla 2**

**Oferta de vidrios templados**

<b>Oferta de vidrios templados</b>		
<b>ESPESOR</b>		<b>PESO APROX.</b>
<b>[mm]</b>	<b>[in]</b>	<b>[Kg/m2]</b>
2.50	3/32	6.30
3.00	1/8	7.60
4.00	1/6	10.10
<b>5.00</b>	<b>1/5</b>	<b>12.70</b>
6.00	1/4	15.20
8.00	1/3	20.20
1.00	3/8	25.30
12.00	1/2	30.40
19.00	3/4	48.10

Fuente: (Extralum, 2016)

Se puede calcular el peso aproximado de un vidrio, a una medida determinada, mediante la Ecuación 19:

$$Peso\ aprox.\ [Kg] = A * E * 2,351$$

**Ecuación 19**

Donde:

*A*: Área del vidrio [m]

*E*: Espesor del vidrio [mm]

### **3.1.2 Materiales**

#### **A. Acero**

El acero es ampliamente utilizado por sus excelentes propiedades mecánicas y bajos costos, y resulta de la aleación de hierro y carbono (menor al 2%, generalmente entre 0,2 a 0,3%) (Aranda & Dután, 2009).

Las propiedades físicas y mecánicas del acero varían de acuerdo a su composición y el tipo de tratamiento térmico, químico o mecánico que se le aplica, ampliando su aplicabilidad; años atrás la preferencia en cuanto al tipo de acero era el ASTM A36 (Aranda & Dután, 2009), pero actualmente se ha popularizado el uso del ASTM A500 debido a que presenta propiedades similares al primero, pero con la excepción de que resiste de mejor manera la corrosión.

#### **B. Aluminio**

Este es un material blando y maleable que al ser aleado con otros metales adquiere propiedades mecánicas excelentes, su uso en la industria automotriz se popularizó por su baja densidad y fácil manejo, lo que permite realizar sobre él operaciones de fundición, forja, extrusión, etc. Lo que lo hace ideal para laminados resistentes a la corrosión.

#### **C. Madera**

Este material es especialmente empleado sobre la plataforma debido a su bajo peso, flexibilidad, conducción térmica y capacidad de absorción de impactos, para constituirse el material de excelencia para el piso del bus.

El tipo de madera queda a consideración del diseñador, pero prepondera el uso de la llamada “tabla marina” o contrachapado marino, este es fabricado con resina fenólica y se lo emplea en sitios donde hay humedad agresiva o posible contacto con el agua, además viene lijado en ambas caras y para su terminación puede ser barnizado o pintado (ENDESA BOTROSA, 2006)

Tabla 3

**Contrachapado marino: dimensiones y espesores**

Contrachapado marino: dimensiones y espesores		
ESPESOR [mm]	TAMAÑO [m x m]	DENSIDAD* [kg/m <sup>3</sup> ]
3.6	1.22 - 2.14	550 - 600
5.6	1.22 - 2.14	550 - 600
6	1.22 - 2.14	550 - 600
9	1.20 - 2.14	550 - 600
12	1.20 - 2.14	550 - 600
15	1.20 - 2.14	550 - 600
18	1.20 - 2.14	550 - 600
25	1.20 - 2.14	550 - 600

Fuente: (ENDESA BOTROSA, 2006)

**D. Fibra de vidrio**

La fibra de vidrio es un material compuesto empleado para poder producir formas complejas del panel frontal, panel posterior, terminados del tablero de instrumentos, etc. Y que definitivamente son el impacto visual y la calidad estética del diseño.



**Figura 20** Aplicación de la fibra de vidrio en la carrocería

## 3.2 Cargas de influencia en la superestructura

Las cargas y esfuerzos a los que está expuesta una carrocería son variados y complejos, pero se puede idealizar eventos que ayudaran a aproximar resultados, también se pueden discriminar dependiendo del tipo de deformación que dicha carga puede producir.

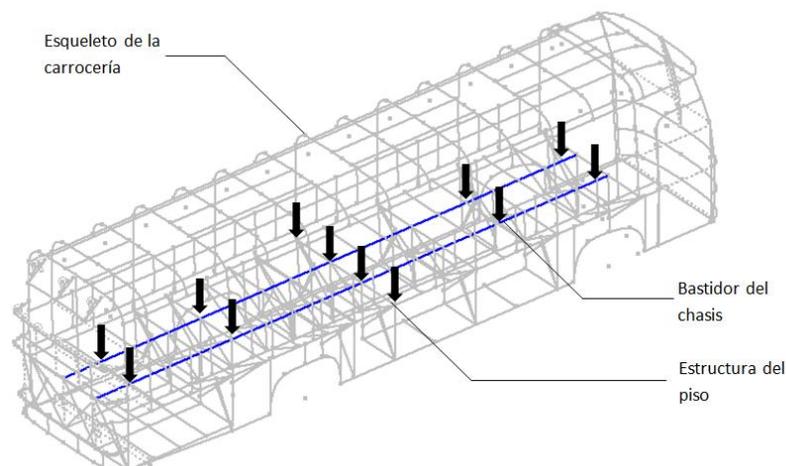
Según el criterio de efectos producidos se clasifican en:

- Cargas de flexión
- Cargas de torsión
- Cargas laterales
- Cargas de freno y aceleración

### 3.2.1 Cargas de flexión

Este tipo de cargas actúan a lo largo del bastidor y piso de la carrocería en dirección vertical hacia el centro de la tierra provocando un fleje de la carrocería.

Provocadas comúnmente por la acción del peso de la carga muerta y útil, cuyas reacciones provienen de los neumáticos.

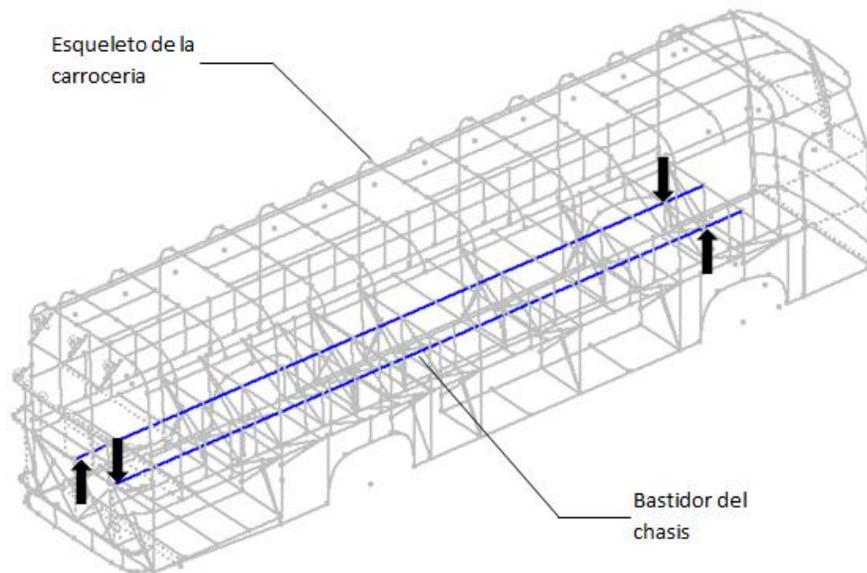


**Figura 21 Comportamiento de cargas de flexión**

### 3.2.2 Cargas de torsión

Estas cargas actúan a los costados y lo largo del bastidor y carrocería intentando torcerlas, aplicando cargas en direcciones contrarias y cuyas reacciones provienen de los neumáticos.

Provocadas comúnmente por un desbalance del peso de la carga útil derivadas de irregularidades como baches o pequeñas elevaciones súbitas.

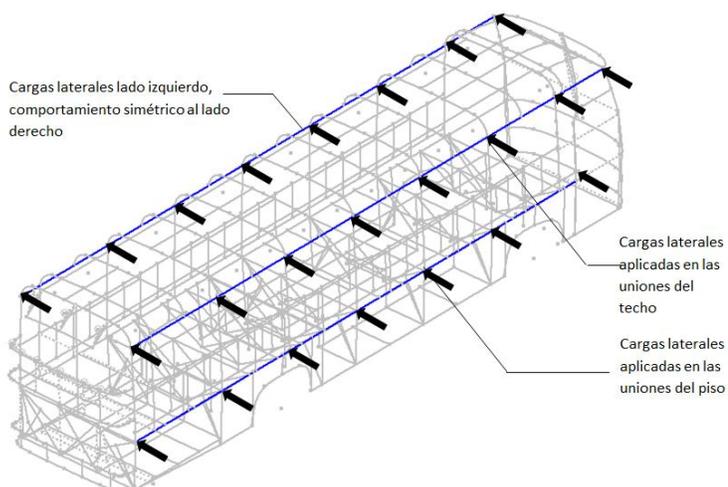


**Figura 22 Comportamiento de cargas torsionales**

### 3.2.3 Cargas laterales

Estas cargas actúan en los pilares verticales de manera perpendicular al eje longitudinal intentando deformar la geometría del perfil frontal de la estructura, aplicando cargas en una misma dirección y cuyas reacciones provienen de los puntos de anclaje al bastidor transmitidas desde los neumáticos.

Provocadas comúnmente por las fuerzas centrífugas a las que se somete la estructura al momento de tomar una curva, y también aunque de manera despreciable las cargas de sotavento y barlovento.

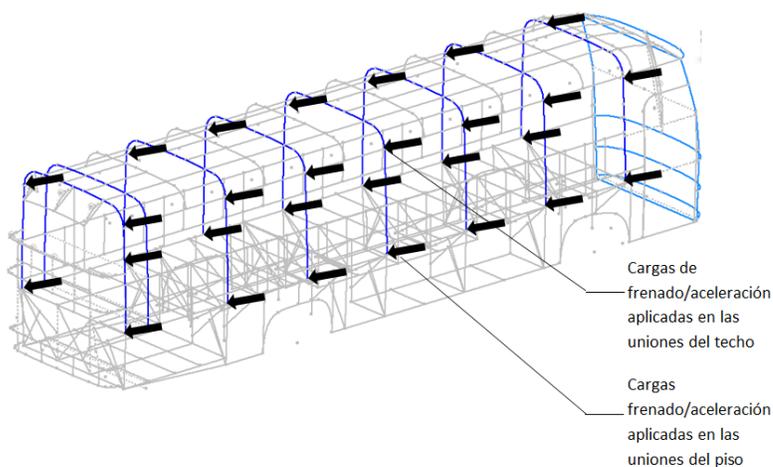


**Figura 23 Comportamiento de cargas laterales**

### 3.2.4 Cargas de frenado y aceleración

Estas cargas actúan en los pilares verticales de manera paralela al eje longitudinal intentando deformar la geometría del perfil lateral de la estructura, aplicando cargas en una misma dirección y cuyas reacciones provienen de los puntos de anclaje al bastidor transmitidas desde los neumáticos.

Provocadas comúnmente por el las fuerzas inerciales de las masas en movimiento al intentar detenerse o vencer el estado de reposo (frenar o acelerar), también aparece por efecto de la resistencia del aire al avance del autobús.



**Figura 24 Comportamiento de cargas de aceleración y frenado**

### 3.3 Requisitos de cargas aplicadas a la carrocería bajo la norma NTE INEN 1323:2009

Las cargas requeridas por este reglamento se aplican a la carrocería para su análisis cuasi estático, estas cargas después de ser determinadas matemáticamente se les multiplica por factores de confiabilidad para finalmente generar cargas combinadas derivadas por estas fuerzas, ya sea por el método LRFD o ASD. El método de cálculo de las cargas está detallado en la normativa tratada en esta sección.

#### A. Cargas estáticas

Son las cargas que debe soportar sin ningún problema la estructura bajo la acción del peso tanto de los pasajeros y su equipaje, como del peso de la misma estructura.

Las cargas estáticas que se encuentran en la normativa nacional son:

- Carga muerta, y,
- Carga viva

#### 3.3.1 Carga muerta (CM)

Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones operativas, es decir la carrocería terminada con todos los accesorios necesarios y elementos estructurales permanentes para ponerla en circulación, y se la considera uniformemente distribuida.

Se determina la carga muerta ( $CM$ ) por medio de la ecuación:

$$CM = Wn * g$$

**Ecuación 20**

Donde:

$Wn$ : Peso total del bus [Kg]

$g$ : Gravedad [ $m/sg^2$ ]

### 3.3.2 Carga viva (CV)

Corresponde a la carga generada por ocupación, refiriéndose al peso de los pasajeros (parados y sentados) con sus respectivos equipajes, a esta carga se la considera uniformemente distribuida.

Se determina la carga viva ( $CV$ ) por medio de la ecuación:

$$CV = (P_p + P_e) * g \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde:

$P_p$ : Peso total de personas con maleta de mano [Kg]

$P_e$ : Peso total de equipaje [Kg]

$g$ : Gravedad [ $m/sg^2$ ]

## B. Cargas dinámicas

Estas cargas se hacen presentes al momento de operación del autobús, que además de las estáticas producen deformaciones y esfuerzos en la estructura.

Las cargas dinámicas que se encuentran en la normativa nacional son:

- Carga de frenado
- Carga de aceleración brusca
- Carga de giro
- Carga por resistencia del aire frontal

### 3.3.3 Carga de frenado (CF)

La carga de frenado se produce por la variación de velocidad del autobús generando una aceleración negativa (mayor o igual a  $-4 m/s^2$ ). Esta carga en la realidad es mayor que la carga de aceleración brusca, y se distribuye la magnitud de esta carga entre los nodos que conforman los arcos principales.

Se determina la carga de frenado ( $CF$ ) por medio de la ecuación:

$$CF = (W_x + P_p + P_e) * dm \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

$W_x$ : Masa de la carrocería íntegra [Kg]

$P_p$ : Masa total de pasajeros [Kg]

$P_e$ : Masa total de equipaje [Kg]

$dm$ : Desaceleración [ $m/sg^2$ ]

### 3.3.4 Carga de aceleración brusca (CAb)

La carga de frenado se produce por la variación de velocidad del autobús generando una aceleración positiva, en los análisis ésta se debe considerar de la misma magnitud pero diferente sentido que la carga de frenado, e igualmente el valor de esta carga se distribuye en los nodos que conforman los arcos principales.

Se determina la carga de aceleración brusca ( $CAb$ ) por medio de la ecuación:

$$CAb = -CF \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

$CF$ : Carga de frenado [N]

### 3.3.5 Carga de giro (Cg)

Es una carga transversal que se presenta por la acción de la fuerza centrífuga que experimenta un autobús al tomar una curva, se la determina en función del radio de giro y de la velocidad, la velocidad mínima a considerar es de 90 km/h Esta fuerza debe ser inferior a la fuerza de vuelco calculada sobre la base de su peso total del bus a plena carga y su centro de gravedad (INEN, 2009).

Se determina la carga de giro ( $Cg$ ) por medio de la ecuación:

$$Cg = (W_x + P_p + P_e) * \frac{Vel^2}{ra} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

$W_x$ : Masa de la carrocería íntegra [Kg]

$P_p$ : Masa total de pasajeros [Kg]

$P_e$ : Masa total de equipaje [Kg]

$Vel$ : Velocidad instantánea del bus [m/sg]

$ra$ : Radio de curvatura de la carretera [m]

### 3.3.6 Carga por resistencia del aire frontal ( $Caf$ )

Es una carga generada por la resistencia que ofrece el aire al desplazamiento del autobús, para lo cual es necesario la proyección de la vista frontal del autobús, ya que esa será el área que formara parte del cálculo.

Se determina la carga por resistencia del aire frontal ( $Caf$ ) por medio de la ecuación:

$$Caf = \frac{C_x * \rho * AP * Vel^2}{2} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

$C_x$ : Coeficiente de resistencia aerodinámico [adimensional]

$\rho$ : Densidad del aire [Kg/m<sup>3</sup>]

$AP$ : Área proyectada del bus sobre el plano frontal [m<sup>2</sup>]

$Vel$ : Velocidad instantánea del bus [m/sg]

### 3.4 Tabulación de valores de cargas aplicadas a la superestructura

La carrocería al estar ya construida las dimensiones y características ya están dadas, motivo por el cual se realizará ingeniería inversa para determinar valores significativos a partir de los datos disponibles como el peso total del bus (10782.292 [kg]), 46 ocupantes, etc. Más adelante se mostrará los datos del fabricante.

Tabla 4

## Cargas de diseño aplicadas a la superestructura

Cargas de diseño de la superestructura	
DESCRIPCIÓN	VALOR [N]
Carga viva	105741.938
Carga muerta	42530.017
Carga de frenado	67667.848
Carga de aceleración brusca	67667.848
Carga de giro	14329.653
Resistencia del aire frontal	2149.377

## 3.5 Combinaciones básicas de cargas

Para la correcta discriminación entre cual método de diseño es el más aplicable, la AISC en la edición número 14 de su manual recomienda calcular la relación entre la carga viva y la carga muerta ( $\psi$ ); este valor al ser igual o menor que 3 recomienda aplicar el método ASD; de ser mayor a 3 recomienda aplicar el método LRFD (Bartlett, 2008).

$$\psi = \frac{CV}{CM}$$

Ecuación 26

De acuerdo a la norma INEN 1323 se tienen las siguientes combinaciones en función de las cargas aplicadas a la carrocería:

## 3.5.1 Método ASD (Allowable strength design)

El método del Diseño por el esfuerzo permisible (ASD), evalúa la estructura de tal manera que las tensiones calculadas por efectos de las cargas de servicio no superen los valores máximos en las especificaciones, es decir que se trabaja en función de las tensiones admisibles, donde éstas son una fracción de las tensiones cedentes del material, ya que por basarse en el análisis

elástico de las estructuras, los elementos deben ser diseñados para comportarse elásticamente.

En el método ASD se define la resistencia admisible en tracción dividiendo la resistencia nominal por un factor de seguridad.

**Tabla 5**

**Combinaciones de cargas según el método ASD**

<b>Combinaciones de cargas método ASD</b>		
<b>ÍTEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>VALOR</b>
1	CM	105741.9376
2	CM+CV	148271.9545
3	CM+CV+CG	162601.6073
4	CM+CV+CF+Craf	218089.1793
5	CM+CV+Craf	150421.3316
6	CM+CV+Cab	215939.8023
7	CM+CV+Cab+Craf	218089.1793
8	CM+CV+CF	215939.8023

**3.5.2 Método LRFD (Load resistance factor design)**

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. Este estado límite se puede clasificarse en dos tipos: los de resistencia y los de servicio.

El primero se basa en la seguridad o capacidad de carga de las estructuras e incluye las resistencias plásticas, de pandeo, de fractura, de fatiga, de volteo, etc. Mientras que los estados límite de servicio se refieren al comportamiento de las estructuras bajo cargas normales de servicio, mismas que tienen que ver con el uso y la ocupación como deflexiones excesivas, deslizamientos, vibraciones y agrietamientos.

En este método las cargas de servicio son multiplicadas por los llamados factores de carga o de seguridad. Con esto se obtienen las cargas factorizadas, mismas que serán utilizadas para el diseño de la estructura, que permita resistir las cargas factorizadas, con una deformación elástica de cada elemento menor a 1/240 veces su longitud

**Tabla 6**

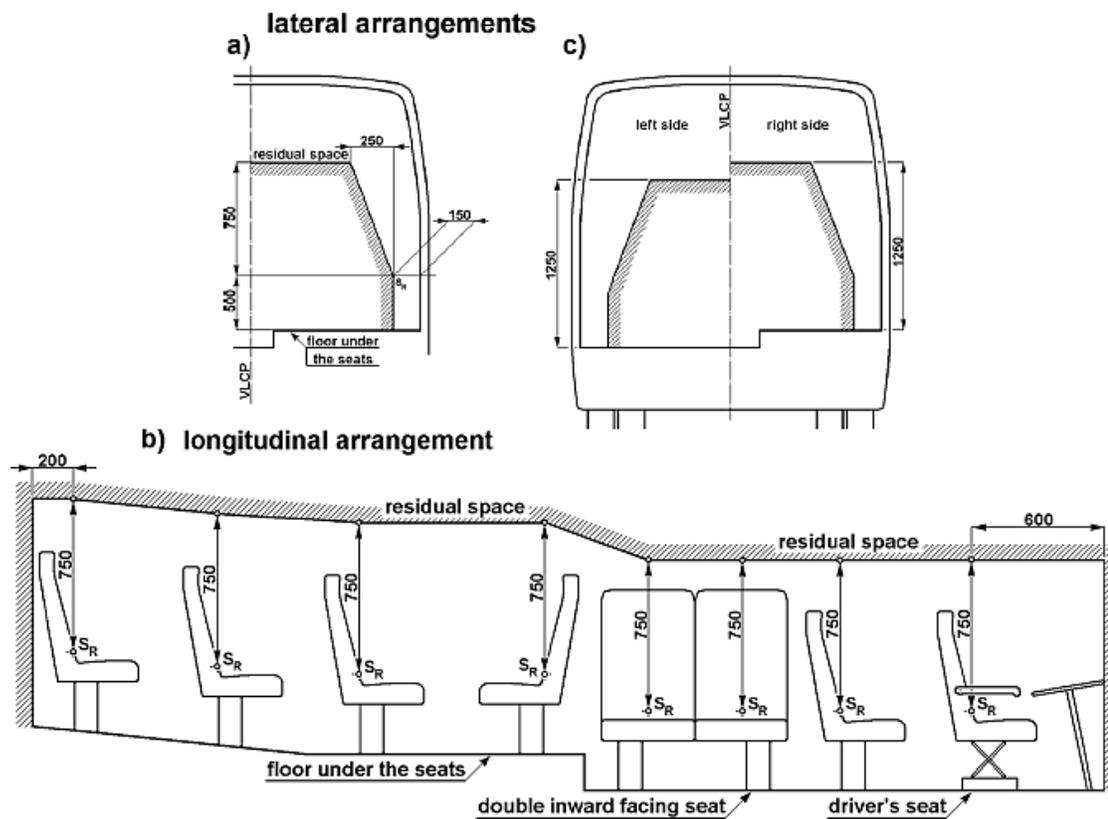
**Combinaciones de cargas según el método LRFD**

<b>Combinaciones de cargas método LRFD</b>		
<b>ÍTEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>VALOR</b>
1	1.4M+V	190568,7296
2	1.2M+1.6V+0.5G	202103,1786
3	1.2M+0.5V+1.6G	171082,7781
4	1.2M+1.6F+0.8Raf	236878,3832
5	1.2M+0.5V+0.5F+1.3Raf	184783,4476
6	1.2M+1.5Ab+0.5V	203968,1974
7	0.9M-1.3Raf	92373,5537
8	0.9M+1.3Raf	97961,9340

**3.6 Espacio de supervivencia**

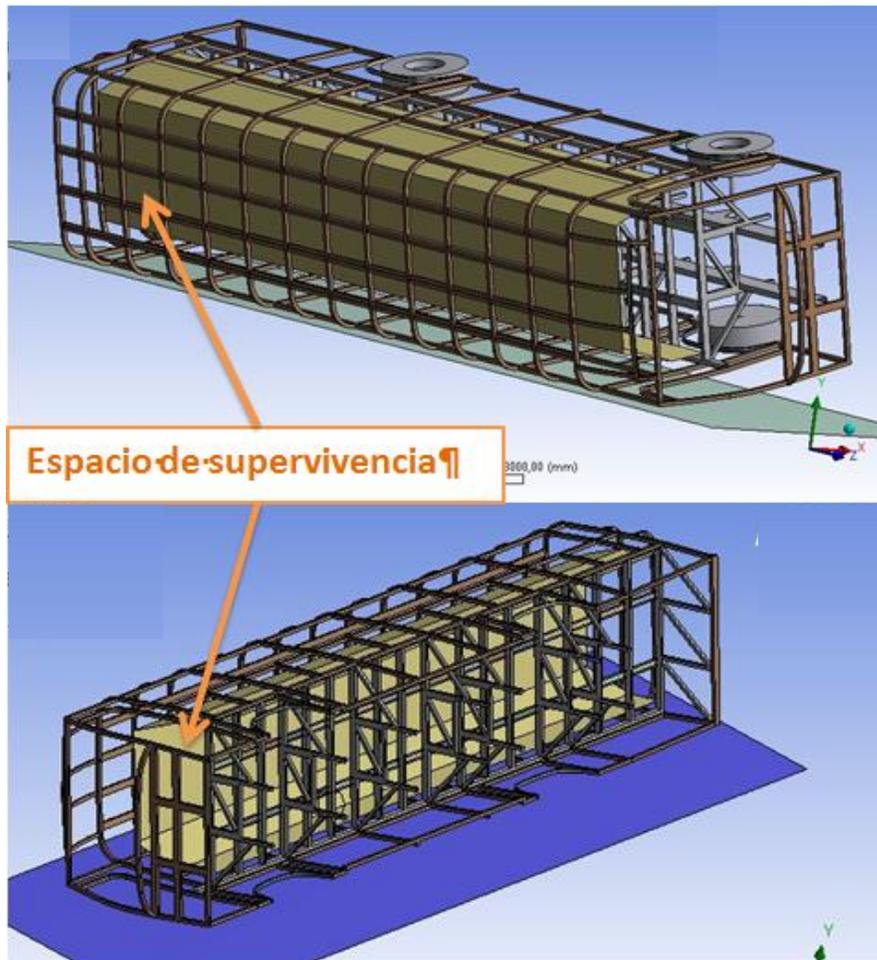
Es el volumen imaginario que se ubica al interior del habitáculo, cuyo fin es el de delimitar geométricamente una zona en la que los ocupantes podrán mantenerse a salvo en caso de un accidente.

Este espacio se obtiene al unir los puntos SR ubicados a una altura de 500 mm por encima del piso de la carrocería y redibujado en el respaldo de cada asiento (Figura 25, b), de los cuales se derivan las demás dimensiones (Figura 25, a).



**Figura 25 Espacio de supervivencia**  
**Fuente: (UNECE, 2006)**

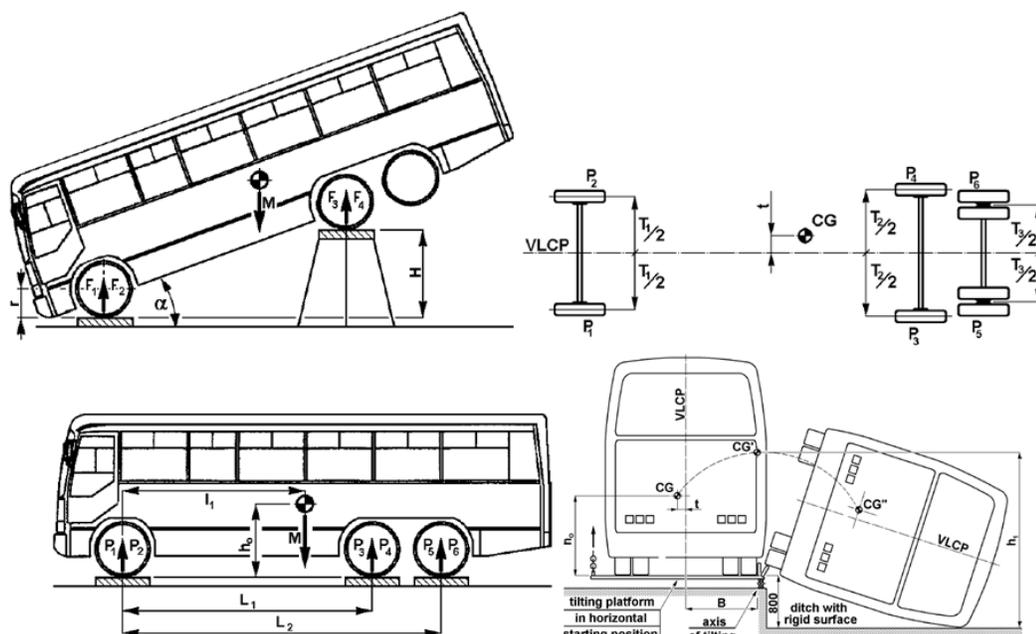
Según la norma (UNECE, 2006) al someter a una carrocería a un ensayo de vuelco se debe verificar que no exista intrusión de elementos estructurales proyectadas al espacio de supervivencia, de ser así se ratificará el correcto diseño de la estructura, en la Figura 26 se ilustra el espacio de supervivencia aplicado a la estructura en estudio.



**Figura 26 Aplicación del espacio supervivencia**

### **3.7 Determinación de parámetros de frontera para la carrocería de bus interprovincial CP1001**

En este apartado se determinarán los parámetros que son necesarios para la configuración de las fronteras de la simulación, como son: la masa distribuida a ser aplicada, el ángulo al que estará la carrocería justo antes del impacto y la velocidad lineal que la misma presentará en ese momento.



**Figura 27 Dimensiones requeridas según las UNECE R66**  
**Fuente: (UNECE, 2006)**

Los parámetros de frontera se derivan de los datos proporcionados por CARROCERÍAS PERES detallados en la Tabla 7 , son referidos a la Figura 27 presentados en la norma UNECE R66.

**Tabla 7**

**Especificaciones de la carrocería CP1001**

<b>Características técnicas de la carrocería CP1001</b>	
Número de pasajeros	46
Peso de asiento dúplex [Kg]/[lb]	15.8757 / 35
Peso de la cabina [Kg]/[lb]	181.44 / 400
Reacción del neumático delantero izquierdo (P1) [N]	19889.421
Reacción del neumático delantero derecho (P2) [N]	19612.674
Reacción del neumático posterior izquierdo (P3) [N]	33351.956
Reacción del neumático posterior derecho (P4) [N]	32887.887

**CONTINÚA →**

Reacción del neumático posterior izquierdo elevado (F3) [N]	<b>32562.952</b>
Reacción del neumático posterior derecho elevado (F4) [N]	32124.209
Batalla del eje delantero (T1) [mm]	2035
Batalla del eje posterior (T2) [mm]	1840
Distancia entre el ejes (L1) [mm]	5800 <span style="color: blue;">CONTINÚA →</span>
Distancia de la plataforma al plano de simetría (B) [mm]	1222.5+20
Peso total del bus ( $W_n$ ) [Kg]	10782.292

### 3.7.1 Masa distribuida a ser aplicada a la carrocería

El valor de masa distribuida a ser configurado en el ensayo será el resultado de la diferencia entre el peso total del autobús ( $W_n$ ) y el valor que registra el software según los elementos modelados, con esto se logra equiparar la masa total del autobús en la simulación.

$$\text{masa distribuida} = W_n - w_n$$

**Ecuación 27**

Donde:

$W_n$ : Peso total del bus no cargado [Kg]

$w_n$ : Peso del modelo evaluado por el CAD [Kg]

### 3.7.2 Identificación del CG y el ángulo de impacto

#### A. Ubicación del CG

De la determinación del centro de gravedad depende la fiabilidad del cálculo de la energía de referencia y la velocidad de impacto; el ángulo de impacto es importante para el ahorro del gasto computacional. La determinación del centro de gravedad se propone en la norma UNECE R66 por medio de las siguientes ecuaciones:

$$P_{total} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

**Ecuación 28**

Donde:

$P_{total}$ : Es la sumatoria de las reacciones de los neumáticos del autobús apoyado en un plano horizontal incluido los fluidos y sin pasajeros. [N]

$P1$ : Reacción del neumático delantero izquierdo (conductor) [N]

$P2$ : Reacción del neumático delantero derecho [N]

$P3$ : Reacción del neumático posterior izquierdo [N]

$P4$ : Reacción del neumático posterior derecho [N]

Posterior a ello se debe determinar la distancia existente entre el CG y el eje delantero del bus por medio de la Ecuación 30.

$$l1 = \frac{(P3 + P4) * L1}{Ptotal} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

$l1$ : Distancia entre el eje delantero y el CG [mm]

$L1$ : Distancia entre ejes [mm]

La ubicación del centro de gravedad respecto al plano de simetría (plano vertical longitudinal) se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$tCG = \left[ (P1 - P2) * \frac{T1}{2} + (P3 - P4) * \frac{T2}{2} \right] * \frac{1}{Ptotal} \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

$tCG$ : Distancia entre el CG y el plano vertical longitudinal [mm]

$T1$ : Batalla de los neumáticos delanteros [mm]

$T2$ : Batalla de los neumáticos posteriores [mm]

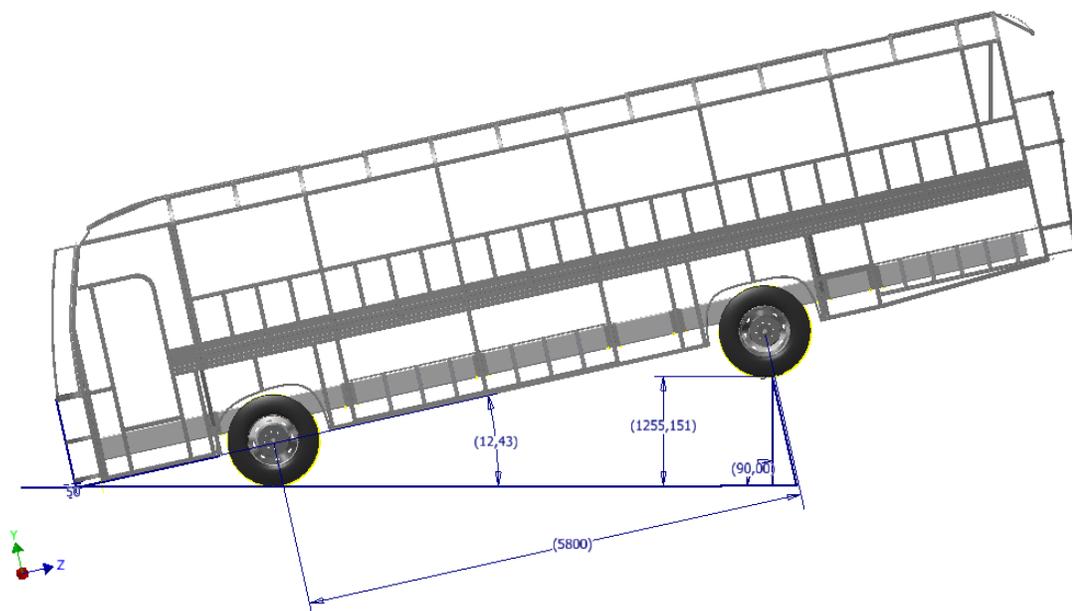
Los parámetros indicados en la Ecuación 31 también se los puede determinar de forma gráfica con la ayuda de cualquier software CAD, como se ve en la Figura 28.

$$\alpha = \text{asin} \left( \frac{H}{L1} \right) \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

$\alpha$ : Ángulo máximo de elevación con el eje delantero como pivote [mm]

$H$ : Altura máxima a la que puede elevarse el autobús sin que la nariz haga contacto con el suelo [mm]



**Figura 28 Determinación del ángulo de elevación**

Finalmente se determina la altura al que se encuentra el CG desde el nivel de referencia horizontal (suelo), por medio de la Ecuación 32.

$$h_o = r + \left( \frac{1}{\tan(\alpha)} \right) * \left[ l_1 - \left( L_1 * \frac{F_3 + F_4}{P_{total}} \right) \right] \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

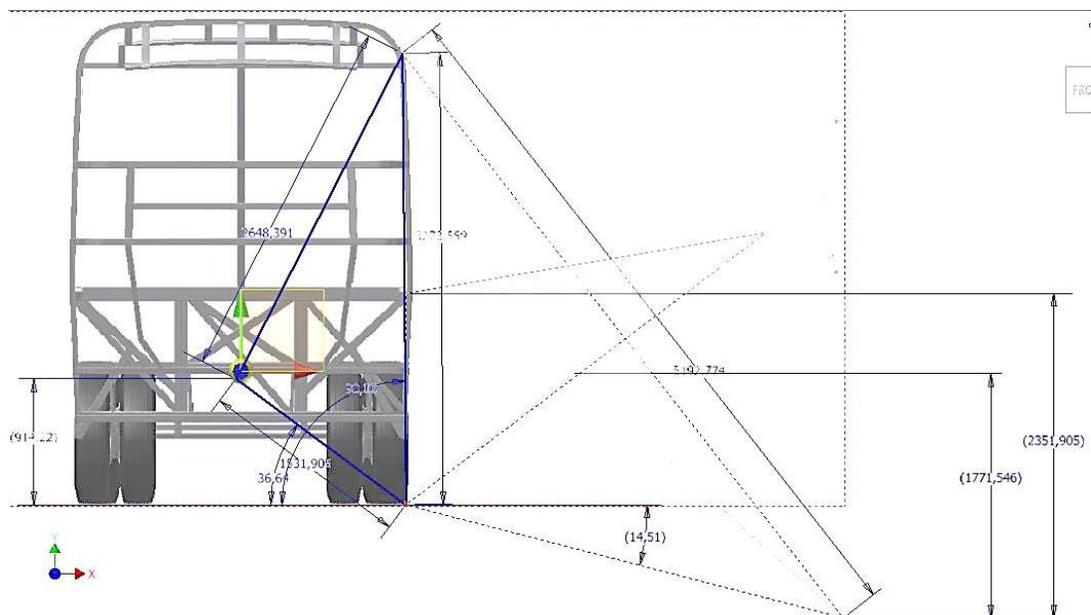
$h_o$ : Altura entre el CG y el nivel de referencia [mm]

$F_3$ : Reacción del neumático posterior izquierdo elevado [N]

$F_4$ : Reacción del neumático posterior derecho elevado [N]

## B. Ángulo de impacto de la carrocería

El ángulo de impacto puede ser determinado de manera gráfica con la ayuda de un software CAD, proyectando la geometría exterior del autobús y haciendo tangente una línea constructiva que respete el dimensionamiento inicial, de allí construir una geometría regular y hacer rotar alrededor del centro de giro de la plataforma de volteo como se muestra en la siguiente figura.

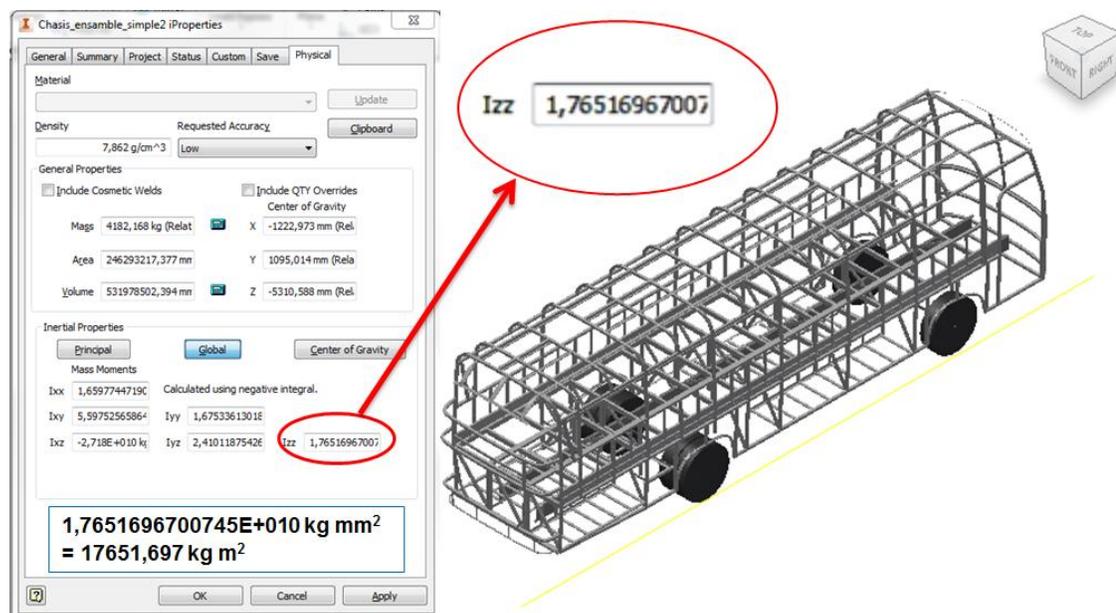


**Figura 29 Proyección del movimiento del CG y el punto de impacto**

Con este método también es posible determinar la variación de altura del CG entre su valor más alto y el más bajo, el cual es necesario para la determinación de la energía de referencia  $ER$  y el momento de inercia global  $I_{zzGB}$  con los que posteriormente se determinará el valor de la velocidad de impacto.

### 3.7.3 Velocidad de impacto.

Para determinar la velocidad de impacto antes se debe tener a mano el valor de la inercia global de toda la estructura, en este estudio se utiliza el software Autodesk Inventor 2016, el cual permite identificar una serie de características físicas del modelo, el más importante en esta sección es el momento de inercia global mostrado en la Figura 30.



**Figura 30 Momento de inercia global ( $I_{zzGB}$ ) de la estructura alrededor del centro de giro**

La energía de referencia del ensayo está en función de la masa total de la carrocería, la gravedad, la variación de altura del centro de gravedad y el momento de inercia global. Estos datos se introducen a la siguiente ecuación:

$$ER = \frac{Wn * g * \Delta h}{1000} \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

$ER$ : Energía de referencia [J]

$Wn$ : Masa total del autobús [Kg]

$g$ : Gravedad [ $m/sg^2$ ]

$\Delta h$ : Variación de altura del CG [mm]

La velocidad angular de impacto se la puede determinar por medio de la siguiente ecuación (Pozo Palacios, 2014):

$$\omega = \sqrt{\frac{2 * ER}{I_{zzGB}}} \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

$\omega$ : Velocidad angular [rad/sg]

En nuestro caso se alimentará al software la velocidad lineal derivada de la velocidad angular antes mencionada por medio de la siguiente fórmula:

$$V_{imp} = \omega * r_g$$

**Ecuación 35**

Donde:

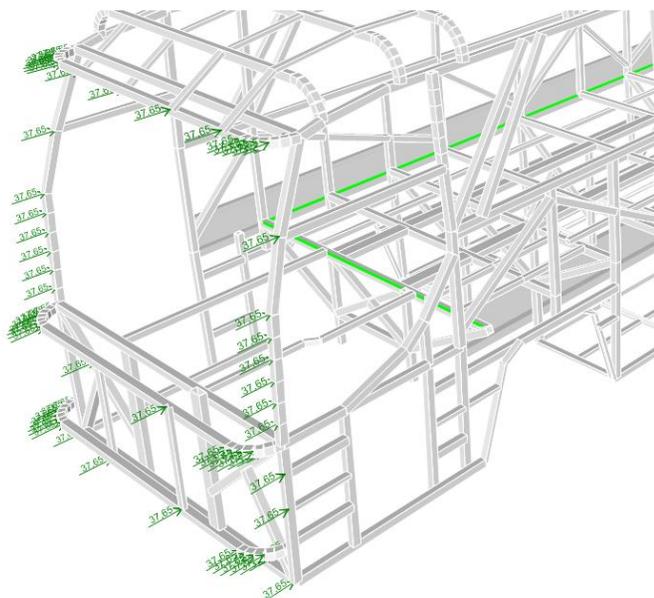
$V_{imp}$ : Velocidad de impacto de la carrocería justo antes del impacto [m/sg]

$r_g$ : Distancia entre el centro de giro de la plataforma y el punto de impacto [mm]

## CAPÍTULO IV

### 4. METODOLOGÍA DE SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DE LA CARROCERÍA

En (Pozo Palacios, 2014) se cita a (World Auto Steel, 2011), el cual describe que se utilizaron cargas estáticas aplicadas en posiciones y direcciones idóneas a fin de representar las cargas dinámicas presentes en dicho proyecto (optimización estructural considerando cargas de impacto frontal, impacto lateral, impacto posterior, impacto por vuelco, etc.).

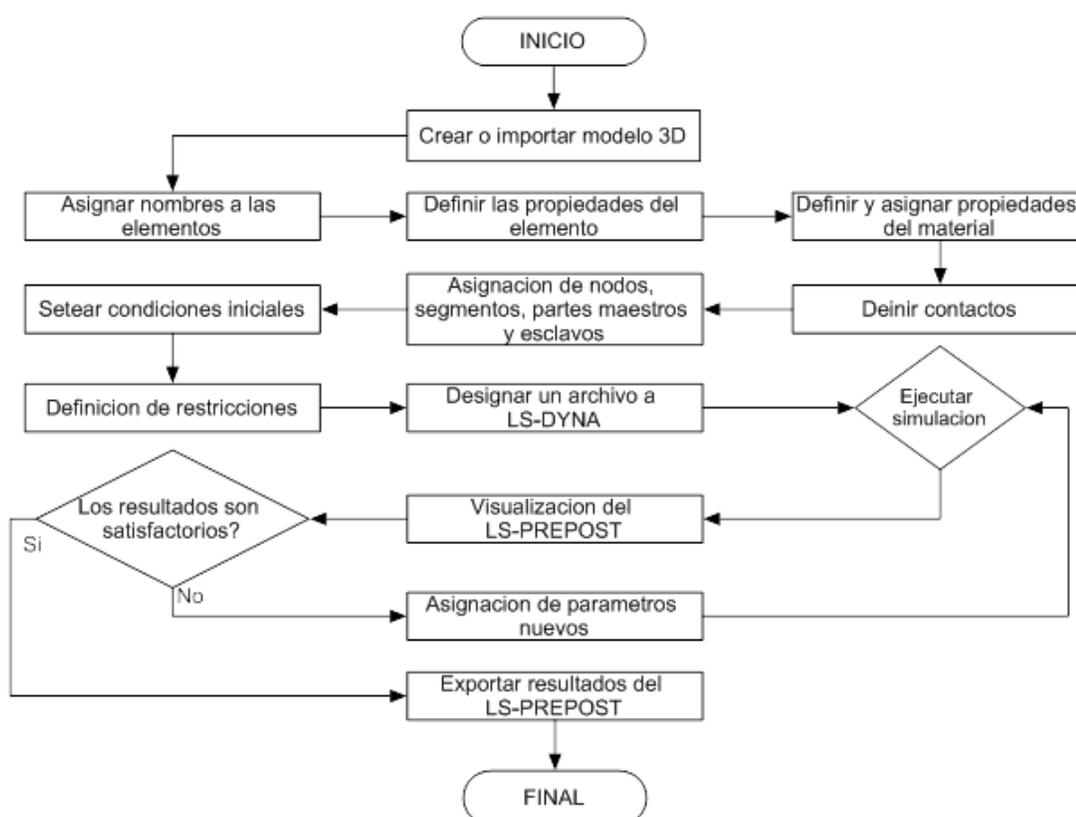


**Figura 31 Representación de cargas dinámicas por cargas cuasi-estáticas**

En base a esta investigación el análisis propuesto para esta estructura se divide en dos etapas fundamentales, La primera etapa se refiere a la evaluación cuasi estática que se realiza en un software de análisis estático debido a la velocidad de cálculo y sencillez de asignación de propiedades al modelo, y de la cual se pretende determinar la zona y lado de mayor deformación al ser

sometida a cargas normales de funcionamiento, información que servirá como punto de partida para la configuración de la segunda parte del estudio.

La segunda etapa se la realiza en el software de simulación dinámica en su módulo específico para dinámica explícita, a fin de verificar de una manera más clara la afectación real de la estructura al reproducir las condiciones de frontera que se presentan en la vida real. La metodología de simulación se representa en el diagrama de boque ilustrado en la Figura 32 (Liang & Le, 2010).



**Figura 32 Diagrama de flujo de la metodología de la simulación**  
Fuente: (Liang & Le, 2010)

#### 4.1 Condiciones generales

Se refieren al conjunto de condiciones que actúan bajo reglas sin perder las características del modelo, a fin de obtener la mayor fidelidad de los resultados obtenidos por las interacciones de software a través del tiempo.

#### 4.1.1 Consideración de materiales

El material utilizado por la empresa CARROCERÍAS PERES en la superestructura es el acero ASTM A500, debido a sus excelentes propiedades mecánicas y anticorrosivas. Este es un tipo de acero estructural que posee un comportamiento elástico-plástico que permite que el material se deforme para absorber la mayor cantidad de energía gracias a la alta tenacidad que tiene este tipo de acero y al flujo plástico irreversible que experimenta.

**Tabla 8**

#### **Propiedades mecánicas del acero negro**

<b>Propiedades Mecánicas</b>	
<b>ACERO ASTM A500</b>	Módulo de elasticidad: E= 200 GPa
	Módulo de elasticidad por cortante: G=76.923 GPa
	Resistencia a la fluencia: Fy=320 MPa
	Resistencia última: Fu=405 MPa
	Porcentaje de elongación: 21%-25%

Fuente: (Manual de diseño para la construcción con acero, 2016)

La configuración del material debe ser de tipo no lineal y se la realiza a través de la librería Engineering Data por medio del ingreso de valores significativos de propiedades físicas, químicas o mecánicas del material en la fuente de datos como se aprecia en la Figura 33, así como el editor de propiedades de materiales del software de análisis estático según la Figura 34.

Outline of Schematic B2: Engineering Data

2 Material

3 Acero Negro General Materials Non-linear.xml

Ingreso de propiedades mecánicas del material

Properties of Outline Row 3: Acero Negro

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>		
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young's Modulus and Poiss...			
5	Young's Modulus	2E+11	Pa		
6	Poisson's Ratio	0,3			
7	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
8	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
9	Field Variables				
10	Temperature	Yes			
11	Shear Angle	No			
12	Degradation Factor	No			
13	Bilinear Isotropic Hardening				
14	Yield Strength	320	MPa		
15	Tangent Modulus	1,45E+09	Pa		
16	Tensile Yield Strength	405	MPa		
17	Specific Heat	434	J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>		

Figura 33 Propiedades del acero ASTM A500 en Engineering Data

Define Materials

Material Property Data

Materials

4000Psi  
A416Gr270  
A615Gr60  
A992Fy50  
ASTM A500

General Data

Material Name and Display Color: ASTM A500

Material Type: Steel

Material Notes: Modify>Show Notes...

Weight and Mass

Weight per Unit Volume: 7,697E-05

Mass per Unit Volume: 7,849E-09

Units: N, mm, C

Isotropic Property Data

Modulus of Elasticity, E: 199947,98

Poisson, U: 0,3

Coefficient of Thermal Expansion, A: 1,170E-05

Shear Modulus, G: 76903,07

Other Properties for Steel Materials

Minimum Yield Stress, Fy: 320,

Minimum Tensile Stress, Fu: 405,

Effective Yield Stress, Fye: 320,

Effective Tensile Stress, Fue: 405,

Switch To Advanced Property Display

OK Cancel

Figura 34 Propiedades del acero ASTM A500 en el software de análisis estático

#### 4.1.2 Geometría de la estructura

El modelo de la carrocería es realizado con elementos tipo Shell, los mismos que tienen las características geométricas a los perfiles reales, constituyendo el esqueleto de la carrocería y un chasis simplificado para reducir el gasto computacional, las dimensiones globales de la carrocería se detallan en la Tabla 9, los cuales se derivan de la Figura 12;

**Tabla 9**

#### Dimensiones básicas de la carrocería del bus

Dimensiones básicas de la carrocería del bus	
LONGITUD [mm]	11875
DISTANCIA ENTRE EJES [mm]	5800 mm
ANCHO [mm]	2510
ALTO [,mm]	3116

Los perfiles estructurales detallados en la Tabla 10 empleados en la construcción de esta superestructura cuya disposición presentada en la Figura 35 le confiere a la carrocería una rigidez.

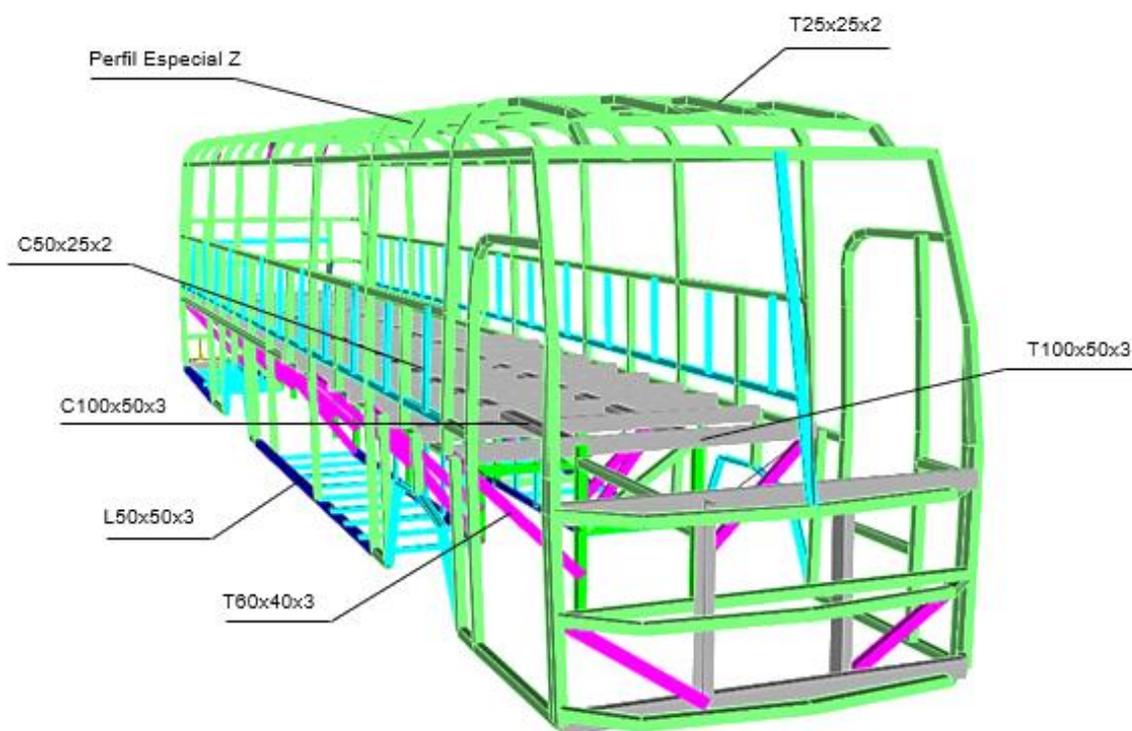
**Tabla 10**

#### Perfiles estructurales empleados en la carrocería

Descripción de perfilería		
UNIDAD ESTRUCTURAL	DESIGNACIÓN (MM)	MATERIAL ACERO
Piso	Tubo cuadrado T50x50x3	ASTM A500
	Tubo rectangular T100x50x3	
	Tubo rectangular de refuerzo T60x40x3	
	Canal de refuerzo C100x50x50x3	

**CONTINÚA →**

Laterales	<b>Tubo cuadrado T50x50x2</b> <b>Canal de refuerzo C50x25x25x2</b> <b>L50x50x3</b> <b>Zócalo 216x39x28x23x2</b>	<b>ASTM A500</b>
Techo	Tubo cuadrado T50x50x2 Tubo rectangular T50x25x2 Perfil especial Z	ASTM A500
Frontal	Tubo cuadrado T50x50x2 Tubo cuadrado T40x40x2	CONTINÚA → ASTM A500
Posterior	Tubo cuadrado T50x50x2 Tubo cuadrado T40x40x2	ASTM A500



**Figura 35 Disposición de perfiles estructurales en la carrocería CP1001**

CARROCERÍAS PERES en este modelo emplea el chasis para bus HINO AK, el mismo que debe poseer las características necesarias para soportar la estructura de la carrocería, La unidad está diseñada para 43 pasajeros sentados más el conductor y tripulante, las especificaciones técnicas del mismo se detallan en la Tabla 11.

**Tabla 11****Especificaciones técnicas del chasis de bus HINO AK**

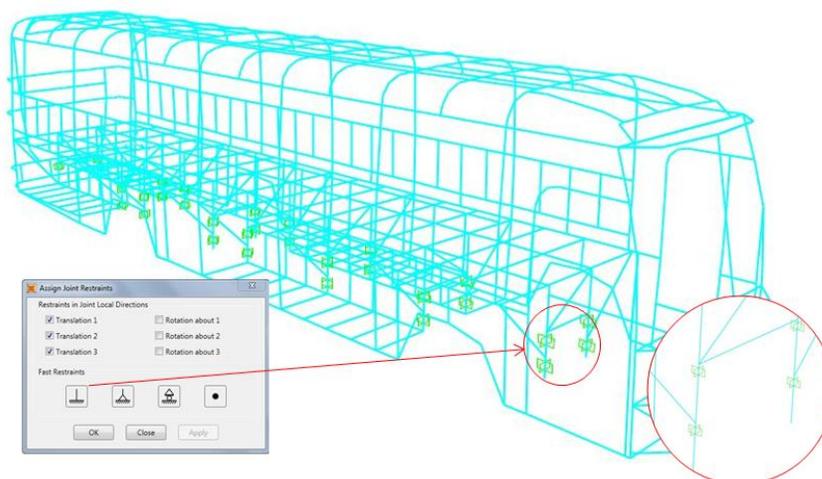
<b>Especificaciones Chasis HINO AK</b>	
Largo tota [mm]	11140
Longitud efectiva del chasis [mm]	10940
Ancho de chasis [mm]	870
Altura de chasis [mm]	995
Peso Bruto Vehicular [Ton]	14,2
Peso de chasis [Kgf]	4765
<b>MOTOR</b>	
Modelo	J08EUD
Peso del motor en seco [Kg]	680
Longitud del motor [mm]	1289
Ancho del motor [mm]	868
Altura del motor [mm]	987
Potencia Máxima	250 Hp a 2500 RPM
Torque Máximo	739 Nm a 1500 RPM
Cilindros	6 en línea
Cilindraje	7684 cc
Norma de emisiones	EURO 3
Capacidad de aceite lubricante [lt]	26
Capacidad de refrigerante [lt]	13
<b>NEUMÁTICOS</b>	
Dimensiones	11R22,5/16 PR

Fuente: (Teojama Comercial, 2015)

**4.2 Estado estático****4.2.1 Consideración de aplicación de apoyos**

La aplicación de apoyos o restricciones se las realiza en nodos, y para ello se tomó en cuenta los nodos que representan las juntas de unión entre el

chasis y la carrocería, ya que éstos son los nodos que se los puede considerar como empotrados para el análisis estático (Salazar & Yáñez, 2005), mismos representados en la Figura 36.



**Figura 36 Aplicación de apoyos en el software de análisis estático**

Se escogió la restricción de empotramiento, por cuanto se asume que la carrocería se encuentra unida rígidamente al chasis, consecuentemente se busca que el comportamiento de la carrocería no presente rotaciones o traslaciones en sus apoyos como consecuencia de las cargas aplicadas.

#### 4.2.2 Consideración de aplicación de cargas

En el software de análisis estático la aplicación de cargas puede ser empleada en nodos o elementos de línea, en la Tabla 12 se detallan los valores y las descripciones de las cargas, las cuales se derivan de la Tabla 4.

Para determinar el valor de configuración a ser aplicada a elementos de línea se utiliza la siguiente ecuación.

$$Carga \text{ por elemento de línea} = \frac{Carga}{nl * Lon} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

*Carga*: Es la carga total a ser distribuida

*nl*: Número de vigas a distribuir la carga

*Lon*: Longitud de la viga

Para determinar el valor de configuración a ser aplicada a nodos se utiliza la siguiente ecuación.

$$Carga\ por\ nodo = \frac{Carga}{nd} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

*Carga*: Es la carga total a ser distribuida

*nd*: Número de nodos a ser aplicada la carga

Los valores de *nl* y *nd* se lo determina a partir de la geometría de la carrocería, y se los actualiza en las fórmulas según avanza la configuración, en la siguiente tabla se detallan los valores resultantes de este proceso.

**Tabla 12**

**Resumen de valores de las cargas ingresadas al estudio estático**

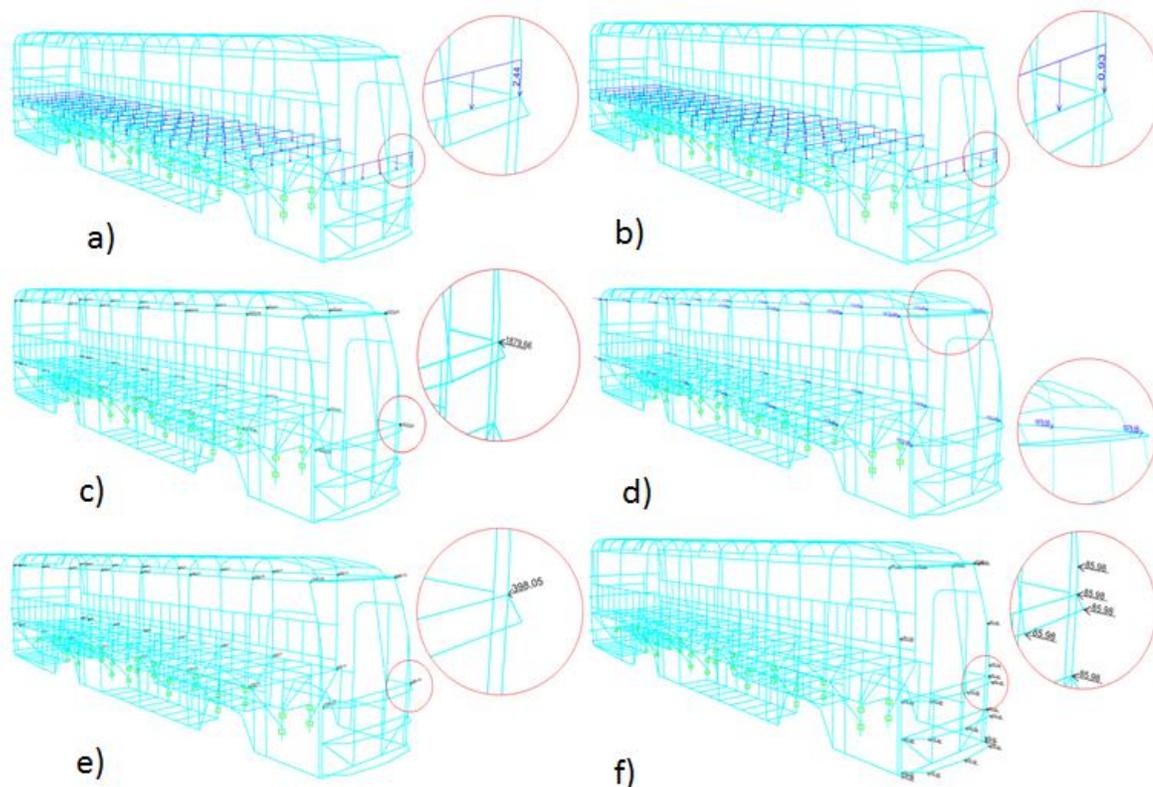
	<b>CARGA [N]</b>	<i>nl</i>	<i>Lon</i> [mm]	<i>nd</i>	<b>VALOR</b>
<b>CM</b>	105741,938	18	2410	-	2,438
<b>CV</b>	42530,0169	19	2410	-	0,929
<b>CF</b>	67667,8477	-	-	36	1879,662
<b>Cab</b>	67667,8477	-	-	36	1879,662
<b>CG</b>	14329,6528	-	-	36	398,046
<b>Craf</b>	2149,37702	-	-	25	85,975

La aplicación de los valores de configuración de la tabla anterior se aplica a los diferentes nodos y elementos de línea según la distribución presentada en la Figura 37, las que son gestionadas por medio de combinaciones de carga según el método LRFD detallado en la Tabla 6, que según la norma NTE INEN

1323:2009 el elemento que presente la mayor deformación de los combos aplicados no debe superar el valor resultante de la división de su longitud para 240, es decir que cumpla la siguiente condición:

$$\text{Deformación} < \frac{Lon}{240}$$

**Ecuación 38**



**Figura 37 Asignación de cargas en la carrocería CP1001 en software de análisis estático**

**a)Carga muerta, b) Carga viva, c)Carga de aceleración brusca, d) Carga de frenado, e) Carga de giro y f) Carga de resistencia al aire frontal**

**La norma NTE INEN 1323:2009 también exige que se someta a la estructura a la acción de una carga distribuida sobre la zona del techo, y valor equivalente a la mitad del peso bruto vehicular del chasis (**

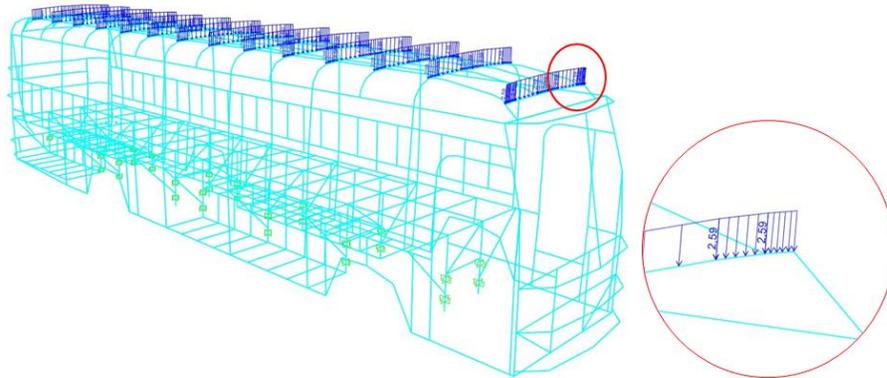
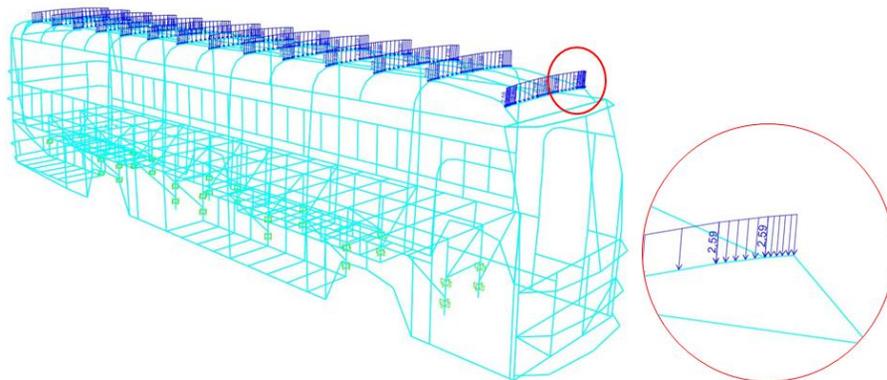


Figura 38) con una deformación no mayor a 70 mm para validar el diseño de la estructura.

*Deformación máxima del techo < 70 mm*

**Ecuación 39**



**Figura 38 Carga distribuida sobre el techo**

### 4.3 Simulación del ensayo de volteo

Para un análisis explícito, no hay elementos de contacto, por lo que simplemente se indican las superficies y el tipo de contacto entre, y para reducir el tiempo de cómputo, el modelo de prueba puede ser rotado previamente al cuál la estructura estará justo antes de la posición de inestabilidad (Liang & Le, 2010).

En este estudio se propone girar la estructura hasta el ángulo justo antes del impacto a fin de disminuir aún más el tiempo de computo, por lo que es

necesario el cálculo de la velocidad justo antes del impacto (Sección 4.3.1), y alimentarlo al software como una condición de frontera.

También se requiere la simplificación máxima de la estructura precautelando de no eliminar elementos estructurales que afecten directamente a la resistencia de la estructura bajo cargas específicas, como por ejemplo las cajuelas.

### 4.3.1 Consideraciones de frontera

Las consideraciones de frontera se refieren a las restricciones físicas que debe cumplir el modelo para su interacción en el software, y marca la diferencia entre resultados absurdos o razonables presentados al final del estudio, en caso de existir cargas adicionales en el estudio también se la considerará como una condición de frontera, pero al no existir se las obvia en este estudio. Es importante no sobre restringir el estudio, porque ocurrirán errores en el solver.

#### A. Consideración de aplicación de cargas

Al modelo sometido al ensayo virtual de volteo se le aplica una masa distribuida que correspondiente a la diferencia de la masa los demás elementos que conforman la carrocería respecto al modelo (asientos, latonería, vidrio, etc.) como se indica en la Figura 39.

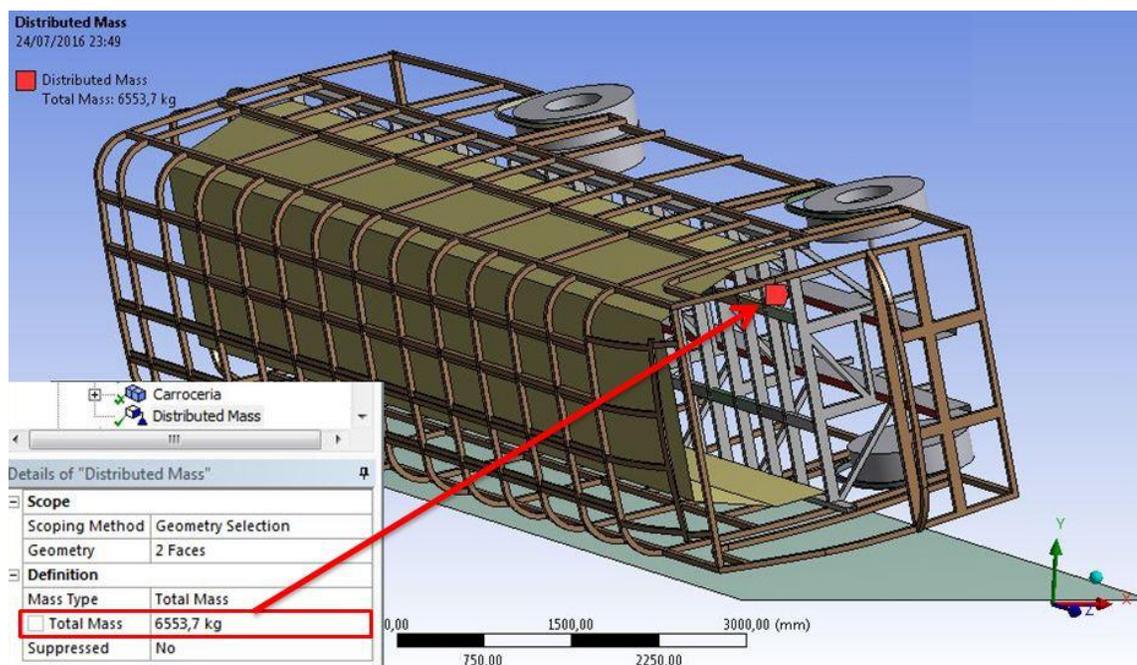


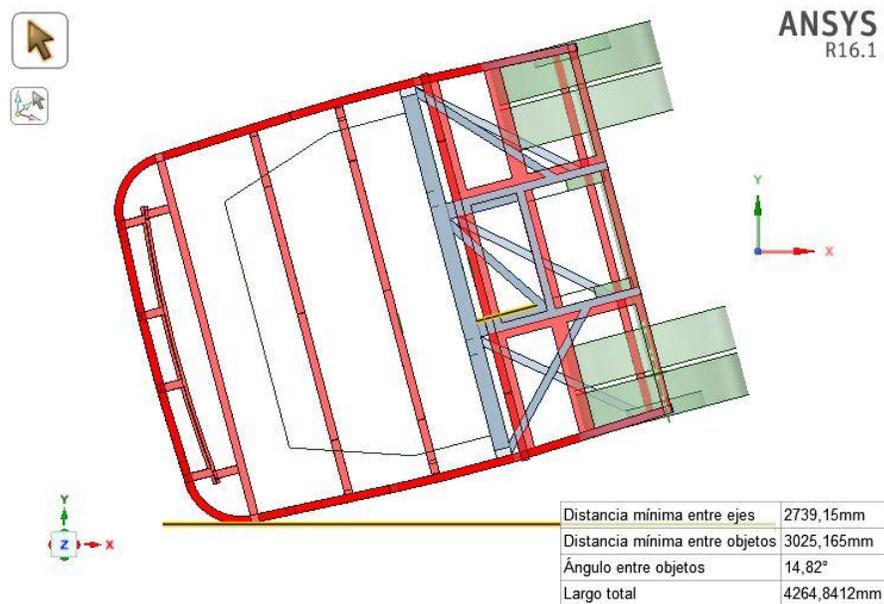
Figura 39 Aplicación de masa distribuida

#### B. Posición de impacto

La determinación de la posición del bus justo antes del impacto se deriva directamente del ángulo al que se encontrará el modelo cuando el extremo más lejano del centro de gravedad haga contacto con el suelo, para lo cual se hace

necesario proyectar la geometría del bus en un movimiento circular y haciendo centro en el pivote (eje del motor de la plataforma).

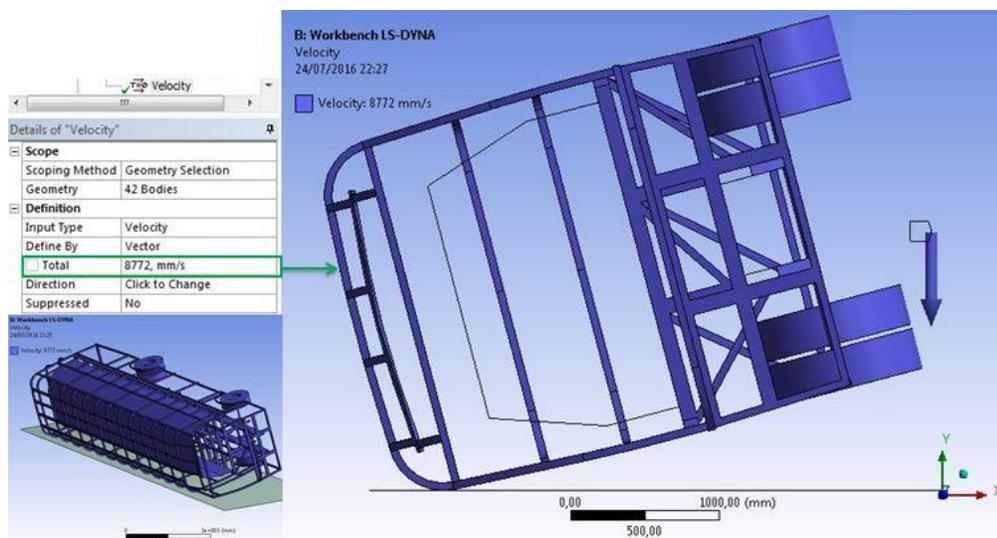
El valor de este ángulo puede ser hallado analíticamente o de forma gráfica; el resultado deberá ser configurado en el software como primera condición de frontera como se aprecia en la Figura 40.



**Figura 40 Ubicación de la carrocería en posición de impacto**

### C. Velocidad de impacto

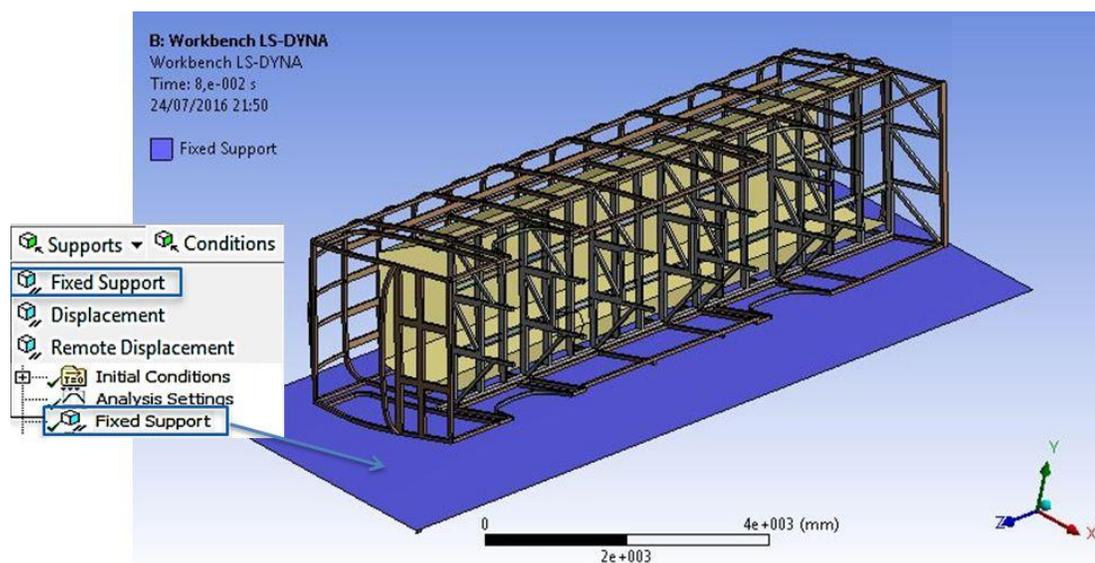
La velocidad del impacto es la velocidad lineal de la estructura justo antes del impacto, la misma que está en función de la masa total del bus, la ubicación del centro de gravedad y su inercia.



**Figura 41 Configuración de la velocidad de impacto**

#### D. Soportes fijos

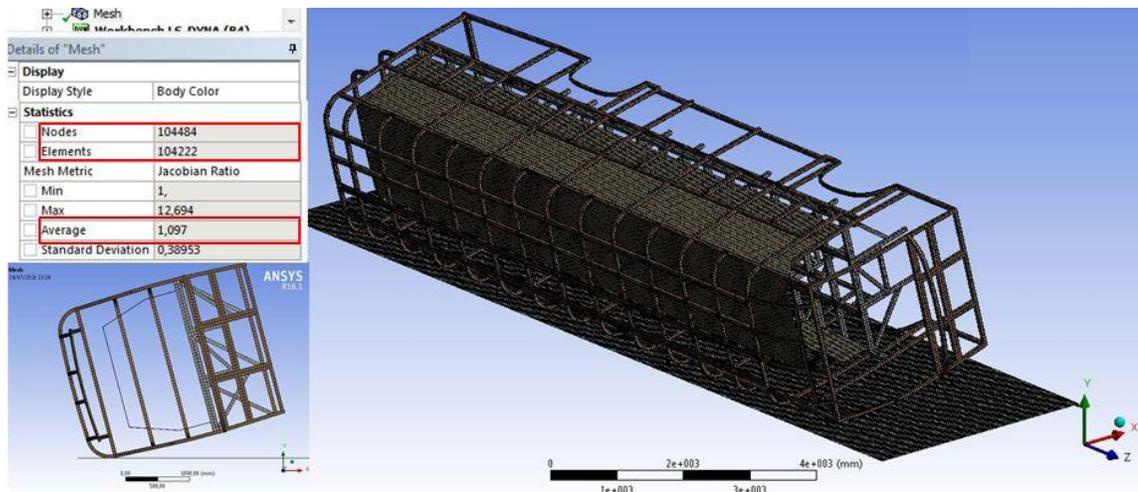
El piso se configura como una superficie rígida y fija, a fin de evitar que la misma sufra deformaciones, lo cual evita que se generen errores de información, esto se logra configurando el ensayo como se indica en la Figura 42.



**Figura 42 Configuración de la superficie como soporte fijo**

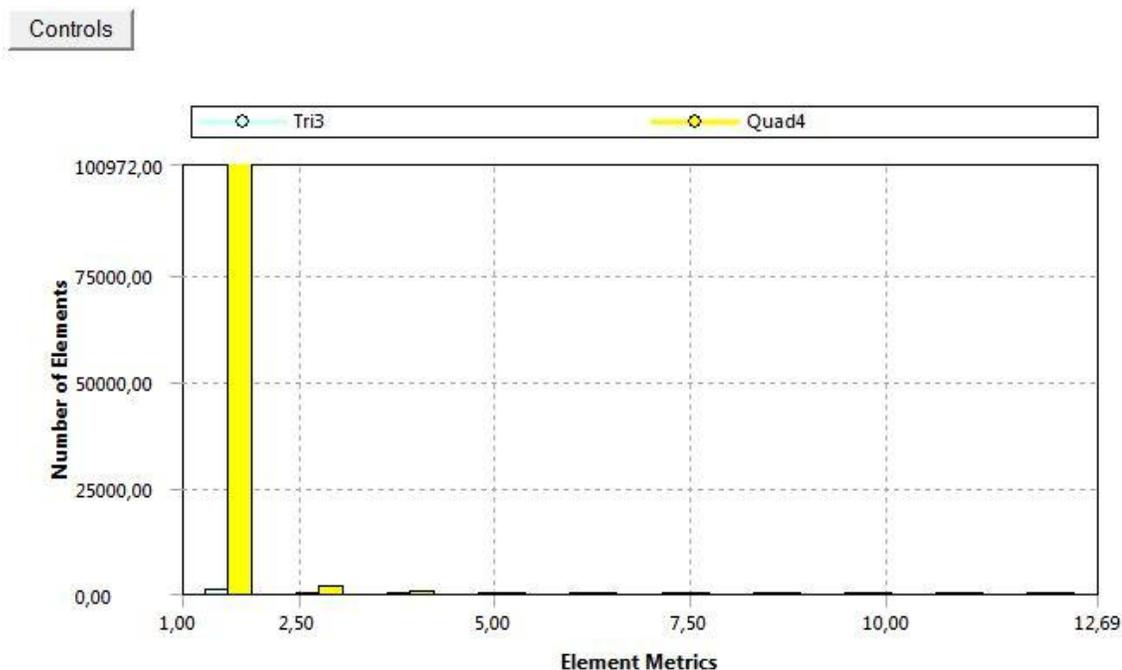
### 4.3.2 Generación de la malla

El mallado en un análisis por elementos finitos no lineal explícito es crucial, ya que la calidad de la malla se refleja directamente en la calidad de los resultados obtenidos. Además el incremento es el número de elementos y por ende en el número de nodos (Figura 43) a su vez aumenta el tiempo de análisis.



**Figura 43 Mallado del modelo**

La verificación del mallado puede ser llevada a cabo de manera estadística, por medio de la contabilización de los elementos según su tamaño y forma, esta evaluación estadística la lleva a cabo el mismo software como se aprecia en la Figura 44.



**Figura 44 Estadística de los elementos de la malla según su tamaño y su forma.**

### 4.3.3 Duración del ensayo y detalle de Hourglass

El tiempo o duración del impacto dependerá en gran medida de la capacidad de procesamiento del computador y de la configuración y “limpieza” del modelo, en este caso se configura un tiempo de simulación de 80 ms en un computador Intel Core i7 de 3.4 GHz con una memoria RAM de 16 GB, por lo que el tiempo de solución fue de aproximadamente 18 horas

#### A. Duración del ensayo

En los análisis por elementos finitos dinámicos como es el caso de la simulación del vuelco de un vehículo, también se debe tener presente el valor del incremento de tiempo (time step). Para un análisis dinámico el valor del incremento de tiempo es de suma importancia ya que de este depende la estabilidad numérica de las ecuaciones utilizadas para la solución (Pozo Palacios, 2014).

En el programa Radioss el incremento de tiempo viene dado por la siguiente ecuación (Altair Engineering, Radioss 11.0 User’s Guide, 2011):

$$\Delta t = \min_{elements} \left( \frac{l}{c} \right) \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde:

$l$ : Longitud característica del elemento más pequeño [mm], y

$c$ : Velocidad del sonido a través del elemento [mm/sg]

El estudio se configuró a un tiempo de 80 milisegundos como se ve en la Figura 45, (Lawrence, 2005) manifiesta que el tiempo promedio de duración de un evento de características similares en la vida real puede variar ente 60 y 120 milisegundos, y mientras más rígida sea la estructura la duración del impacto será menor.

## B. Detalle de Hourglass

El coeficiente de hourglass según la formulación de Flanagan Belytschko Stiffness es de 0.1, por lo tanto el estudio se encuentra en el rango en el cual el efecto de rigidez para un estudio es aplicable, como se puede verificar en la Figura 45.

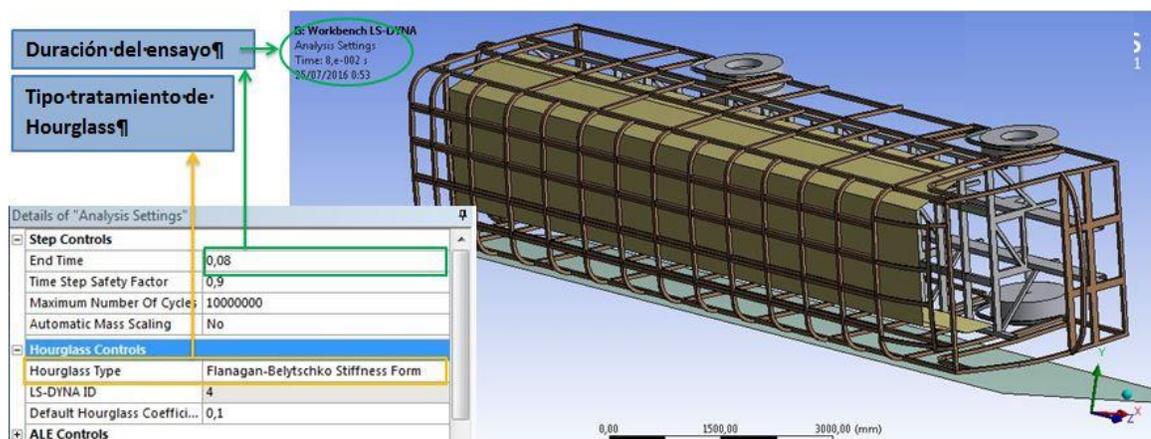
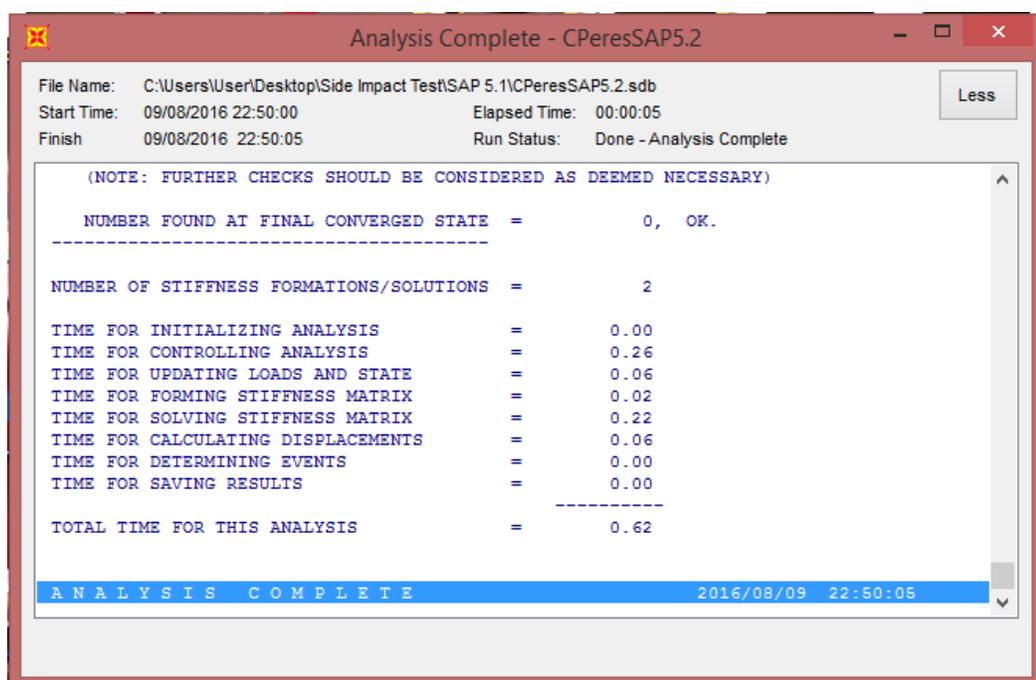


Figura 45 Duración del ensayo y coeficiente de Hourglass

## CAPÍTULO V

### 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El solver del software de análisis estático, cuyos algoritmos de cálculo reducen mucho el tiempo de estudio presenta un pequeño informe, el cual muestra datos concernientes a los tiempos de cálculo del estudio, como se ve en la Figura 46.



**Figura 46 Informe de SOLVER del software de análisis estático**

Para la correcta visualización de los resultados del ensayo virtual de volteo se requiere generar los archivos “d3plot”, los cuales permiten la representación de la simulación en los módulos de visualización, los mismos que se generan al ejecutar el módulo de lenguaje paramétrico de diseño del software como se observa en la Figura 47, la compilación de estos archivos tomó un tiempo de 2 horas 37 minutos.

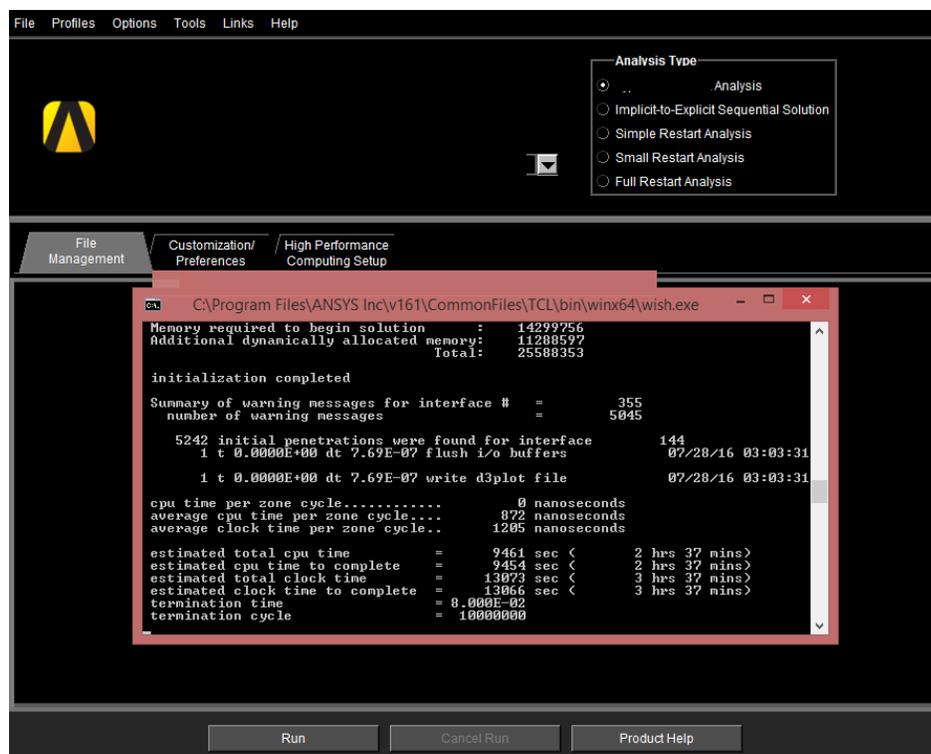
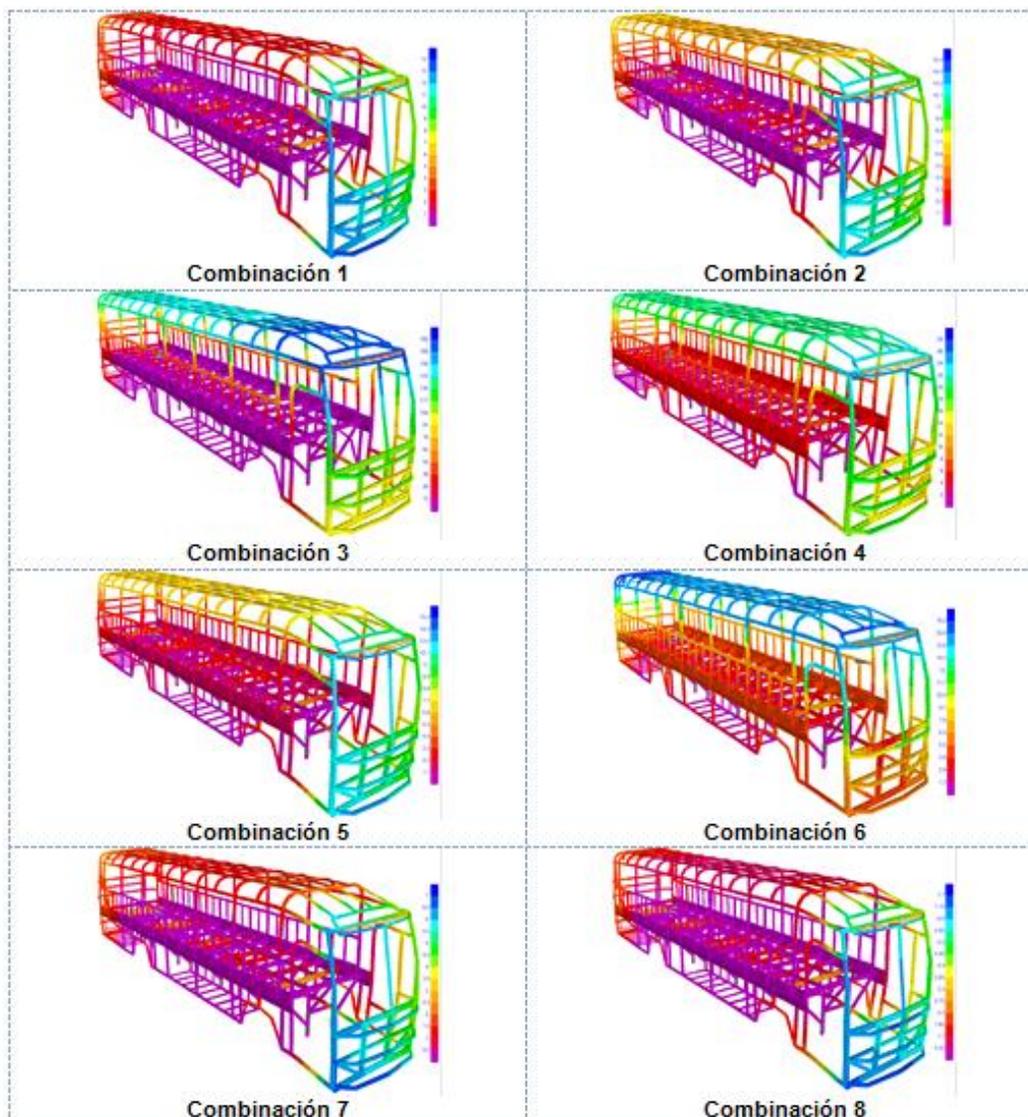


Figura 47 Generación de archivos de visualización en APDL

## 5.1 Deformación de la estructura

### 5.1.1 Deformación producida por la aplicación de cargas estáticas

La valoración de la máxima deformación de la estructura se verificó comparando las deformaciones producidas en cada combinación ejecutada en la carrocería, las cuales se pueden evidenciar en la Figura 48.

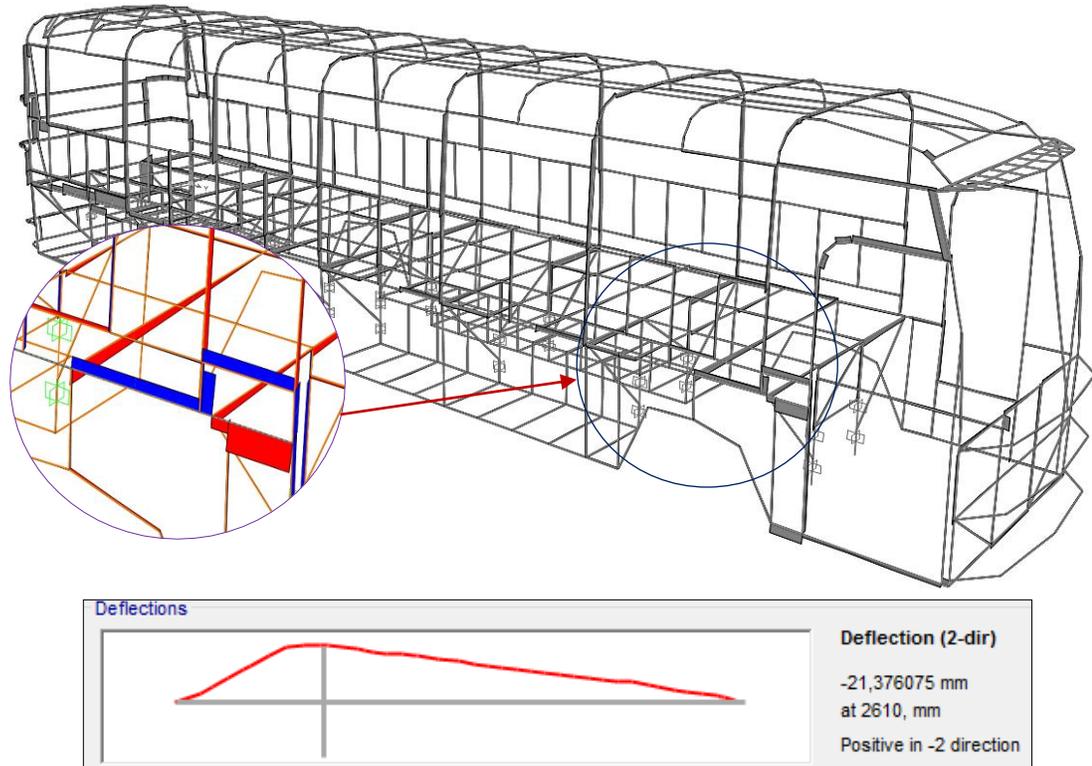


**Figura 48 Deformación de la carrocería CP1001 según el método LRFD**

De la figura anterior se puede verificar que la mayor deformación se hace presente al aplicar la combinación número 3; el elemento de mayor deformación (21,376mm) del estudio estático (Figura 49) mide 10115 mm, del que por medio de la Ecuación 38 se obtiene:

$$\frac{10115mm}{240} = 42,14mm$$

$$\therefore 21,376mm < 42,14mm$$



**Figura 49 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores del elemento de mayor deformación**

**De la aplicación de cargas mostrado en la**

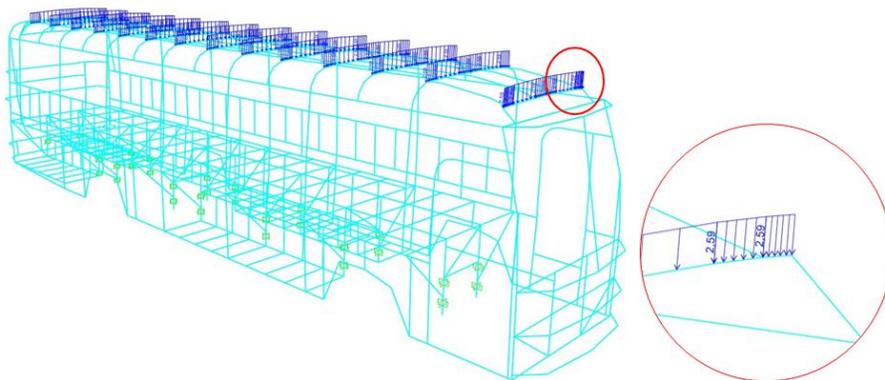
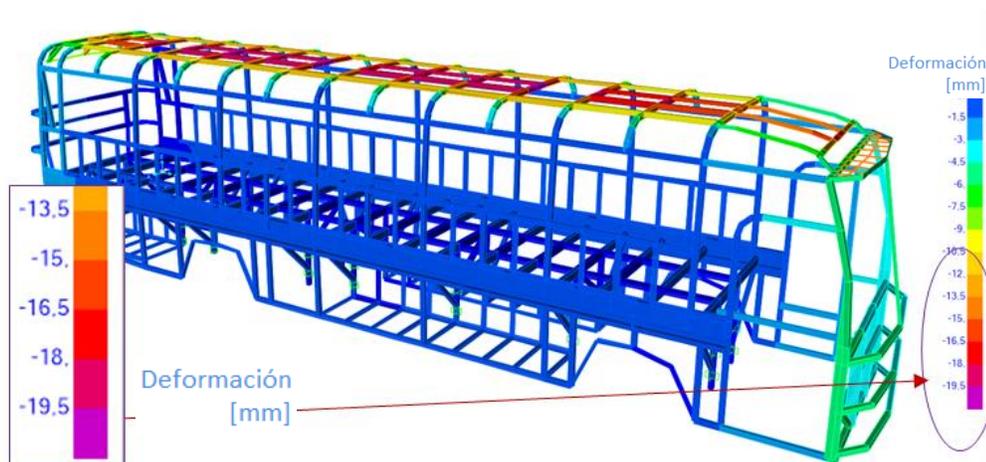


Figura 38 se obtiene que la deformación sufrida por el techo es de aproximadamente 19,5mm (Figura 50); al aplicar la Ecuación 39 se obtiene:

$$19,5mm < 70mm$$

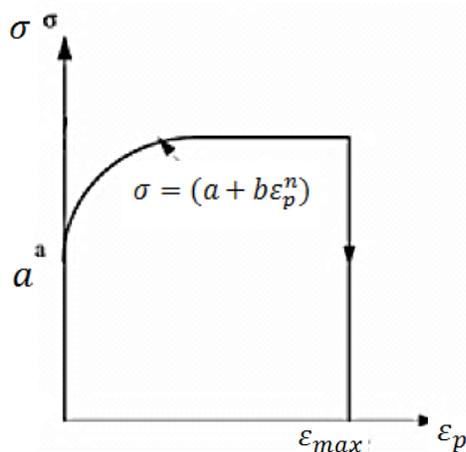
Verificando así la validez del diseño de la carrocería según la norma NTE INEN 1323:2009.



**Figura 50 Deformación máxima del techo de la carrocería**

### 5.1.2 Deformación producida en el ensayo de volteo

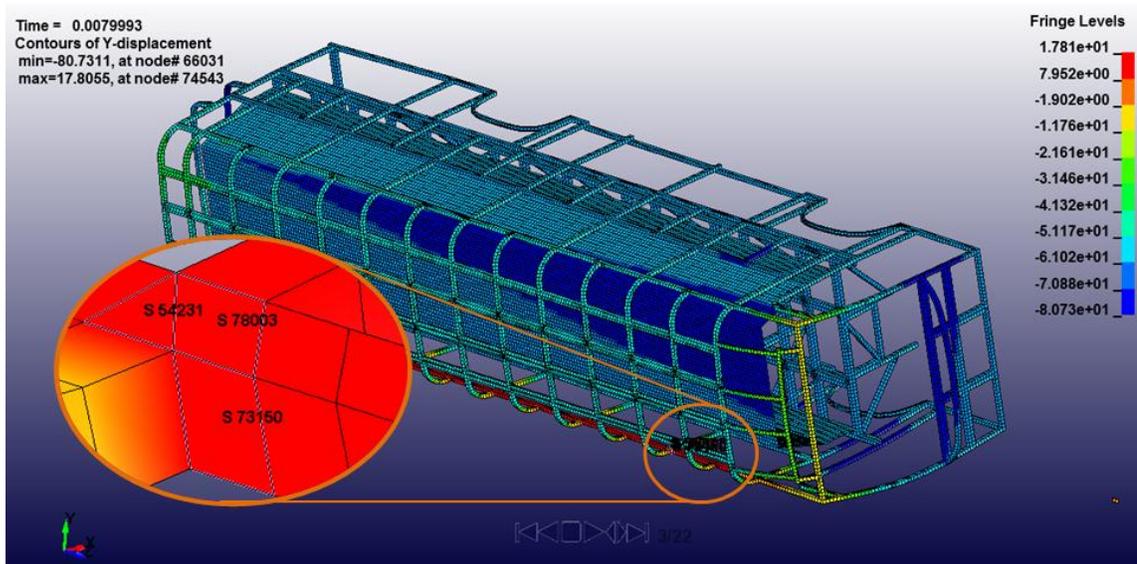
Durante la simulación cuando el esfuerzo máximo es alcanzado, éste se mantiene constante y el material se deforma progresivamente hasta alcanzar la deformación plástica máxima, esta deformación de la estructura se debe en gran medida por la magnitud de la velocidad (Pozo Palacios, 2014).



**Figura 51 Diagrama esfuerzo-deformación plástica idealizada**  
Fuente: (Bartlett, 2008)

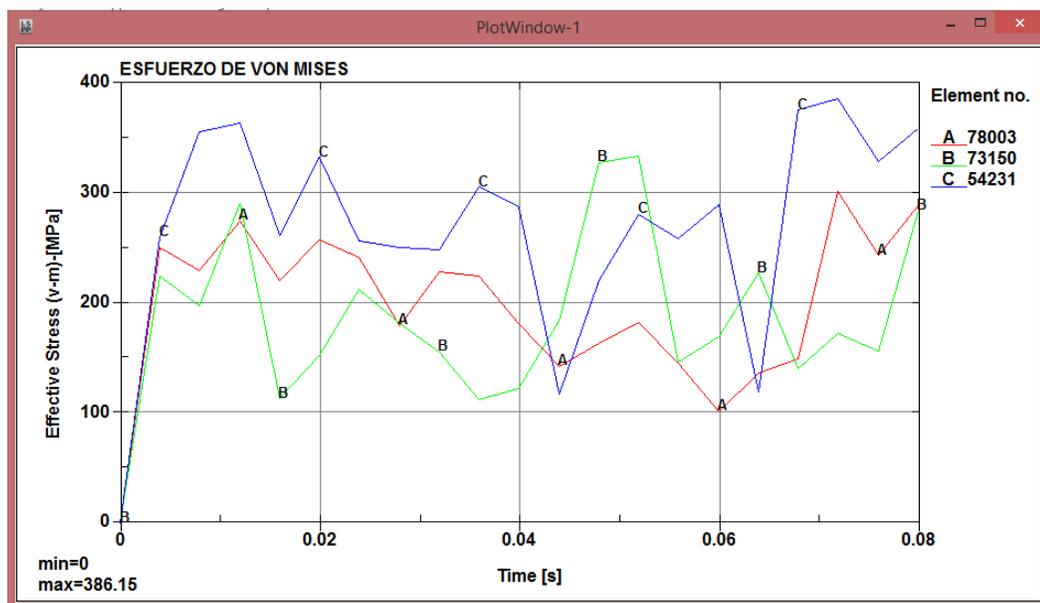
Para analizar la deformación se utiliza el criterio de Von Mises, el cual indica la mayor concentración de esfuerzos presentes en la estructura, de esta manera se identifica la zona de mayor concentración de esfuerzos (Figura 52), y

posteriormente se elige una pequeña muestra de elementos (78003, 73150, 54231) para la validación y comparación del análisis.



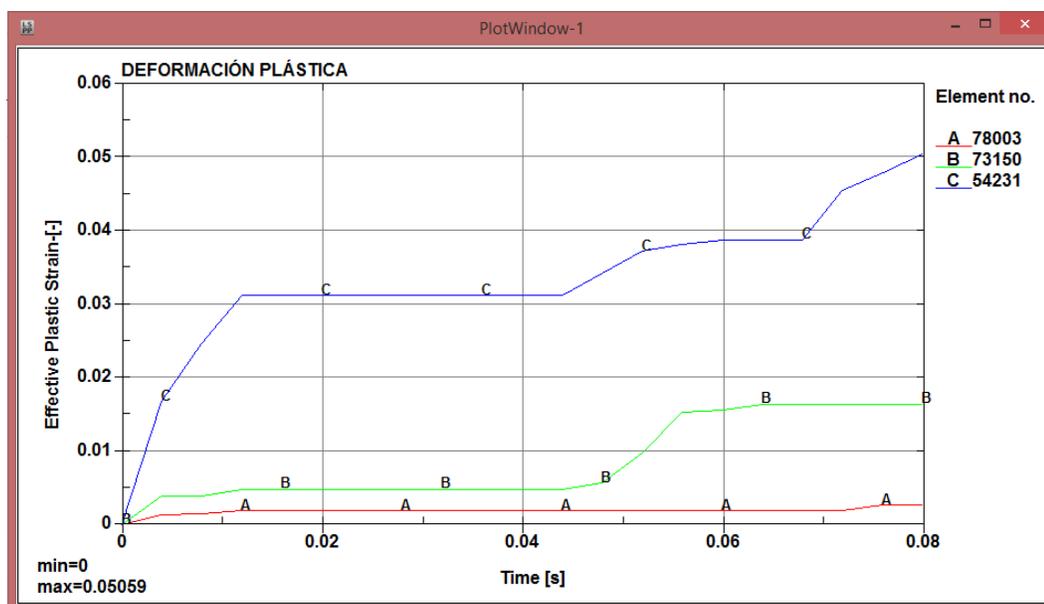
**Figura 52 Zona de mayor concentración de esfuerzos**

En la Figura 53 se aprecia el diagrama Esfuerzo de Von Mises vs el tiempo, en el cual se observa que las muestras presentan un comportamiento muy similar y lógico del fenómeno, por lo que se elimina la posibilidad de dispersión de datos por defectos de malla.



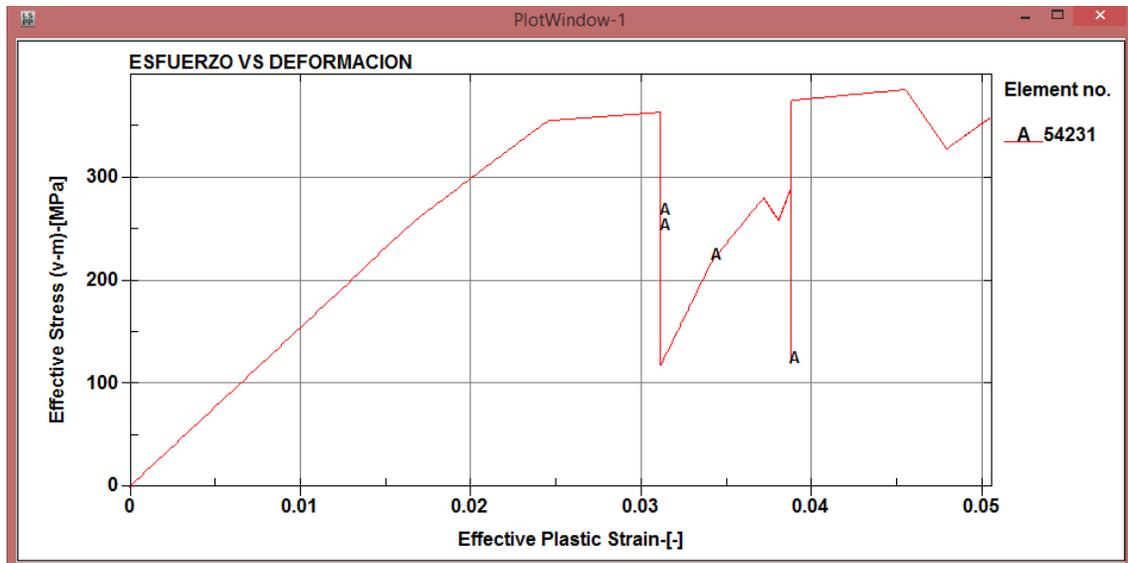
**Figura 53 Diagrama Esfuerzo de Von Mises Vs. Tiempo**

En la Figura 54 se observa los valores de deformación plástica efectiva de las muestras, y se corrobora que el elemento 54231 es el elemento que mayor deformación plástica presenta, pudiendo así tomarlo como referencia para analizar la invasión de elementos estructurales al espacio de supervivencia de la siguiente sección.



**Figura 54 Diagrama Deformación Plástica Vs. Tiempo**

Para verificar el fenómeno de deformación al que la carrocería resulta necesaria la representación del diagrama esfuerzo deformación, este diagrama no aparece por defecto en el postprocesador, por lo que se hace necesario realizar un cruce de los diagramas de la Figura 53 y Figura 54, cuyo parámetro de concatenación es el tiempo, y al combinar las dos funciones inyectivas se obtienen los valores representados en la Figura 55, y de la cual se pueden diferenciar las diferentes zonas de mismo.

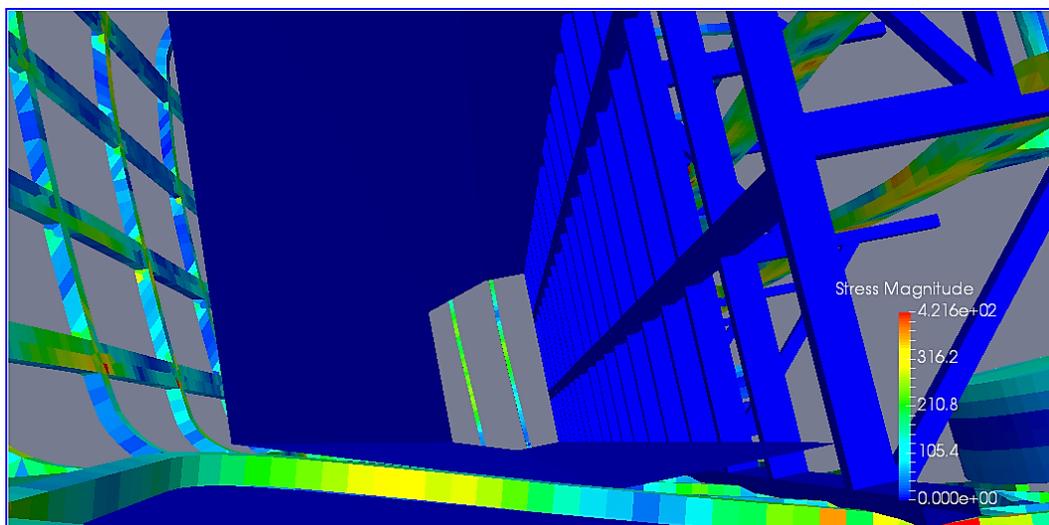


**Figura 55 Diagrama Esfuerzo Vs. Deformación**

La continuidad del diagrama se distorsiona debido que al no ser el único elemento que compone la viga, ésta es susceptible de fluctuaciones causadas por la recuperación, deformación, desplazamientos, etc. De los demás elementos finitos, pero conservando su primitiva.

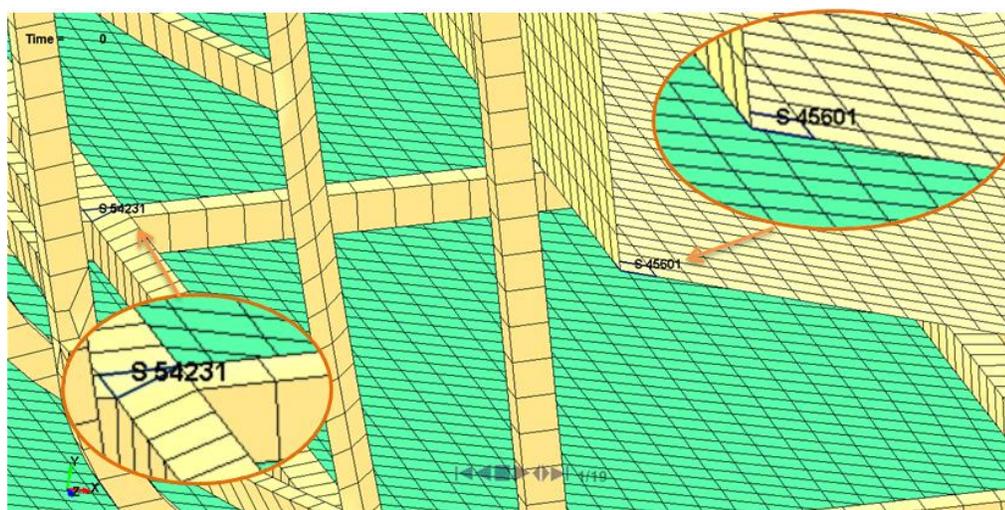
## 5.2 Invasión del espacio de supervivencia

Como se menciona en secciones anteriores, ningún elemento debe invadir o proyectarse dentro del espacio de supervivencia, según la Figura 56 se puede observar que la carrocería cumple con este requerimiento.



**Figura 56** Espacio de supervivencia al final del ensayo

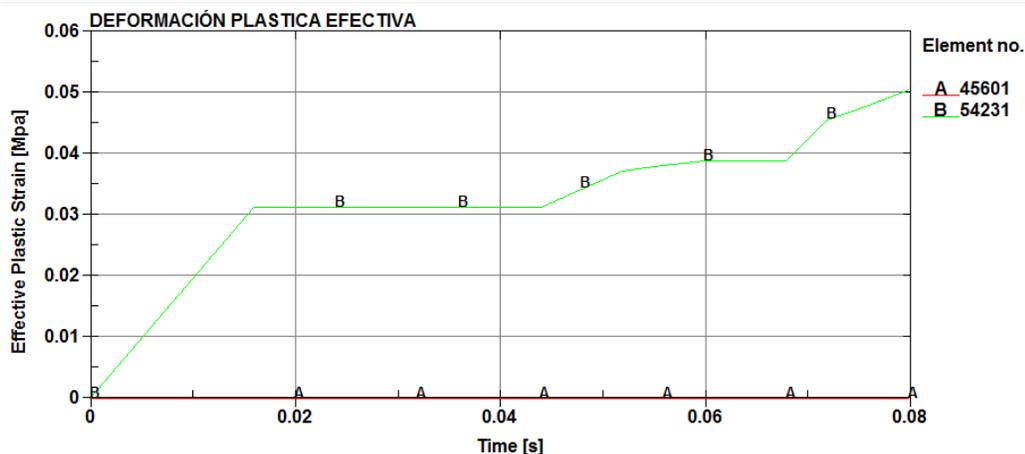
Una forma efectiva de verificar si el espacio de supervivencia es afectado por algún elemento estructural es tomando dos elementos como se ve en la Figura 57, uno correspondiente a la carrocería (54231) y el otro correspondiente al espacio de supervivencia (45601).



**Figura 57** Muestra de elementos finitos de la carrocería y del espacio de supervivencia

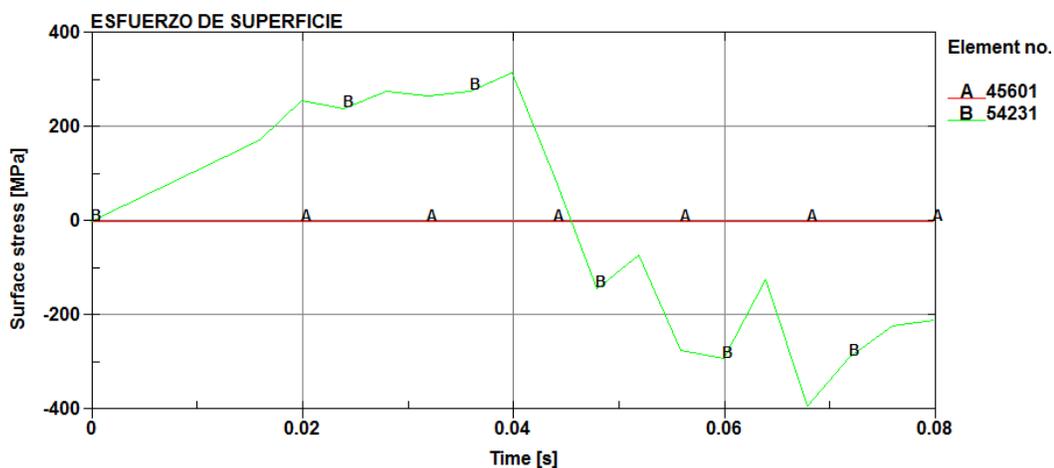
En la Figura 58 se visualiza el diagrama deformación plástica efectiva vs tiempo, observando que el valor correspondiente al elemento del espacio de supervivencia se mantiene constante en 0 MPa (a diferencia del de la

carrocería), lo cual implica que el espacio de supervivencia no experimenta ninguna contacto con otros elementos estructurales.



**Figura 58 Diagrama Deformación Plástica Efectiva Vs. Tiempo**

La misma tendencia se repite en la Figura 59 que ilustra el diagrama esfuerzo de superficie vs tiempo, en donde nuevamente el elemento perteneciente al espacio de supervivencia mantiene un valor constante de 0 MPa durante la duración del ensayo, lo que ratifica que no se ha invadido el espacio de supervivencia.



**Figura 59 Diagrama Esfuerzo de Superficie Vs. Tiempo**

### **5.3 Convergencia de resultados**

La optimización de la estructura se basa en la modificación inicial del objeto que paralelamente satisfaga varias restricciones como las tratadas en las secciones anteriores (esfuerzo máximo de Von Mises, desplazamiento máximo, etc.) (Huang & Xie, 2010). La optimización del diseño es importante debido a la limitación de recursos materiales, el impacto ambiental y la competencia tecnológica, por ello la exigencia del mercado sugiere estructuras ligeras, de bajo costo y de alto desempeño.

## CAPÍTULO VI

### 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1 Conclusiones

- El diseño estructural de la carrocería de bus interprovincial CP1001 cumple con los parámetros mínimos de diseño según la norma NTE INEN 1323:2009, ya que los valores referenciales de deformación no superaron los valores máximos de deformación que indica la norma.
- Ningún elemento que conforma la estructura invadió el espacio de supervivencia, ya que basados en los resultados del Diagrama Deformación Plástica Efectiva Vs. Tiempo se verifica que el valor de deformación plástica del elemento finito mantiene un valor constante en el tiempo de cero MPa, por lo que el espacio de supervivencia no se ve afectado por el ensayo.
- El material utilizado para la construcción de la carrocería es el adecuado, ya que en el análisis de deformación se verifica que el mismo presenta una absorción apropiada de energía de impacto por su módulo de elasticidad y resistencia que le da a la estructura.
- El Diagrama Esfuerzo de Superficie Vs. Tiempo ratifica que el espacio de supervivencia no se ve afectado en el ensayo virtual de volteo al mantener su valor constante de cero MPa.
- El muestreo de 3 elementos finitos seleccionados por el criterio de concentración de esfuerzos de Von Mises permite la convergencia de resultados de una manera aceptable, ya que basados en los resultados

de Diagrama Esfuerzo de von Mises Vs. Tiempo se visualiza que el comportamiento de éstos mantiene un patrón.

- La determinación de la ubicación del centro de gravedad CG, punto de impacto y el valor del peso total del autobús son los más importantes del estudio, por cuanto de ellos se derivan todos los demás parámetros y restricciones.
- Se verificó que la simplificación del modelo 3D, así como el buen desarrollo del modelado son directamente proporcionales a la disminución del tiempo de cálculo que requiere el SOLVER.

## **6.2 Recomendaciones**

- La determinación del centro de gravedad del autobús debe ser tratada con especial atención, ya que de éste se derivan los parámetros necesarios
- Realizar esta simulación con otros materiales para verificar la deformación que se produce y seleccionar el más adecuado.
- Realizar la validación del diseño con las demás carrocerías producidas a nivel nacional por medio de la aplicación del ensayo virtual de volteo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- © 2015 ANSYS, Inc. (2014). *LS-DYNA® KEYWORD USER'S MANUAL* (Vol. I). Livermore, California: LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION (LSTC).
- ©2015 ANSYS, Inc. (2015). *ANSYS Official home page*. Recuperado el 8 de Octubre de 2015, de ANSYS LS-DYNA: [www.ansys.com](http://www.ansys.com)
- Definición.de*. (2015). Recuperado el 8 de Octubre de 2015, de <http://definicion.de/cuerpo-rigido/>
- AG, S. (Diciembre de 1999). *SAMSON AG*. Recuperado el 24 de Febrero de 2015, de [https://www.samson.de/pdf\\_en/l452en.pdf](https://www.samson.de/pdf_en/l452en.pdf)
- Andrade, L., & Méndez, P. (2012). *ESTUDIO DEL DISEÑO DE UNA CARROCERÍA CON ANÁLISIS DE ESFUERZOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS DE UN AUTOBÚS DE LA MARCA PATRICIO CEPEDA CALIFICADA CON NORMA ISO 9001-2008 MEDIANTE LA APLICACIÓN DE UN SOFTWARE PARA EL CÁLCULO DE LAS FUERZAS*. Latacunga: Escuela Politécnica del Ejército.
- Aranda, D., & Dután, V. (2009). *ESTUDIO DE ACEROS ESTRUCTURALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DE CARROCERÍAS PARA BUSES*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Bartlett, T. (2008). *A Beginner's Guide to the Structural Engineering*. Recuperado el 10 de Marzo de 2016, de Basic Design Concepts: [www.bgstructuralengineering.com/BGDesign/BGDesign05.htm](http://www.bgstructuralengineering.com/BGDesign/BGDesign05.htm)
- ENDESA BOTROSA. (2006). *Contrachapado marino*. Recuperado el 15 de Enero de 2016, de <http://www.endesabotrosa.com/es/contrachapado-marino.html>
- EXTRALUM. (2016). *Información técnica de productos*. Recuperado el 17 de Enero de 2016, de Vidrios de seguridad y automotrices: <http://www.extralum.com/es-es/InformacionTecnicaVidrio/IT-004.6-13%20Peso%20Aproximado%20de%20Vidrio%20Plano%20Arquitect%3%B3nico.pdf>

- Extralum. (4 de Febrero de 2016). *Vidrio y aluminio*. Obtenido de Información técnica: <http://www.extralum.com/es-es/InformacionTecnicaVidrio/IT-004.6-13%20Peso%20Aproximado%20de%20Vidrio%20Plano%20Arquitect%3%B3nico.pdf>
- Goicolea, J. (s.f.). *Estructuras sometidas a impacto*. Madrid: Universidad Politécnica Madrid.
- Huang, M. (2002). *Vehicle crash mechanics*. New York: CRC press.
- Huang, X., & Xie, M. (2010). *Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures: Methods and Applications*. United Kingdom: John Willey & Sons, Ltd.
- INEN. (2009). Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323:2009. *Vehículos automotores. Carrocerías de buses. Requisitos*. Quito, Ecuador: Instituto Ecuatoriano de Normalización.
- IPAC Duferco Group. (27 de Enero de 2016). *Catalogo de productos*. Obtenido de [http://www.ipac-acero.com/revista-digital/IPAC\\_catalogo.html](http://www.ipac-acero.com/revista-digital/IPAC_catalogo.html)
- Johnson, W. (1972). *Impact Strength of Materials*. Londres: Edward Arnold.
- Jones, N. (2012). *Structural Impact* (Segunda ed.). New York: CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS.
- Lawrence, N. J. (2005). *Motor Vehicle Collision Injuries* (Segunda ed.). Mississauga, Canadá: Jones and Bartlett Publishers. Recuperado el 15 de Marzo de 2016, de [https://books.google.com.ec/books?id=vSGyTBzHuUkC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs\\_ge\\_summary\\_r&cad=0#v=onepage&q&f=false](https://books.google.com.ec/books?id=vSGyTBzHuUkC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false)
- Liang, C., & Le, N. (2010). Analysis of bus rollover protection under legislated standards using LS-DYNA software simulation techniques. *International Journal of Automotive Technology*, XI(4), 495-506.
- Manual de diseño para la construcción con acero. (25 de Febrero de 2016). *Normas y características a las que sujetan los aceros fabricados por altos hornos en México*. Obtenido de [www.ahmsa.com](http://www.ahmsa.com)

- Matolcsy, M. (3 de Octubre de 2001). Body section rollover test as an approval method for required strength of bus superstructures. *SAE International*.
- Matolcsy, M. (2007). The Severity of Bus Rollover Accidents. *Scientific Society of Mechanical Engineers*.
- 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.
- PROIMET. (2013). *Procesadora industrial metalmecánica*. Obtenido de <http://www.proimet.com/content/perfil-carrocero-comercial>
- Salazar, M., & Yáñez, J. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS TUBULAR BILPLAZA*. Latacunga: Escuela Politécnica del Ejército.
- Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo. (2013). *Plan Nacional Buen Vivir 2013-2017* (Primera edición ed., Vol. I). Quito, Ecuador: Senplades.
- Shen R., W., & Lei, G. (2012). *Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics*. New Jersey: Jhon wiley & Sons, Inc.
- Szuladzinski, G. (2010). *Formulas mechanical and structural shock and impact*. Boca Raton: Taylor & Francis Group.
- Teojama Comercial. (15 de Diciembre de 2015). *Chasis de bus HINO AK*. Obtenido de [www.teojama.com](http://www.teojama.com)
- UNECE. (22 de Febrero de 2006). Regulation R66. *Uniform Technical prescriptions concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of Their superstructure*. Geneva: United Nations Economic Commission for Europe.
- Vinize-Pap, S. (1998). *European test methods for superstructures of buses and coaches related to ECE R66 (The applied hungarian calculation method)*. Hungría: AUTOKUT-Vehicles Mechanics Laboratory.
- World Auto Steel. (2011). Future Steel Vehicle: Detailed Design, Engineering and Cost Analysis of Advanced High Strength Steel Body Structures for Advanced Oowertrain Vehicles. *World Auto Steel*.

# ANEXOS



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA  
ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

**CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor **JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PROAÑO**

En la ciudad de Latacunga, a los **19 días del mes de agosto del 2016**

Ing. Stalin Mena

DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:



Ing. Danilo Zambrano

DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Juan Carlos Díaz

SECRETARIO ACADÉMICO