

PROPUESTA DE DISEÑO ESTRUCTURAL PARA BUSES DE CARROCERÍA INTERPROVINCIAL

Damián Cárdenas¹, Juan Escudero², Sebastián Quizhpi³ y Marco Amaya Pinos^{4,*}

Resumen

Esta investigación propone un diseño de carrocería de bus interprovincial que disminuya los efectos de la energía cinética producidos por una colisión frontal en la estructura del mismo. Esto se logrará basando el estudio en la normativa vigente emitida por el INEN para diseñar una estructura que la apruebe a cabalidad, estableciendo un estudio de campo actual de las estructuras y modificando su parte estructural con elementos de sección tubular. Los análisis computacionales por el método de elementos finitos en *software* CAE ANSYS[®] demostrarán la factibilidad de este diseño y un estudio en modelos análogos a escala manifestará físicamente la diferencia entre la estructura propuesta contra una convencional sometida a las mismas condiciones en una colisión frontal.

Palabras clave: ANSYS, propuesta estructural, simulación, modelado, modelos a escala.

Abstract

The research proposes to design the body of an interstate bus which decreases the effects of kinetic energy produced by a frontal collision of the structure. This will be achieved by basing the study on the current regulations by INEN to design a structure that is completely enabled. Establishing a field study of current structures and modifying its external structural part with elements of tubular section. Computational analysis by the finite element software ANSYS CAE[®] demonstrates the feasibility of this design and a study scale models physically manifest the difference between the proposed structure against a standard under the same conditions in a frontal collision.

Keywords: ANSYS, structural proposal, scale models, simulation, modelling

¹ Ingeniero Mecánico Automotriz - UPS, sede Cuenca.

² Ingeniero Mecánico Automotriz - UPS, sede Cuenca.

³ Ingeniero Mecánico Automotriz - UPS, sede Cuenca.

^{4,*} Magíster en Auditoría de Gestión de la Calidad, Ingeniero Mecánico, estudiante de la Maestría en Sistemas Automotrices de la Escuela Politécnica Nacional. Docente de la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca. Autor para correspondencia ✉: mamaya@ups.edu.ec

Recibido: 27-03-2014, Aprobado tras revisión: 14-04-2014.

Forma sugerida de citación: Cárdenas, D., Escudero, J., Quizhpi, M. y Amaya, M. (2014). "Propuesta de diseño estructural para buses de carrocería interprovincial". *INGENIUS*. N.º 11, (Enero-Junio). pp. 42-52. ISSN: 1390-650X.

1. Introducción

Según un reporte de la Organización Mundial de la Salud (OMS) realizado en 2010 el Ecuador es el segundo país en muertes por accidentes de tránsito en Latinoamérica [1]; durante el mismo año en nuestro país, 8.55% de los accidentes de tránsito fueron provocados por buses de servicio interprovincial [2]; en 2014, la Agencia Nacional de Tránsito (ANT) reportó que 6.86% de accidentes se produjeron por exceso de velocidad y el 12.91% fueron choques frontales [3]. Tras analizar las estructuras de autobuses colisionados la conclusión ante las observaciones realizadas fue que las estructuras son prácticamente indeformables, no atenuando eficientemente los esfuerzos generados en la colisión.

La hipótesis planteada para que la estructura absorba una cantidad de energía superior es la mayor deformación de sus elementos mediante el cambio de la sección del material cuadrado y rectangular por un perfil circular.

La relación sección de material – deformación es inversamente proporcional debido al momento de inercia, indicando así que el perfil con sección cuadrado y rectangular al tener un mayor momento de inercia tendrán una menor deformación ante una carga aplicada.

El modelado matemático pertinente para determinar la absorción de energía potencial por parte de las estructuras se basa en la densidad de energía que el material absorbe deformándose, esta variará según la inercia del material y la forma del perfil.

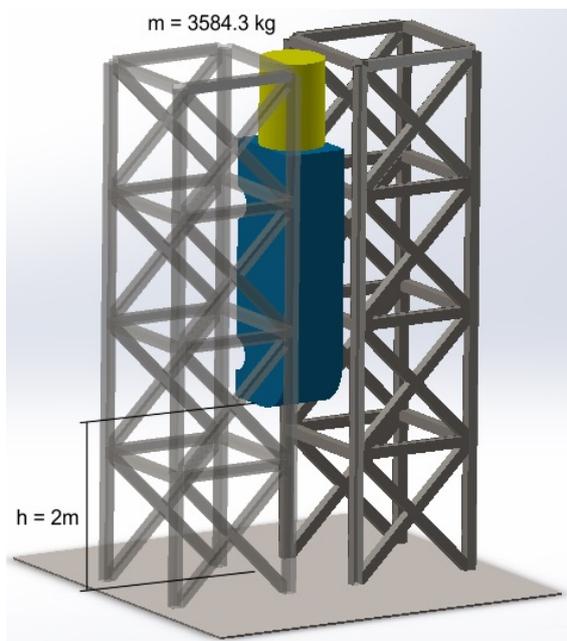


Figura 1. Modelado matemático de la caída libre del modelo a escala.

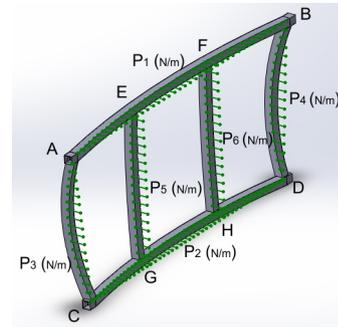


Figura 2. Acción de las fuerzas distributivas sobre el sistema.

La energía producida en el impacto será absorbida por el modelo siendo distribuida de forma homogénea en cada componente de la parte frontal, debido a la conservación de la energía, esta será igual a la energía potencial [4], la misma que se explica en la siguiente fórmula:

$$\Delta_p = m \cdot h \cdot g \quad (1)$$

Donde:

Δ_p : energía potencial (J)

m : masa (kg)

h : altura (m)

g : aceleración de la gravedad (m/s^2)

Al tratarse de un sistema sumamente complejo, la parte delantera será el centro del estudio:

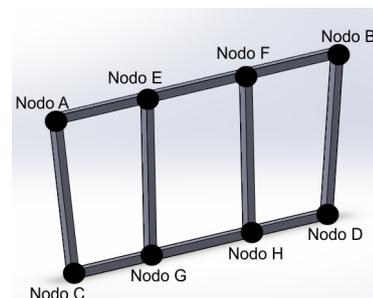


Figura 3. Vista frontal del modelo convencional.

Las vigas que se forman al unir los distintos nodos del sistema se pueden tratar como vigas doblemente empotradas:

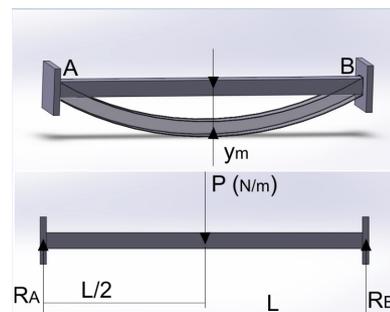


Figura 4. Deflexión máxima en una viga doblemente empotrada.

La fórmula de la deflexión máxima [4] es la siguiente:

$$y_m = \frac{P_m \cdot L}{48 \cdot E \cdot I} \quad (2)$$

Donde:

- y_m : deformación puntual máxima (m)
- P_m : fuerza puntual (N)
- L : longitud de la viga (m)
- E : módulo de Young del material (GPa)
- I : momento de inercia sección transversal (m⁴)

Al tener ya el valor de esta deformación se debe despejar el valor de la fuerza distribuida puntual que causó esa deflexión, valor que interviene en la cantidad de energía absorbida.

$$P_{m1} = \frac{y_m \cdot 48 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (3)$$

Como se mencionó anteriormente, la cantidad de energía absorbida por el sistema es igual a la energía potencial, esto se establece en la densidad de energía de deformación:

$$U_m = \Delta_p \quad (4)$$

Donde:

- U_m : densidad de energía de deformación
- Δ_p : energía potencial

Al distribuirse la energía por distintos elementos, se tiene lo siguiente:

$$U_{mT} = U_{m1} + U_{m2} + U_{m3} + \dots + U_{mn} \quad (5)$$

Donde:

- U_{mT} : densidad de e. de deformación total
- U_{m1} : densidad de e. de deformación 1
- U_{m2} : densidad de e. de deformación 2
- U_{m3} : densidad de e. de deformación 3
- U_{mn} : densidad de e. de deformación n

La fórmula de la densidad de energía de deformación absorbida [4] por una viga doblemente empotrada es la siguiente:

$$U_{m1} = \frac{P_{m1}^2 \cdot L^3}{96 \cdot E \cdot I} \quad (6)$$

Donde:

- U_{m1} : densidad de energía de deformación 1 (J)
- P_{m1} : fuerza puntual 1 (N)
- L : longitud de la viga (m)
- E : módulo de Young del material (GPa)
- I : momento de inercia sección transversal (m⁴)

Las ecuaciones mencionadas anteriormente encuentran mayor sentido cuando son aplicadas a las distintas vigas, a continuación se muestra el cálculo de la viga A-B, donde se observa cómo actúa la fuerza distribuida del impacto en cada elemento, aplicándose el mismo principio para las demás.

Viga A-B

La viga A-B tiene un perfil rectangular 1 pulgada × ½ pulgada con 0.9 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet [5] de perfiles estructurales.

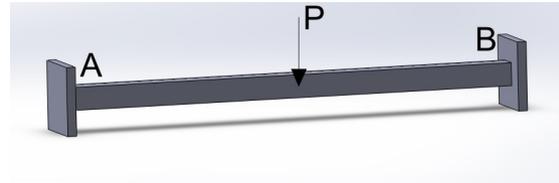


Figura 5. Viga A-B.

Al tener el valor de la deformación máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$\begin{aligned} y_m &= \frac{P_m \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \\ y_m &= \frac{P_m \cdot L^3}{4} \\ P_{m1} &= \frac{y_m \cdot 48 \cdot E \cdot I}{L^3} \end{aligned} \quad (7)$$

Donde:

- y_{m1} : deformación puntual máxima (m)
- P_{m1} : fuerza puntual 1 (N)
- L : longitud de la viga (m)
- E : módulo de Young del material (GPa)
- I : momento de inercia sección transversal (m⁴)

$$\begin{aligned} y_m &= 0.005 \\ L &= 0.635\text{m} \\ E &= 200\text{GPa} \end{aligned}$$

$$I_x = 4.02 \times 10^{-9}\text{m}^4$$

$$P_{m1} = \frac{(0.005) \cdot (48) \cdot (200 \times 10^9) \cdot 4.02 \times 10^{-9}}{(0.635)}$$

$$P_{m1} = 303.87\text{N}$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m1} = \frac{P_{m1}^2 \cdot L^3}{96 \cdot E \cdot I}$$

Donde:

- U_{m1} : densidad de energía de deformación 1 (J)
 P_{m1} : fuerza puntual 1 (N)
 L : longitud de la viga (m)
 E : módulo de Young del material (GPa)
 I : momento de inercia sección transversal (m⁴)

$$U_{m1} = \frac{(303.87)^2 \cdot (0.635)^3}{96 \cdot (200 \times 10^9) \cdot (4.02 \times 10^{-9})}$$

De esta manera, al colocar la variable de la fuerza puntual en la fórmula de la densidad de energía de deformación de cada viga, se obtiene el valor de cuanta energía absorbió.

2. Proceso de diseño de la estructura propuesta

2.1. Análisis de la normativa ecuatoriana INEN 1323

Esta normativa es usada por la ANT para regular los métodos de fabricación de carrocerías de buses enfocada al proceso de calificación y homologación de modelos que se construyen en el país.

La normativa esclarece deformaciones máximas en el espacio de supervivencia de la estructura [6] mas no hace mención a las colisiones; los siguientes ítems hacen referencia sobre aspectos de la construcción de carrocerías:

- materiales a utilizarse [7],
- espacio de supervivencia [6],
- peso máximo [8].

También, las distintas cargas que afectan a la estructura y sus distintas configuraciones son especificadas por la norma:

- cargas vivas [9]
- cargas de giro [10]
- cargas de frenado [11]
- carga de aceleración brusca [12]
- carga de resistencia de aire frontal [13]
- combinaciones de carga [14]
- resistencia de la estructura [15]

Cabe destacar que también se analizará una carga de colisión a 90 km/h, no establecida en la norma, la que será de especial interés en el estudio.

En la tabla 1 se puede observar el valor de cada carga que afecta a la estructura:

Tabla 1. Cargas aplicadas.

Cargas aplicadas	Valor
Resistencia de la estructura	69651 N
Peso por cargas muertas	95601.393 N
Peso por cargas vivas	42829.675 N
Carga de giro	25198.67N
Fuerza de frenado y aceleración	56445.04 N
Fuerza del aire frontal	2666.722 N
Fuerza de colisión	705563 N

2.2. Método de discretización por elementos finitos

Este método permite realizar el cálculo sobre estructuras planas o espaciales para la solución de estructuras que involucran un alto grado de complejidad [16].

Se basan en que la estructura a analizar (un sistema continuo) se divide en un número finito de partes, en el cual el comportamiento se va a especificar mediante un número finito de parámetros.

Para los análisis estáticos estructurales el desplazamiento (x) se resuelve por medio de la matriz de la ecuación:

$$[K](x) = (F)$$

Asumiendo:

K : matriz de rigidez, depende de las propiedades del material y de su geometría

F : es una fuerza que no varía en el tiempo

Estas presunciones solo se relacionan a análisis estáticos lineales [17].

2.3. Análisis y simulación mediante software

El proceso de diseño de la estructura puede verse resumido en la imagen presentada en la parte inferior, donde a partir de los datos obtenidos de la estructura convencional se procede a diseñar la estructura propuesta:



Figura 6. Proceso de diseño de la estructura.

2.4. Estructura convencional

Para el análisis de esta estructura se procedió al levantamiento de datos en una empresa de carrocerías de la ciudad, en la que se efectuó la medición de una estructura en construcción donde a partir de los datos obtenidos se realizó el modelado en el *software* CAD *Solidworks*® versión estudiantil para su posterior análisis.

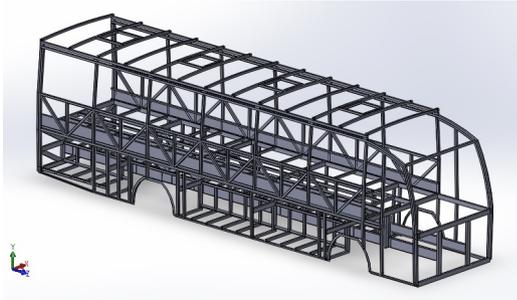


Figura 7. Modelado computacional de la estructura convencional.

Una vez realizado el modelado de la estructura convencional el siguiente paso es reconocer la estructura en el programa CAE ANSYS®.

Todos los análisis se realizaron en condiciones ambientales cuyos datos fueron previamente cargados en el *software* con la intención de simular entornos lo más cercanos a la realidad. La estructura presentó los siguientes valores de malla:

Tabla 2. Estado de la malla – modelo convencional.

Object Name	Mesh
State	Solved
	Sizing
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Span Angle Center	Coarse
Curvature Normal Angle	Default (30,0°)
Min Size	Default (6,9050 mm)
Max Face Size	Default (34,5250 mm)
Growth Rate	Default
Minimum Edge Length	2,6237E-005 mm
	Statistics
Nodes	157561
Elements	154104
Mesh Metric	Element Quality
Min	0,090759923
Max	0,999984338
Average	0,942146852
Standard Deviation	8,23E-02

En los análisis de elementos finitos el mallado es un proceso importante del cual dependerá la calidad del proceso y veracidad de los resultados. La malla es generada siguiendo una serie de algoritmos afectando en

tiempo y recursos computacionales [18], aumentando según la precisión deseada.

La tabla 2 refleja el estado de una malla resuelta satisfactoriamente por el *software*. El parámetro *Sizing* indica las características de los elementos de la malla como medidas máximas y mínimas, calidad del elemento, grosor, etc.

El parámetro *Statistics* muestra valores más concisos para el estudio, indicando el número de elementos y nodos que son fundamentales para determinar el tiempo y consumo computacional del estudio, mín. y máx. muestran la calidad de la malla que al ser alta mostrará resultados más cercanos a la realidad [?].

Los resultados obtenidos por el *software* dependerán de los tipos de falla que puede presentar la estructura [19], siendo estos: deformación máxima, límite de fluencia del material, factor de seguridad y factor de seguridad a la fatiga.

La simulación computacional permite observar cómo reacciona la estructura ante la combinación de las distintas cargas.

A. Cargas reales

Las cargas reales aplicadas en este análisis serán las siguientes: cargas muertas, cargas vivas, carga de frenado y carga aerodinámica.

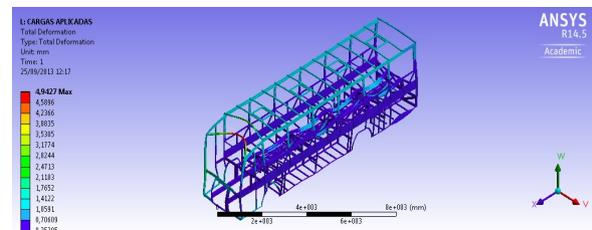


Figura 8. Simulación de cargas reales del modelo convencional.

Obteniendo los siguientes resultados que se muestran en la tabla 4.

Tabla 3. Resultados de cargas reales del modelo convencional.

Resultados			
Deformación máxima	Esfuerzo de Von Mises	Factor de seguridad carga	Factor de seguridad fatiga
4,9427 mm	27,665 MPa	Mín.: 2,4645 Máx.: 15	Mín.: 0,84997 Máx.: 15

B. Cargas aplicadas con colisión

En este caso se analizará cómo reacciona la estructura convencional ante una colisión a 90 km/h.

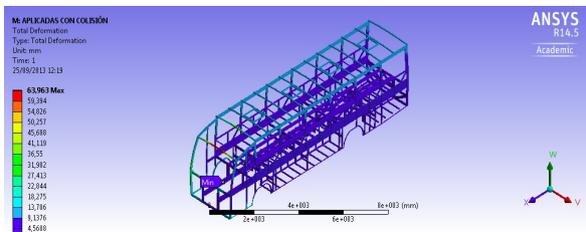


Figura 9. Simulación de cargas reales y colisión del modelo convencional.

Los resultados son los siguientes:

Tabla 4. Resultados de cargas reales y colisión del modelo convencional.

Resultados			
Deformación máxima	Esfuerzo de Von Mises	Factor de seguridad carga	Factor de seguridad fatiga
Frente		Mín.: 0,23283	Mín.: 0,080281
63,963 mm	390,45 MPa	Máx.: 15	Máx.: 15

2.4.1. Estructura propuesta

Una vez que se observó la reacción de la estructura convencional ante las distintas cargas se siguió con el proceso de diseño de la nueva estructura; el modelo escogido fue el mejor puntuado de tres prototipos ante un largo y riguroso proceso de selección, donde para la calificación intervinieron los siguientes ítems:

- Análisis aerodinámico del prototipo
- Aspectos estéticos
- Aspectos técnicos
- Seguridad

El análisis aerodinámico del prototipo fue realizado en el *software* ANSYS®, siendo el resultado obtenido el coeficiente aerodinámico. Tanto los aspectos estéticos, técnicos, como la seguridad fueron evaluados mediante encuestas realizadas tanto a las empresas de carrocerías como a gente involucrada dentro del entorno del transporte interprovincial, el modelo seleccionado se observa en las imágenes siguientes.

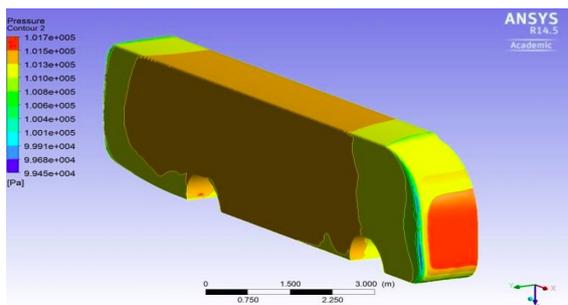


Figura 10. Respuesta al túnel de viento de la propuesta estructural de tubo circular.

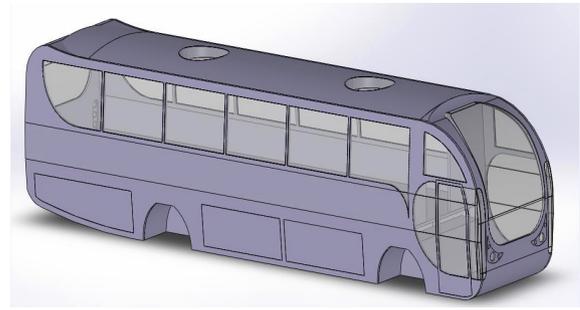


Figura 11. Modelo estético de la propuesta estructural de tubo circular.

Teniendo como base un modelo estético, el siguiente paso fue el diseño de la nueva estructura, bajo la premisa de que tenga una mayor deformación y una mejor absorción de la energía. Para conseguir ese objetivo se siguieron los siguientes criterios en el diseño:

- Redimensionamiento del modelo propuesto
- Cambio del perfil cuadrado y rectangular por perfil circular
- Cambio del espesor de los perfiles utilizados
- Cambio de material
- Uso de refuerzos (celosías) en zonas críticas

Las características del modelo propuesto dependerán de los factores anteriormente mencionados, el chasis utilizado será el mismo que se empleará en el modelo convencional haciendo uso de los mismos métodos de sujeción chasis-estructura, el modelo de chasis es HINO AK-8JRSA [20]. Se empleará un tipo de sujeción especial diseñado y probado para unir los perfiles rectangulares con los circulares cuando sea necesario.

Al considerar todos esos parámetros, el diseño fue el siguiente:

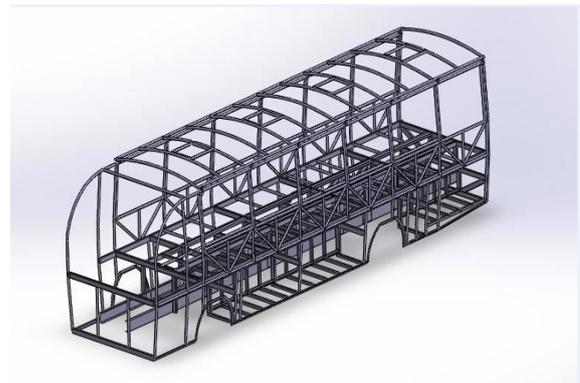


Figura 12. Propuesta estructural de tubo circular.

El diseño fue sometido a las mismas cargas que se aplicaron en la estructura convencional bajo condiciones iniciales similares, pero el modelo presentó una deformación muy alta con factores de seguridad muy

bajos, al realizar una primera optimización se observaron resultados similares, por lo que se procedió con una segunda optimización, la cual presentó los resultados deseados:

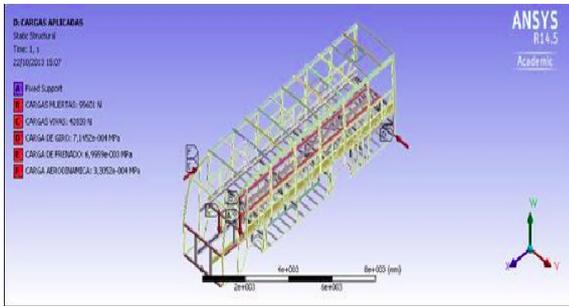


Figura 13. Propuesta estructural: segunda optimización.

Dentro del programa CAE ANSYS® se obtuvo los siguientes valores de malla:

Tabla 5. Estado de la malla – modelo propuesto de tubo circular.

Object Name	Mesh
State	Solved
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Curvature Normal Angle	Default (30,0 °)
Min Size	Default (6,57810 mm)
Max Face Size	Default (32,890 mm)
Growth Rate	Default
Minimum Edge Length	6,0291E-005 mm
Statistics	
Nodes	412698
Elements	406582
Mesh Metric	Element Quality
Min	0,090517512576864
Max	0,999981995515855
Average	0,90141987423228
Standard Deviation	9,63354859007254E-02

La tabla 5 muestra la malla resuelta del modelo propuesto de tubo circular, donde se puede observar un número elevado de nodos y elementos debido a la complejidad de las uniones de los tubos circulares; también se observa una malla de calidad alta (máx.: 0,999981995515855), la misma que asegura resultados más reales [21].

Simulación computacional de la segunda optimización del modelo propuesto

A. Cargas reales

Al aplicar las cargas reales a la optimización de la estructura, se obtienen los siguientes resultados:

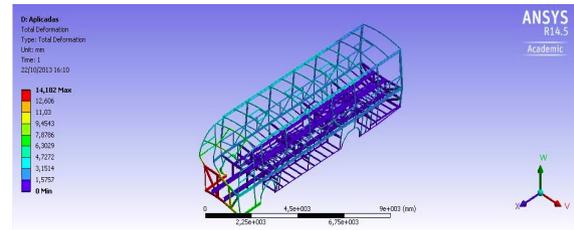


Figura 14. Simulación de cargas reales en la optimización de la propuesta de tubo circular.

Los resultados son los siguientes:

Tabla 6. Resultados de cargas reales en la optimización de la propuesta.

Resultados			
Deformación máxima	Esfuerzo de Von Mises	Factor de seguridad de carga	Factor de seguridad fatiga
Frente		Mín.: 10	Mín.: 5
14,182 mm	53,64 MPa	Máx.: 15	Máx.: 15

B. Cargas aplicadas con colisión

Ahora se puede observar cómo reacciona la propuesta ante un impacto frontal:

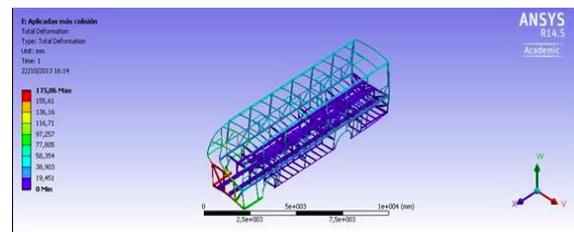


Figura 15. Simulación de cargas reales y colisión en la optimización de la propuesta.

Al aplicar la carga de colisión se produce los siguientes resultados:

Tabla 7. Resultados de cargas reales en la optimización de la propuesta.

Resultados			
Deformación máxima	Esfuerzo de Von Mises	Factor de seguridad de carga	Factor de seguridad fatiga
Frente		Mín.: 0,041576	Mín.: 0,014335
175,06 mm	230 MPa	Máx.: 15	Máx.: 15

3. Resultados

Al haber culminado todo el proceso de diseño y pruebas de la propuesta estructural, se evaluaron los resultados obtenidos.

Tabla 8. Tabla de comparación entre el modelo convencional.

Estructura convencional versus estructura propuesta		
Ítem	Modelo convencional	Modelo propuesto
Deformación	Frente 63,963 mm	Frente 175,06 mm
Esfuerzo de Von Mises	390,45 MPa	230 MPa
Factor de seguridad carga	Mín.: 0,23283 Máx.: 15	Mín.: 10 Máx.: 15
Factor de seguridad fatiga	Mín.: 0,080281 Máx.: 15	Mín.: 0,014335 Máx.: 15

En la tabla 8 se indica que los resultados obtenidos por el *software* concuerdan con la hipótesis planteada, donde se puede ver que el modelo propuesto tiene una mayor deformación con un menor límite de fluencia, aumentando el factor de seguridad gracias a todos los criterios de diseño aplicados para su optimización.

Se tuvo que analizar cuál es el caso de los modelos a escala, donde luego de un proceso de evaluación del estado final de las mismas y mediante el modelado matemático se determinó cuál fue la absorción de energía.

3.1. Construcción, pruebas y comparación de modelos a escala de la estructura propuesta versus la convencional

Para realizar la construcción de las maquetas es preciso tener conocimiento sobre la teoría de modelos a escala, donde se establecen relaciones escalares entre longitud, tiempo y masa. El factor escalar adecuado es $\lambda = 0.254$ ya que se pueden encontrar perfiles estructurales similares a los utilizados en los modelos reales bajo este factor [22].



Figura 16. Construcción del modelo a escala del modelo convencional.

Se utilizó soldadura MIG en la construcción de los modelos. Si bien los modelos son geoméricamente

distintos, ambos son construidos del mismo material (acero estructural ASTM A-36) característica que permite utilizar un mismo banco de pruebas para la colisión de los modelos; al tratarse de una colisión por caída libre, donde la aceleración es igual a la gravedad, se desestimará la acción de la desaceleración en la estructura.



Figura 17. Construcción del modelo a escala de la propuesta de tubo circular.

El protocolo para la colisión será igual en el caso de los dos modelos y tras realizar los cálculos pertinentes, se determinan los parámetros que influyen en la construcción del banco de pruebas:

Tabla 9. Parámetros involucrados en la construcción del banco de pruebas.

Parámetros	Valor
Masa del modelo	1200 kg
Velocidad del modelo	6,35 m/s
Fuerza del modelo	152331,0517 N
Altura de colisión	2,055m

Bajo estas condiciones, el banco de pruebas para la colisión de los modelos quedó de la siguiente manera:



Figura 18. Impacto frontal de la estructura.

Tabla 10. Tabla de comparación entre de los modelos a escala convencional y la propuesta después de la colisión.

Modelo	Convencional	Propuesto
Longitud inicial	2858 mm	2858 mm
Longitud final	2500 mm	2200 mm
Inclinación sección lateral superior	70	Lado derecho 00 Lado izquierdo 40
Inclinación sección lateral inferior	0	Lado derecho 50
Inclinación piso pasajeros	Lado derecho 60	Lado derecho 100
Tipo tubo frontal	Rectangular de 1" × ½" Espesor 0,7 mm	Circular de 1" Espesor 1,1 mm
Tamaño inicial tubo frontal	Sección transversal 12,7 mm	Circular de 1"
Tamaño final tubo frontal	12,2 mm	20 mm
Dimensión zona de interés	7,85 mm – 5 mm	4,40 mm – 8,66 mm
Ruptura de elementos	No se puede ubicar fallas en las uniones de soldadura. Muy pocos elementos de la estructura sufrieron ruptura después de la deformación por la excesiva carga de prueba. Ruptura no considerable para el análisis.	

Debido a la inercia de los tanques en la caída libre se produjo un aplastamiento excesivo de las estructuras en la parte frontal, en la tabla 10 se hace un análisis extensivo del estado final de la estructura.

**Figura 19.** Estado final del modelo propuesto de tubo circular después de la colisión.

En la siguiente figura se puede ver la comparación entre estructuras:

**Figura 20.** Comparación de la energía absorbida por las estructuras.

El valor más alto de absorción de energía, que presenta la estructura propuesta, expresado en porcentaje en la figura 20 se debe a la mayor inercia del perfil y a una mayor deformación del material que como se explicó antes es de sección tubular.

3.2. Análisis costo-beneficio del modelo propuesto

Para complementar el estudio, se realizó el análisis costo-beneficio, revisando la factibilidad de la construcción del modelo propuesto, teniendo en cuenta factores como la materia prima y su disponibilidad en el mercado, la mano de obra y maquinaria especializada que se involucra en el proceso de fabricación así como costos indirectos, los resultados se pueden observar en las siguientes gráficas:

**Figura 21.** Comparación de costos modelo convencional - propuesta.**Figura 22.** Comparación de beneficio modelo convencional - propuesta.

4. Conclusiones

Las estructuras convencionales fabricadas con perfiles cuadrados y rectangulares cumplen con la norma INEN 1323 sin mayor problema, sin embargo, su deformación es mínima ante una colisión.

Los criterios de diseño como redimensionamiento y cambio de perfil de material fueron factores importantes al momento de diseñar la propuesta.

Los resultados del *software* demostraron que el modelo propuesto tiene una mayor deformación respecto al convencional, cumpliendo con valores acordes a los pautados por la norma INEN 1323.

Al realizar la colisión de las estructuras en el banco diseñado para ese fin se observó que la estructura propuesta de perfil circular tuvo una mejor distribución de la energía potencial del impacto esto ligado a una mayor deformación.

El material acero estructural es utilizado tanto en el modelo convencional como en la propuesta de tubo circular, siendo la diferencia de la forma de los perfiles, diseño y optimización lo que las hace diferentes.

El perfil circular es la mejor opción dentro del mercado por su disponibilidad en diferentes tamaños así como por su costo, convirtiéndolo en una alternativa viable al uso de tubos cuadrados y rectangulares.

Las deformaciones obtenidas en los modelos a escala reflejan un comportamiento similar al observado en el *software*.

Se observó desde un punto de vista matemático que existe una mayor absorción de energía de la propuesta respecto al modelo convencional.

El modelo propuesto de tubo circular cumple con la norma INEN 1323 incluso en el caso de un impacto, cumpliendo con los valores de deformación establecido en la misma, cabe resaltar que la normativa no hace referencia alguna sobre impactos y protocolos a seguir para su análisis.

Tras la experiencia adquirida en la realización del proyecto existe la posibilidad de continuar con el análisis computacional de la estructura propuesta de tubo circular y cómo reacciona ante colisiones laterales y vuelcos.

Referencias

[1] Diario La Hora. (2013, Junio) Ecuador es el segundo país en muertes por accidentes de tránsito. Ecuador. [Online]. Available: http://www.lahora.com.ec/index.php/noticias/show/1101523310/-1/Ecuador,_segundo_pa%C3%ADs_en_muertes_por_accidentes.html#.U53ns_mSxqV

[2] n/d. (2013). [Online]. Available: <http://www.ciudadaniainformada.com/noticias-ciudadania-ecuador0/noticias-ciudadania-ecuador/browse/>

[3] Agencia Nacional de Tránsito, “Estadísticas de transporte terrestre y seguridad vial,” Agencia Nacional de Tránsito, Tech. Rep., 2014. [Online]. Available: <http://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas>

[4] F. Beer, E. Johnston, J. Dewolf, D. Mazurek, and J. Murrieta, *Mecánica de materiales*. McGraw-Hill Interamericana, 2013.

[5] Sabimet. (2014) Catálogo de productos. [Online]. Available: <http://www.sabimet.com/productos.htm>

[6] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 3.1.10.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[7] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.16.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[8] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 3.1.11.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[9] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.11.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[10] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.1.2.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[11] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.1.3.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[12] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.1.4.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[13] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.1.5.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[14] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.2.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[15] NTN INEN. *Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Cláusula 5.1.5.*, Instituto Ecuatoriano de Normalización Std. 1323:2009, 2009.

[16] J. Escamilla, *Análisis de estructuras*, 2nd ed. Santafé de Bogotá: Ediciones Uniandes, 2000.

- [17] O. Zienkiewicz and E. de Navarra, *El método de los elementos finitos*, 4th ed. McGraw-Hill, 1994.
- [18] L. Ruiz, “Método de los elementos finitos de malla fija en tres dimensiones para problemas estáticos lineales,” Proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico, Universidad Eafit, Medellín, Colombia, 2001. [Online]. Available: http://mecanica.eafit.edu.co/pubmecapl/ManuelGarcia/papers/tesis_preLuisMiguel.pdf
- [19] R. Hibbeler, *Mecánica de materiales*. Pearson Educación, 2006.
- [20] Novacero. (2014) Catálogo de productos. [Online]. Available: <http://distrimac.com.ec/images/pdf/>
- [21] ANSYS. Modelfrontier. [Online]. Available: http://www.mecheng.osu.edu/documentation/Fluent14.5/145/wb_msh.pdf
- [22] Hino - Mavesa. Ficha técnica de HINO serie bus. [Online]. Available: <http://www.hino-mavesa.com.ec>