



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



Instituto Tecnológico de Pachuca

"2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria"

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE LAS UNIONES ESTRUCTURALES EN UNA CARROCERÍA DE AUTOBÚS MECANO-SOLDADA

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTA:

ING. ADANEL ALBINO ALAMILLA RAMÍREZ

DIRECTOR DE TESIS:
DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA
CO-DIRECTOR:
DR. WILMER VELILLA

SINODALES:
DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO
DR. HUGO FRANCISCO ABUNDIS FONG

117 páginas

Pachuca de Soto, Hidalgo, Noviembre del 2020



Carretera México-Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. C.P. 42080, A. P. 276.

Tels. : (01 771) 710 52 51, 170 03 45, 170 03 01, 170 06 87

www.tecnm.mx | www.itpachuca.edu.mx



"2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria"

División de Estudios de Posgrado e Investigación
Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica
A C T A

Siendo las 13:00 horas del 15 de febrero de 2020, reunidos en el aula S10, el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica manifiesta la **APROBACIÓN** del tema de Tesis: Comportamiento mecánico de las uniones estructurales en una carrocería de autobús mecano-soldada, con el siguiente contenido:

- Resumen/Abstract
- Nomenclatura
- Contenido
- Índice de cuadros, gráficas y figuras.
- 1. Introducción
- 2. Estado del arte
- 3. Marco teórico
- 4. Análisis de la estructura
- 5. Resultados
- Conclusiones
- Bibliografía
- Apéndices

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Adanel Albino Alamilla Ramírez obtenga el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Luis Manuel Palacios Pineda, profesor de la Maestría en Ingeniería Mecánica de la División de Estudios de Posgrado e Investigación.

ATENTAMENTE

El Hombre Alimenta el ingenio en Contacto con la Ciencia

EL CONSEJO DE POSGRADO

Dr. Edgar Ernesto Vera
Cárdenas

Dra. Marisa Moreno Ríos

Dr. Luis Manuel Palacios
Pineda

Dra. Erica Carriz Ávila Dávila

Dr. Ignacio Ramírez Vargas

Dr. Hugo Francisco Abundis
Fong





EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Instituto Tecnológico de Pachuca

"2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria"

Pachuca, Hidalgo, **18/Septiembre/2020**
OFICIO No. DEPI-044-20

**C. ING. ADANEL ALBINO ALAMILLA RAMÍREZ
PRESENTE**

La que suscribe, jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica para examinar su Tesis:

Comportamiento mecánico de las uniones
estructurales en una carrocería de autobús
mecano-soldada

se han reunido, y después de intercambiar opiniones manifiestan su aprobación de la Tesis, en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y, en consecuencia, se autoriza su impresión.

Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.

ATENTAMENTE

El Hombre Alimenta el ingenio en Contacto con la Ciencia


M. A. C. ELODIA CLAUDIA GUERRERO ORTIZ
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



C.p. Archivo
ECCO/LMPP

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS
DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



Carretera México-Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo, C.P. 42080, A. P. 278.

Tels. : (01 771) 710 52 51, 170 03 45, 170 03 01, 170 06 87

www.techn.mx | www.itpachuca.edu.mx

Dedicatorias

A mi esposa Tania

Por el apoyo que me has brindado para poder alcanzar este logro, por tu motivación ante cada tropiezo, por recordarme que no debo perder la fe y que soy capaz de lograr mis propósitos; Por estar ahí en este y demás sueños que cumpliremos juntos, te dedico este trabajo amor mío.

A mis padres

Por sus enseñanzas pues aprendí que nada es fácil, ni se da por sentado pues hay que tener la capacidad de hacer frente a las adversidades y adaptarse a los cambios, solo así pude manejar su partida, los llevo por siempre en mi corazón y dedico a ustedes un logro más.

A mi hija

Mi pequeña a ti dedico este logro, porque eres parte de este proceso en el que te ha tocado batallar junto a nosotros, a pesar de tu corta edad comprendes cada decisión que hemos tomado. Te amo mi Oruga.

A mi papá Mateo y a mi mamá Lolita

Dedico a ustedes este logro porque fueron parte de mi formación, porque siempre estuvieron ahí para mí y me dejaron tantas enseñanzas que trato de llevar a cabo.

A mi tío Odilón

Tío, dedico a usted este logro porque ha sido como un padre para mí, ha estado conmigo dándome lecciones de vida y su apoyo incondicional, lo aprecio mucho.

Agradecimiento.

A DIOS

Gracias por darme fuerzas, conocimientos, habilidades y destrezas necesarias para llegar hasta este punto de mi formación.

“Mira que te mando que te esfuerces y seas valiente; no temas ni desmayes, porque Jehová tu Dios estará contigo donde quiera que vayas” Josué 1: 9

A CONACYT

Por el apoyo económico brindado durante el desarrollo de este trabajo, gracias.

Tania

Te agradezco por la paciencia, el cariño, amor y apoyo que me has brindado en esta y en cada una de las metas que me he propuesto, entendiendo y apoyando cada decisión, adaptándote a las circunstancias que la vida nos ha puesto y afrontándolas a mi lado.

Tesoro

Te agradezco por tu paciencia mostrada en este proceso, por tu amor y por la fuerza que me das para enfrentarme a las adversidades, gracias bebe por comprender todo lo que hemos pasado y estoy seguro de que has aprendido tanto como nosotros, te amo hija.

A mis papas

Gracias por motivarme a seguir estudiando, con su ejemplo me mostraron que ni las adversidades económicas, ni tener una familia nos limita a seguir preparándonos académicamente.

A mi hermano Albino A. A.

Gracias porque me has escuchado y por estar pendiente de mí y de mi familia, también porque me has exhortado cuando ha sido necesario y porque sé que cuento contigo...te quiero mucho.

A mi hermana Erika

Gracias por tu apoyo y porque a pesar de la distancia y el tiempo que hemos pasado separados aun te sigues preocupando por mí.

Al consejo de Posgrado

Gracias por cada una de sus enseñanzas brindadas, por su apoyo y tiempo para el desarrollo de este trabajo.

Resumen.

La aglomeración dentro de las ciudades genera una demanda de múltiples servicios, entre ellos el de la movilidad de grandes cantidades de personas, uno de los principales medios que se utilizan para lograr este desplazamiento masivo es el de la transportación colectiva a través de autobuses. Sin duda la seguridad en el servicio que se ofrece en este tipo de vehículos es fundamental, de ahí que en este trabajo se aborde la integridad estructural de los autobuses, específicamente la concentración de esfuerzos que se presenta en las uniones soldadas, donde la diferencia entre el material de aporte y el material base genera una distribución compleja de los esfuerzos. Los análisis que se consideran ocurren dentro de la unión soldada de una carrocería de autobús urbano bajo las pruebas de torsión y flexión sugeridas por la normativa nacional e internacional, basado en la simplificación matemática del modelo. Considerando las características topológicas de los elementos estructurales en una carrocería de autobús, se ha realizado una simplificación que permite efectuar los análisis en menor tiempo mediante el uso de elementos tipo viga. Adicionalmente, se ha utilizado la técnica de sub-modelado en elemento finito para analizar aquellas zonas que requieren de un análisis más detallado. Se consideran las secciones transversales de los elementos metálicos que definen la estructura completa del autobús. Además, considerando las condiciones de operación del vehículo, se aplican las restricciones en los grados de libertad del modelo de elemento finito tales como los desplazamientos y las rotaciones permitidas. De esta manera se obtienen una serie de pruebas de torsión y flexión de la estructura. Así mismo, se ha considerado el peso de la carga útil con un total de 46.2 kN que producen esfuerzos que van de los 44 a los 110 MPa.

Abstract.

Agglomeration within the cities generates a demand for multiple services including the mobility of large numbers of people, one of the main means used to achieve this massive displacement is that of collective transportation through buses. Undoubtedly, the security in the service offered in this type of vehicles is fundamental, hence in this work the structural integrity of the buses is addressed, specifically the concentration of efforts that occur in welded joints, where the difference between the contribution material and the base material generates a complex distribution of the efforts. The analyzes that are considered occur within the welded joint of an urban bus body under the torsion and bending tests suggested by national and international regulations, based on the simplification of the mathematical model. We have considered the way in which the topological characteristics of the thin-walled elements that make up the structure are addressed in order to generate a simplification that allows the analysis to be carried out in less time by using beam elements added with the submodels technique. The main cross sections that define the complete structure, to be considered in their respective position. In addition, restrictions on the degrees of freedom of finite element model such as displacements and allowable rotations are applied. In this way, a series of torsion and bending tests are obtained considering the weight of the payload with a total of 46,255 N that produce stresses ranging from 44 to 110 MPa.

Contenido.

Dedicatorias	1
Agradecimiento.	2
Resumen.	3
Abstract.....	4
Contenido.	5
1. Introducción.....	14
2. Estado del arte	17
3. Marco teórico.....	23
3.1. Resistencia a la torsión y flexión	24
3.2. Pandeo.....	24
3.2.1. Longitud efectiva.....	25
3.2.2. Radio de giro.	26
3.3. Fatiga	27
3.3.1. Definición de Fatiga.	27
3.3.2. Tensiones cíclicas.	27
3.3.3. Fatiga en uniones soldadas	29
3.3.4. Modelos de análisis de fatiga.....	30
3.4. Tipos de análisis.....	31
3.5. Análisis de elemento finito	31
3.6. Tipos de discretización	32
3.7. Teoría de vigas.....	34
3.8. Teoría de vigas de Timoshenko	35
4. Análisis de la estructura del autobús	39
4.1. Metodología.....	40
4.3. Especificaciones técnicas para las pruebas	44
4.3. Determinación de Cargas.....	45
4.4. Sistema de referencia	47
4.5. Centro de gravedad	48
4.6. Análisis de la resistencia por volcadura.....	52
5. Resultados.....	55

5.1.	Geometría de la unidad	56
5.2.	Determinación de las condiciones de frontera	58
5.3.	Modelo de elemento finito	63
5.4.	Discretización	64
5.5.	Análisis de torsión	65
5.6.	Análisis de Flexión	70
5.7.	Prueba de resistencia del toldo.....	76
5.8.	Resultados del análisis por el método ASD.....	78
5.8.1.	Caso 1	78
5.8.2.	Caso 2	79
5.8.3.	Caso 3	81
5.8.4.	Caso 4	82
5.8.5.	Caso 5	84
5.8.6.	Caso 6	85
5.8.7.	Caso 7	86
5.8.8.	Caso 8	88
5.9.	Centro de gravedad	92
5.10.	Análisis del impacto frontal	92
	Conclusiones.....	95
	Anexo A. Artículo presentado en el XXVI Congreso Anual de la SOMIM	99
	Anexo B. Artículo presentado en el XXVI Congreso de la SOMIM	109
	Anexo C. Constancia de participación en el XXVI Congreso de la SOMIM	116

Lista de Tablas.

Tabla 1 Condiciones de frontera para el análisis.....	44
Tabla 2 Número de pasajeros conforme a la capacidad de carga y espacio disponible del habitáculo	45
Tabla 3 Nombres de los subensambles de la estructura principal	57
Tabla 4 Calculo de la cantidad de usuarios.	59
Tabla 5 Concentrado de cargas para las combinaciones del método ASD	63
Tabla 6 Secciones transversales de los perfiles usados.	64
Tabla 7 Consideraciones para las condiciones de frontera.....	67
Tabla 8 Resultados de análisis de esfuerzos.....	77
Tabla 9 Concentrado de resultados del análisis bajo la metodología ASD.....	90

Lista de Figuras.

Figura 1 Fracturas presentes en la estructura de algunas unidades.	16
Figura 2 Factor K para columnas imagen tomada del libro de resistencia de materiales aplicada.	25
Figura 3 Ejemplo de radio de giro sobre ejes principales.....	26
Figura 4 Distribución de tensiones.	28
Figura 5 Defectos en juntas de soldaduras a tope y en T.	29
Figura 6 Elementos de tipo línea.	33
Figura 7 Elementos superficie, sólido y propósito especial.	33
Figura 8 Diagrama para el análisis de vigas de Timoshenko.	35
Figura 9 A) Modelo general y con mallado burdo. B) Concentración de esfuerzos en modelo general, C) Sección del modelo principal(submodelo), D) Mallado del submodelo.	38
Figura 10 a) Modelo principal señalando la concentración de esfuerzos. b) Submodelo con el mallado refinado señalando las secciones de interacción para importar las cargas; extraído de las lecturas de Ansys.	38
Figura 11 Metodología de la investigación.	41
Figura 12 a) Carrocería sobre chasis de extraída de Isuzu camiones b) Carrocería tipo integral propiedad de Presicion Bus Australia c) Carrocería tipo semi-integral propiedad de Man truck and bus.....	43
Figura 13 Sistema de referencia del vehículo de acuerdo con la convención SAE (Gillespie, s.f.).....	47
Figura 14 Especificación del ensayo de vuelco de un vehículo completo que muestra la trayectoria del centro de gravedad desde la posición inicial de equilibrio inestable extraída de la norma UN ECE R66.	49
Figura 15 Posición longitudinal del centro de gravedad extraída de la norma UN ECE R66.	49
Figura 16 Posición transversal del centro de gravedad extraída de la norma UN ECE R66.	50
Figura 17 Determinación de la altura del centro de gravedad extraída de la norma UN ECE R66.	51
Figura 18 Geometría del banco de ensayo extraída de la norma UN ECE R66.....	53

Figura 19 Estructura principal, dimensiones generales.	56
Figura 20 Puntos para restringir el movimiento de la estructura y que representa la unión con el chasis.	56
Figura 21 Subensambles que conforman la estructura principal.	57
Figura 22 Aplicación de la carga muerta en todos los elementos de la estructura.	58
Figura 23 Distribución de asientos.	58
Figura 24 Dimensiones del habitáculo en mm.	59
Figura 25 Aplicación de las cargas vivas en la estructura principal.	60
Figura 26 Aplicación de la carga de giro aplicada a la lateral izquierda de la unidad.	61
Figura 27 Aplicación de las cargas de Frenado y Aceleración brusca.	62
Figura 28 Proyección frontal de la sección perpendicular al movimiento.	62
Figura 29 Aplicación de la carga por resistencia al aire frontal.	63
Figura 30 Simplificación numérica de la estructura principal.	64
Figura 31 Mallado de los componentes flexibles de la estructura.	64
Figura 32 a) carrocería en reposo, b) desplazamiento positivo, c) desplazamiento negativo, d) reposo, e) vista frontal del desplazamiento negativo, f) vista frontal del desplazamiento positivo.	65
Figura 33 Visualización del movimiento de uno de los puntos de apoyo.	66
Figura 34 Diagrama de cuerpo libre del desplazamiento positivo.	66
Figura 35 Condiciones de carga para análisis de torsión.	68
Figura 36 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo frontal izquierdo.	68
Figura 37 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo frontal derecho.	69
Figura 38 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo posterior izquierdo.	69
Figura 39 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo posterior izquierdo.	70
Figura 40 a) Desplazamiento positivo de los soportes frontales b) Desplazamiento positivo de los soportes posteriores.	71

Figura 41 Condiciones de frontera para el desplazamiento del eje delantero que se duplica con el eje trasero.	71
Figura 42 a) Resultados de la prueba de elevación de los ejes delantero y b) trasero.	72
Figura 43 Condiciones de carga del piso bajo una carga útil y con los efectos de la estructura.	73
Figura 44 Mallado de la estructura piso con elementos viga.	73
Figura 45 Distribución del esfuerzo combinado en la estructura piso del autobús.	74
Figura 46 Resultados del análisis de Von-Mises del primer submodelo del piso y una unión soldada de interés.	74
Figura 47 a) Condiciones de carga b) Resultados del esfuerzo de Von-Mises.	75
Figura 48 Descripción de componentes y puntos en los que se analizó la línea de fluctuación de esfuerzos.	75
Figura 49 Gráfico de fluctuación a lo largo de la línea de análisis.	76
Figura 50 Diagrama de cuerpo libre de la prueba considerando 2.5 veces la carga útil.	76
Figura 51 Resultados del análisis con una carga útil amplificada 2.5 veces y con soportes solo de los puntos de apoyo.	77
Figura 52 Condiciones de frontera y carga para el caso 1.	78
Figura 53 Resultado de esfuerzo directo para el caso 1.	78
Figura 54 Resultado del máximo esfuerzo de Von-Mises para el caso 1.	79
Figura 55 Condiciones de frontera y de carga para el caso 2.	79
Figura 56 Resultado de esfuerzo directo para el caso 2.	80
Figura 57 Resultado del esfuerzo máximo de Von-Mises para el caso 2.	80
Figura 58 Condiciones de frontera y carga para el caso 3.	81
Figura 59 Resultado de esfuerzo directo para el caso 3.	81
Figura 60 Resultado del máximo esfuerzo de Von-Mises para el caso 3.	82
Figura 61 Condiciones de frontera y de carga para el caso 4.	82
Figura 62 Resultado de esfuerzo directo para el caso 4.	83
Figura 63 Resultado del máximo esfuerzo de Von-Mises para el caso 4.	83
Figura 64 Condiciones de frontera y carga para el caso 5.	84
Figura 65 Resultado de esfuerzo directo para el caso 5.	84
Figura 66 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 5.	85

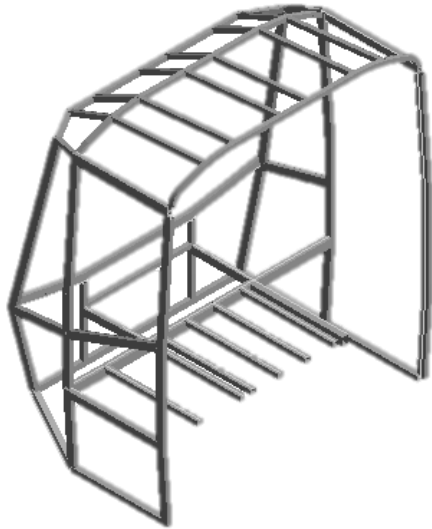
Figura 67 Condiciones de frontera y de carga para el caso 6.	85
Figura 68 Resultado de esfuerzo directo para el caso 6.	86
Figura 69 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 6.	86
Figura 70 Condiciones de frontera y carga para el caso 7.	87
Figura 71 Resultado de esfuerzo directo para el caso 7.	87
Figura 72 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 7.	88
Figura 73 Condiciones de frontera y carga para el caso 8.	88
Figura 74 Resultado de esfuerzo directo para el caso 8.	89
Figura 75 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 8.	89
Figura 76 Ubicación de la zona de concentración de esfuerzos con la combinación número 8 del método ASD.	90
Figura 77 Aplicación de la carga del 50% del peso bruto vehicular.	91
Figura 78 Resultados de la prueba al toldo con el 50% del PBV.	91
Figura 79 Ubicación grafica del centro de gravedad a) vista frontal b) vista lateral.	92
Figura 80 Condiciones para el análisis de dinámica explícita para el ensayo de impacto frontal.	92
Figura 81 Resultados del ensayo de impacto frontal.	93
Figura 82 Comparación de los resultados.	94

Lista de Símbolos o Nomenclatura.

- L Longitud real se considera entre los puntos de restricción.
- K El factor de fijación de los extremos mide el grado de limitación rotacional de cada extremo.
- L_e Longitud efectiva, teniendo en cuenta la manera de fijar los extremos.
- r Radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna.
- I Momento de inercia de la sección transversal de la columna con respecto a uno de los ejes principales.
- A Área de la sección transversal.
- σ_m Promedio de los esfuerzos máximos y mínimos en cada ciclo.
- σ_r La diferencia entre $\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\sigma_{m\acute{i}n}$.
- σ_a Esfuerzo alterno.
- R Cociente entre las amplitudes mínima y máxima.
- P_1 Carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda izquierda del primer eje.
- P_2 Carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda derecha del primer eje.
- P_3 Carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas izquierdas del segundo eje.
- P_4 Carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas derechas del segundo eje.
- P_5 Carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas izquierdas del tercer eje.
- P_6 Carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas derechas del tercer eje.
- P_{total} $(P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) = M_k$, la masa en orden de marcha, o $= M_t$, la masa total efectiva del vehículo, según corresponda.
- L_1 Distancia desde el centro de la rueda del primer eje hasta el centro de la rueda del segundo eje.
- L_2 Distancia desde el centro de la rueda del primer eje hasta el centro de la rueda del tercer eje, de haberlo.
- T_1 la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del primer eje.
- T_2 la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del segundo eje.
- T_3 la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del tercer eje.
- H la diferencia de altura entre los dibujos de las ruedas del primer y el segundo eje.
- L_l la distancia desde el centro de las ruedas del primer y el segundo eje.
- r la altura del centro de la rueda (en el primer eje) por encima de la superficie superior de los soportes de carga.

Lista de Abreviaturas.

RTP:	Red de Transporte de Pasajeros del Distrito Federal
PBV:	Peso Bruto Vehicular
PV:	Peso Vehicular
SEMOVI:	Secretaría de movilidad
CAD	Diseño Asistido por Computadora
FEA	Análisis de Elemento Finito
ANPACT	Asociación Nacional de Productores de Autobuses, Camiones y Tractocamiones
ASD	Diseño por Esfuerzos Permisibles



CAPÍTULO 1

1. Introducción

En esta sección se plantea la justificación de este trabajo, la hipótesis y el objetivo que determinan la directriz de este trabajo. Además, se realiza una descripción histórica de las normas técnicas en la fabricación de estructuras de autobuses y los lineamientos técnicos que surgieron en el ámbito de las unidades de transporte urbano.

En México, el crecimiento de la población en las principales ciudades ha generado un aumento en la demanda de transporte urbano [1]. Después de la inauguración del Sistema de Transporte Colectivo (Metro) en la década de 1970 [2] era necesario el uso de líneas de autobuses urbanos y suburbanos que acercaran a los usuarios de las colonias alejadas a las estaciones de abordaje [3].

Para el año 1999 fue necesario iniciar un proyecto en la cual se presentarían las bases de diseño, fabricación y pruebas en unidades de transporte de pasajeros, por lo que en ese tiempo se generó la norma oficial mexicana NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999, esta norma ha sido ratificada en diciembre del 2015 [4].

El 7 de enero del 2000 se publicó en la Gaceta Oficial del Distrito Federal el Decreto con el que se creaba la Red de Transporte de Pasajeros del Distrito Federal (RTP) que a la fecha presta servicio con 94 rutas y esta reporta que se transporta en promedio a 12.54 millones de usuarios por mes [3].

Tiempo después surge la necesidad de asegurar el funcionamiento óptimo de las unidades por lo que era necesario regular el diseño, la fabricación y el banco de pruebas que deberán cumplir las unidades que transitan en la Ciudad de México y es por eso que la Secretaría de Movilidad (SEMOVI) por medio de gaceta oficial del Distrito Federal publica los manuales técnicos que deberán cumplir las unidades de transporte público que transiten en la Ciudad de México. Esta normativa establece que la vida útil de la carrocería deberá de ser de por lo menos 10 años [5].

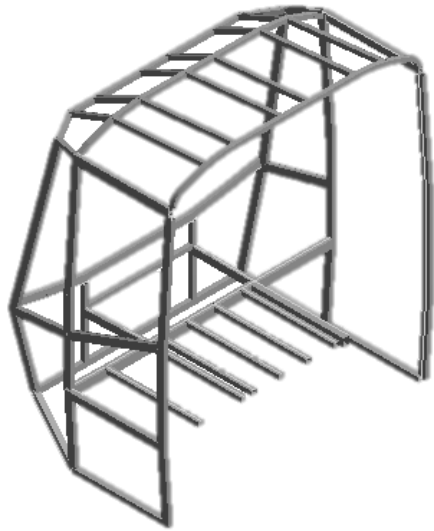
Lo anterior demanda que la carrocería no se vea comprometida en las condiciones de operación durante este tiempo. Se han presentado fallas en las estructuras lo que lleva a los fabricantes a gastar grandes cantidades de recursos para corregirlas. La Figura 1 muestra diversas fallas en la estructura de autobuses después de unos meses de operación.



Figura 1 Fracturas presentes en la estructura de algunas unidades.

Este trabajo tiene como objetivo analizar las uniones soldadas de la estructura de un autobús para determinar la vida útil de la estructura, considerando las condiciones de carga establecidas en la sección 6 de norma NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999 y el apartado 8 de los Manuales técnicos de SEMOVI referentes a la estructura.

Por lo tanto, al generar un análisis numérico de la estructura conforme a las pruebas de flexión, levante, torsión, vida a la fatiga y vuelco se identificarán las zonas de carga crítica cuyos valores podrán ser comparados con las propiedades mecánicas de los materiales y así tomar decisiones que permita obtener un mejor diseño de la estructura.



CAPÍTULO 2

2. Estado del arte

Los vehículos de transporte de pasajeros son vehículos de amplio interés, ya sea por sus componentes, el efecto del movimiento, su funcionamiento o por la reducción de peso para hacer más eficiente el uso de combustible o la reducción de materia prima en los procesos de fabricación. A continuación, se presenta el resumen de algunas de las investigaciones realizadas a la fecha en este tema y se revisan los resultados obtenidos.

En la industria del transporte terrestre, el análisis estructural es de suma importancia ya que es el componente del cual depende la integridad de los pasajeros. Desde hace algunos años se trabajaba haciendo uso de componentes robustos, lo cual genera unidades pesadas y con baja eficiencia en el uso de combustibles. Sin embargo, se han generado cada vez mejores propuestas para disminuir el peso y hacer uso de componentes más ligeros para los cuales es necesario asegurar la resistencia de la estructura sometida a las condiciones de operación.

Así que, al ser cada vez más demandante los tiempos de respuesta, se necesitan herramientas computacionales para trabajar con mayor eficiencia. La mecánica computacional brinda una herramienta muy valiosa y al mismo tiempo permite mejorar el uso de los recursos. Así lo confirman diferentes estudios que se han hecho a lo largo de los años como los que se describen a continuación.

En Irlanda en el año 2009 un equipo de trabajo enfocó su estudio en generar un grupo de recomendaciones para evitar las lesiones en los pasajeros que viajan de pie. Este estudio recomienda evitar situarse cerca detrás de los pasamanos horizontales, cerca de los asientos, sujetarse de las agarraderas verticales de los asientos, además de la colocación de asideras verticales que estén a una altura viable para personas de baja estatura. Además, recomienda que los operadores sean concientizados en los patrones de conducción mostrando videos de las lesiones que pueden ocasionarse. Este trabajo es: “Lesiones sin colisión en autobuses urbanos: estrategias de prevención” de Alejandro Palacio y su equipo. [6]

El trabajo de C. C. Liang & G. N en 2012, con el tema “Optimización de la resistencia a la volcadura del bus, teniendo en cuenta la capacidad de absorción de energía” fue realizado contemplando la norma ECE R66 que determina con precisión el «espacio de supervivencia» que tiene que garantizar la estructura de la carrocería en cualquier supuesto de colisión. Estos investigadores recomiendan que al unificar el chasis con el lateral se genere una distribución de componentes verticales y contemplar el acomodo de la estructura superior siguiendo la capacidad de absorción de energía [7].

J. Karliński, y su equipo de trabajo en 2012 publicaron el trabajo “Análisis de resistencia de la superestructura de autobús según el Reglamento No. 66 de la UN/ECE”. Aquí se plantea que en las furgonetas la resistencia de su estructura durante el vuelco está determinada por el marco de la puerta trasera y la cabina del conductor. Establecen que está rígida desde la parte posterior mediante refuerzos en toda la superestructura además de incluir que la alteración o eliminación completa de elementos que garantizan la rigidez de toda la estructura cambia significativamente la resistencia de la superestructura. Por lo tanto, la prueba siempre debe realizarse en un vehículo completo. Además, ellos encontraron que no es válido hacer uso de las técnicas usadas para autobuses fabricados mediante perfiles cerrados de pared delgada, las cuales consisten en pruebas de vuelco utilizando secciones de carrocería ya que se induce incertidumbre en los resultados en función a la sección a utilizar para las pruebas [8].

En el artículo del 2012 “Análisis de vuelco del autobús de pasajeros según AIS-031/ECE R66” de D. Senthil Kumar se trata sobre el estudio del caso de balanceo de un autobús según las condiciones de regulación AIS 031/ECE R66. El AIS 031 es equivalente a la regulación ECE R66 pero excluyendo conductor y copiloto. En este trabajo las uniones críticas del cuerpo del vehículo se prueban físicamente. Ellos realizaron la simulación completa de vuelcos del vehículo. El balanceo de masa se realizó utilizando la herramienta de balanceo en HyperCrash V11 402. La simulación computarizada de la prueba de articulación mostró una baja capacidad de carga de las uniones mecánicas, en comparación con los resultados de la prueba, lo que significa que la simulación computacional mostró una mayor deformación (menor distancia de b/w de superestructura y espacio residual) en comparación con la prueba física. Por lo tanto, los resultados de la simulación son conservadores en comparación con la prueba, si el vehículo pasa en la simulación, éste pasará en la prueba con un mayor margen. Durante la simulación de vuelco se encontró que la distancia mínima entre la superestructura y el espacio residual es de 38.0 mm en el lado del conductor, según el AIS 031 [9].

La tesis de maestría del Ingeniero Manuel Alejandro González García publicada en 2013 en el Instituto Politécnico Nacional genera un análisis estructural de un autobús de piso bajo basado en el desarrollo de una carrocería de tipo integral en la que se compararon los resultados con los lineamientos de SETRAVI. Además, se consideran condiciones críticas ya

que el análisis realizado es tomando en cuenta con las condiciones de carga estática e ideales al no efectuar un análisis a una unión soldada y poder considerar las características del material de aporte y la variación de propiedades del área afectada térmicamente [10].

Se encuentra un trabajo publicado en 2013 titulado “Análisis de los efectos de vibración en la comodidad de los usuarios de autobuses interurbanos mediante un modelo oscilatorio con diez grados de libertad” de un grupo de trabajo de la universidad de Belgrado en Serbia en el que se analizan los efectos de las vibraciones en los usuarios del autobús interurbano. Ellos consideraron los criterios establecidos en la norma ISO 2631-1 de 1997 para el confort en medios de transporte públicos. Subdividieron en 3 zonas específicas el espacio del conductor, el pasajero en la parte media del autobús y el pasajero en el voladizo trasero. Así mismo se consideró el tiempo de exposición permisible a las vibraciones en los conductores para el criterio de comodidad reducida en base a la norma 1978 ISO 2631-1. Al revisar los datos concluyen que hay efectos de vibración en la comodidad del pasajero en el voladizo trasero del autobús, además el asiento con la rigidez del resorte de 5000 N/m y la amortiguación de 750 N-s/m proporciona la escuadra media más baja de la aceleración ponderada de 0.17 m/s² [11].

En el artículo publicado en 2013 bajo el título “Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado”, del grupo de trabajo de César A. Chagoyén Méndez I, calcularon el comportamiento estático y modal del chasis. Adicionalmente, consideraron la modificación realizada a la estructura que se monta sobre el mismo. Ellos consideraron la distribución de la carga uniformemente distribuida en 104 puntos lo cual muestra que el mayor desplazamiento se encuentra en los voladizos delantero y trasero [12].

Prasannapriya Chinta y L.V. Venugopal Rao publicaron un artículo en 2014 donde muestran los resultados obtenidos en el estudio titulado “Un nuevo diseño del cuerpo de la estructura del autobús” en donde disminuyen el peso modificando las propiedades geométricas y así conseguir datos y poder seleccionar la mejor opción y lograr un diseño óptimo bajo las condiciones de frontera, logrando disminuir ligeramente componentes y por consecuencia peso bruto [13].

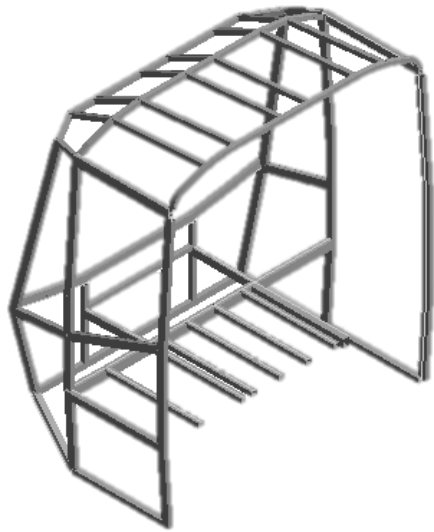
En el año del 2014 en Ecuador un equipo formado por Damián Mauricio Cárdenas, Juan Carlos Escudero y Kleber Sebastián Quizhpi publican una tesis titulada “Propuesta de diseño estructural de carrocería para buses de servicio interprovincial bajo la norma INEN 1323 versión 2009”. Ellos concluyen que el diseño podría ser homologado, es decir, con deformaciones por debajo del límite aceptable, sin ocasionar ruptura de los elementos bajo el criterio de esfuerzos de Von Mises e incluso con un factor de seguridad a la carga y a la fatiga elevado. Además de haber usado el método de modelos análogos para construir prototipos a escala del modelo convencional y propuesto, mismos que al ser sometidos a una prueba de impacto frontal por medio de un banco de pruebas de caída libre hicieron tangible la diferencia entre uno y otro modelo, demostrando los resultados obtenidos en la simulación de ANSYS en una práctica real. Además de que demostraron que no existe una variación significativa en el precio de los 2 diseños. [14]

Por otro lado, en la tesis para la obtención del grado de maestría en la Universidad Politécnica de Madrid del 2015 titulada: Evaluación mediante Ansys de la resistencia a fatiga de uniones soldadas de carrocerías de vehículos de transporte el Ingeniero Edgar Sarmiento presenta una metodología para facilitar la aplicación del código técnico DVS 1612; 2014-08, para la evaluación de la resistencia a la fatiga de uniones y juntas soldadas, ya que este código utiliza el método de la tensión nominal el cual es complementado previamente con el análisis numérico de las uniones soldadas del diseño de construcción mediante el método de los elementos finitos (MEF). [15]

La publicación del 2016 titulada diseño y análisis de un marco lateral del cuerpo del autobús de Sreenath S, K Kamalakkannan trabajan con la premisa del peso ligero en la que consideran el costo de fabricación, el manejo y la estabilidad del vehículo, así como en el rendimiento general. Los dos métodos adoptados para el diseño de peso ligero son mediante la reducción del número de elementos y, en segundo lugar, la optimización de topología. Sin embargo, solo es comparado a condiciones de carga estática y los resultados son evaluados mediante Von-Mises. [16]

En 2016 se da a conocer un artículo “Definición y determinación de las zonas de confort oscilatorias del bus” en el cual analizaron las zonas más confortables para los pasajeros que viajan en unidades de transporte terrestre. La zona confortable está delimitada en el centro del vehículo entre el eje delantero y trasero. Además, identifica a las zonas menos cómodas que se encuentran ubicadas en la saliente delantera y trasera del autobús. Por lo tanto, propone algunos parámetros como la rigidez del asiento y el amortiguamiento ($C_{eq} = 10,000 \text{ N / m}$; $B_{eq} = 330 \text{ N-s/ m}$). De acuerdo con los autores, esto incrementa significativamente el tiempo máximo recomendado para el conductor y el tiempo de exposición permitido [17].

En el año 2018 Giagopoulos et. al. [18] propusieron un método para la estimación del daño por fatiga en línea utilizado en estructura de autobuses. Jing-Xin y coautores [19] estudiaron en 2018 el efecto del proceso de soldadura en la distribución de esfuerzos en la estructura de un autobús. En 2019 Kurdi [20], y su equipo realizaron un análisis de la colisión lateral de la estructura de un autobús utilizando técnicas numéricas, a partir de este estudio determinaron que la deformación máxima excedía los requerimientos establecidos para la estructura.



CAPÍTULO 3

3. Marco teórico

Dentro del estudio del comportamiento mecánico de componentes estructurales se deben considerar teorías y técnicas de las ciencias de la ingeniería. En este capítulo se revisan las que tienen mayor relevancia en este trabajo.

3.1. Resistencia a la torsión y flexión

Las unidades de transporte urbano son expuestas con frecuencia a caminos en malas condiciones, los caminos dentro de la ciudad tienen tramos con socavones y reductores de velocidad seccionados. Estas irregularidades generan una perturbación vertical para el vehículo, lo que representa que los puntos de apoyo del vehículo tengan una carga no uniforme y en algunos de ellos se presente una sobrecarga [21] [22].

Este caso genera una condición de torsión que debe de ser soportada por la estructura conformada por perfiles de sección cerrada rectangular y de un chasis, que cabe destacar, que es una sección abierta. [23] Ambos sistemas estructurales están compuestos de materiales metálicos que se consideran elásticos, isotrópicos y homogéneos [22].

La estructura metálica de las unidades de transporte urbano está constituida por elementos que soportan cargas de sus usuarios, equipos de aire acondicionado y en ocasiones tanques de combustible en el toldo de forma perpendicular a su eje longitudinal y es por esto que se pueden clasificar como vigas [24]. Por tanto, este tipo de elementos puede estar sometidos a flexión y son afectadas a los distintos factores como lo son la distancia entre apoyos, el tipo de material y carga aplicada, propiedades geométricas y los tipos de vinculación que tiene.

3.2. Pandeo

La inestabilidad estructural presentada como deflexión elástica en una columna esbelta es conocida como pandeo elástico [25]. La particularidad del pandeo elástico es que al retirar la carga no existe un daño permanente, puesto que no se alcanza la resistencia a la fluencia del material [26]. El objetivo de los métodos de análisis de columnas es predecir la carga o el nivel de esfuerzo al cual una columna se volvería inestable.

La medida de la esbeltez de una columna toma en cuenta la longitud, la sección transversal, y la manera de sujetar los extremos de la columna en las estructuras que generan las carga y es calculada por medio de la ecuación (1)

$$SR = \frac{KL}{r} = \frac{L_e}{r} \quad (1)$$

donde:

L = la longitud real se considera entre los puntos de restricción.

K = El factor de fijación de los extremos mide el grado de limitación rotacional de cada extremo en la Figura 2.

L_e = longitud efectiva, teniendo en cuenta la manera de fijar los extremos.

r = radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna

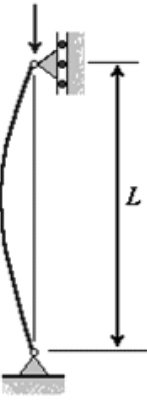
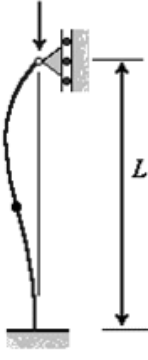
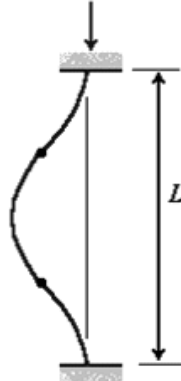
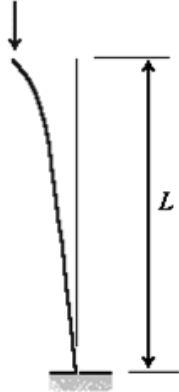
Columna articulada-articulada	Columna empotrada-articulada	Columna empotrada-empotrada	Columna empotrada-libre
			
$L_e = L$	$L_e = 0.699L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 2L$
$K = 1$	$K = 0.699$	$K = 0.5$	$K = 2$

Figura 2 Factor K para columnas imagen tomada del libro de resistencia de materiales aplicada.

3.2.1. Longitud efectiva.

La longitud efectiva en una columna combina la longitud real con el factor de fijación de extremos; $L_e = KL$ como se muestra en la Figura 2. En suma, para calcular la longitud efectiva se usarán las siguientes relaciones [25]:

1. Columnas con extremos de pasador: $L_e = KL = 1.0(L) = L$
2. Columnas con extremos fijos: $L_e = KL = 0,65(L)$
3. Columnas con extremos libres: $L_e = KL = 2.10(L)$
4. Columnas con pasadores fijos y el otro fijo: $L_e = KL = 0.50(L)$

3.2.2. Radio de giro.

La medida de esbeltez de la sección transversal de la columna es su radio de giro como se muestra en la Figura 3 y calculada por la ecuación (2).

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2)$$

Donde

I = momento de inercia de la sección transversal de la columna con respecto a uno de los ejes principales.

A = área de la sección transversal.

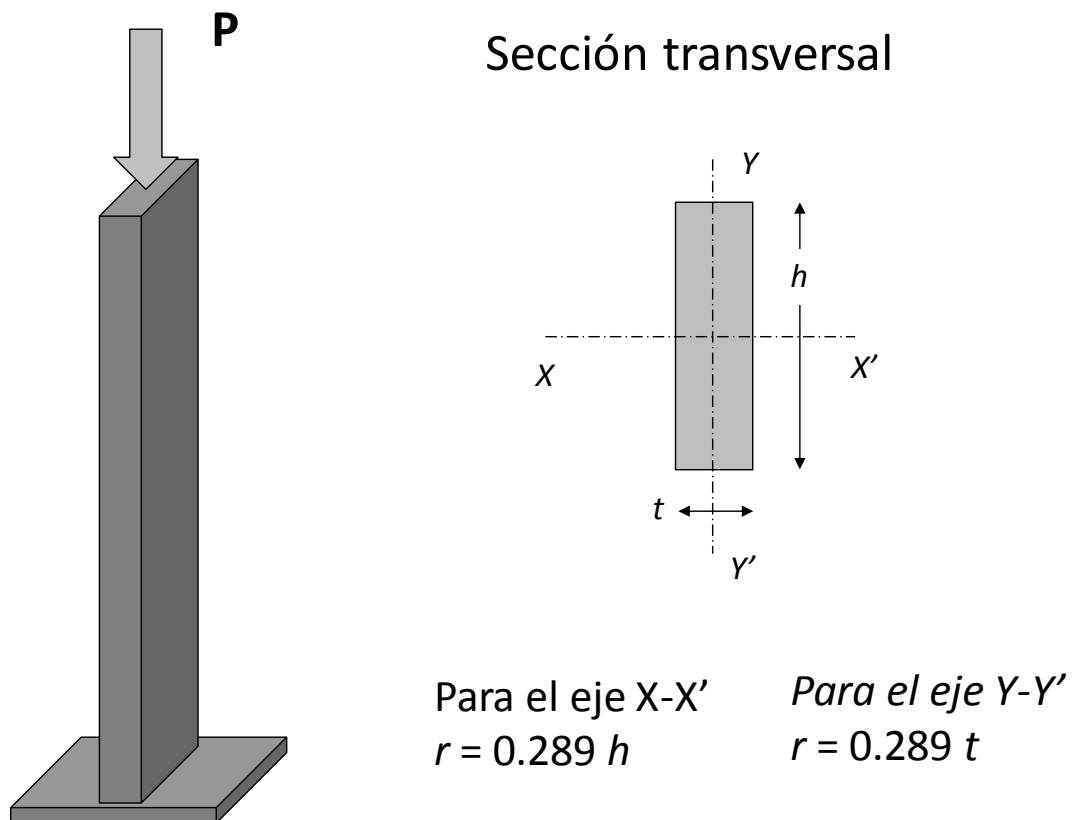


Figura 3 Ejemplo de radio de giro sobre ejes principales.

3.3. Fatiga

La fatiga es una forma de falla que ocurre en estructuras sometidas a esfuerzos variables en el tiempo. En estas circunstancias, la fractura puede ocurrir a un nivel de esfuerzo menor que la resistencia a la tensión o al límite de fluencia correspondiente a una carga estática.

El término *fatiga* se utiliza debido a que este tipo de falla normalmente ocurre después de un periodo largo de esfuerzos repetidos o de deformaciones cíclicas. La fatiga es importante ya que es la primera causa de fractura de los materiales. Se estima que la fatiga es la causa de aproximadamente el 90% de las fracturas metálicas; sin embargo, los polímeros y las cerámicas también son susceptibles a este modo de fractura. Además, es catastrófica y ocurre súbitamente sin aviso.

La fractura por fatiga tiene aspecto frágil aun en metales que son normalmente dúctiles, en el sentido de que no hay deformación plástica importante asociada con la rotura. El proceso ocurre por la iniciación y la propagación de fisuras y ordinariamente la superficie de fractura es perpendicular a la dirección de un esfuerzo aplicado.

3.3.1. Definición de Fatiga.

El código ASTM E1823-13 define el efecto de fatiga como: “el proceso de cambio estructural localizado, permanente y progresivo; sufrido por un material sujeto a condiciones que le producen tensiones y deformaciones en uno o varios puntos, y que puede conducir a la producción de grietas o a la fractura después de un número suficiente de fluctuaciones” [27].

3.3.2. Tensiones cíclicas.

La tensión aplicada puede ser axial (tensión-compresión), de flexión o bien de naturaleza torsional. En general, son posibles tres modos distintos de tensión fluctuante. La amplitud de la tensión varía alrededor de un valor medio σ_m , definido como el promedio de los esfuerzos máximos y mínimos en cada ciclo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

Además, el intervalo de tensiones σ_r es justamente la diferencia entre σ_{\max} y σ_{\min} , es decir,

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (4)$$

La amplitud de la tensión, σ_a , es por tanto, la mitad de este intervalo de tensiones,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5)$$

Finalmente, el cociente de tensiones R es el cociente entre las amplitudes mínima y máxima:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (6)$$

Por convención, los esfuerzos de tracción son positivos y los de compresión son negativos. Por ejemplo, para el caso de un ciclo con inversión completa de carga, el valor de R es igual a -1 [16].

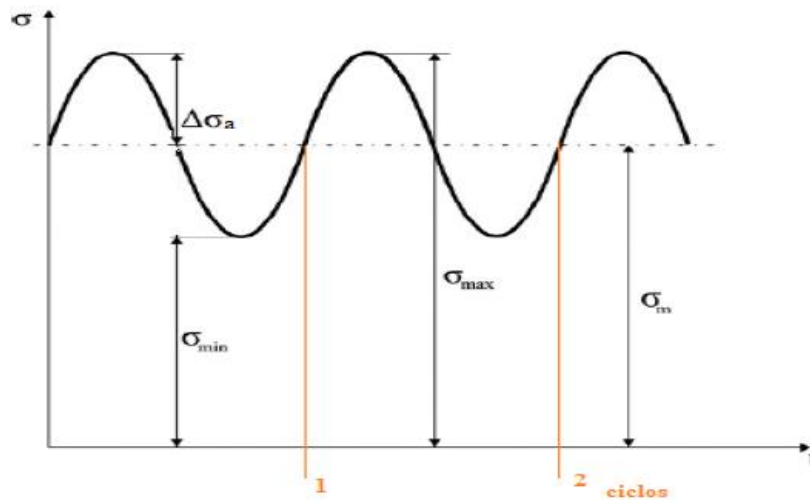


Figura 4 Distribución de tensiones.

3.3.3. Fatiga en uniones soldadas

En el proceso de fabricación de estructuras soldadas es inevitable que se presenten discontinuidades. Sin embargo, dichas deficiencias deben estar dentro de los márgenes de tolerancia que maneja el código de la Sociedad Americana de Soldadura (AWS, por sus siglas en inglés). Sin embargo, dichos defectos producen concentradores de esfuerzos que propagan mucho más rápido una fisura y dan origen a la falla del material por el fenómeno de fatiga. [28]

Generalmente en soldaduras con uniones a tope es posible que se presente una fisura en el borde del cordón de soldadura, y las soldaduras con uniones en ángulo o de filete, suele presentarse al pie del cordón de soldadura.

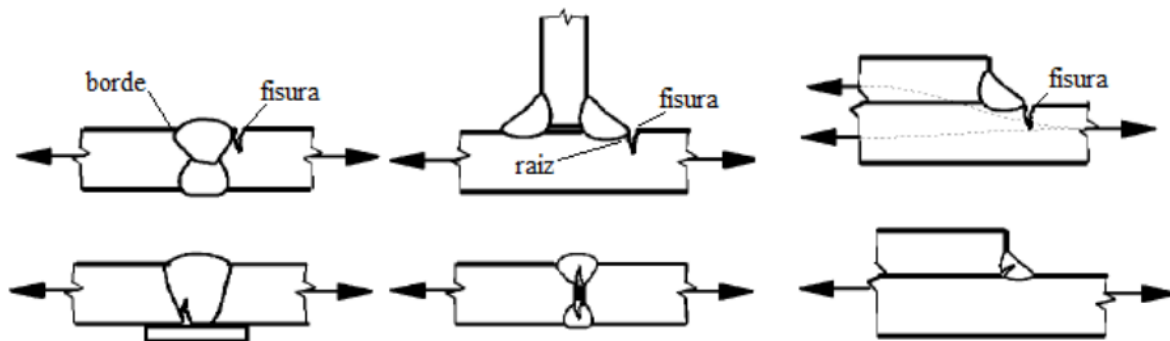


Figura 5 Defectos en juntas de soldaduras a tope y en T. [15]

Entre la gran cantidad de factores que influyen en el valor de la resistencia a la fatiga de una unión soldada destacan:

- Tipo de junta de soldadura, ejemplo: a tope, en T, solape.
- Acabado superficial del material base y forma de preparación de la junta soldada.
- Defectos presentes en la soldadura como poros, mordeduras, fisuras, etc.
- Tipo de soldadura, sea de penetración total o parcial.

- Corrosión en la soldadura.
- Entalladuras en la soldadura.

3.3.4. Modelos de análisis de fatiga

Para elegir el modelo de vida de fatiga, se pueden elegir uno de los cuatro modelos existentes para ingenieros de diseño. Estos son:

- **Métodos de la fatiga-vida:** El método de dos etapas incorpora el modelo deformación-vida local para obtener la vida útil para la formación de una pequeña macro grieta, seguido de la integración de la ecuación de tasa de crecimiento de la fatiga para la vida residual.
- **Método del esfuerzo-vida:** Requiere que los esfuerzos locales sean esencialmente elásticos y de manera segura por debajo del límite de fatiga, este método se utiliza en piezas sometidas a millones de ciclos.
- **Método de la deformación-vida:** Este enfoque puede usarse para estimar las resistencias a la fatiga, pero cuando se emplea de esta manera es necesario conformar varias idealizaciones, y por lo tanto existirá cierta incertidumbre en los resultados.
- **Método mecánico de la fractura lineal-elástica:** El diseño a prueba de fallas reconoce que se pueden producir grietas por fatiga, y las estructuras están dispuestas de manera que las grietas no causen fallas en la estructura antes de que sean detectadas y reparadas.

3.4. Tipos de análisis

En la selección del tipo de método de análisis se debe de tomar en cuenta el tipo de estructura a partir de las siguientes consideraciones:

- Se debe conocer el historial de tiempo de carga esperado al que se someterá la pieza en servicio, así mismo la interacción dimensional y sobre todo el costo para poder determinar los esfuerzos y seleccionar un material y tratamiento.
- Es necesario tener en cuenta la información sobre fallas y fracturas ocurridas en modelos anteriores para poder proponer cambios de forma o propiedades antropomórficas para poder comparar los resultados de ambos análisis tanto al modelo anterior como al propuesto y determinar la relación de esfuerzos con las cargas.
- Una vez que se han obtenido las cargas o los espectros de carga, se puede analizar la resistencia a la fatiga de todas las partes. Muchos programas informáticos están disponibles para hacer esto. Los resultados se verifican mediante pruebas de fatiga por componentes, que pueden llevar a modificaciones de diseño. Siempre que sea posible, deben utilizarse prototipos o modelos piloto para confirmar el rendimiento funcional y las cargas previstas.
- Las cargas esperadas, los métodos de análisis aceptables y los esfuerzos permitidos están especificados por el cliente, o por una autoridad de normalización. Como regla general, un diseño de acuerdo con la norma es un diseño conservador y seguro [29].

3.5. Análisis de elemento finito

Los componentes mecánicos en forma de vigas [30] o barras simples, tienen un estado de esfuerzos tal, que permite su análisis por medio de métodos analíticos desarrollados en la mecánica de sólidos. Sin embargo, los componentes reales rara vez son tan sencillos, y el ingeniero requiere del uso de experimentación y aproximaciones numéricas. Existe un gran

número de técnicas numéricas que se emplean en aplicaciones de ingeniería para las cuales la computadora digital es sumamente útil.

En diseño mecánico, donde el software de Diseño Asistido por Computadora (CAD, por sus siglas en inglés). se utiliza de manera considerable, el método de análisis que se integra perfectamente con el CAD es el análisis de elemento finito (FEA, por sus siglas en inglés). La teoría y aplicaciones matemáticas del método son enormes. Existe una diversidad de paquetes de software comerciales de FEA que se encuentran disponibles, tal como ANSYS, NASTRAN, Algor, etcétera. [31]

Existe una gran cantidad de aplicaciones del FEA tales como análisis estático y dinámico, lineal y no lineal, de esfuerzo y de deflexión; vibraciones libres y forzadas; transferencia de calor (que se puede combinar con el análisis de esfuerzo y de deflexión para proporcionar esfuerzos y deflexiones térmicamente inducidos); inestabilidad elástica (pandeo); acústica; electrostática y magnetismo (que se puede combinar con transferencia de calor); dinámica de fluidos; análisis de tuberías y física múltiple [32].

3.6. Tipos de discretización

Para implementar el análisis por el método de elemento finito debe seleccionarse un tipo de mallado en el pre-proceso utilizan muchas formas geométricas de elementos en el análisis del elemento finito para aplicaciones específicas. Los diversos elementos que emplean los códigos de software comercial de FEA de propósito general constituyen los que se conoce como la biblioteca de elementos del código [33]. Los elementos pueden ubicarse en las siguientes categorías: elementos de línea, elementos de superficie, elementos sólidos y elementos de propósito específico [32].


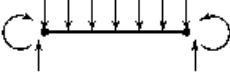
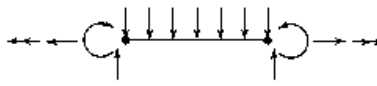
Tipo de elemento	Ninguno	Forma	Número de nodos	Aplicaciones
	Puntal		2	Barra con extremos articulados en tensión o compresión
Línea	Viga		2	Flexión
	Armazón		2	Axial, torsional o de flexión. Con o sin rigidez de carga.

Figura 6 Elementos de tipo línea. [32].

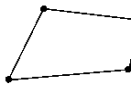
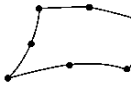
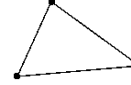

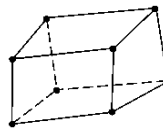
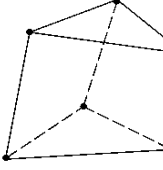


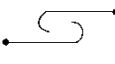

Tipo de elemento	Ninguno	Forma	Número de nodos	Aplicaciones
Superficie	Cuadrilátero de 4 nodos		4	Esfuerzo o deformación plana, simétrico con respecto a un eje, panel a cortante, placa plana delgada en flexión
	Cuadrilátero de 8 nodos		8	Esfuerzo o deformación plana, placa plana o cascarón en flexión
	Triangular de 3 nodos		3	Esfuerzo o deformación plana, simétrico con respecto a un eje, panel a cortante, placa plana delgada en flexión. Preferible cuadriláteros donde sea posible. Usado para transiciones de cuadriláteros
	Triangular de 6 nodos		6	Esfuerzo o deformación plana, simétrico con respecto a un eje, placa plana o cascarón en flexión. Preferible cuadriláteros donde sea posible. Usado para transiciones de cuadriláteros
Sólido†	Hexagonal de 8 nodos (paralelepípedo o ladrillo)		8	Sólido, placa gruesa
	Pentagonal de 6 nodos (cuña)		6	Sólido, placa gruesa. Usado para transiciones
	Tetraedro de 4 nodos (tetra)		4	Sólido, placa gruesa. Usado para transiciones
Propósito especial	Brecha		2	Desplazamientos libres para espacios preestablecidos
	Gancho, conexión		2	Desplazamientos libres para espacios preestablecidos
	Rígido		Variable	Restricción rígida entre nodos

Figura 7 Elementos superficie, sólido y propósito especial. [32]

3.7. Teoría de vigas

Los elementos tipo viga pueden resistir cargas de flexión, cortantes y de torsión. Un marco típico puede modelarse con elementos de viga para transferir la carga a los soportes. El modelado de estos marcos con elementos de cabeza de armadura falla dado que no existe un mecanismo para transferir la carga horizontal aplicada a los soportes.

La viga denominada de Euler-Bernoulli desprecia el efecto provocado la deformación por cortante debido a las cargas perpendiculares al eje longitudinal de la viga. Asimismo, el desplazamiento de cada punto únicamente depende de la coordenada longitudinal.

Una representación de una viga simplemente apoyada sujeta a una carga transversal general, distribuida en x que se supone expresada en términos de fuerza por unidad de longitud. El sistema de coordenadas se define a partir de la dirección “ x ” que representa la coordenada axial mientras que “ y ” representa la coordenada transversal.

Los elementos tipo viga requieren la definición de la sección transversal exacta, de modo que el programa calcule los momentos de inercia, los ejes neutrales y las distancias desde el extremo de las fibras a los ejes neutrales. Las tensiones varían en el plano de la sección transversal y a lo largo de la viga.

Las premisas de la teoría son:

La viga se carga solo en la dirección del eje “ y ”.

- Las deformaciones de la viga son pequeñas en comparación con las dimensiones características de la viga.
- El material de la viga es linealmente elástico, isotrópico y homogéneo.
- La viga es prismática y la sección transversal tiene un eje de simetría en el plano de flexión.

3.8. Teoría de vigas de Timoshenko

La Figura 8 muestra el modelo de la viga Timoshenko, este modelo de viga se caracteriza por considerar el efecto de las deformaciones generadas por el esfuerzo cortante. Este es un modelo adecuado para sólidos prismáticos donde la dimensión longitudinal no predomina sobre las dimensiones transversales. [34]

La principal premisa de la teoría es que la línea media y las secciones dejan de ser perpendiculares; ya que los desplazamientos de la viga tienen un comportamiento que obedece, al efecto generado por la flexión (giro de la línea media) y el del cortante (giro de las secciones respecto a línea media, dejando de ser perpendiculares) [35] .

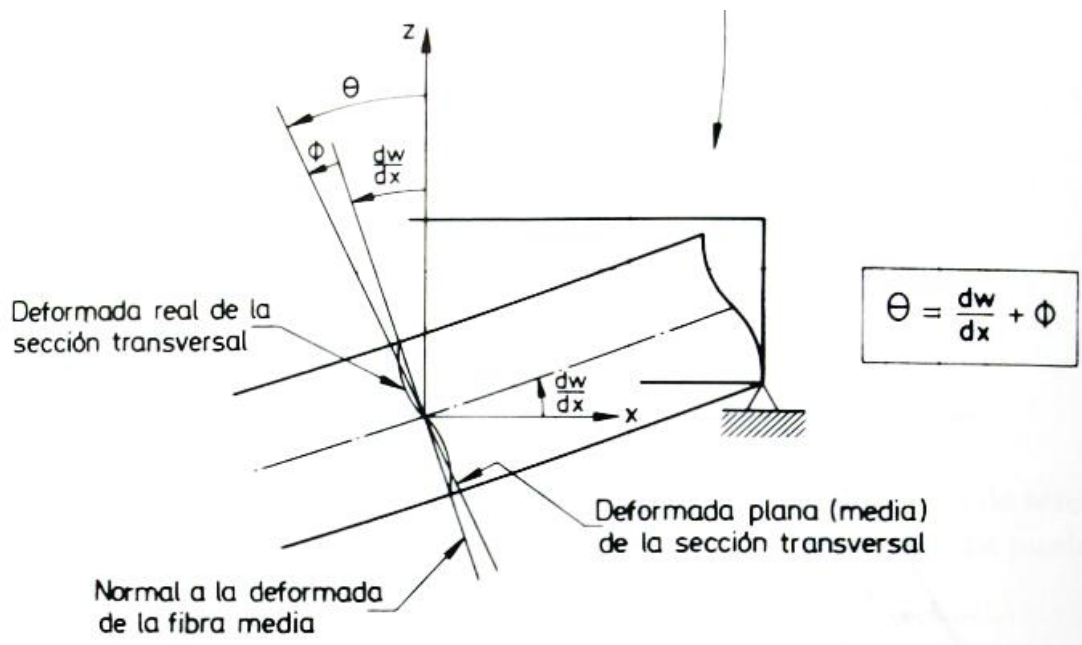


Figura 8 Diagrama para el análisis de vigas de Timoshenko.

Las Ecuaciones (7) y (8) describen el comportamiento de la viga Timoshenko, estas representan la rotación sobre el eje y por medio de la función independiente $\Psi(x)$ donde G es el módulo de corte y K_s es el coeficiente de corrección de corte. [35] [36]

$$\frac{d}{dx} \left[GAK_s \left(\Psi(x) + \frac{dw}{dx} \right) \right] + f = 0 \quad (7)$$

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d\Psi(x)}{dx} \right) - GAK_S \left(\Psi(x) + \frac{dw}{dx} \right) = 0 \quad (8)$$

Después de multiplicar las ecuaciones (7) y (8) con una función peso w_1 y w_2 respectivamente, e integrar a lo largo de la longitud del elemento, y considerando los coeficientes de las funciones del peso en las integrales resultan las ecuaciones (9) y (10), donde V es la fuerza de corte y M es el momento flector.

$$GAK_S \left(\Psi(x) + \frac{dw}{dx} \right) = V \quad (9)$$

$$EI \frac{d\Psi(x)}{dx} = M \quad (10)$$

Haciendo uso de las funciones interpolación de Lagrange ($\psi_j^{(1)}$ y $\psi_j^{(2)}$) de w y Ψ se obtienen las ecuaciones (11)-(12)

$$w = \sum_{j=1}^m w_j \psi_j^{(1)} \quad (11)$$

$$\Psi = \sum_{j=1}^n s_j \psi_j^{(2)} \quad (12)$$

Al considerar las ecuaciones (11)-(12) en cada elemento llegamos a las ecuaciones (13)-(14) [37]

$$0 = \sum_{j=1}^m K_{ij}^{11} w_j + \sum_{j=1}^n K_{ij}^{12} s_j - F_1^1 \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (13)$$

$$0 = \sum_{j=1}^m K_{ij}^{21} w_j + \sum_{j=1}^n K_{ij}^{22} s_j - F_1^2 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (14)$$

donde:

$$K_{ij}^{11} = \int_{x_A}^{x_B} GAK_S \frac{d\psi_i^{(1)}}{dx} \frac{d\psi_j^{(1)}}{dx} dx$$

$$K_{ij}^{12} = \int_{x_A}^{x_B} GAK_S \frac{d\psi_i^{(1)}}{dx} \psi_j^{(2)} dx = K_{ji}^{21}$$

$$K_{ij}^{22} = \int_{x_A}^{x_B} EI \frac{d\psi_i^{(2)}}{dx} \frac{d\psi_j^{(2)}}{dx} + GAK_S \psi_i^{(2)} \psi_j^{(2)} dx$$

$$F_i^1 = \int_{x_A}^{x_B} f \psi_i^{(1)} dx + Q_{2i-1j}$$

$$F_i^2 = Q_{2i}$$

Las ecuaciones (13) y (14) representan de elemento finito, a partir de la condición de equilibrio y considerando la deformación cortante en la viga.

3.9. SUBMODELO

En el análisis de estructuras se tiene la necesidad del cálculo de modelos de gran tamaño y es importante reducir los tiempos de trabajo usando técnicas para detectar las zonas con mayor concentración de esfuerzos; sin embargo, para lograr este propósito se tiene que sacrificar la exactitud de los valores en los resultados.

Para solucionar este problema se recurre al uso de la técnica de análisis por submodelos, en la cual se hace uso de una sección del modelo principal tal como muestra la Figura 9 [38].

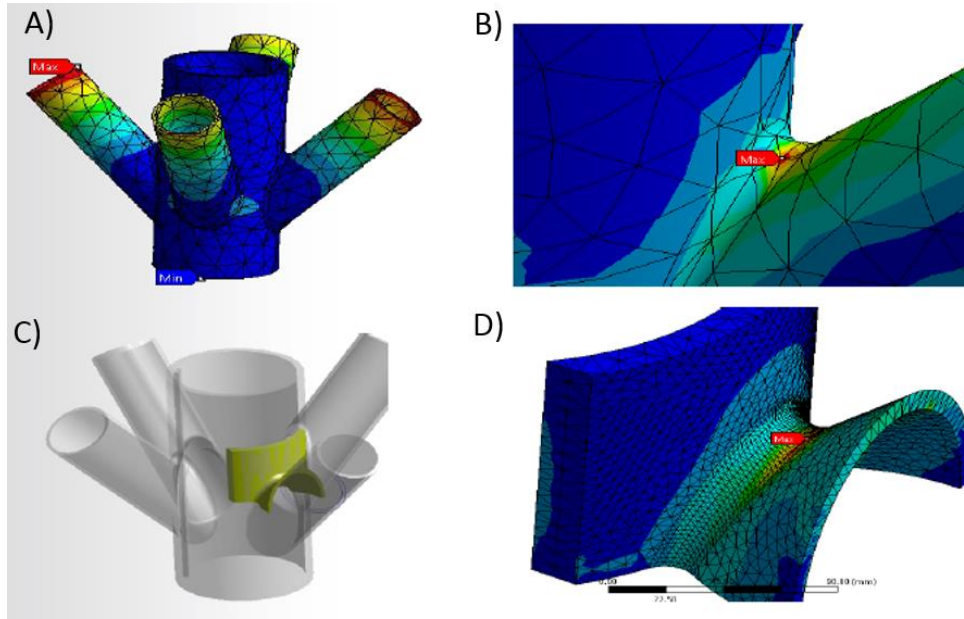


Figura 9 A) Modelo general y con mallado burdo. B) Concentración de esfuerzos en modelo general, C) Sección del modelo principal(submodelo), D) Mallado del submodelo.

Haciendo uso de esta técnica se procede a refinar el tamaño del mallado e importar los resultados de interés obtenidos del modelo principal como se muestra en la Figura 10, con esto se reduce la incertidumbre y el margen de error.

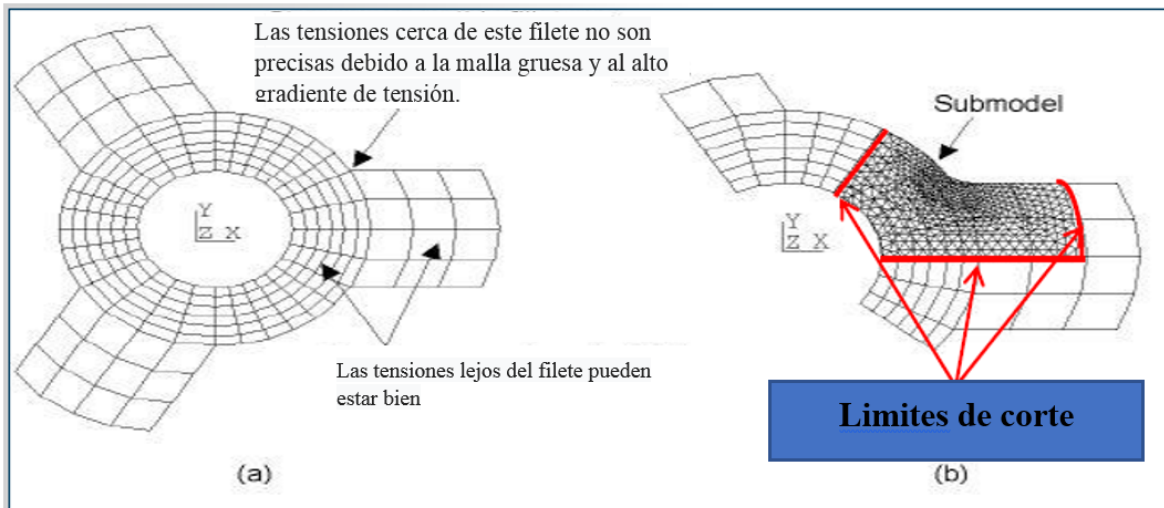
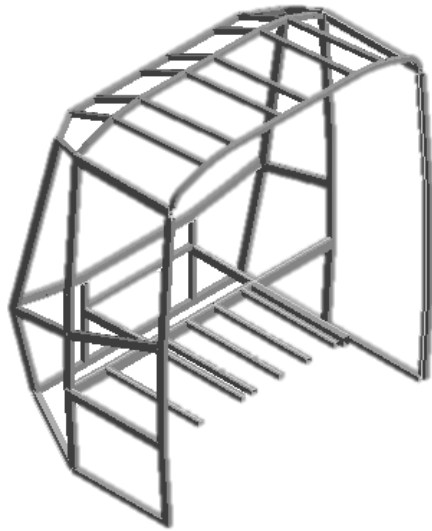


Figura 10 a) Modelo principal señalando la concentración de esfuerzos. b) Submodelo con el mallado refinado señalando las secciones de interacción para importar las cargas; extraído de las lecturas de Ansys.



CAPÍTULO 4

4. Análisis de la estructura del autobús

Para el desarrollo de este estudio se utilizaron las normas nacionales e internacionales vigentes, algunas de las cuales se obtuvieron a través de la página de la Asociación Nacional de Productores de Autobuses, Camiones y Tractocamiones (ANPACT) y el uso de los softwares de CAD y análisis numérico bajo el proceso que se muestra en esta sección.

4.1. Metodología

Dentro de esta sección se presenta el método utilizado para cumplir con los objetivos de este estudio. Por lo que es necesario plantear el proceso de solución como un método sistemático y ordenado para determinar cada una de las etapas a seguir.

El análisis se inicia a partir la generación de un modelo computacional de la estructura de un autobús y la obtención de información de las normas nacionales e internacionales para obtener las condiciones de carga y de esta forma realizar un análisis de elemento finito para la obtención de los esfuerzos en la unión soldada crítica.

Por lo antes mencionado se genera el diagrama en el que se muestran los aspectos a considerar en el análisis considerando las diferentes modalidades de carga a la que será sometida la estructura. Es importante mencionar la naturaleza iterativa del proceso, que se ilustra en la Figura 11.

Los análisis realizados son basados en las normas oficiales mexicanas NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999, relativas al transporte terrestre de autotransporte económico y mixto-midibús. Además, se consideran las características y especificaciones técnicas y de seguridad de la Secretaría de Movilidad (SEMOVI) así como de los “Manuales técnicos de seguridad, comodidad y fabricación de autobuses nuevos de piso alto y de entrada baja; de motor delantero y trasero a diésel o gas natural comprimido; mediano de piso alto de motor delantero a diésel o a gas natural comprimido y autobús largo de piso alto y de entrada baja; de motor trasero a diésel o gas natural comprimido, para prestar el servicio público de transporte de pasajeros en el Distrito Federal”.

Para la validación de la estructura es necesario considerar que la estructura debe de tener una vida útil de 10 años y hecha con material galvanizado [39].

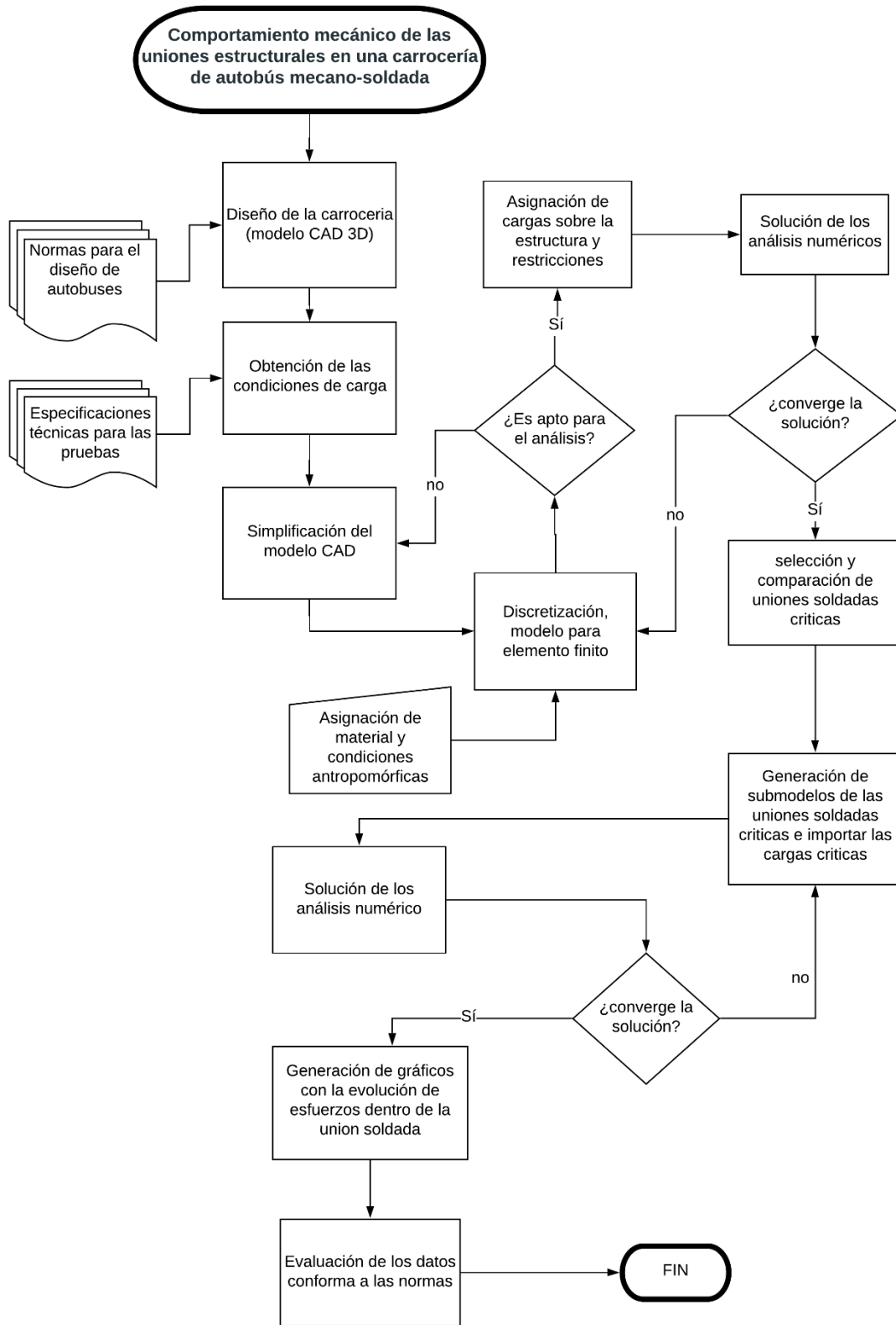


Figura 11 Metodología de la investigación.

En la industria dedicada al diseño de carrocerías se consideran varios factores para desarrollar una estructura principal, tales como el tipo de unidad, la normativa, tipo de tren motriz, dimensiones y capacidad. Es primordial saber que existen tres tipos de industrias dedicadas a la fabricación de unidades de transporte pasajeros; una de ellas es la que se encarga del desarrollo y fabricación del chasis, otra que es la que desarrolla, fabrica y ensambla una carrocería sobre un chasis; y la última es la que genera un arreglo integral y es la que contempla los elementos que albergaran los componentes del tren motriz como se muestra en la Figura 12. A continuación se enlistan los tipos de estructura que se encuentran en un autobús:

- Estructura sobre chasis, es el tipo de estructura en la que el tren motriz está unido a un par de largueros en toda la longitud de la unidad, donde se acopla la carrocería por medio de ménsulas unidas al chasis. Este tipo de estructura se utiliza en unidades urbanas con motor trasero y delantero.
- Estructura semi-integral, es aquella en donde el tren motriz está dividido en chasis parte delantera que contiene a la dirección, eje, ruedas, suspensión, largueros etc. y el chasis parte trasera que contiene al motor, transmisión, flecha cardan, eje, ruedas, escape, enfriamiento, admisión, largueros, etc. En este tipo de estructura el acoplamiento entre ejes se hace por medio de perfiles tubulares reforzados, lo que permite tener espacio para cajuelas y/o tanques. Este tipo de estructuras se utilizan en unidades foráneas.
- Estructura integral, en este tipo de estructura no existe acoplamiento ya que la estructura está armada al 100% y los componentes del tren motriz se van ensamblando directamente sobre la carrocería. Esta estructura se puede utilizar en unidades con motor trasero urbanas y foráneas.

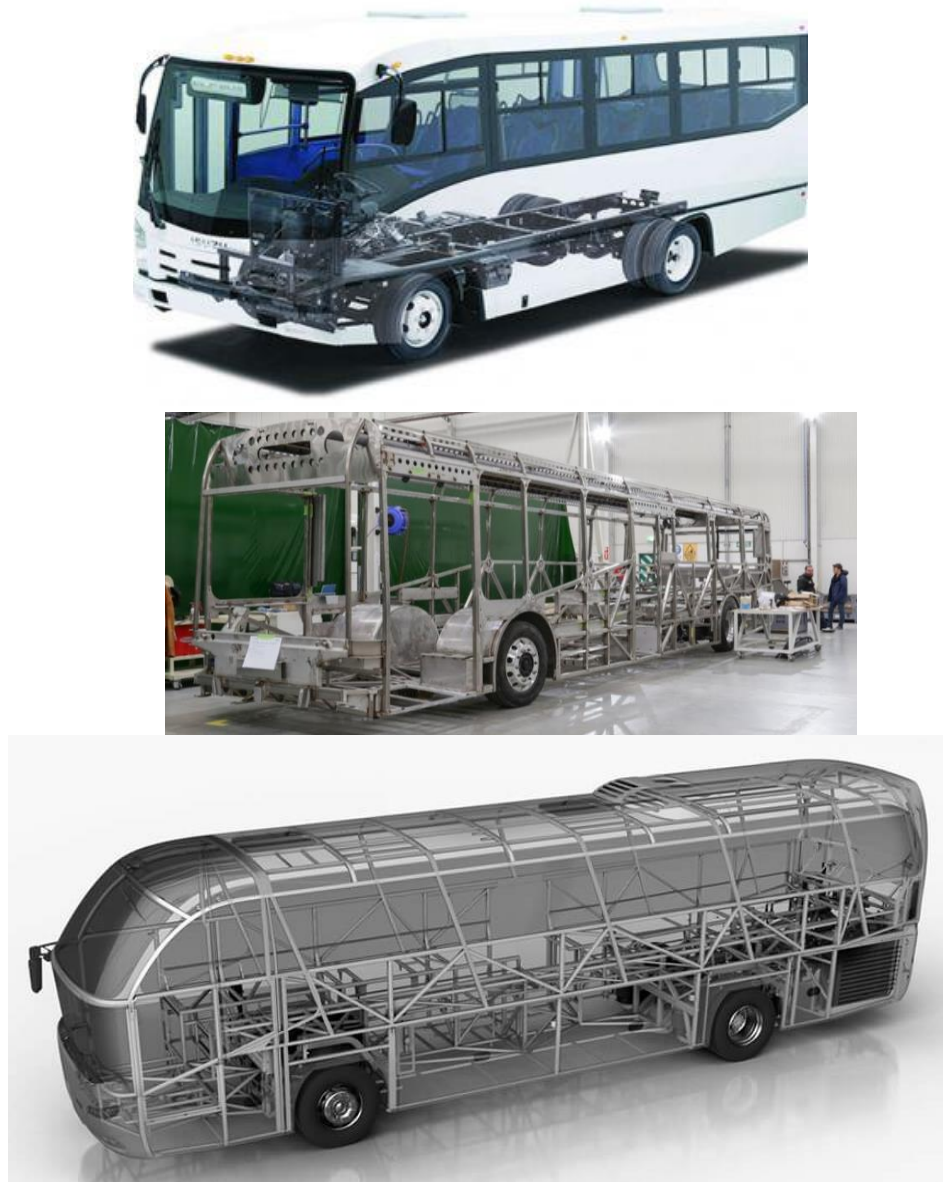


Figura 12 a) Carrocería sobre chasis de extraída de Isuzu camiones b) Carrocería tipo integral propiedad de Presicion Bus Australia c) Carrocería tipo semi-integral propiedad de Man truck and bus.

Es importante contar con un modelo virtual que cumpla con las condiciones dimensionales generales aplicables para el tipo de unidad que se analiza, pues las especificaciones técnicas están basadas en las dimensiones contenidas en los rangos estipulados por la normativa vigente por lo tanto es necesario elegir el tipo de chasis contemplando el tipo de uso y las dimensiones generales.

4.3. Especificaciones técnicas para las pruebas

Tabla 1 Condiciones de frontera para el análisis. [40]

	Sección de la norma	Criterios de carga	Condiciones de ensayo
Torsión	7.4.11.7	P B V	Someter cada punto de apoyo a una desnivelación hacia arriba y hacia abajo de 0.15m de forma alternada cada uno de los puntos evitando el desplazamiento de los otros 3 puntos de apoyo.
	4.1.11.1.1		
	6.6		
Flexión	7.4.11.4	2.5 Carga útil	Distribuir la carga uniformemente a lo largo del mismo soportado en los 4 puntos de apoyo y monitorear la deformación de la plataforma mayores a 0.015m.
	4.1.11.1.2		
	6.7		
	7.4.11.5	PV	Elevar los puntos de apoyo de la parte frontal hasta una altura de 0.53m descender y hacer lo mismo con los puntos de apoyo posteriores sin sufrir daño en ellos.
Vuelco	7.4.11.8	PV	Sección o secciones representativas conforme al reglamento número 66 de la ONU.
Fatiga	4.1.11.2		Soportar las cargas dinámicas que se presenten en su vida útil.
	6.8		
	7.4.11.8		

4.3. Determinación de Cargas

Para determinar la carga útil es necesario conocer el número de pasajeros, la distribución de asientos y el diseño del vehículo. Lo anterior puede determinarse mediante 2 métodos, el primero es mediante la capacidad de carga y el segundo es mediante el espacio disponible en el habitáculo. Para nuestro caso se toman en cuenta las dimensiones del habitáculo, a partir del cual se determina el número de pasajeros considerando sus dimensiones y peso.

Tabla 2 Número de pasajeros conforme a la capacidad de carga y espacio disponible del habitáculo [5]

Abreviatura	Concepto	Valor
SSP	Área mínima que ocupa un pasajero de pie	Concentración máxima de 8 por metro cuadrado
Q	Peso promedio de los pasajeros	70 kg
ASI	Área mínima para asiento individual	450 x 700 mm
ASM	Área mínima para asiento tipo mancuerna	900 x 700 mm
S1	Área total pasajeros de pie	*
AC	Área libre de piso cuya altura vertical no es superior a:	1800 mm
AT	Área total del piso del habitáculo	*
AE	Área de escaleras	*
NAI	Número de asientos individuales	*
NAM	Número de asientos tipo mancuerna	*
OP	Área para conductor	*
PD	Número de pasajeros de pie en base a espacio	$PD=S1/SSP$
N1	Número de pasajeros de pie y sentados con base a la capacidad de carga	$N1= ((P.B.V. - P.V.) / Q) - 1$
PBV	Peso bruto vehicular	*
PV	Peso vehicular	*
N2	Número de pasajeros de pie y sentados con base al espacio disponible en el habitáculo	$N2=NAI + (2 \times NAM) + (S1/SSP)$ $N2=NAI + (2 \times NAM) + PD$
Si $N1 > N2$ entonces se toma N2 Si $N1 < N2$ se toma el valor de N1		

La capacidad máxima de personas por unidad vehicular estará en función del peso bruto vehicular especificado por el fabricante, así como del peso vehicular, incluyendo la carrocería y el peso promedio por persona. La capacidad máxima se determina de acuerdo con la siguiente fórmula y considerando un peso promedio por persona de 70 kg y 15 kg de equipaje por cada una de ellas

$$\text{Número de personas} = \frac{\text{Peso Bruto Vehicular} - \text{Peso vehicular}}{\text{Peso promedio por persona} + \text{Equipaje}}$$

El peso bruto vehicular (PBV) se determina considerando la capacidad de carga del eje delantero más la capacidad de carga del eje trasero, los cuales tendrán una capacidad no menor a 3 624 kg para el delantero y 6 795 kg para el trasero.

Dentro de la norma mexicana no se especifica el tipo ni la magnitud de las fuerzas que deberán de emplearse en el análisis de condiciones dinámicas; es por esto que se tomará como referencia el método “Diseño por Esfuerzos Permisibles”, conocido por sus siglas en ingles ASD (Allowable Stress Design) [41] el cual es usado en el cálculo de estructuras y recomendado por la norma NTE INEN 1323 “Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos”.

Esta norma, en su apartado 5 [42], establece la siguiente combinación de cargas y la forma en cómo deben ser calculadas; además, agrega una condición extra, la prueba del techo a una carga equivalente al 50% del peso máximo admisible del chasis. A continuación, se muestran los casos de carga que considera la norma:

1. **M**
2. **M + V**
3. **M + V + G**
4. **M + V + F**
5. **M + V + F + R_{af}**
6. **M + V + R_{af}**
7. **M + V + A_b**
8. **M + V + A_b + R_{af}**

donde:

- Carga muerta (M): Corresponde al peso total de la unidad.
- Carga Viva (V): Es el peso de los ocupantes.
- Carga de Giro (G): Se describe como la fuerza producida por el giro de la unidad.
- Carga de Frenado (F): Se refiere a la cantidad de fuerza producida por el frenado del vehículo.
- Carga de Aceleración brusca (A_b): Siendo la fuerza generada por la aceleración de vehículo.
- Carga por Resistencia al aire frontal (R_{af}): Fuerza que actúa sobre el área de proyección en un plano perpendicular al eje longitudinal.

4.4. Sistema de referencia

Para generar un modelo computacional del vehículo es necesario establecer un sistema de referencia para describir la posición de cada uno de los elementos estructurales, así como el movimiento del vehículo. La convención de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE por sus siglas en inglés) define el sistema de coordenadas utilizado en un vehículo y se ilustra en la Figura 13 [43].

x – en frente y en el plano de simetría longitudinal
y – lateral derecha
z – hacia abajo del vehículo
p – Roll
q – Pitch
r – Yaw

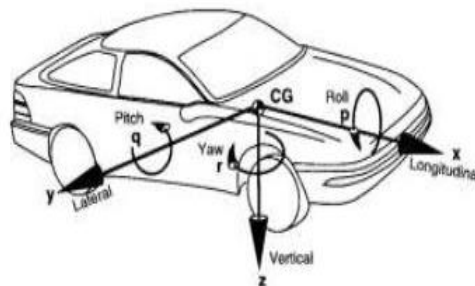


Figura 13 Sistema de referencia del vehículo de acuerdo con la convención SAE (Gillespie, s.f.)

4.5. Centro de gravedad

En el análisis estático y dinámico de un vehículo es sumamente importante conocer la ubicación del centro de masa, ya que es el punto imaginario en el que se considera que actúan las fuerzas y es donde se pueden representar como una sola fuerza equivalente el peso de la unidad [44].

La posición longitudinal (l_1) del centro de gravedad en relación con el centro del punto de contacto de las ruedas frontales como lo muestra las Figuras 14 y 15. Esta distancia se calcula mediante la ecuación (15)

$$l_1 = \frac{(P_3+P_4)L_1+(P_5+P_6)L_2}{P_{total}} \quad (15)$$

donde:

P_1 = la carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda izquierda del primer eje.

P_2 = la carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda derecha del primer eje.

P_3 = la carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas izquierdas del segundo eje.

P_4 = la carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas derechas del segundo eje.

P_5 = la carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas izquierdas del tercer eje.

P_6 = la carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda o ruedas derechas del tercer eje.

$P_{total} = (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) = M_k$, la masa en orden de marcha, o $= M_t$, la masa total efectiva del vehículo, según corresponda.

L_1 = la distancia desde el centro de la rueda del primer eje hasta el centro de la rueda del segundo eje.

L_2 = la distancia desde el centro de la rueda del primer eje hasta el centro de la rueda del tercer eje, de haberlo.

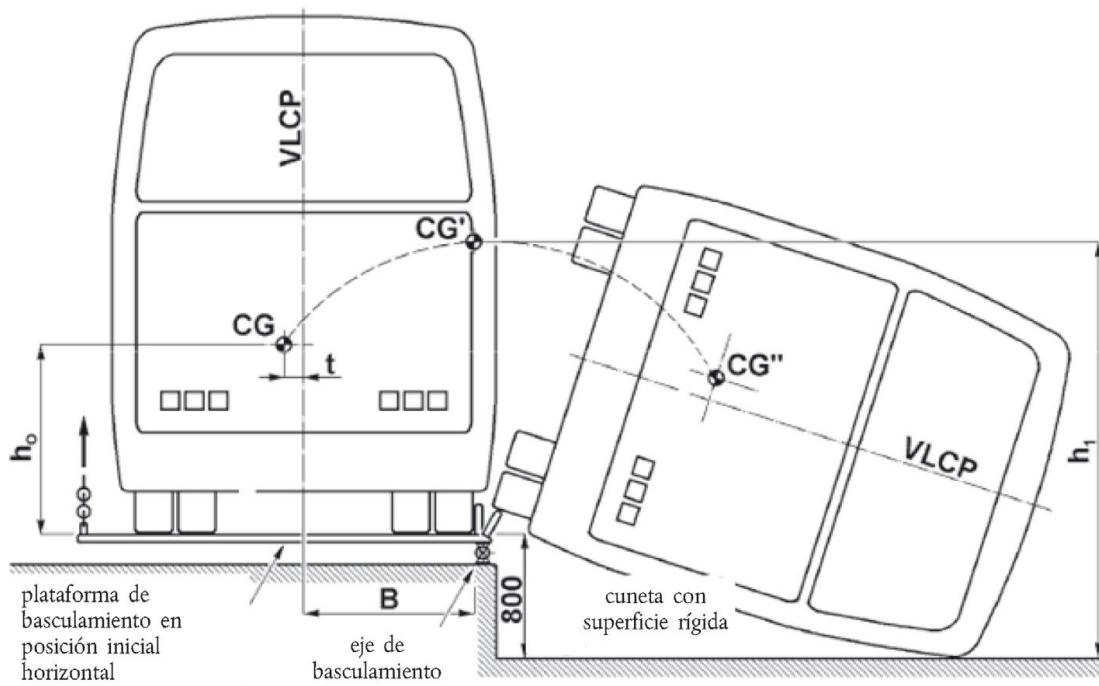


Figura 14 Especificación del ensayo de vuelco de un vehículo completo que muestra la trayectoria del centro de gravedad desde la posición inicial de equilibrio inestable extraída de la norma UN ECE R66.

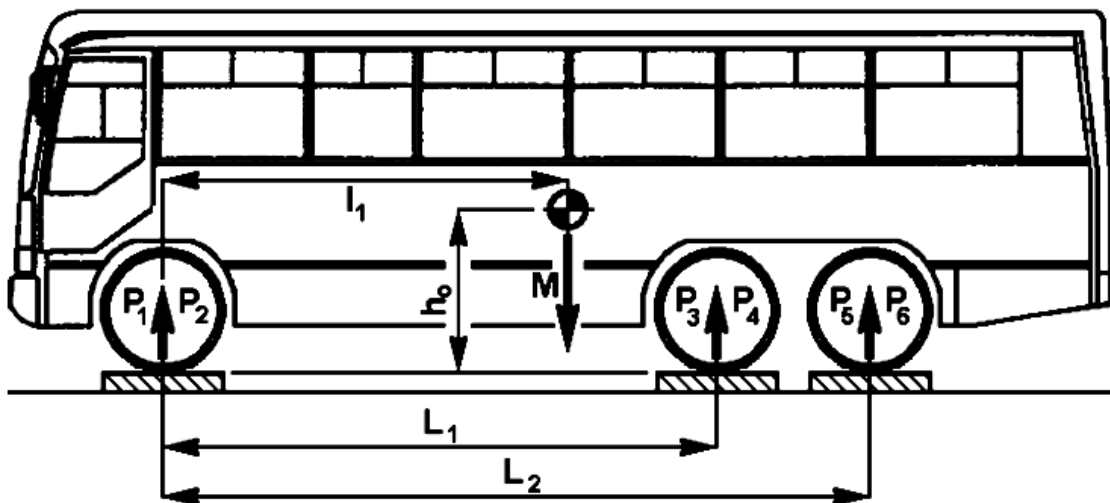


Figura 15 Posición longitudinal del centro de gravedad extraída de la norma UN ECE R66.

La posición transversal (t) del centro de gravedad del vehículo en relación con su plano central longitudinal vertical (Figuras 14 y 16) viene dada por la relación mostrada en la ecuación (16):

$$t = \left[(P_1 - P_2) \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \frac{T_2}{2} + (P_5 - P_6) \frac{T_3}{2} \right] \frac{1}{P_{total}} \quad (16)$$

T_1 = la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del primer eje.

T_2 = la distancia entre los centros del dibujos de la rueda o ruedas a cada extremo del segundo eje.

T_3 = la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del tercer eje.

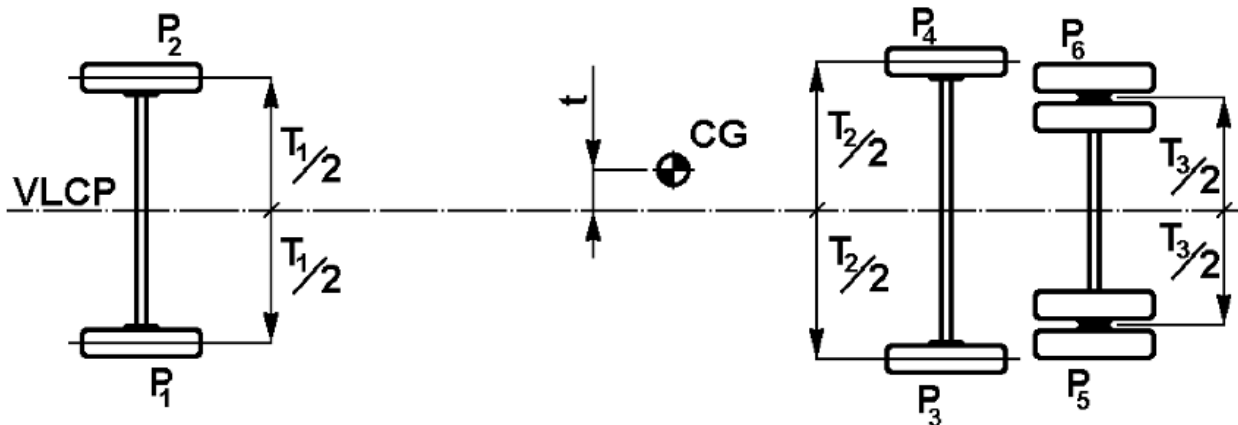


Figura 16 Posición transversal del centro de gravedad extraída de la norma UN ECE R66.

La altura del centro de gravedad se determinará basculando el vehículo en sentido longitudinal y utilizando soportes de carga individuales en las ruedas de dos ejes como se muestra en la Figura 17.

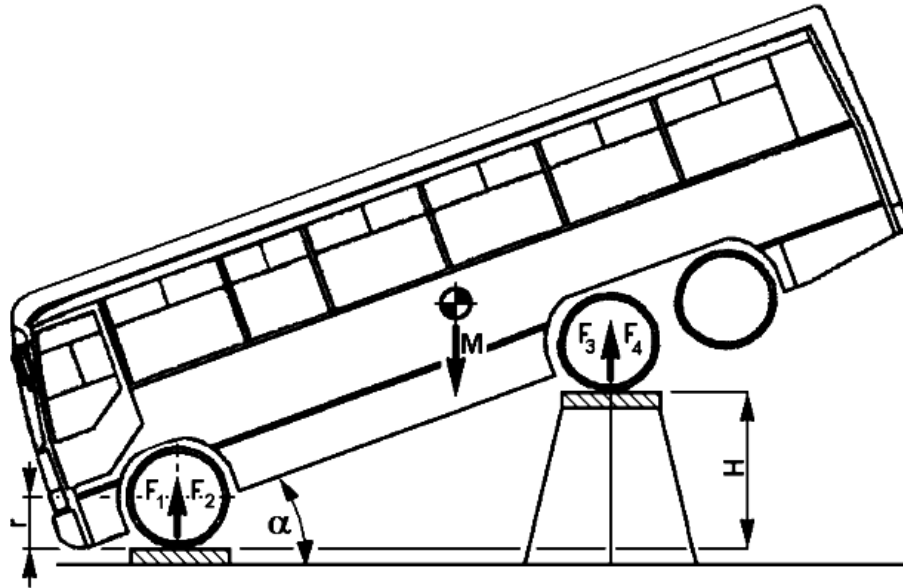


Figura 17 Determinación de la altura del centro de gravedad extraída de la norma UN ECE R66.

Se colocarán dos soportes de carga sobre un plano horizontal común para recibir las ruedas frontales; el plano horizontal estará, con respecto a la superficie circundante, a una altura suficiente para permitir que el vehículo pueda bascular hacia delante, hasta alcanzar el ángulo requerido sin que el parachoques toque dicha superficie.

Se colocará un segundo par de soportes de carga en un plano horizontal común, encima de las estructuras de soporte, listo para recibir las ruedas del segundo eje del vehículo; las estructuras de soporte serán lo suficientemente altas como para crear un ángulo de basculamiento significativo a ($> 20^\circ$) para el vehículo; cuanto mayor sea el ángulo, más preciso será el cálculo; el vehículo se colocará de nuevo sobre las cuatro celdas de carga, con las ruedas delanteras bloqueadas para evitar que se deslice hacia delante; las ruedas directrices se colocarán en posición de marcha en línea recta hacia delante.

Las indicaciones de los soportes de carga individuales se anotarán simultáneamente y se utilizarán para verificar la masa total del vehículo y la posición del centro de gravedad; la inclinación del ensayo de basculamiento se determinará mediante la ecuación (17).

$$\alpha = \left(\frac{H}{L_1} \right) \quad (17)$$

H = la diferencia de altura entre los dibujos de las ruedas del primer y el segundo eje.

L_1 = la distancia desde el centro de las ruedas del primer y el segundo eje.

La altura (h_0) del centro de gravedad del vehículo viene dada por:

$$h_0 = r + \left(\frac{1}{\tan \alpha} \right) \left(l_1 - L_1 \frac{F_3 + F_4}{P_{total}} \right) \quad (18)$$

donde:

r = la altura del centro de la rueda (en el primer eje) por encima de la superficie superior de los soportes de carga.

4.6. Análisis de la resistencia por volcadura

La estructura de una unidad de transporte debe garantizar la resistencia de los componentes ante un posible evento de volcadura ya que esto implicará un riesgo para los usuarios; es por esto por lo que es importante analizar este evento ante cualquier posible cambio significativo.

Por lo antes mencionado, organismos reguladores gubernamentales exigen un ensayo de inclinación y volcadura para poder obtener la homologación; en la cual de acuerdo a lo mencionado por la directiva 2001/85/CE que es la encargada de establecer los requisitos de homologación teniendo como su equivalente de la Norma Técnica para autobuses que presten el servicio público de transporte urbano y suburbano en México NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999 y ambas refiriendo al reglamento ECE-R66, el parámetro de aceptación es que la unidad se mantenga en equilibrio soportando una inclinación de 35°.

Para tal efecto, es necesario el uso de los parámetros que la normativa regula, el proceso de análisis de este posible evento es mediante de 2 tipos de pruebas para la validación. Estas son pruebas físicas con una unidad terminada o semiterminada que contenga todos los

componentes estructurales y mediante el uso de ingeniería asistida por computadora, pero ambos deben cumplir con las restricciones señaladas en la Figura 18 con un máximo de velocidad angular de 5grados/s o 0.087rad/s. [45]

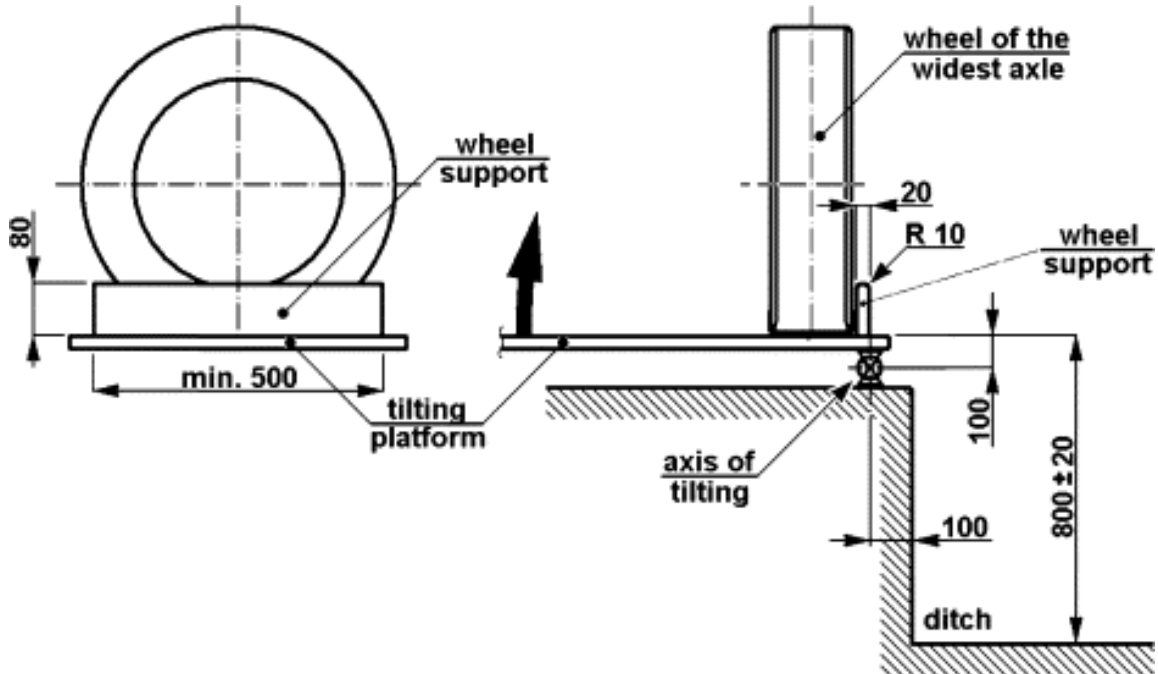


Figura 18 Geometría del banco de ensayo extraída de la norma UN ECE R66.

Para dicho evento es requerido hacer el cálculo de la energía de referencia que es la energía potencial del vehículo medida en relación con el nivel inferior horizontal de la cuneta en la posición de equilibrio inestable.

La energía de referencia se determina mediante la ecuación (19) tomando el diagrama que se muestra la Figura 14.

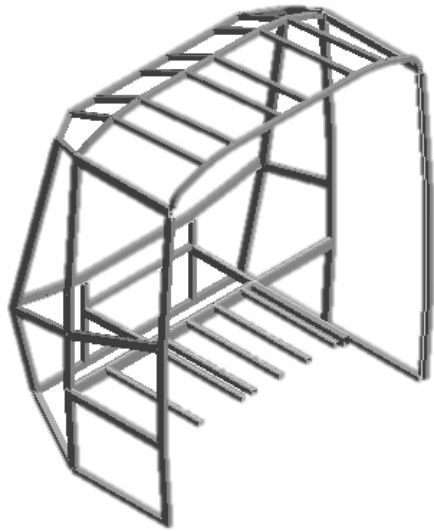
$$E_R = M * g * h_1 = M * g * \left[0.8 + \sqrt{h_0^2 + (B \pm t)^2} \right] \quad (19)$$

Donde:

$M = M_k$, la masa en orden de marcha del tipo de vehículo, si no está equipado con dispositivos de retención. La masa del vehículo, sin ocupantes ni carga, pero con 75 kg de masa del conductor.

$h_0 =$ la altura (en metros) del centro de gravedad del vehículo para el valor de masa (M) elegido.

- $t =$ la distancia perpendicular (en metros) del centro de gravedad del vehículo desde su plano central longitudinal vertical.
- $B =$ la distancia perpendicular (en metros) del plano central longitudinal vertical del vehículo al eje de rotación en el ensayo de vuelco.
- $g =$ la constante gravitacional.
- $h_I =$ la altura (en metros) del centro de gravedad del vehículo en su posición inicial, inestable, con respecto al plano inferior horizontal de la cuneta.



CAPÍTULO 5

5. Resultados

Después de tomar consideraciones sobre los tipos de análisis a realizar se obtienen resultados con los que se pueden hacer comparaciones con las zonas de falla vistas en unidades con una configuración similar y obteniendo los valores de esfuerzo para estas zonas.

5.1. Geometría de la unidad

El desarrollo de la estructura del autobús está basado en un chasis con una distancia entre ejes de 4.7 m, y está formada por 325 elementos estructurales tubulares mecano soldada con una longitud de 10.125m, 3.15m de altura y 2.5m de ancho; medidas mostradas en la Figura 19.

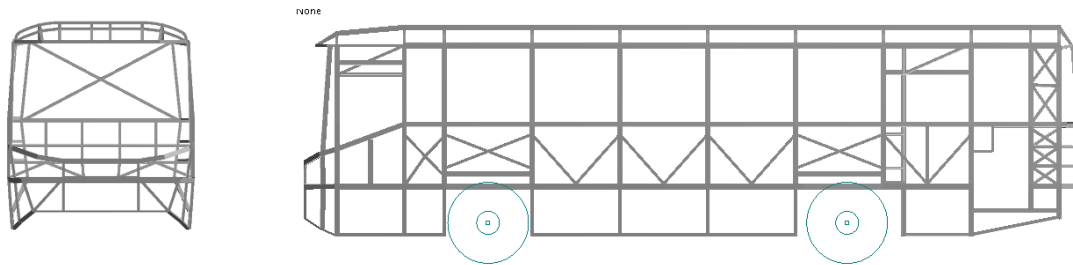


Figura 19 Estructura principal, dimensiones generales.

En la simplificación para la realización del modelo computacional se toman 32 puntos como referencia para la sujeción de la carrocería con el chasis a los cuales se restringen como si fuesen elementos rígidos mediante soportes que restringen el movimiento en todas las direcciones, como se muestra en la Figura 20.

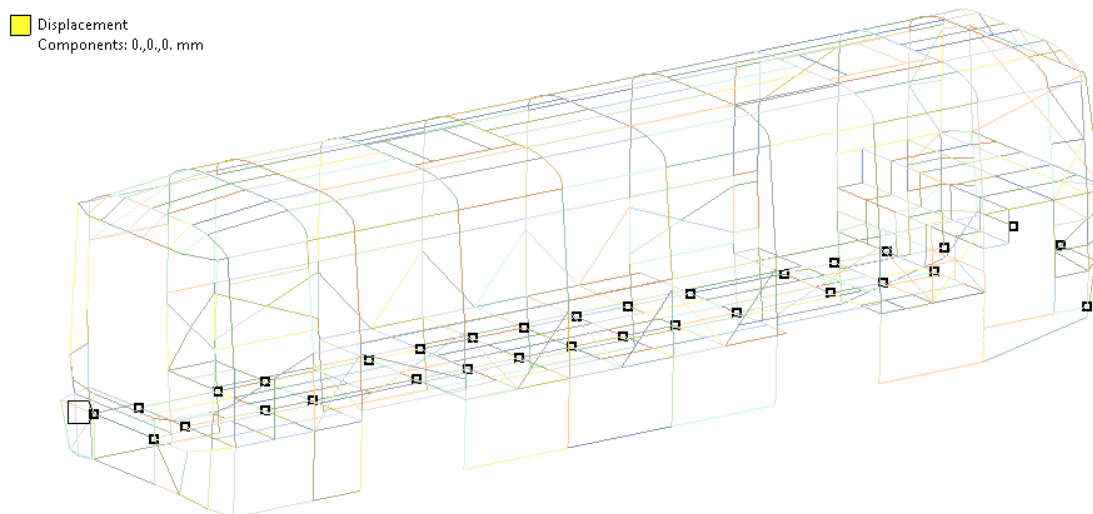


Figura 20 Puntos para restringir el movimiento de la estructura y que representa la unión con el chasis.

La estructura completa, mejor conocida como estructura principal, está constituida básicamente de 7 subconjuntos o subensambles que se muestran en la Figura 19 y que se describen en la Tabla 4.

Tabla 3 Nombres de los subensambles de la estructura principal.

Número	Nombre
1	Estructura frontal
2	Estructura piso
3	Estructura lateral derecha
4	Estructura lateral izquierda
5	Estructura superior/toldo
6	Estructura banca trasera
7	Estructura posterior

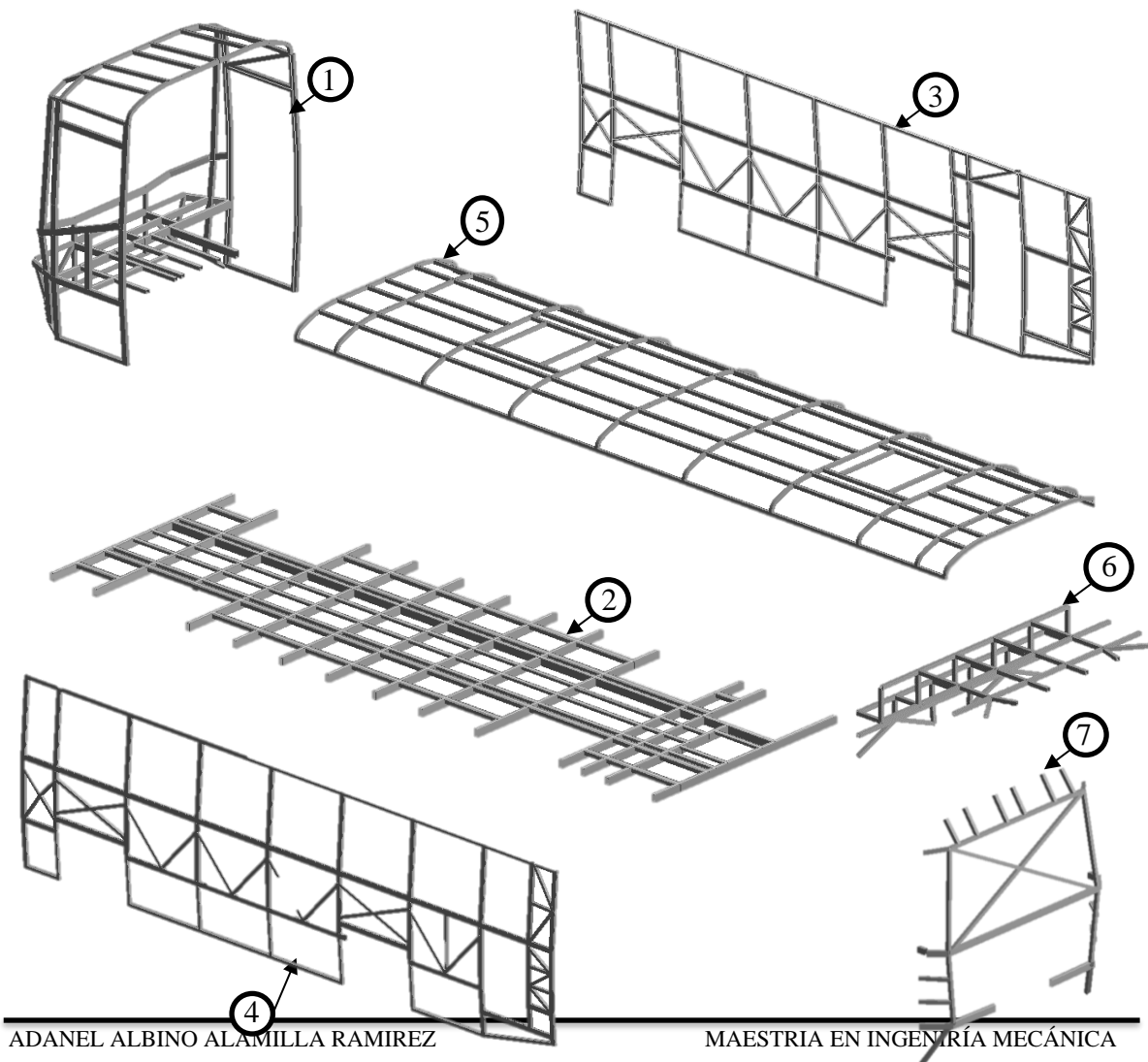


Figura 21 Subensambles que conforman la estructura principal.

5.2. Determinación de las condiciones de frontera

Para la determinación de las cargas se considera el peso de la unidad respecto al máximo permitido para autobuses de piso alto, mediano, con motor trasero y que utilizan Diesel como combustible, este valor es de 8 700 kg que se aplican en 939 elementos que constituyen el total de la estructura principal (Figura 22).

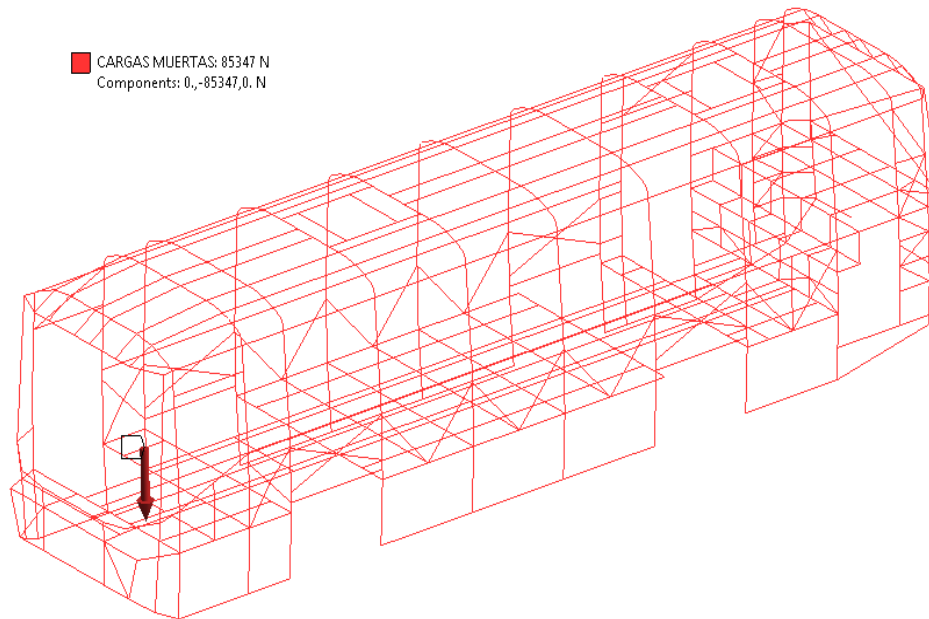


Figura 22 Aplicación de la carga muerta en todos los elementos de la estructura.

El PBV se toma del chasis para el cual está destinada la carrocería por lo que se considera una capacidad de carga de 5 443 kg para el eje delantero y de 10 433 kg para el eje trasero. Adicionalmente, se considera una distribución de 41 pasajeros con mancuernas dobles y 5 asientos individuales en la banca trasera como se muestra en la Figura 23. [46]

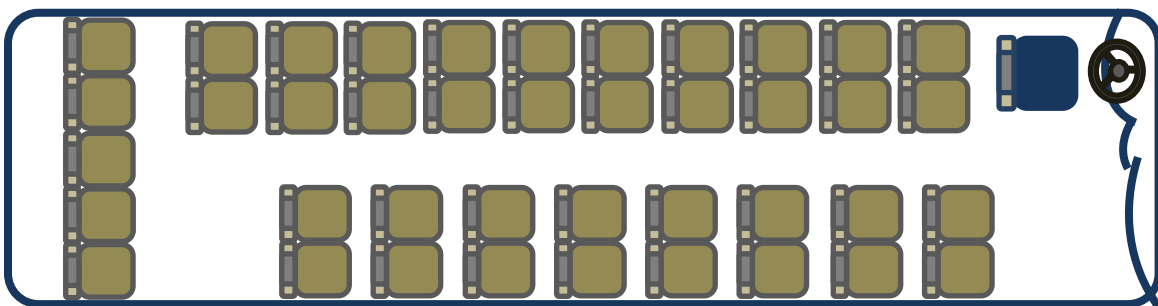


Figura 23 Distribución de asientos.

A continuación, se muestra en la figura 24 las dimensiones del habitáculo, considerando los espacios para la banca trasera, espacio para el operador y tablero los cuales serán usados para llenar la tabla 3 y determinar la cantidad de pasajeros para tomar la decisión; sobre el valor a ocupar entre el de N1 o el valor de N2.

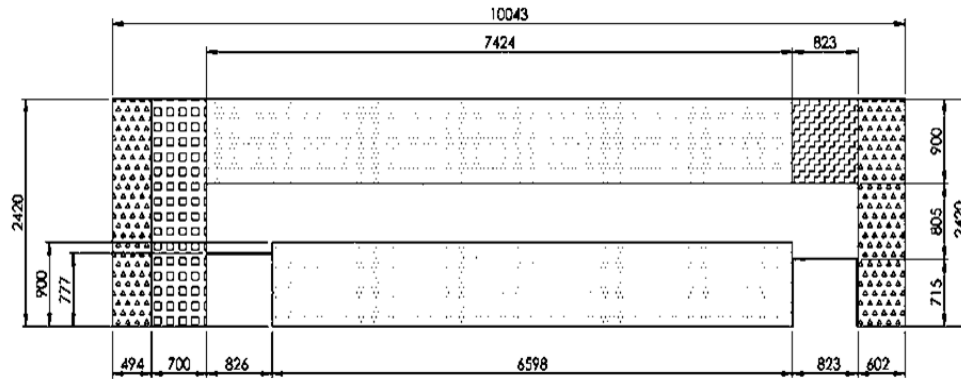


Figura 24 Dimensiones del habitáculo en mm.

Tabla 4 Cálculo de la cantidad de usuarios.

Concepto	Cálculo	Valor mínimo	Valor asignado
Área mínima para asiento individual	$(450 \times 700) \times 5$	1 575 000	1 694 000
Área mínima para asiento tipo mancuerna	$(900 \times 700) \times 18$	11 340 000	12 619 800
Área total pasajeros de pie			5 359 993
Área libre de piso cuya altura vertical no es superior a 1800 mm	$(494 \times 2420) + (602 \times 2420)$	*	2 652 320
Área total del piso del habitáculo	10043×2420	*	24 304 060
Área de escaleras	$(826 \times 777) + (823 \times 715)$	*	1 230 247
Número de asientos tipo mancuerna	$10 + 8$	*	18
Área para conductor	(900×823)	*	747 700
Número de pasajeros de pie en base a espacio	$\left(\frac{5\,359\,993}{1\,000\,000}\right) * 8$	*	44
Número de pasajeros de pie y sentados con base a la capacidad de carga	$N1 = \left(\frac{15\,876 - 8\,700}{70}\right) - 1$	*	102

Peso bruto vehicular	15 876	15 876	15 876
Peso vehicular	8 700		8 700
Número de pasajeros de pie y sentados con base al espacio disponible en el habitáculo	$N2=5 + (2 \times 18) + 44$	*	85

Después de llenar la tabla 3 y teniendo que el valor de $N1 > N2$ entonces se toma $N2$ siendo este de 85 pasajeros con un peso de 70kg correspondientes a cada usuario lo que representa para la unidad 5,950 kg.

$$carga\ viva = (85\text{pasajeros}) * (70\text{kg}) = 5950\text{kg} \quad (20)$$

La cual será aplicada en 260 elementos que constituyen el área asignada para la carga de personas como se muestra en la Figura 25.

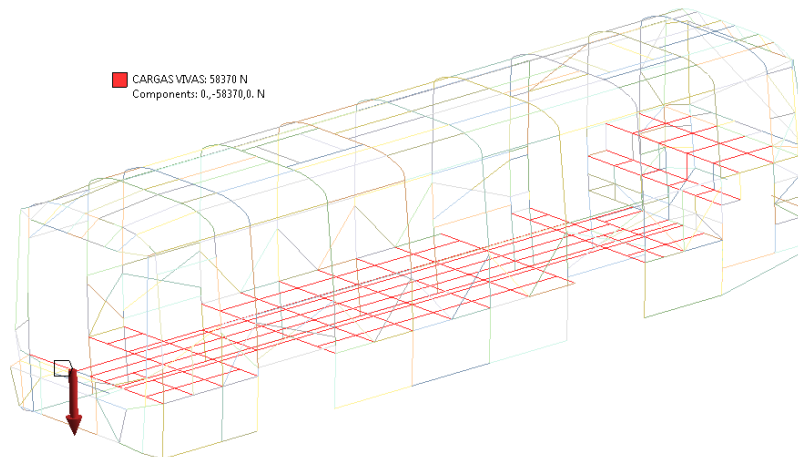


Figura 25 Aplicación de las cargas vivas en la estructura principal.

En el cálculo de las cargas de giro se debe considerar el efecto de la dinámica vehicular describiendo un movimiento circular uniforme ya que se considera una velocidad constante de 90 km/h o 25 m/s y una masa de 5950kg de carga viva y 8700kg de carga muerta y 350m de radio de giro que equivalen a 26 160.71N

$$carga\ de\ giro = \frac{masa * velocidad^2}{radio\ de\ giro} \quad (21)$$

$$carga\ de\ giro = \frac{(8700kg + 5950kg) * (25m/s)^2}{350m}$$

Esta carga se aplica directamente sobre los 160 elementos de la estructura lateral izquierda como se muestra en la Figura 24.

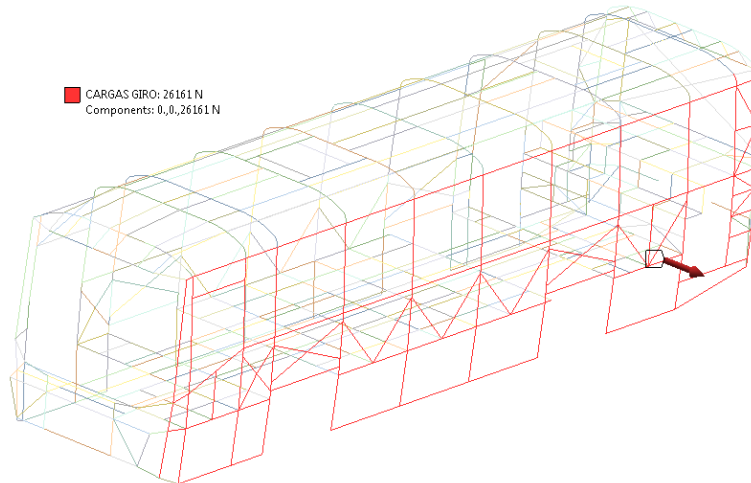


Figura 26 Aplicación de la carga de giro aplicada a la lateral izquierda de la unidad.

Para calcular las fuerzas por frenado y aceleración brusca se hace uso de la masa total de la unidad en condiciones de operación máxima correspondiente a los 5950kg de los usuarios y 8700 kg de masa máxima permitida para este tipo de unidades que aceleran a razón de $4\ m/s^2$

$$cargas\ de\ Frenado\ y\ Aceleracion\ Brusca = masa * aceleracion \quad (22)$$

$$cargas\ de\ Frenado\ y\ Aceleracion\ Brusca = (5950kg + 8700kg)(4m/s^2)$$

Se aplican a los puntos de unión de la estructura piso y toldo con las laterales hacia atrás en la aceleración y adelante en el frenado, como se muestra en la Figura 27.

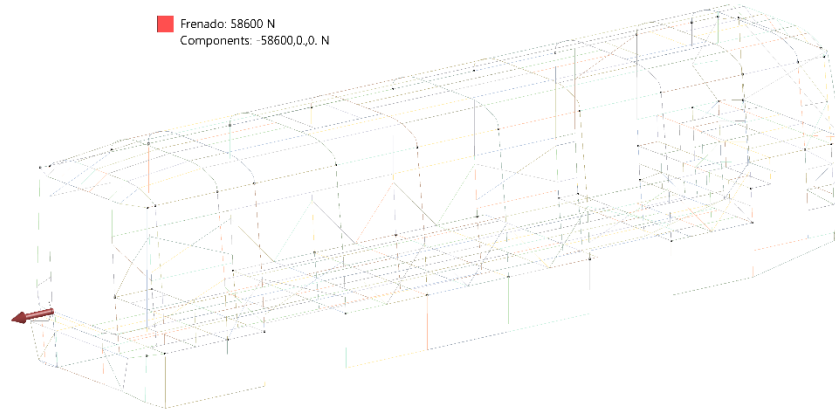


Figura 27 Aplicación de las cargas de Frenado y Aceleración brusca.

La fuerza de arrastre es la fuerza que el aire ejerce sobre un vehículo en la dirección opuesta al movimiento y se calcula tomando la relación de la densidad del aire de 1.225 kg/m^3 , el área de la proyección frontal de 6.87 m^2 (A_f), la velocidad frontal de 25 m/s (90 km/h) y el coeficiente aerodinámico de 0.7 (C_x).

$$\text{resistencia del aire frontal} = \frac{C_x \cdot \rho \cdot A_f \cdot V^2}{2} \quad (23)$$

$$\text{resistencia del aire frontal} = \frac{(0.7)(1.225 \text{ kg/m}^3)(6.87 \text{ m}^2)(25 \text{ m/s})^2}{2}$$

El área frontal se toma conforme a la proyección del área frontal perpendicular a la dirección de aire lo que equivale a 6.87 m^2 , como se muestra en la Figura 28.

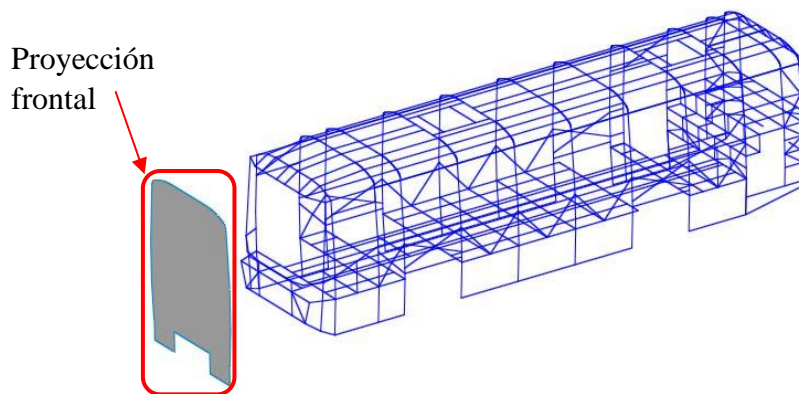


Figura 28 Proyección frontal de la sección perpendicular al movimiento.

Generando 1841.54 N que se aplica en 90 elementos que corresponden a la proyección frontal como se muestra en la Figura 29.

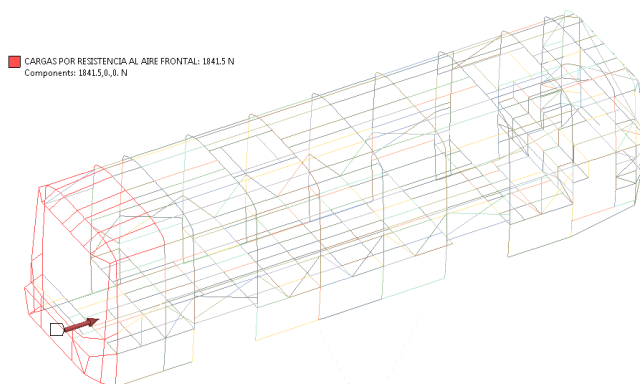


Figura 29 Aplicación de la carga por resistencia al aire frontal.

El análisis de la estructura por este método requiere del cálculo de 6 diferentes tipos de cargas las cuales se concentran en la Tabla 5.

Tabla 5 Concentrado de cargas para las combinaciones del método ASD. [41]

TIPO DE CARGA	VALOR (N)
CARGA MUERTA	85 347
CARGA VIVA	58 369
CARGA DE GIRO	26 160
CARGA DE FRENADO	58 600
CARGA DE ACELERACIÓN BRUSCA	58 600
CARGA POR RESISTENCIA AL AIRE FRONTAL	1 841

5.3. Modelo de elemento finito

Una vez que se obtiene la geometría de la estructura, se procede a la construcción del modelo de elemento finito. Se construye de tal forma que tenga un bajo costo computacional, por lo que se construyó una geometría para ser discretizada mediante elementos tipo viga. La geometría de la estructura del autobús está conformada por 939 líneas, tal como se muestra en la Figura 30 y 31. La estructura está conformada por 7 diferentes perfiles estructurales que se muestran en la Tabla 6. A cada una de las líneas que constituyen la geometría de la carrocería se le asignó las características geométricas del perfil estructural correspondiente.

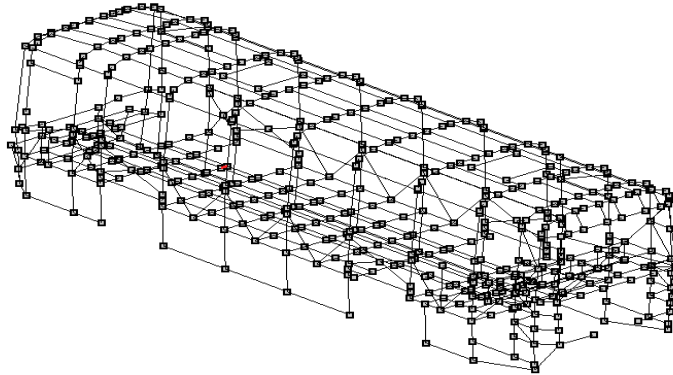


Figura 30 Simplificación numérica de la estructura principal.

Tabla 6 Secciones transversales de los perfiles usados.

PERFIL	ESPESOR	MATERIAL
PTR 3" X 2"	Calibre 11	AISI 1008
PTR 3" X 2"	Calibre 12	AISI 1008
PTR 3" X 1 ½"	Calibre 14	AISI 1008
PTR 2 ½" X 1 ½"	Calibre 14	AISI 1008
PTR 2" X 1 ½"	Calibre 14	AISI 1008
PTR 2" X 1"	Calibre 14	AISI 1008
PTR 1 ½" X 1 ½"	Calibre 14	AISI 1008

5.4. Discretización

La discretización de la geometría mediante el uso de elementos viga produjo un modelo de elemento finito con total de 8978 nodos distribuidos en 4695 elementos, tal como se ilustra en la Figura 31.

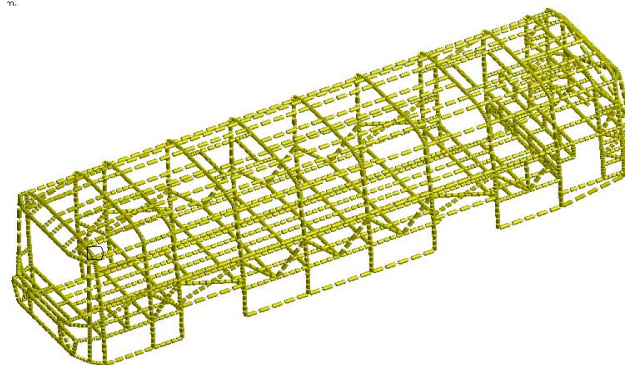


Figura 31 Mallado de los componentes flexibles de la estructura.

5.5. Análisis de torsión

Para el análisis de torsión se toma la elevación de cada uno de los puntos de apoyo, uno a la vez. Se aplican las condiciones de carga, las cuales se repiten en cada uno de los cuatro puntos de apoyo. Se aplica el desplazamiento de uno de puntos de apoyo en la dirección vertical “+z” en el punto extremo de cada uno de los ejes. Ya que se va a aplicar un desplazamiento proveniente del centro de cada eje es conveniente colocar componentes que sumen la rigidez que genera los largueros del chasis; para esto se integran elementos de sección tipo “C” de 10 1/8” x 3 9/16” con un espesor de 5/16”. [21]

La carga se ha subdividido en 4 pasos partiendo del reposo (Figura 32a) siendo el primero, se aplica un desplazamiento en dirección “+z” (Figura 32b y 32f), se desplaza a una distancia en sentido negativo del eje “z” (Figura 32c y 32e) y finalmente volviendo al reposo (Figura 32c).

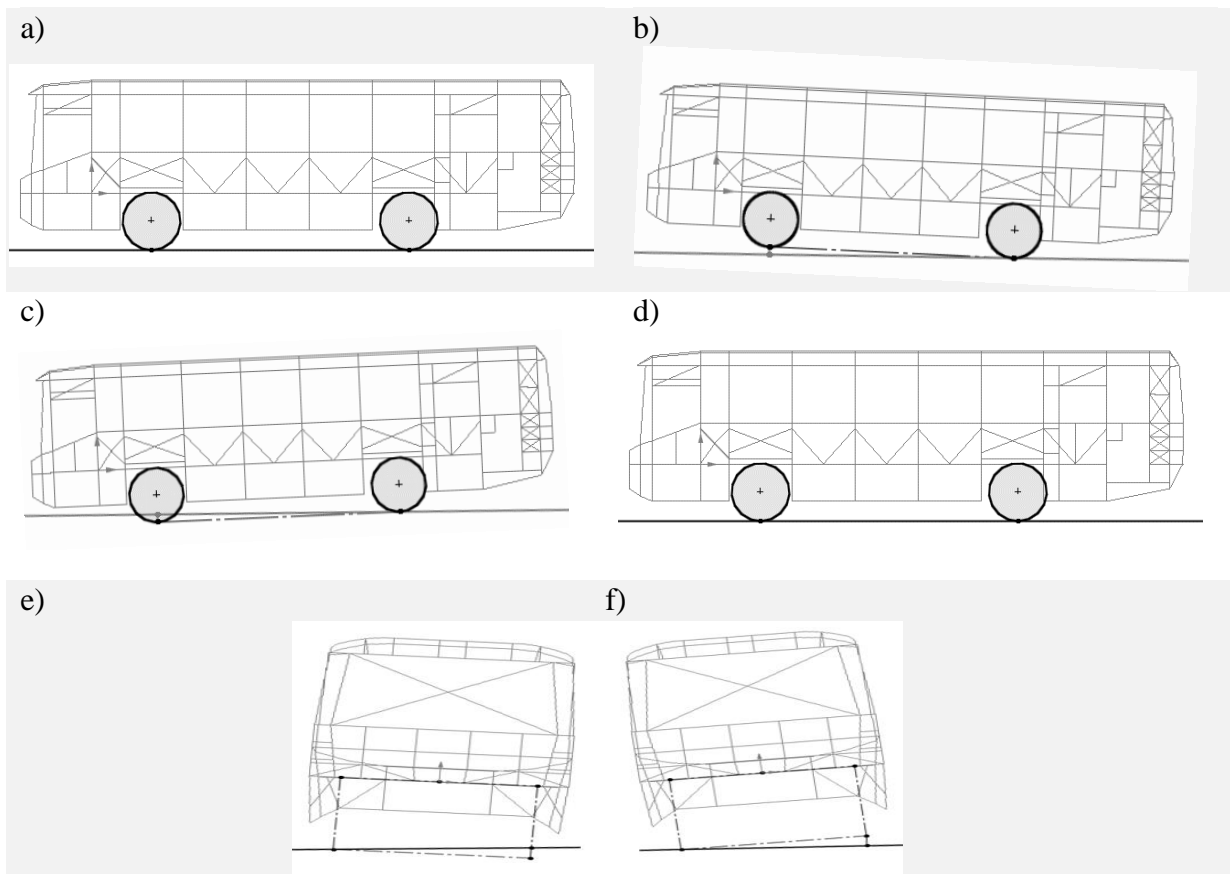


Figura 32 a) carrocería en reposo, b) desplazamiento positivo, c) desplazamiento negativo, d) reposo, e) vista frontal del desplazamiento negativo, f) vista frontal del desplazamiento positivo.

Este proceso se tiene que generar en cada uno de los 4 puntos de apoyo; de frente el movimiento de la carrocería se vería de la forma en la que se muestra en la Figura 33.

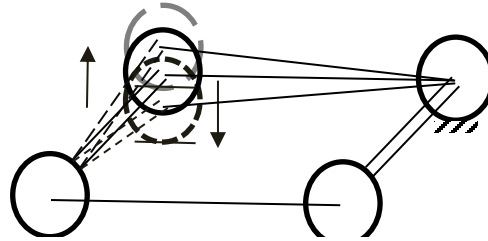


Figura 33 Visualización del movimiento de uno de los puntos de apoyo.

Por lo tanto, se crea el diagrama de cuerpo libre para generar las ecuaciones necesarias para determinar las reacciones en cada punto de apoyo.

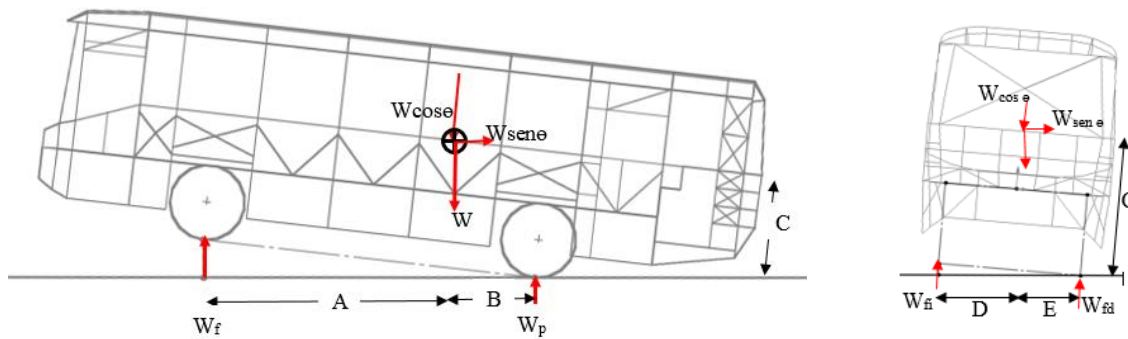


Figura 34 Diagrama de cuerpo libre del desplazamiento positivo.

Considerando el torque como positivo en el sentido de las manecillas del reloj de acuerdo con la convención de SAE en el punto p [47].

punto p	$W_f(A + B) + WCsen\theta - WBcos\theta = 0$
punto f	$-W_p(A + B) + WCsen\theta + WAcos\theta = 0$
punto fd	$W_{fi}(D + E) + WCsen\theta - WEcos\theta = 0$
punto fi	$-W_{fd}(D + E) + WCsen\theta + WDcos\theta = 0$

Resolviendo para W_f , W_p , W_{fi} y W_{fd} generan las ecuaciones que calculan las reacciones en los apoyos.

$$W_f = \frac{WB\cos\theta - WC\sen\theta}{A+B} \quad (24)$$

$$W_p = \frac{WA\cos\theta + WC\sen\theta}{A+B} \quad (25)$$

$$W_{fi} = \frac{WE\cos\theta - WC\sen\theta}{D+E} \quad (26)$$

$$W_{fd} = \frac{WD\cos\theta + WC\sen\theta}{D+E} \quad (27)$$

Se consideran condiciones de frontera para simular el desplazamiento en el eje vertical limitando los movimientos en los puntos que deben quedar fijos como se muestra en la tabla 7.

Tabla 7 Consideraciones para las condiciones de frontera.

FRONTAL IZQUIERDA					FRONTAL DERECHA				
		x	z	y			x	z	y
FI	rotación	*	*	*	FI	rotación	Libre	Libre	Fijo
	desplazamiento	0	0,150,-150,0	0		Desplazamiento	Libre	0	Libre
FD	rotación	Libre	Libre	Fijo	F D	rotación	*	*	*
	desplazamiento	Libre	0	Libre		desplazamiento	0	0,150,-150,0	0
PI	rotación	Fijo	Libre	Libre	PI	rotación	Libre	Fijo	Libre
	desplazamiento	Libre	0	Libre		desplazamiento	Libre	0	Libre
PD	rotación	Libre	Fijo	Libre	P D	rotación	Fijo	Libre	Libre
	desplazamiento	Libre	0	Libre		desplazamiento	Libre	0	Libre
POSTERIOR IZQUIERDA					POSTERIOR DERECHA				
		x	z	y			x	z	y
FI	rotación	Fijo	Libre	Libre	FI	rotación	Libre	Fijo	Libre
	desplazamiento	Libre	0	Libre		desplazamiento	Libre	0	Libre
FD	rotación	Libre	Fijo	Libre	F D	rotación	Fijo	Libre	Libre
	desplazamiento	Libre	0	Libre		desplazamiento	Libre	0	Libre
PI	rotación	*	*	*	PI	rotación	Libre	Libre	Fijo
	desplazamiento	0	0,150,-150,0	0		desplazamiento	Libre	0	Libre
PD	rotación	Libre	Libre	Fijo	P D	rotación	*	*	*
	desplazamiento	Libre	0	Libre		desplazamiento	0	0,150,-150,0	0

Las condiciones de frontera se aplican conforme a la Figura 35 considerando que FI significa frontal izquierdo, FD frontal derecho, PI posterior izquierdo y PD posterior derecho.

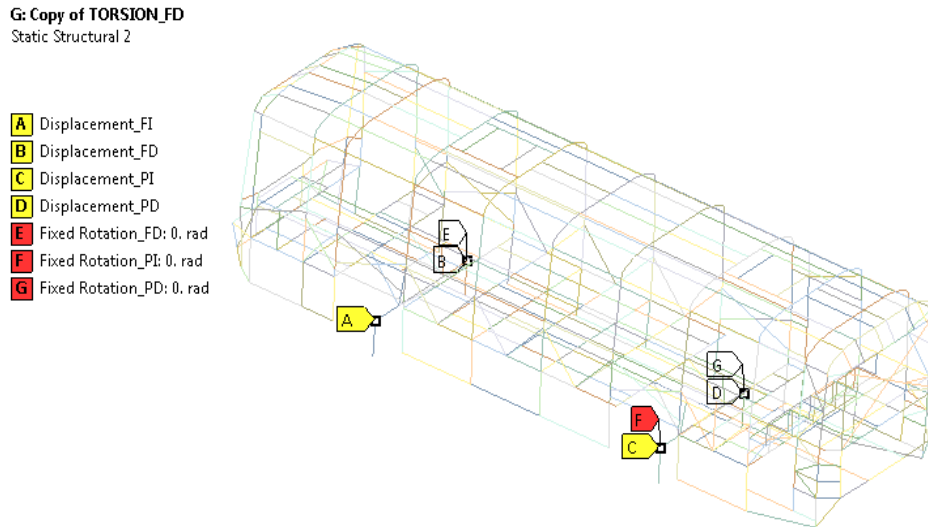


Figura 35 Condiciones de carga para análisis de torsión.

Se obtienen los resultados del análisis, la Figura 36 muestra el resultado correspondiente al desplazamiento del punto de apoyo frontal izquierdo, dando como resultado un esfuerzo máximo combinado de 86.6 MPa. Es importante mencionar que, dado que se han utilizado elementos viga, el término esfuerzo combinado se refiere a la combinación lineal del esfuerzo debido a la carga axial y del máximo esfuerzo de flexión.

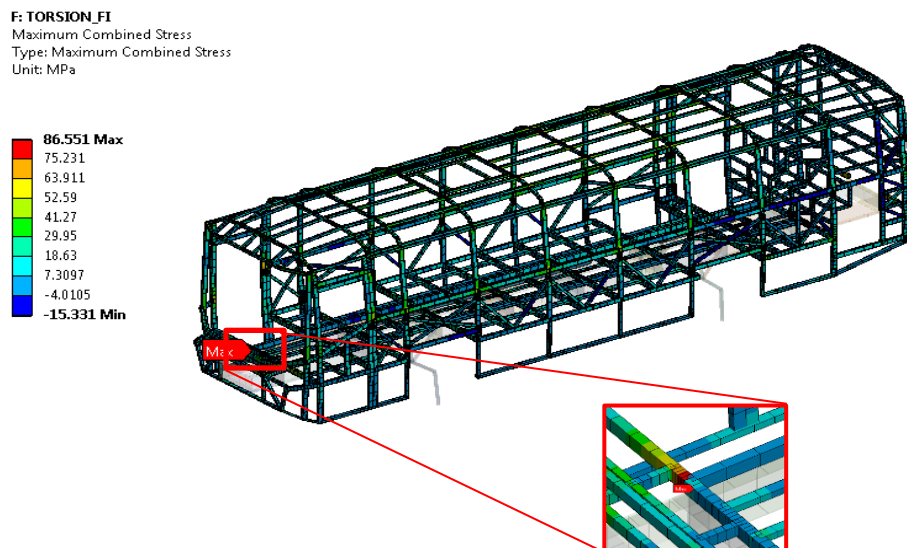


Figura 36 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo frontal izquierdo.

Posteriormente, se realiza el análisis de desplazamiento del punto de apoyo frontal derecho que da como resultado un esfuerzo máximo combinado de 89.3 MPa, repitiéndose la zona de concentración de esfuerzo, como se puede observar en la figura 37.

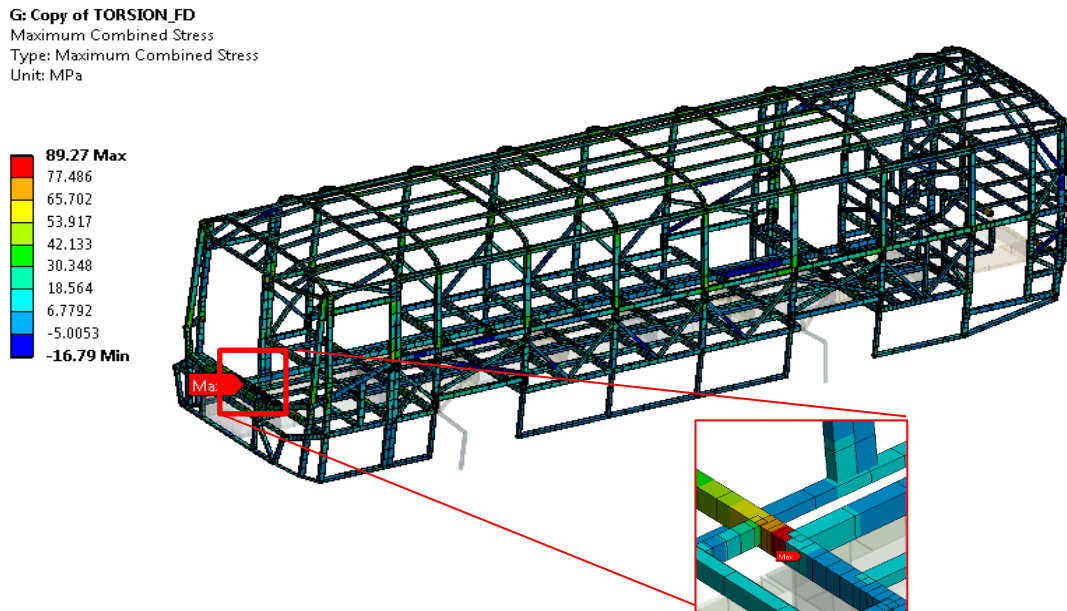


Figura 37 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo frontal derecho.

Después se genera el análisis en el punto de apoyo posterior izquierdo en donde genera un esfuerzo máximo combinado de 100.7 MPa repitiendo la zona de concentración, como se ve en la Figura 38.

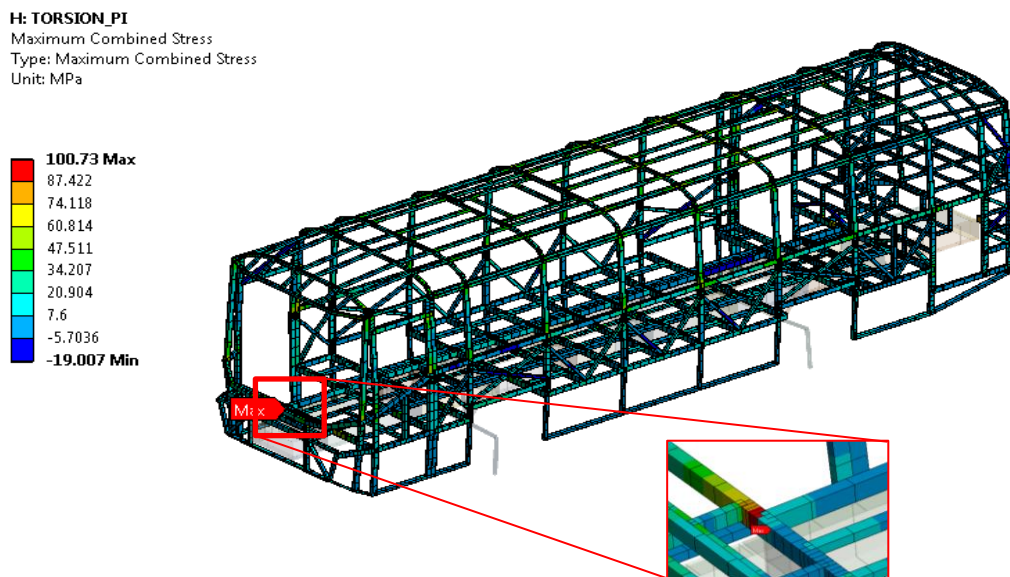


Figura 38 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo posterior izquierdo.

Finalmente se genera el análisis con el desplazamiento en la parte posterior derecha en el que se repite la zona de concentración de esfuerzos, pero ahora con un valor de 97.7 MPa, mostrándose en la Figura 39.

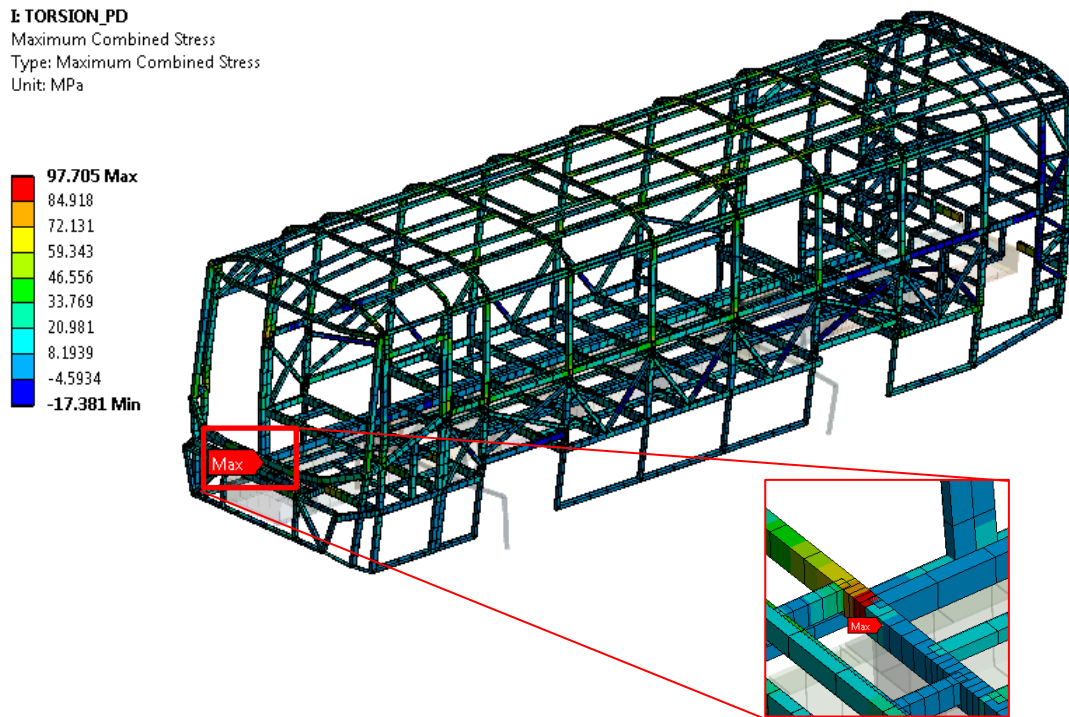


Figura 39 Resultado del análisis con un desplazamiento del punto de apoyo posterior izquierdo.

Se contempla que la zona de la escalera de ascenso es donde se concentran los esfuerzos cuando los movimientos verticales positivos y negativos que se simularon y representar los efectos de movimiento de un pequeño desnivel como el pasar un socavón, el cruzar por un reductor de velocidad o en su caso, el efecto de reemplazar una llanta se puede observar que la estructura soportaría el desplazamiento que estas situaciones generarían.

5.6. Análisis de Flexión

El análisis que se genera para flexión es considerando cargas con desplazamiento del centro del eje delantero a 0.53 m en dirección “z” manteniendo el eje trasero sin movimiento en un primer caso y de 0.53m en dirección “z” al centro del eje trasero manteniendo el eje delantero sin movimiento como se muestra en los diagramas de la figura 40.

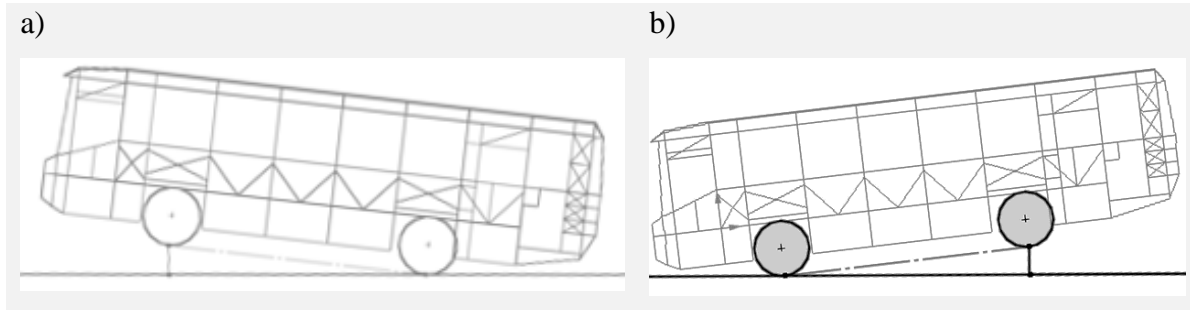


Figura 40 a) Desplazamiento positivo de los soportes frontales b) Desplazamiento positivo de los soportes posteriores.

Con una densidad de malla que genera un total de 9209 nodos y 4793 elementos se genera el análisis con las condiciones de frontera que se muestran en la figura 41.

B: flexion_fronal
Static Structural
Time: 1. s
23/06/2020 09:36 p.m.

- A** CARGAS MUERTAS: 85347 N
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Fixed Rotation: 0. rad

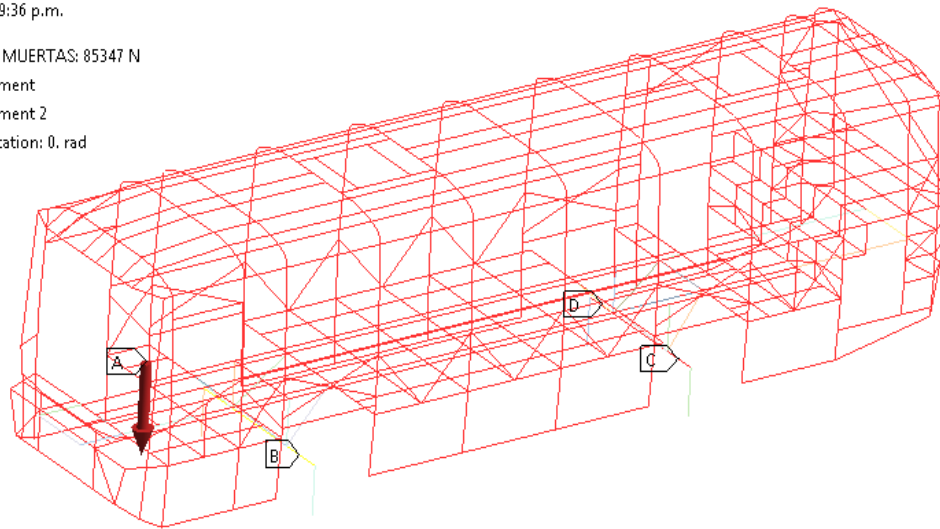
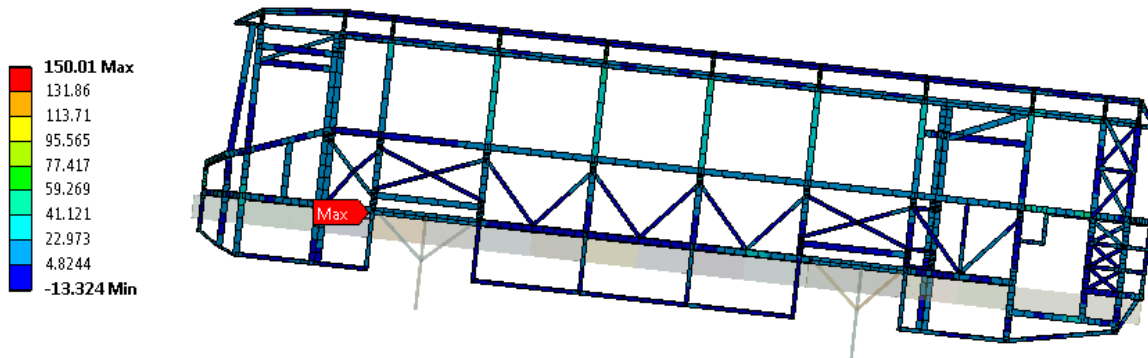


Figura 41 Condiciones de frontera para el desplazamiento del eje delantero que se duplica con el eje trasero. Los resultados de elevación del eje delantero (figura 42a) y para el eje trasero 44.3 MPa (figura 42b).

B: ESTATICOS

Maximum Combined Stress
Type: Maximum Combined Stress
Unit: MPa



C: flexion_posterior

Maximum Combined Stress
Type: Maximum Combined Stress
Unit: MPa

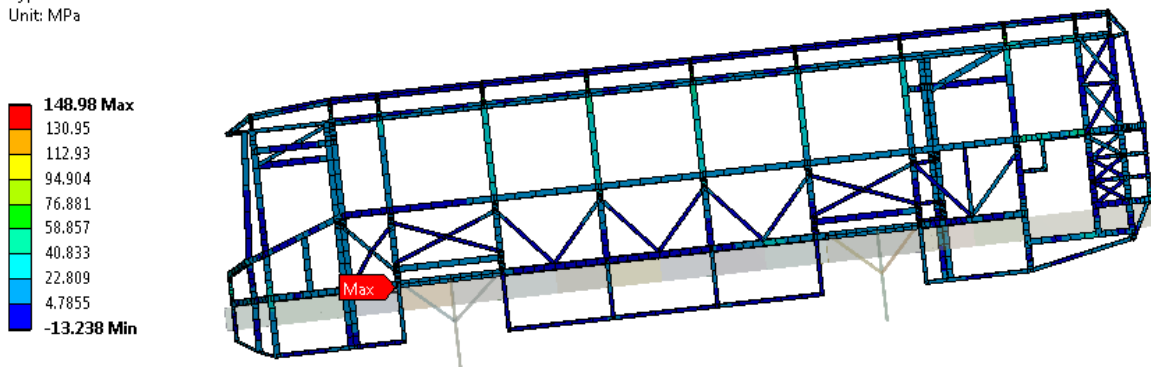


Figura 42 a) Resultados de la prueba de elevación de los ejes delantero y b) trasero.

Adicionalmente, para esta condición de carga se realiza una simulación de la estructura piso para detectar la zona de mayor esfuerzo, considerando el peso de los usuarios y su efecto hacia los asientos que están acoplados a la estructura piso. Se considera una fuerza de 590 N por persona por lo que serán 1570 N de los asientos con 2 pasajeros sentados. El asiento con pasajeros se soporta de ciertos puntos y secciones de la estructura. Además, se agregan cargas en los extremos de 3218 N generados por cada una de las estructuras laterales del autobús, se agrega una carga en la parte trasera de 1108 N equivalentes al subconjunto de banca trasera. Las condiciones de frontera para este análisis se muestran en la Figura 43.

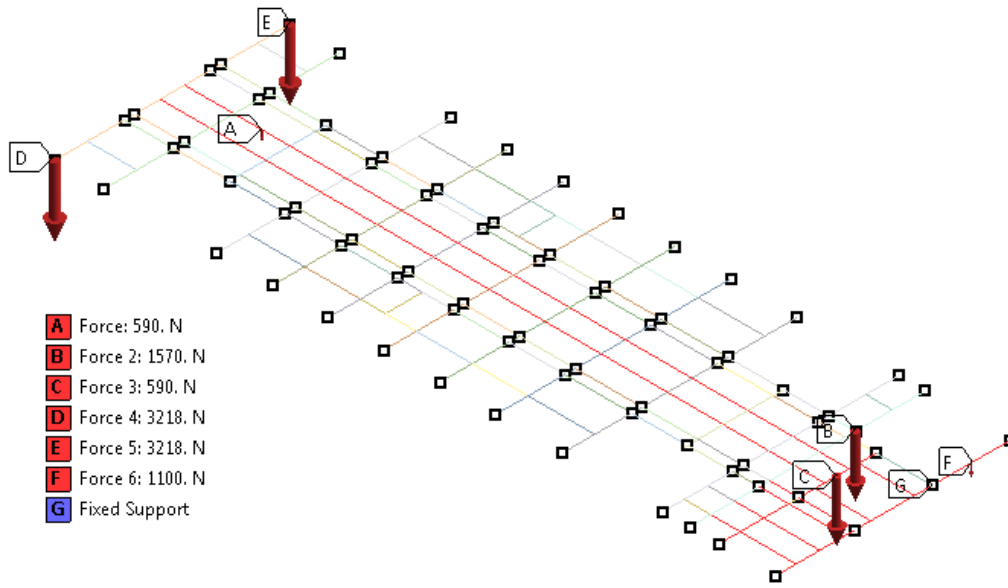


Figura 43 Condiciones de carga del piso bajo una carga útil y con los efectos de la estructura.

El modelo de elemento finito de la estructura piso está conformado por 566 nodos en 328 elementos tipo viga que constituyen todo el piso de la estructura (Figura 44). La Figura 45 muestra la distribución del esfuerzo máximo combinado de la estructura piso, puede observarse una concentración de esfuerzos en la sección marcada por el rectángulo rojo.

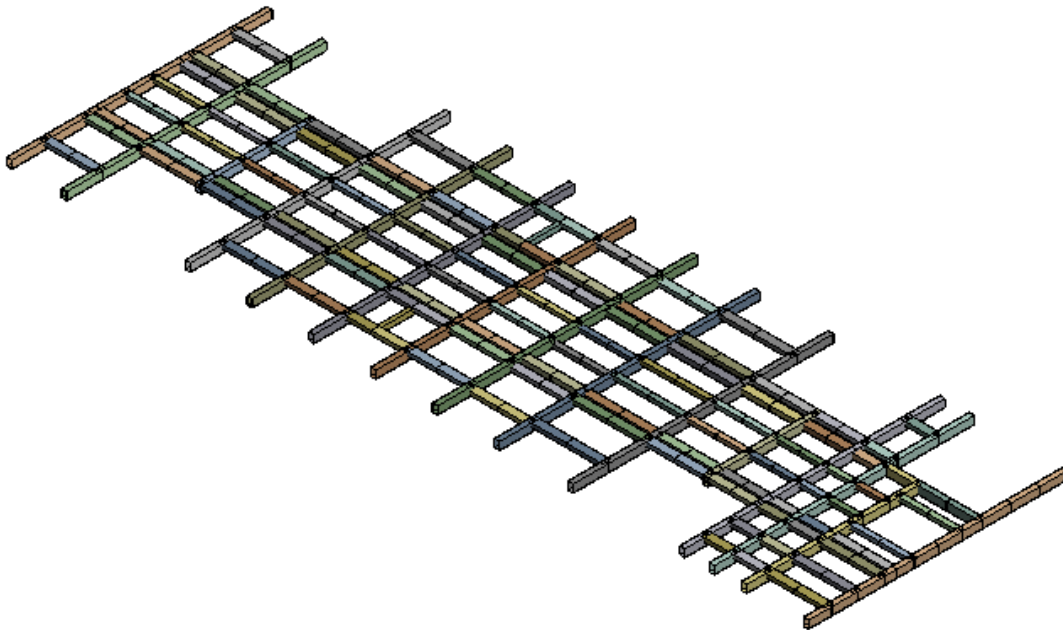


Figura 44 Mallado de la estructura piso con elementos viga.

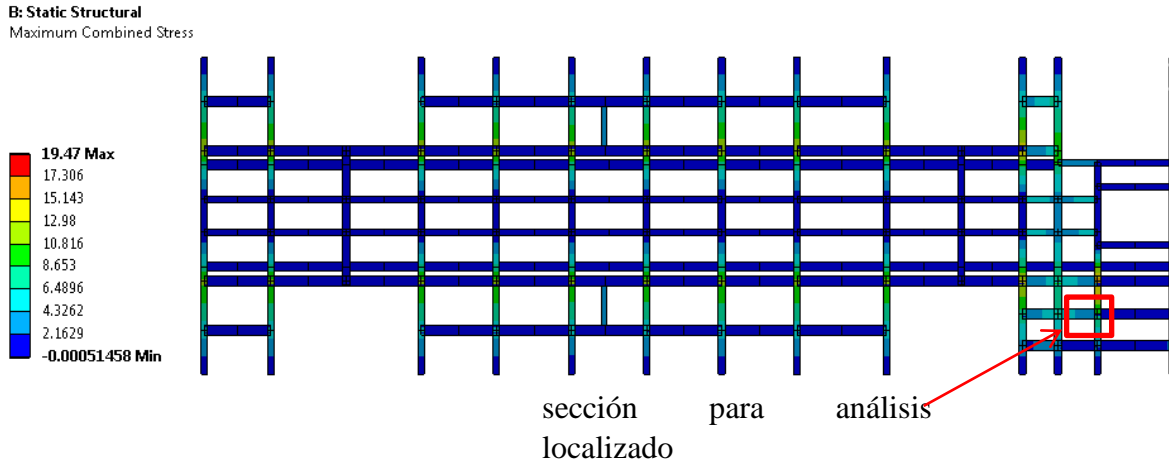


Figura 45 Distribución del esfuerzo combinado en la estructura piso del autobús.

Procesando una sección señalada en el cuadro rojo de la Figura 45 se realizan dos secuencias de submodelos que se muestran en la Figura 46. El submodelo de la Figura 46 a) está realizado por elementos tipo cascarón con 19528 nodos y 6061 elementos. A partir de este submodelo, se genera el submodelo de la Figura 46 b) discretizado por elementos tridimensionales, también llamados “sólidos”, y está constituido por 25779 nodos y 12585 elementos.

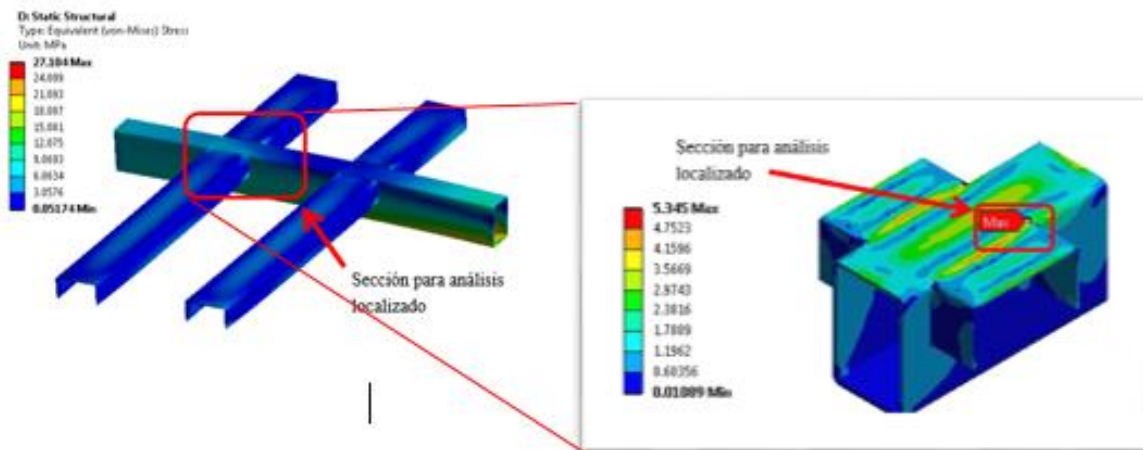


Figura 46 Resultados del análisis de Von-Mises del primer submodelo del piso y una unión soldada de interés.

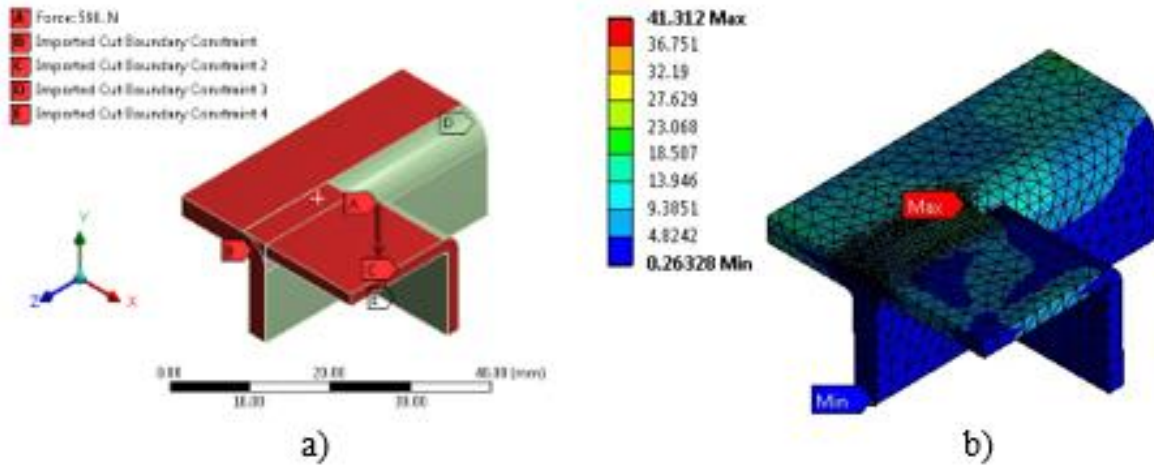


Figura 47 a) Condiciones de carga b) Resultados del esfuerzo de Von-Mises.

Por último, se construye un tercer submodelo construido con elementos tipo “sólido” que se ilustra en la Figura 47. A partir de estos resultados ha sido posible determinar la variación de los esfuerzos a lo largo de la junta soldada, la Figura 48 muestra la forma del cordón de soldadura y los materiales base, esto con la finalidad de distinguir la dirección en la que se pretende observar la fluctuación de esfuerzos dentro del material de aporte.

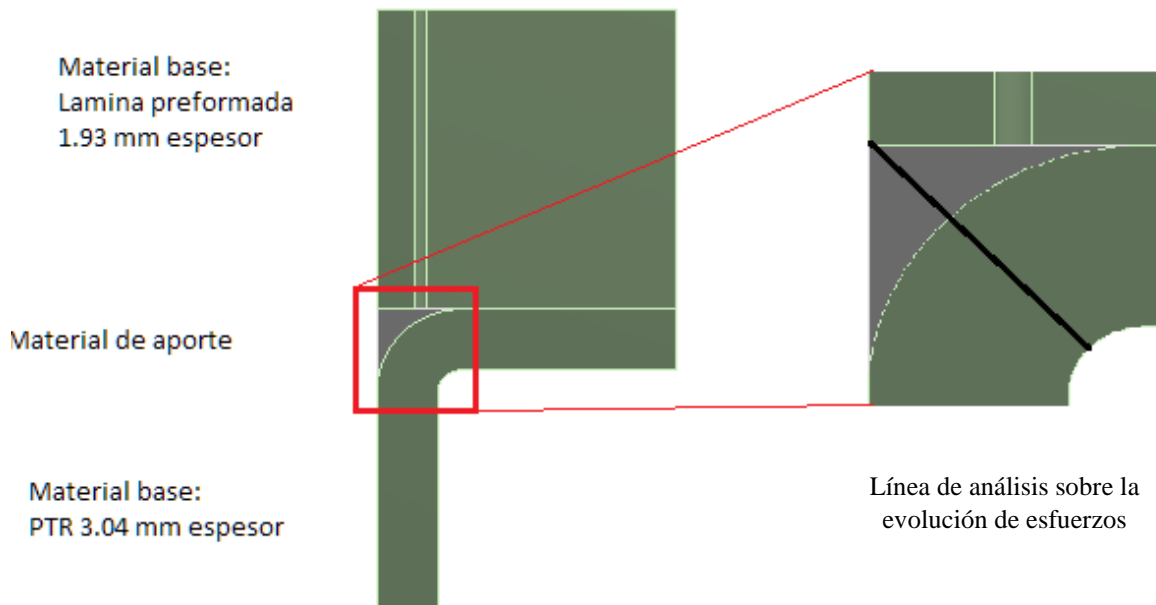


Figura 48 Descripción de componentes y puntos en los que se analizó la línea de fluctuación de esfuerzos.

Se muestra la distribución de esfuerzos existentes a lo largo de una línea trazada por la unión de un material teniendo una mayor concentración en la parte superior del material de aporte como se muestra en la figura 49.

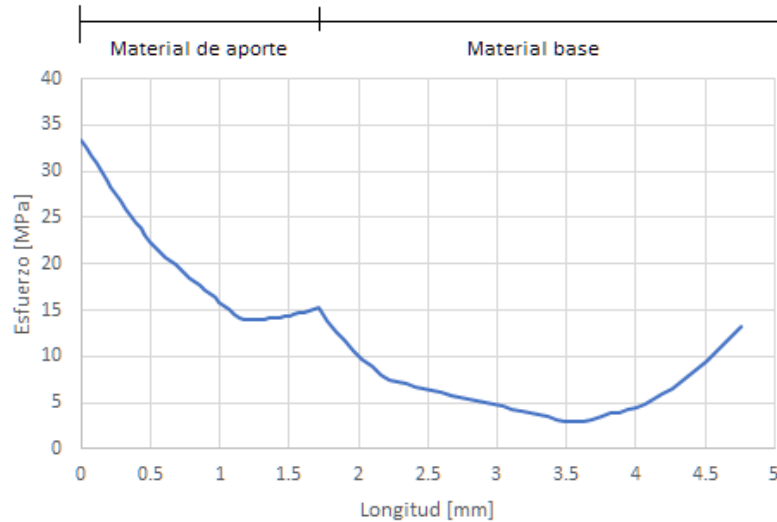


Figura 49 Gráfico de fluctuación a lo largo de la línea de análisis.

5.7. Prueba de resistencia del toldo

Como parte de las pruebas se tiene que generar un estudio tomando en cuenta la condición de carga amplificando 2.5 veces la carga útil de los pasajeros, en la Figura 50 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la condición de carga, así como las ecuaciones para el cálculo de las reacciones en los puntos de apoyo.

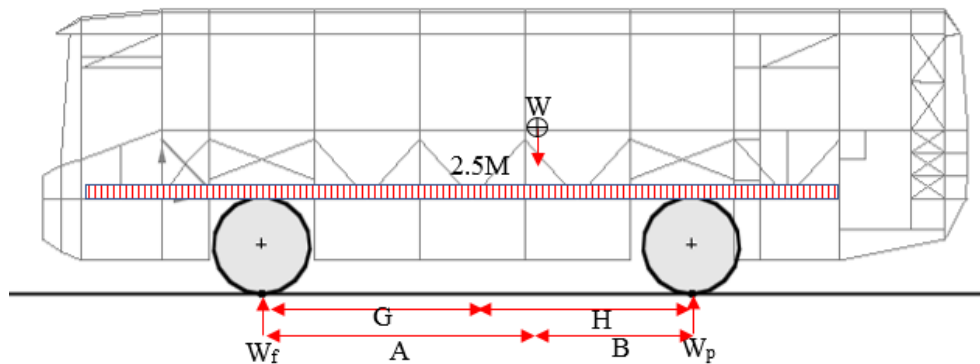


Figura 50 Diagrama de cuerpo libre de la prueba considerando 2.5 veces la carga útil.

$$\text{punto } p \quad W_f(A + B) - 2.5MH - WB = 0 \quad (28)$$

$$\text{punto } f \quad -W_p(A + B) + 2.5MG + WA = 0 \quad (29)$$

En análisis de cargas considerando 2.5 veces la carga útil generan una fuerza de 115637.5 N que es uniformemente distribuida en el habitáculo de pasajeros, la restricción de los grados de movimiento rotacional y de desplazamiento se aplica sobre el modelo tal como se ilustra en la Figura 51.

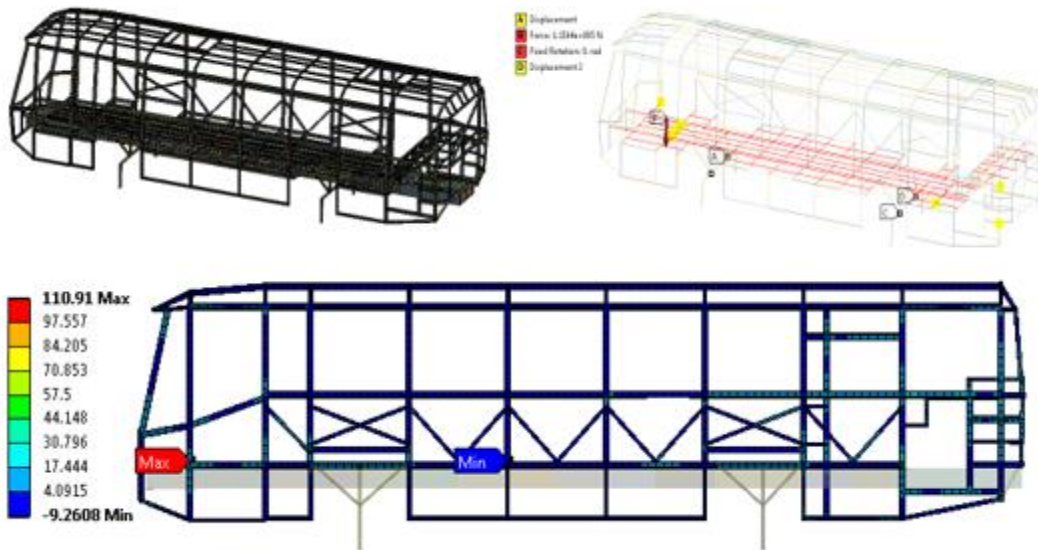


Figura 51 Resultados del análisis con una carga útil amplificada 2.5 veces y con soportes solo de los puntos de apoyo.

Tabla 8 Resultados de análisis de esfuerzos.

CONDICIONES	ESFUERZO EN ESTRUCTURA (MPa)
FRONTAL IZQUIERDO	86.5
FRONTAL DERECHO	89.3
POSTERIOR IZQUIERDO	100.7
POSTERIOR DERECHO	97.7
EJE DELANTERO	150.0
EJE POSTERIOR	148.9
2.5 CARGA ÚTIL	110.9
CARGA PROMEDIO USUARIOS	41.3

5.8. Resultados del análisis por el método ASD

El modelo simplificado construido con elementos viga se somete al análisis numérico a través de los 8 casos de carga de la metodología ASD y se muestran los resultados de esfuerzo combinado máximo para cada caso y la distribución de esfuerzos.

5.8.1. Caso 1

En el caso 1 se genera el análisis numérico de la estructura principal en el que se retoma el valor de la carga muerta 85 347N y las condiciones de Frontera como se muestra en la figura 52.

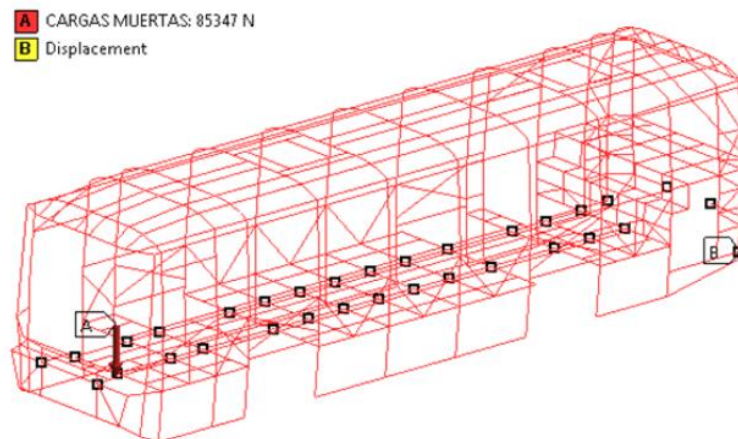


Figura 52 Condiciones de frontera y carga para el caso 1.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 37.72 MPa como se muestra en la Figura 53.

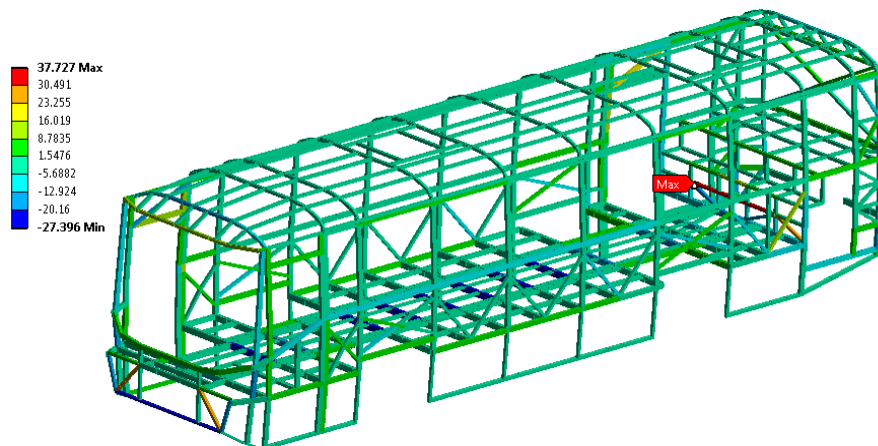


Figura 53 Resultado de esfuerzo directo para el caso 1.

Y se obtiene el valor de esfuerzo máximo combinado como se muestra en la Figura 54 con un valor de 84.41MPa.

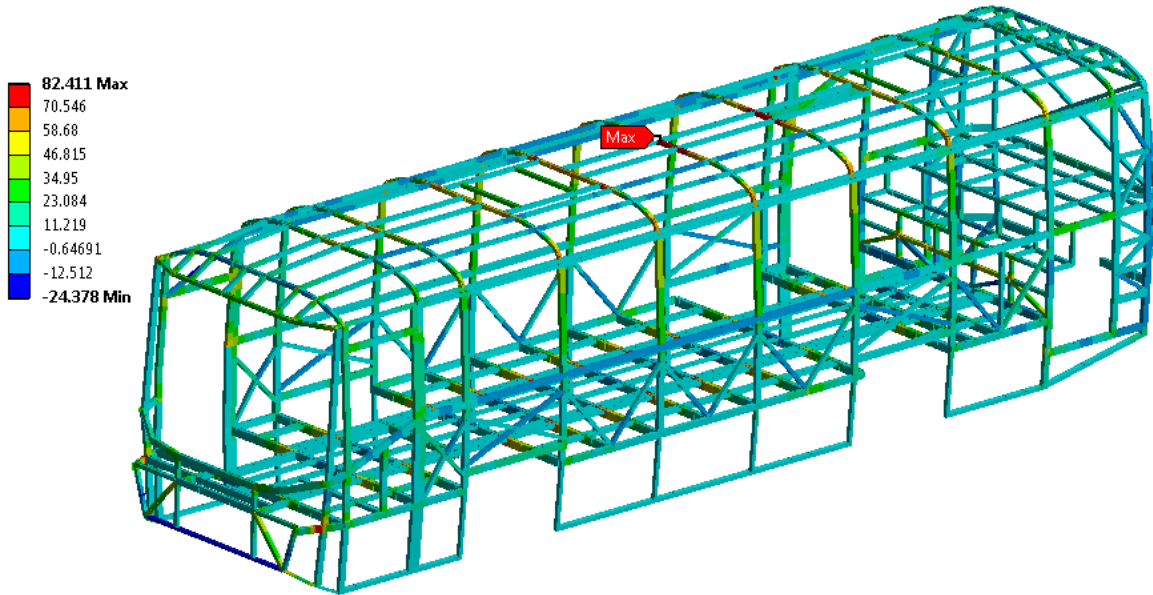


Figura 54 Resultado del máximo esfuerzo de Von-Mises para el caso 1.

5.8.2. Caso 2

Caso 2 se genera el análisis numérico en el que se usan las cargas muertas con valor de 85 347 N, las cargas vivas de 58 370 N y las condiciones de Frontera que se muestran en la Figura 55.

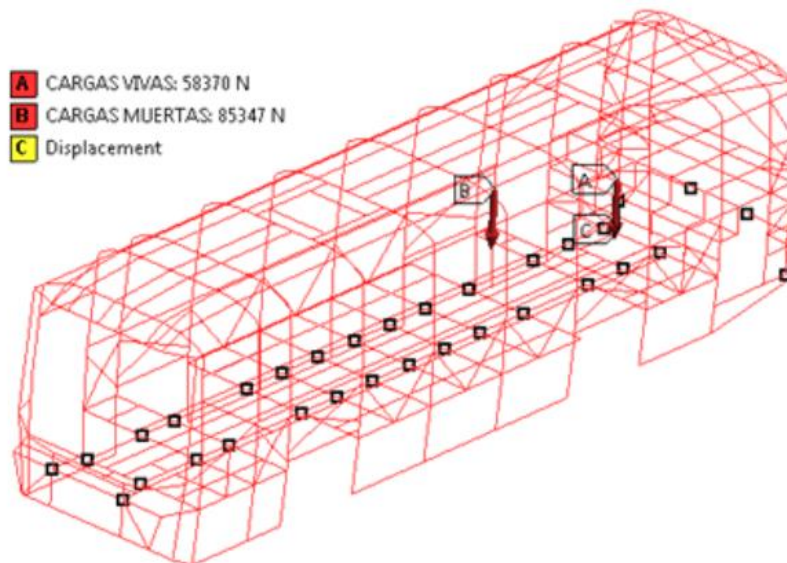


Figura 55 Condiciones de frontera y de carga para el caso 2.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso dos teniendo como valor de 44.4 MPa como se muestra en la Figura 56.

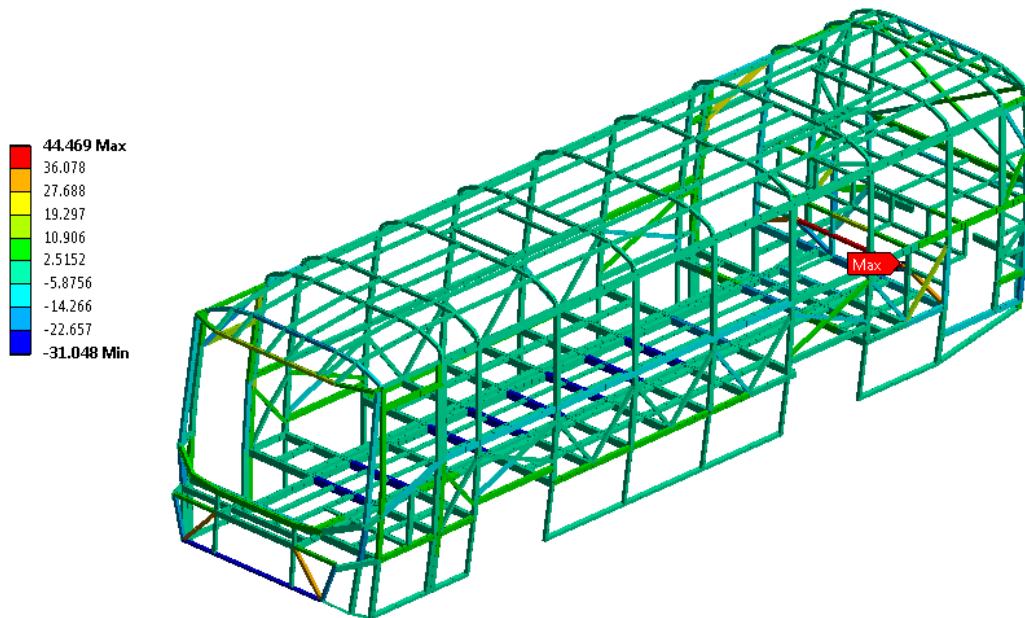


Figura 56 Resultado de esfuerzo directo para el caso 2.

Y se obtiene el valor del máximo esfuerzo combinado que se muestra en la Figura 17 con un valor de 96.9 MPa.

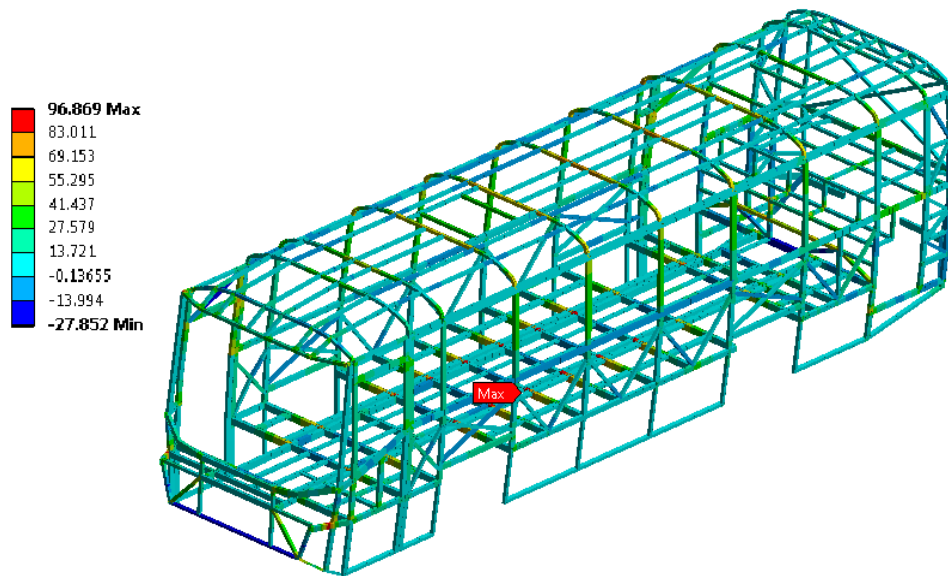


Figura 57 Resultado del esfuerzo máximo de Von-Mises para el caso 2.

5.8.3. Caso 3

Se genera el análisis para el caso 3 de la estructura principal en el que se utiliza el valor de la carga muerta en la estructura de 85 347 N, las cargas vivas de 58 370 N, la fuerza de giro de 26 160 N y las condiciones de frontera que se muestra en la Figura 58.

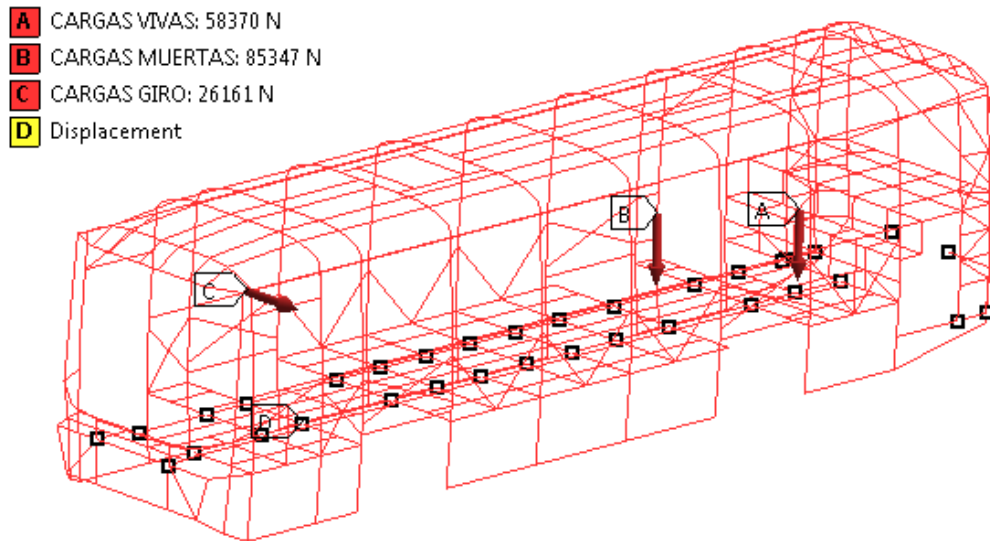


Figura 58 Condiciones de frontera y carga para el caso 3.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso tres, teniendo como valor de 45.9 MPa que se muestra en la Figura 59.

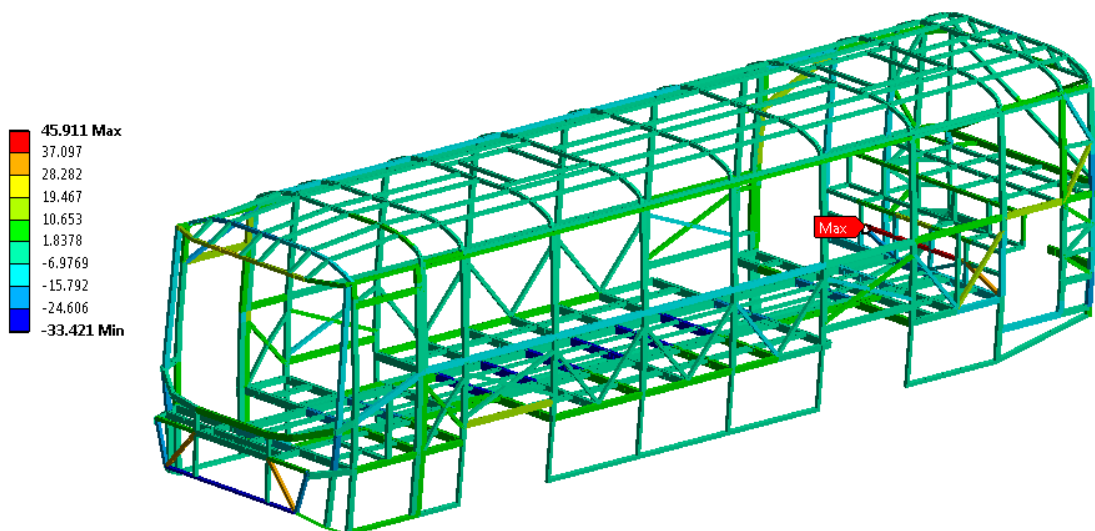


Figura 59 Resultado de esfuerzo directo para el caso 3.

Y se obtiene el valor de máximo esfuerzo combinado que se muestra en la Figura 60 con un valor máximo de 133.4 MPa.

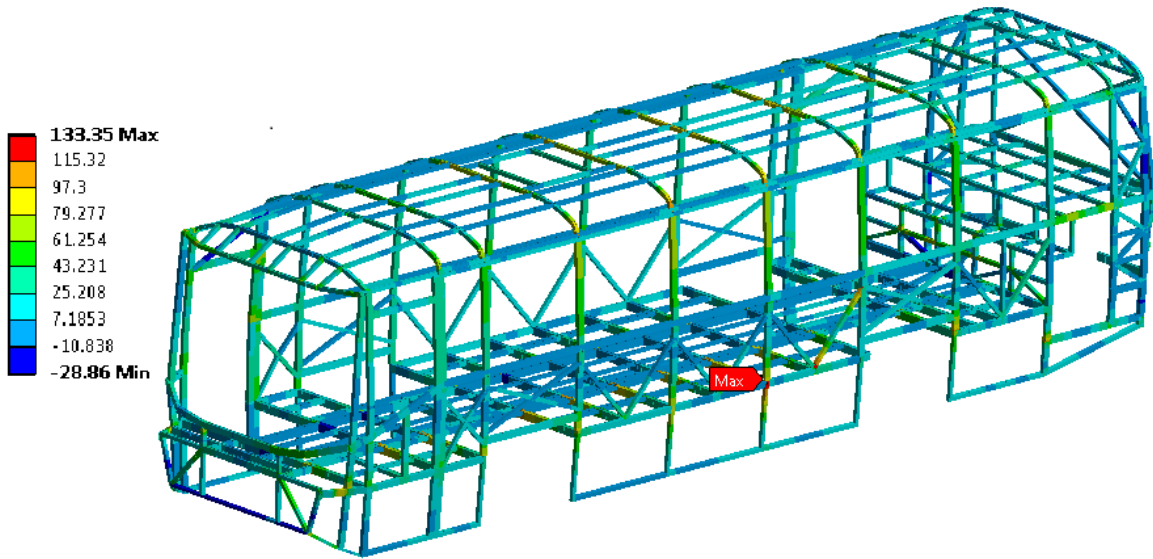


Figura 60 Resultado del máximo esfuerzo de Von-Mises para el caso 3.

4.8.4. Caso 4

Para el caso 4 se aplican las cargas muertas con valor de 85 347 N, las cargas vivas de 58 370 N, las fuerzas de frenado de 58 600 N y las condiciones de frontera mostradas en la Figura 61.

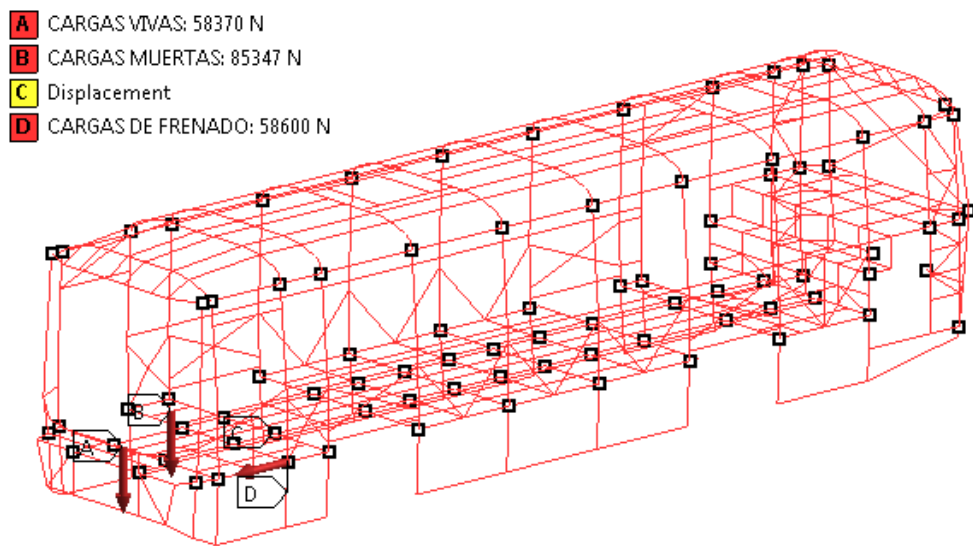


Figura 61 Condiciones de frontera y de carga para el caso 4.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso cuatro, teniendo como valor de 43.8 MPa como se muestra en la Figura 62.

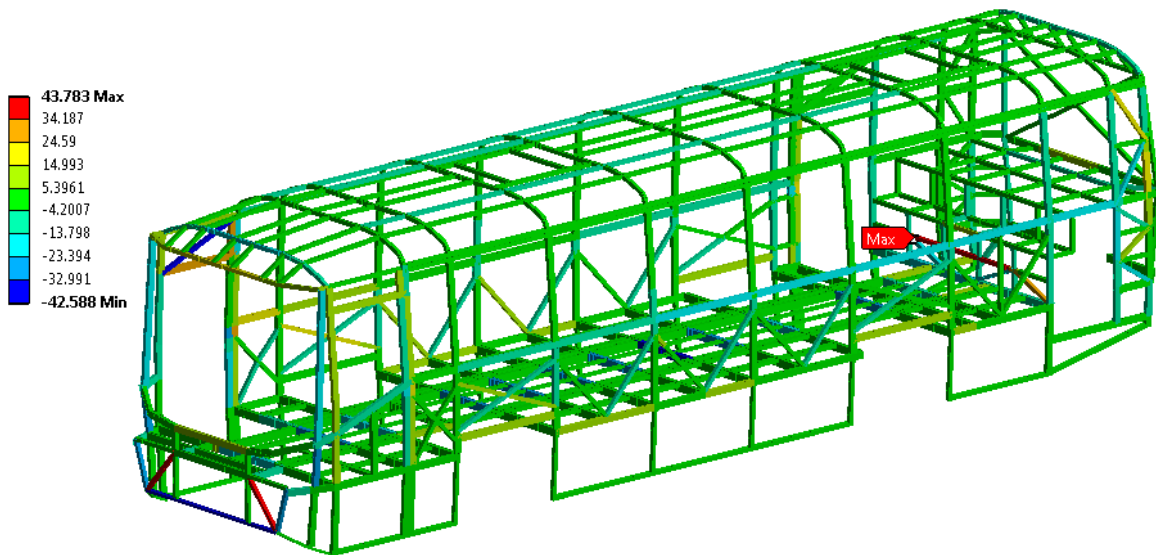


Figura 62 Resultado de esfuerzo directo para el caso 4.

Y se obtiene el valor de máximo esfuerzo combinado que se muestra en la Figura 63 con un valor de 161.2 MPa.

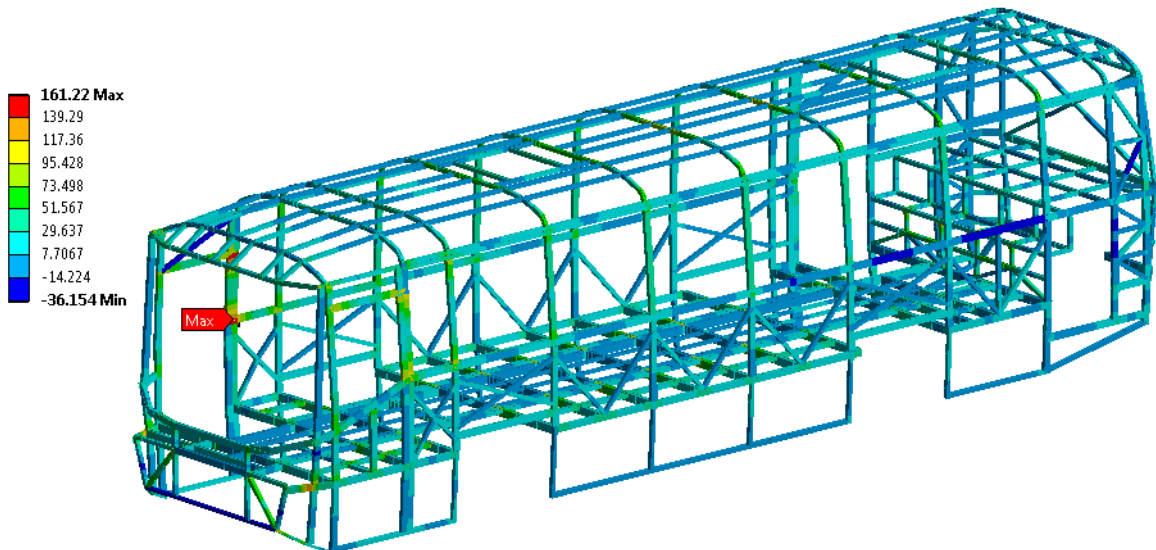


Figura 63 Resultado del máximo esfuerzo de Von-Mises para el caso 4.

5.8.5. Caso 5

Se genera el análisis numérico de la estructura principal en el que se usa el valor de las cargas muertas de 85 347 N, las cargas vivas de 58 370 N, cargas de frenado de 58 600 N, las cargas de resistencia del aire frontal con valor de 1841.54 N y las condiciones de frontera; tal y como se muestra en el caso 5 y se ilustra en la Figura 64.

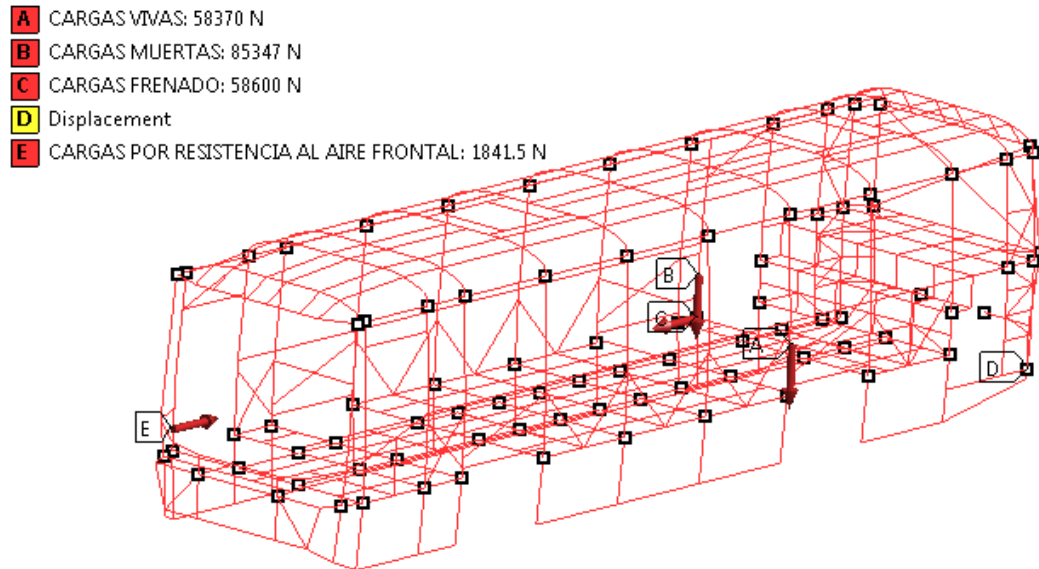


Figura 64 Condiciones de frontera y carga para el caso 5.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso cinco, teniendo como valor de 43.8 MPa como se muestra en la Figura 65.

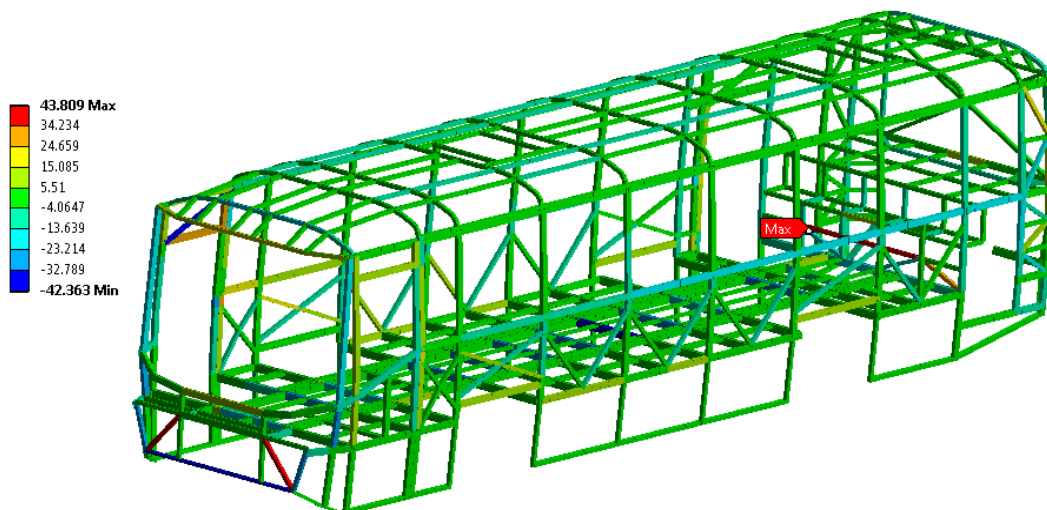


Figura 65 Resultado de esfuerzo directo para el caso 5.

Y se obtiene el valor de máximo esfuerzo combinado mostrado en la Figura 66 con un valor máximo de 157.3 MPa.

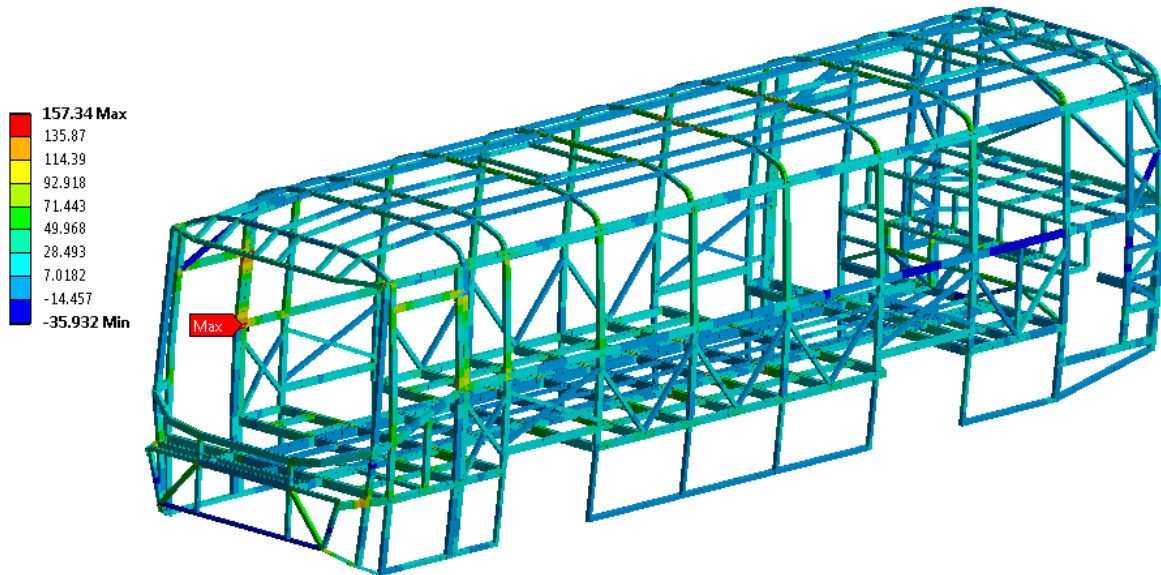


Figura 66 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 5.

5.8.6. Caso 6

Para el Caso 6 se aplican las cargas muertas con valor de 85 347 N, las cargas vivas de 58 370 N, las cargas de resistencia del aire frontal con valor de 1841.54 N y las condiciones de frontera como se muestra en la Figura 67.

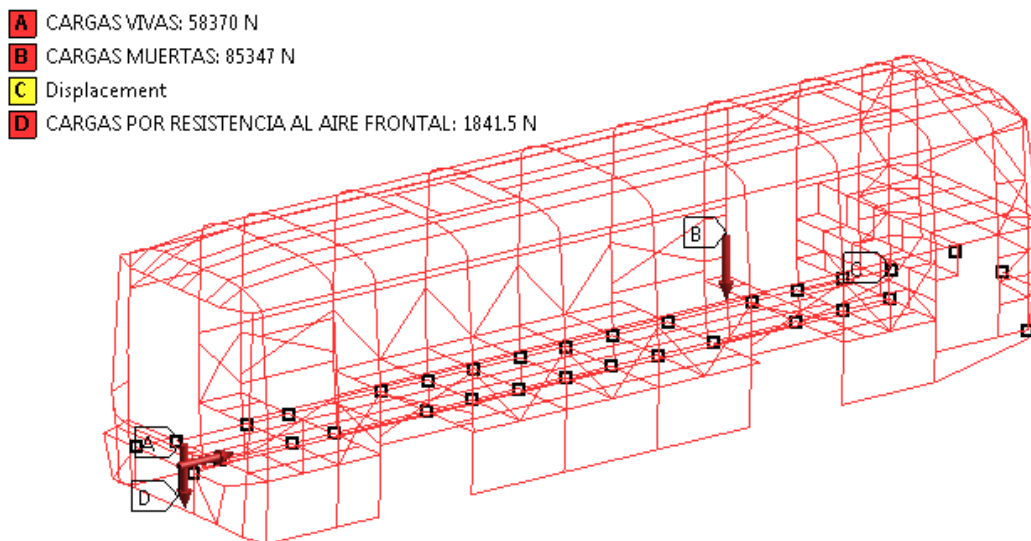


Figura 67 Condiciones de frontera y de carga para el caso 6.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso seis, teniendo como valor de 44.6 MPa como se muestra en la Figura 68.

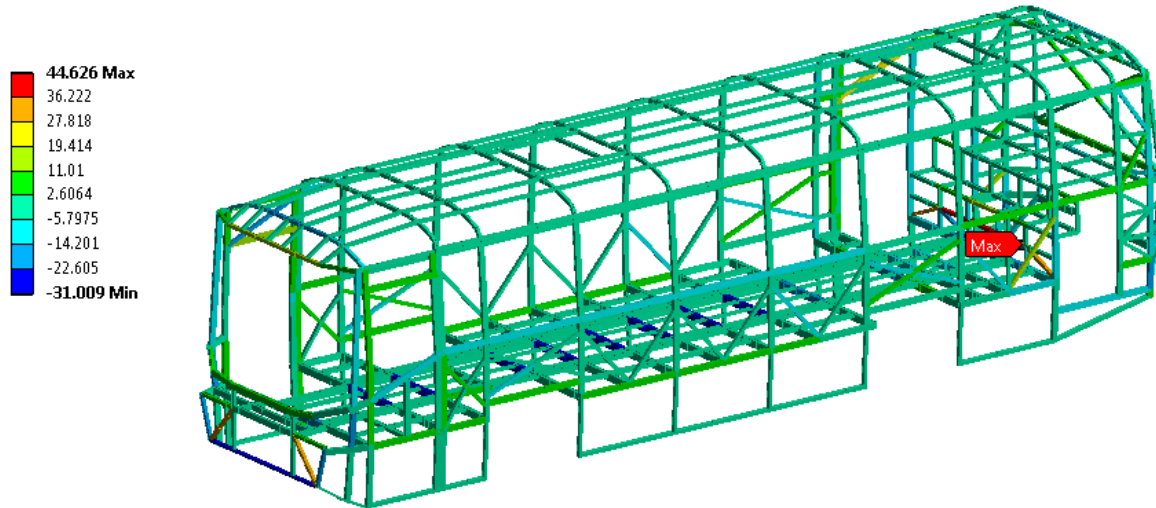


Figura 68 Resultado de esfuerzo directo para el caso 6.

Y se obtiene el valor de máximo esfuerzo combinado que se muestra en la Figura 69 con un valor de 96.9 MPa.

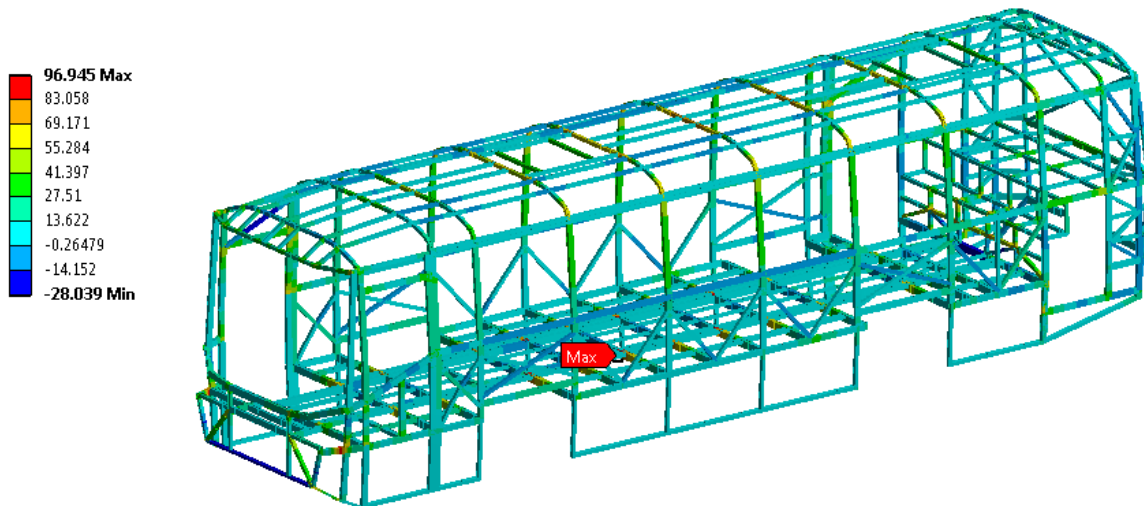


Figura 69 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 6.

5.8.7. Caso 7

Se genera el análisis numérico de la estructura principal en el que se usa el valor de las cargas muertas de 85 347 N, las cargas vivas de 58 370 N, cargas de aceleración brusca de

58 600 N y las condiciones de frontera; tal y como se muestra en el caso 7 y se ilustra en la Figura 70.

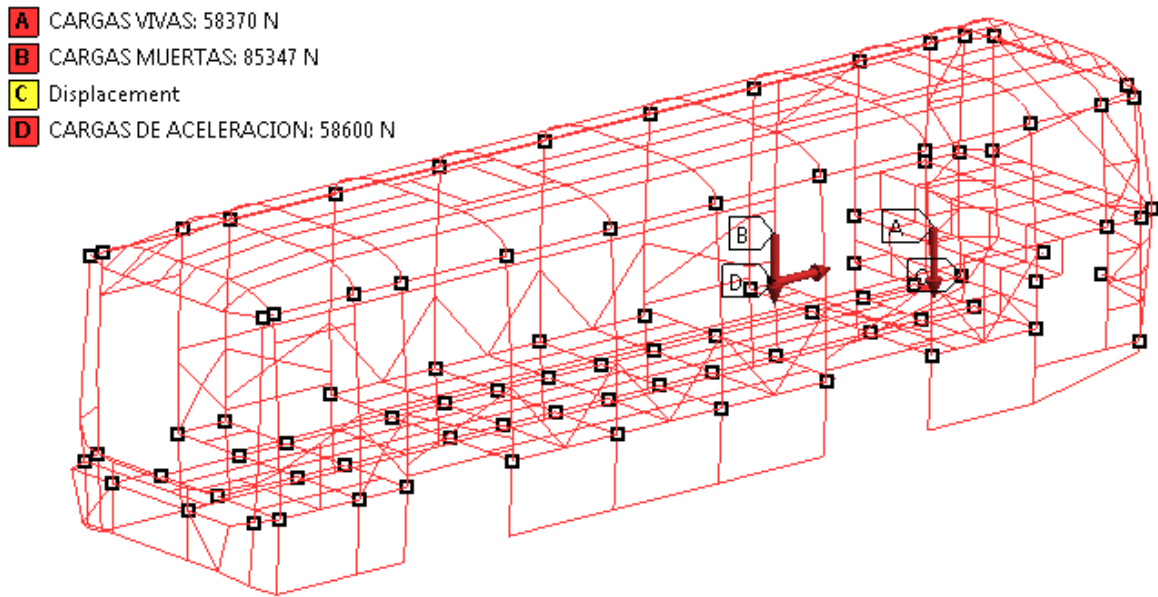


Figura 70 Condiciones de frontera y carga para el caso 7.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 45.8MPa como se muestra en la Figura 71.

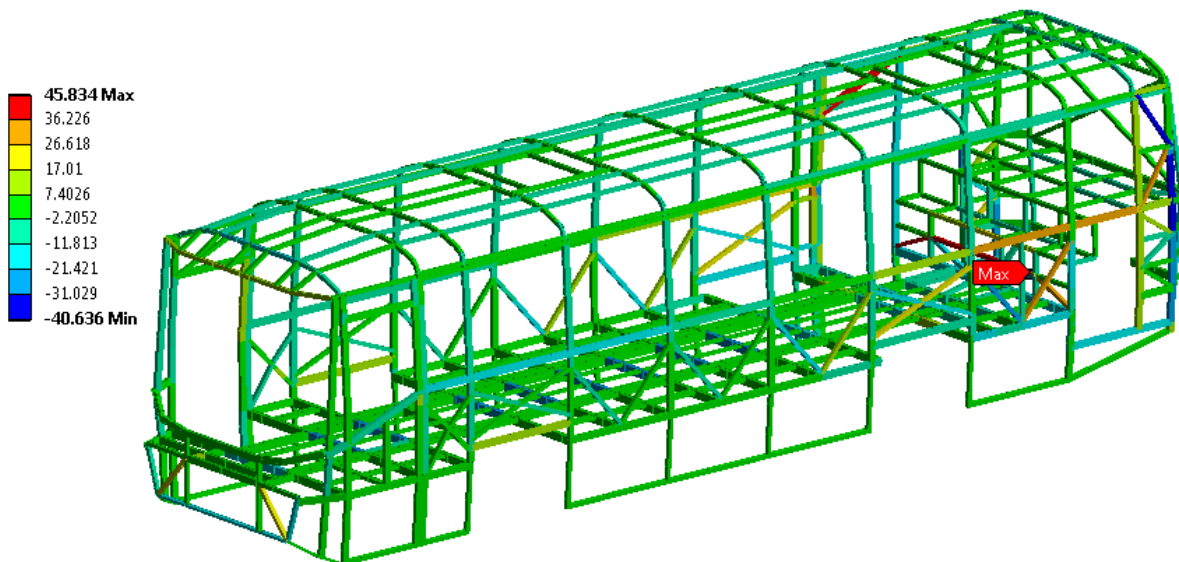


Figura 71 Resultado de esfuerzo directo para el caso 7.

Y se obtiene el valor de esfuerzo directo como se muestra en la Figura 72 con un valor máximo de 166.0 MPa.

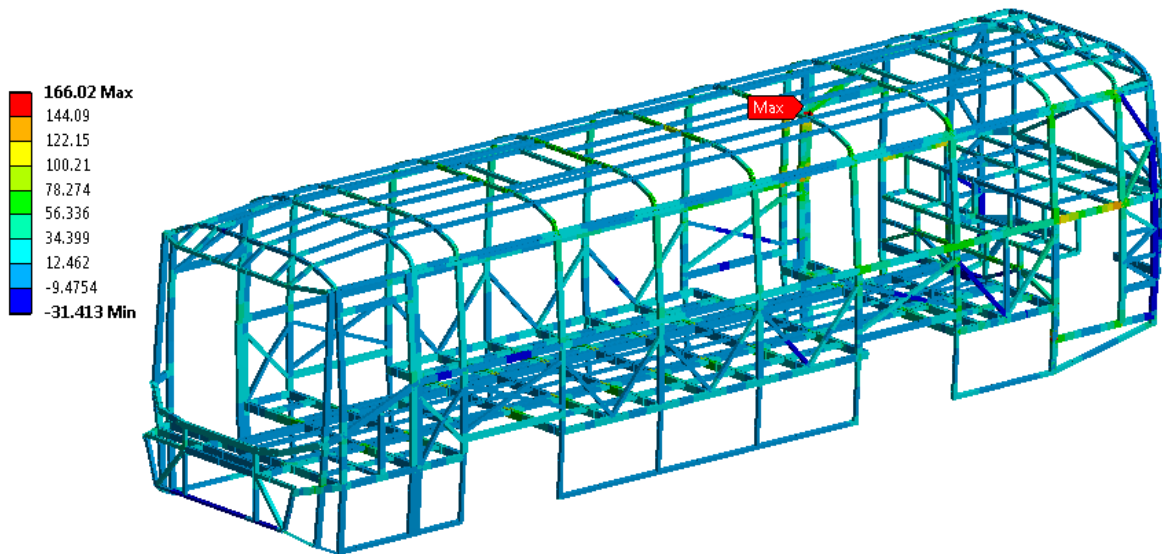


Figura 72 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 7.

5.8.8. Caso 8

Caso 8 se genera el análisis numérico en el que se aplican las cargas muertas con valor de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, las cargas de resistencia del aire frontal con valor de 1841.54N, cargas de aceleración brusca de 58 600N y las condiciones de frontera como se muestra en la figura 73.

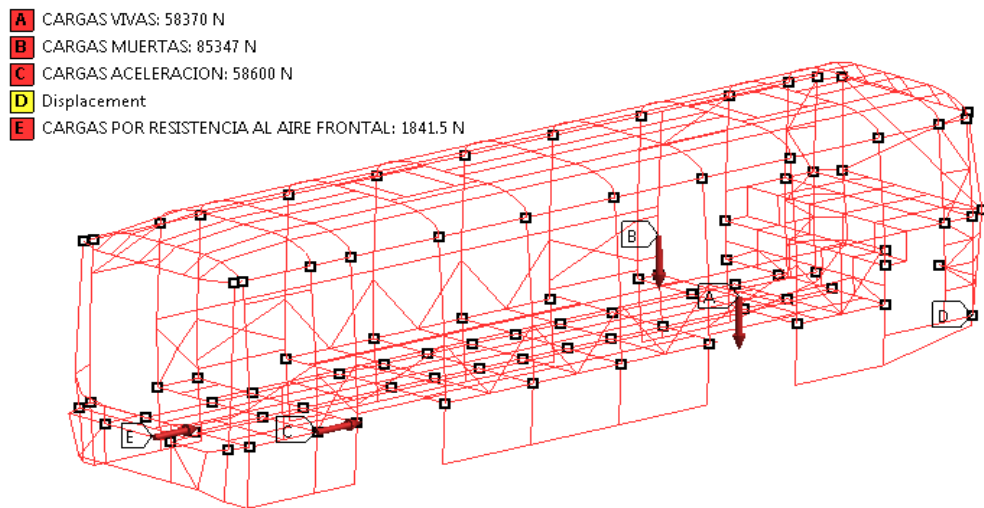


Figura 73 Condiciones de frontera y carga para el caso 8.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 45.82MPa como se muestra en la figura 74.

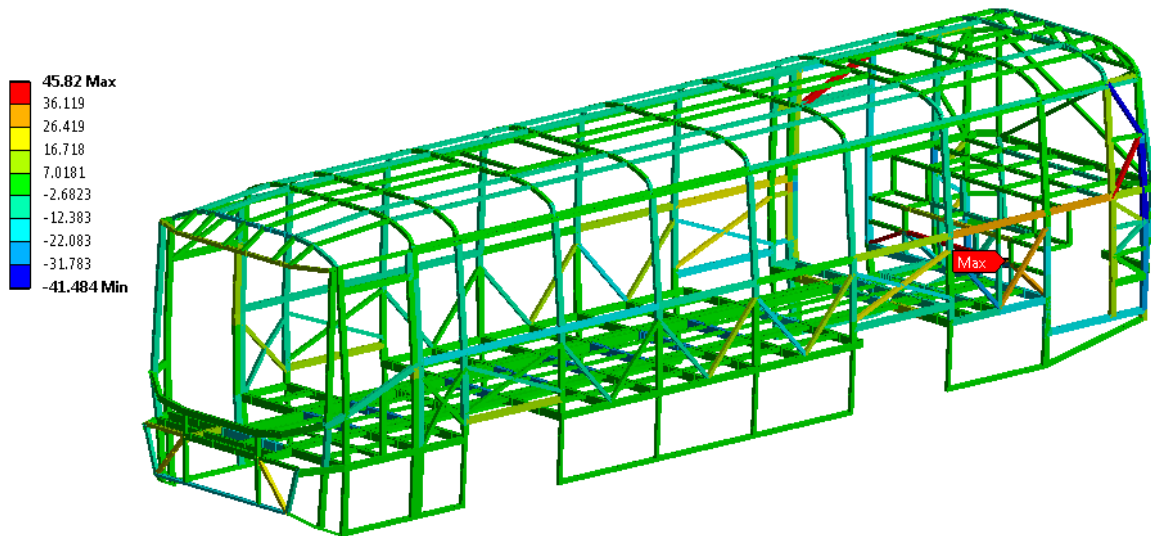


Figura 74 Resultado de esfuerzo directo para el caso 8.

Y se obtiene el valor de esfuerzo directo que se muestra en la Figura 35 con un valor de 168.5 MPa.

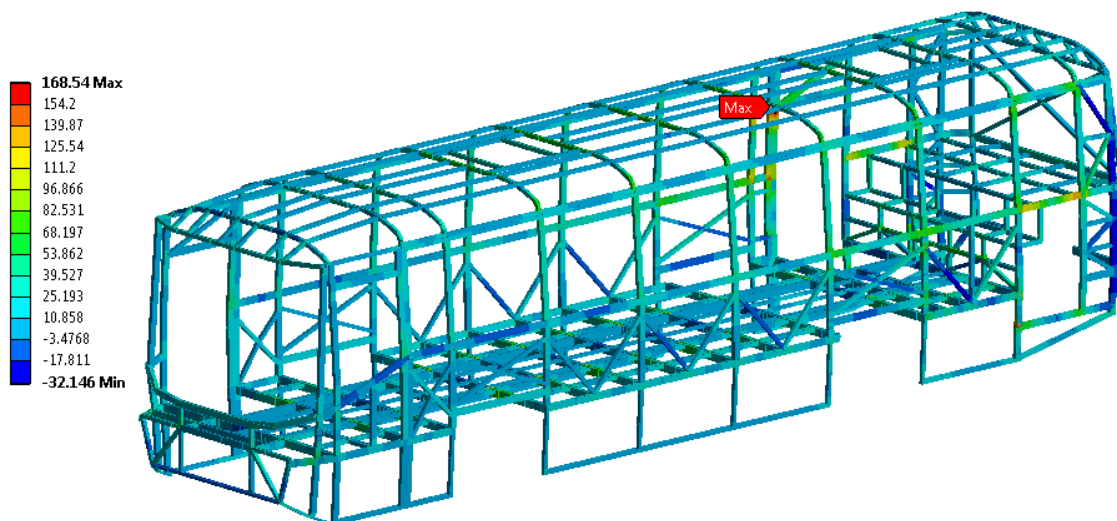


Figura 75 Resultado del esfuerzo de Von-Mises para el caso 8.

Tabla 9 Concentrado de resultados del análisis bajo la metodología ASD.

Combinaciones	Esfuerzo directo (MPa)	Esfuerzo combinado (MPa)	Deformación total (mm)
1.-M	37.7	82.4	13.2
2.-M + V	44.4	96.8	13.7
3.-M + V + G	45.9	133.3	18.7
4.-M + V + F	43.7	161.2	14.8
5.-M + V + F + R _{AF}	43.8	157.3	14.7
6.-M + V + R _{AF}	44.6	96.9	13.7
7.-M + V + A _B	45.8	166.0	13.9
8.-M + V + A _B + R _{AF}	45.8	168.5	13.9

A partir de los resultados de los análisis que se muestran en las tablas 8 y 9, se concluye que la combinación de cargas muerta, viva, aceleración brusca y resistencia al aire frontal son las que generan en la estructura el mayor nivel de esfuerzos. La Figura 76 muestra el caso con el mayor nivel de esfuerzos combinados en la puerta de descenso.

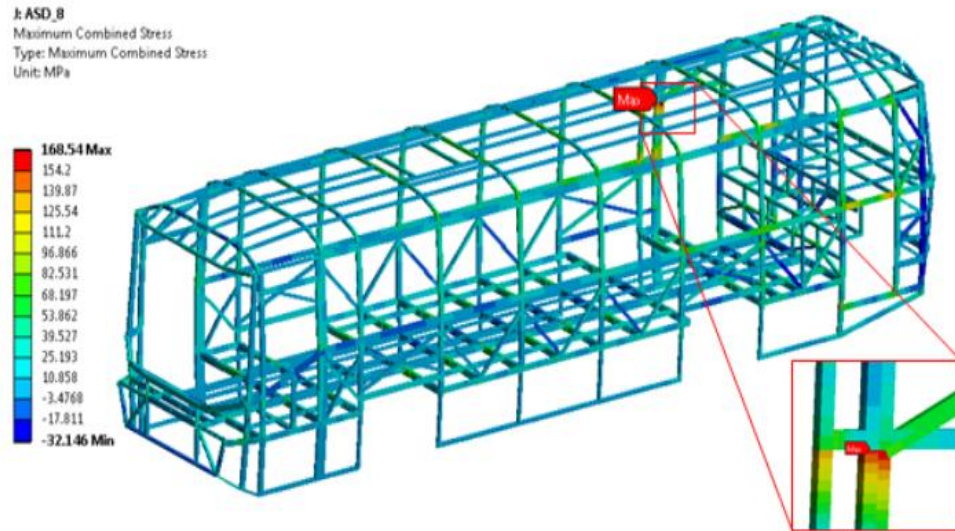


Figura 76 Ubicación de la zona de concentración de esfuerzos con la combinación número 8 del método ASD.

5.8. Prueba de resistencia del toldo

La prueba de resistencia de la estructura superior se genera con base a la recomendación de la norma ecuatoriana en la sección 5.1.5.1 aplicando una carga estática uniformemente distribuida sobre el techo con una magnitud del 50% del peso máximo admisible para el

chasis sin experimentar deformaciones en ningún lugar que superen los 70 mm; para el caso del chasis usado de referencia cuyo valor es de 15876 kg de PBV lo que se refiere a 7938 kg o 77871.78 N, mostrado en la Figura 77.

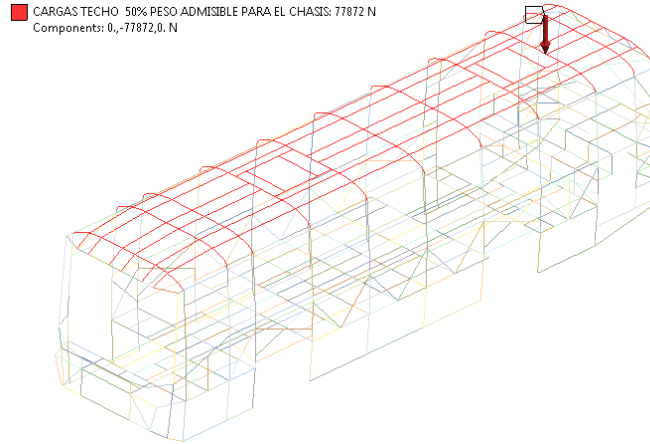


Figura 77 Aplicación de la carga del 50% del peso bruto vehicular.

Se tiene los siguientes resultados mostrados en la figura 78 a) corresponde al esfuerzo directo, la 78 b) al esfuerzo combinado y 78 c) refiere a la deformación total.

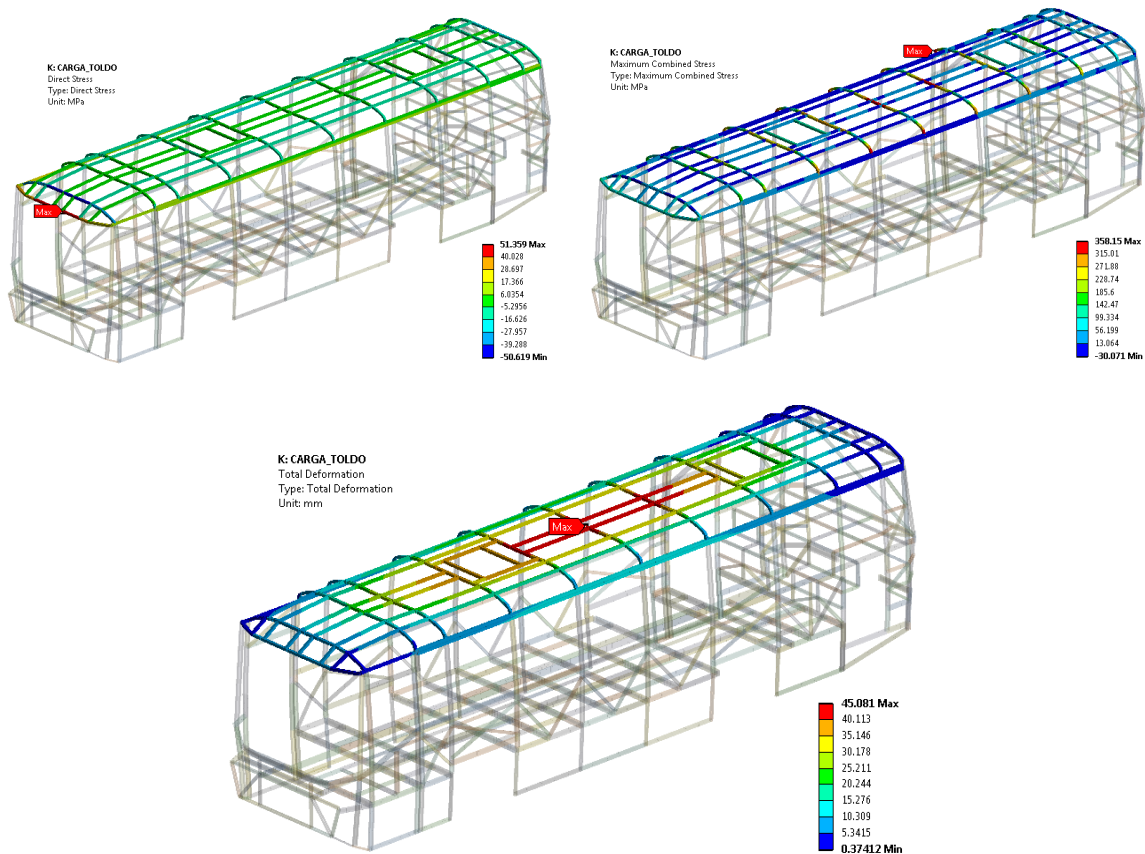


Figura 78 Resultados de la prueba al toldo con el 50% del PBV.

5.9. Centro de gravedad

El centro de gravedad se calcula mediante el software CAD, generando las siguientes coordenadas desde el centro del eje delantero, que es el usado para determinar la posición del sistema de referencia como se muestra en la figura 79 a) frente y 79 b) lateral con las coordenadas según el software (3059.6, 1221.24, -3.5589) es decir $X= 3059.6$ mm, $Y= -3.5589$ mm, $Z=1221.24$ mm.

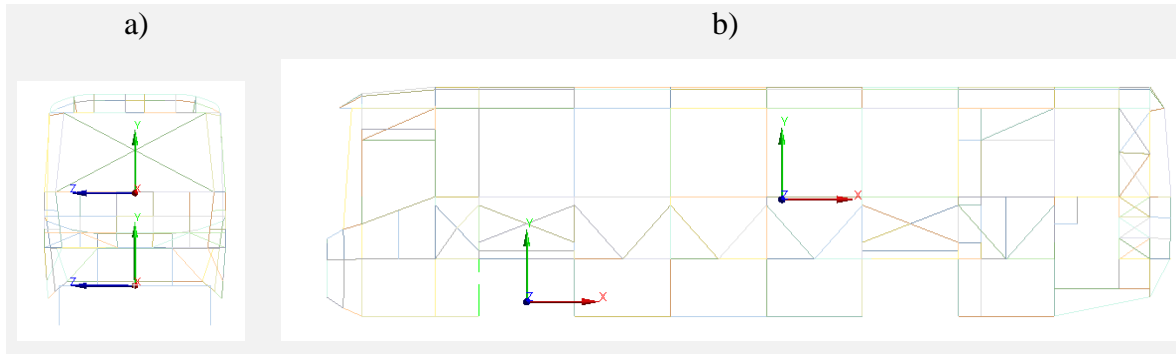


Figura 79 Ubicación grafica del centro de gravedad a) vista frontal b) vista lateral.

5.10. Análisis del impacto frontal

Se genera un estudio para analizar el comportamiento estructural de la carrocería ante un impacto frontal, se toman las condiciones que recomienda el proyecto de 5 estrellas del Programa nacional de la administración de tráfico por carretera (Program National Highway Traffic Safety Administration) de Estados Unidos. De acuerdo con este organismo esta es una de las principales causas de descenso en accidentes carreteros [48], para la realización de este análisis se toman en cuenta las características del ensayo: velocidad constante de 64 km/h (17.78 m/s), impacto frontal directo contra una superficie plana rígida como se muestra en la Figura 80. [49] [50]

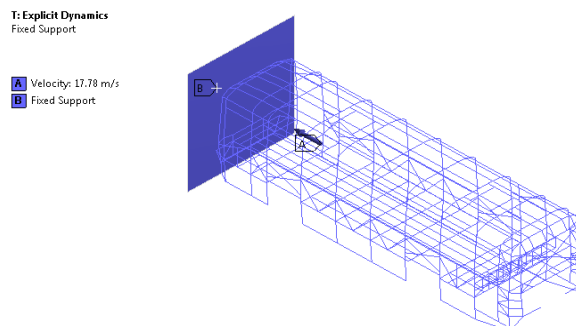


Figura 80 Condiciones para el análisis de dinámica explícita para el ensayo de impacto frontal.

Teniendo como resultado para una carrocería con un acero AISI 1008 con una resistencia a la fluencia de 240 MPa. La Figura 81 muestra los resultados del impacto a diferentes instantes posteriores al contacto inicial de la estructura con la barrera rígida. Estos resultados muestran una deformación máxima de 1.199 m. Uno de los aspectos que se consideran para la evaluación del desempeño de la carrocería en esta prueba es la aceleración que experimentan los ocupantes y la reducción de volumen del habitáculo.

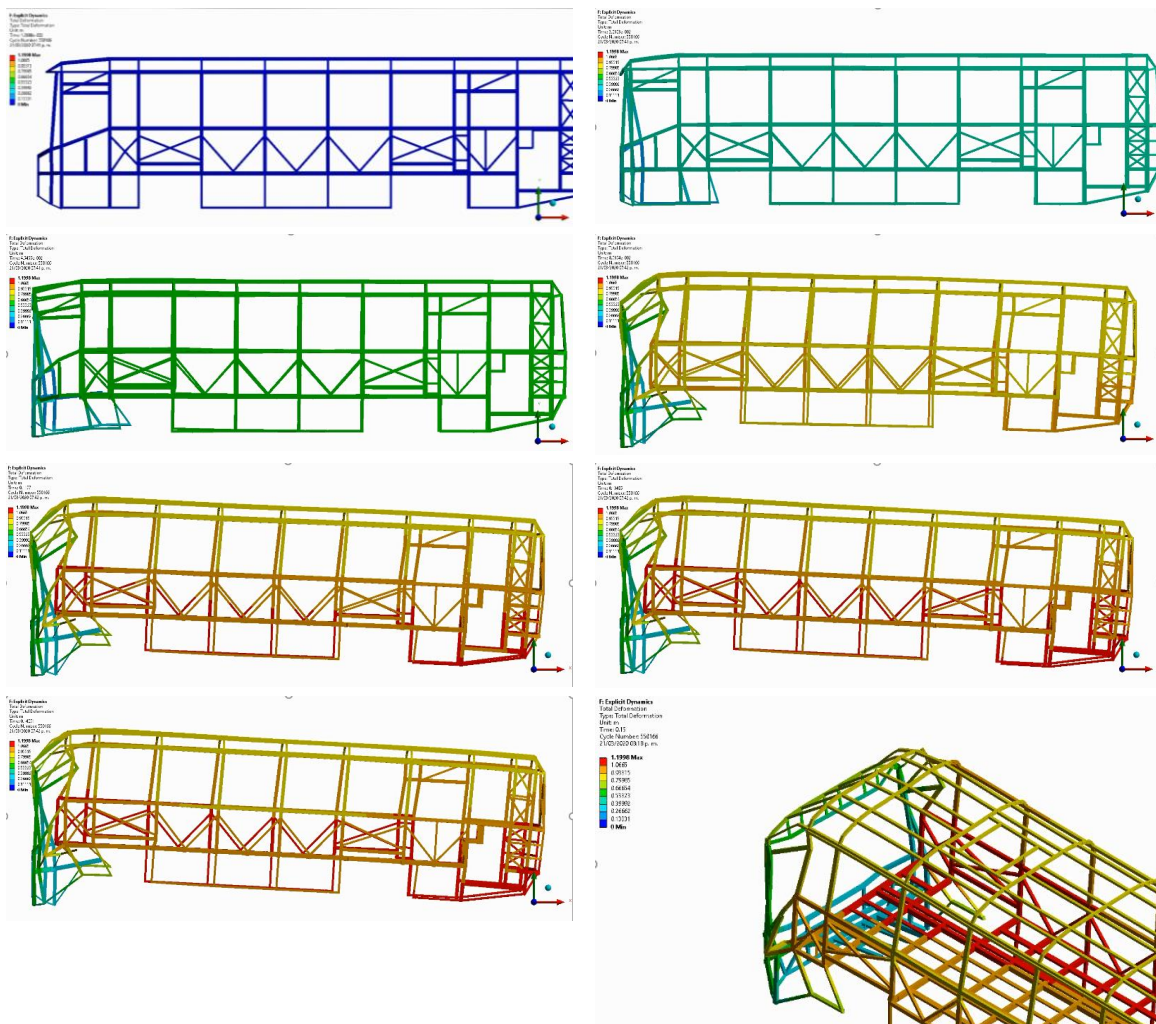


Figura 81 Resultados del ensayo de impacto frontal.

Con la finalidad de evaluar cualitativamente los resultados de la simulación con los resultados de la prueba realizada a un autobús de carrocería integral 2000 MCI 102EL3 Renaissance Series, hecho por Motor Coach Industries (MCI). La Figura 82 muestra la comparación a diferentes instantes de la prueba.


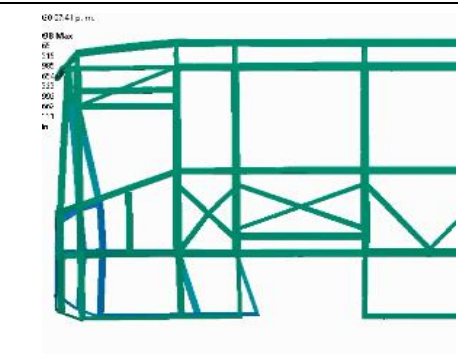

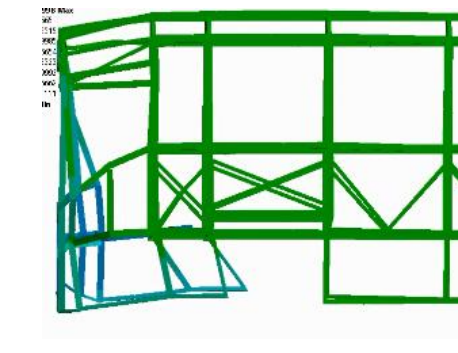

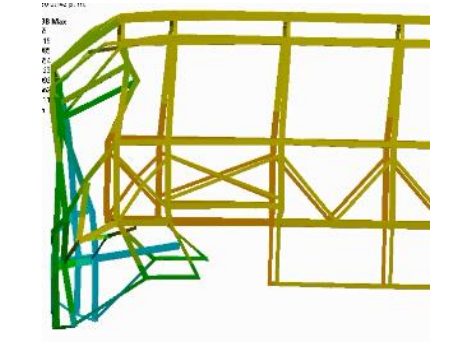

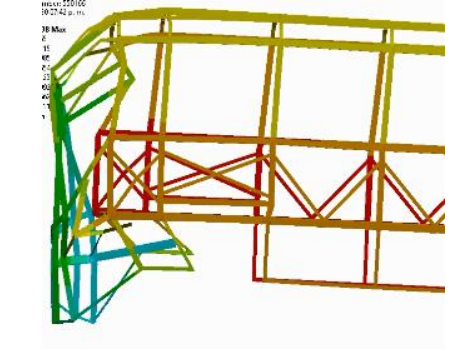
Tiempo [ms]	Prueba de impacto frontal	Simulación
23		
43		
90		
150		

Figura 82 Comparación de los resultados.

Conclusiones

A partir del análisis de los resultados es posible aportar algunas conclusiones, poner criterios a discusión y emitir algunas recomendaciones sobre la mejora de la carrocería. Se observa una fluctuación importante de los esfuerzos en el material de aporte de la unión soldada del submodelo, proveniente del análisis del piso. Además, la principal concentración de esfuerzos está localizada en la parte superior de la soldadura y en el caso de que esta no fuera correctamente aplicada, y con la presencia de defectos superficiales, implicaría que la unión se vería comprometida.

Por otro lado, ahora se conoce la posición de las concentraciones de esfuerzos y el tipo de cargas que afectan la integridad de la estructura, un arreglo de componentes longitudinalmente dispuestos como el que se muestra en el piso no es el mejor para la distribución de cargas, por lo que debe explorarse el uso de componentes diagonales que formen la impresión de campos triangulares como en la estructura lateral.

La carrocería de la unidad de transporte de pasajeros debe cumplir con las normas más estrictas en su fabricación y por esto la norma mexicana debe actualizarse para integrar el uso de pruebas bajo cargas dinámicas, ya que los esfuerzos que se presentan en estas condiciones son mayores, principalmente en los claros muy amplios como las puertas y en la unión del piso con la banca trasera.

Referencias

- [1] INEGI, «INEGI,» 28 04 2018. [En línea]. Available: https://www.inegi.org.mx/temas/estructura/default.html#Informacion_general.
- [2] Notimex, «Excelsior,» 04 Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://www.excelsior.com.mx/comunidad/2017/09/04/1186080#view-5>.
- [3] INEGI, «Instituto Nacional de Estadística y Geografía,» 20 Noviembre 2018. [En línea]. Available: <http://www.beta.inegi.org.mx/temas/transporteurb/>.
- [4] Secretaría de Economía Gobierno de México, «Secretaría de Economía,» [En línea]. Available: NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999. [Último acceso: 17 10 2019].
- [5] SECRETARÍA DE MOVILIDAD, «Manuales técnicos de seguridad, comodidad y fabricación de autobuses nuevos corto de,» GACETA OFICIAL DEL DISTRITO FEDERAL, Ciudad de México, 2014.
- [6] A. Palacio, G. Tamburroa, D. O'Neill y C. K. Simms, «Non-collision injuries in urban buses—Strategies for prevention,» *Accident Analysis & Prevention*, vol. 41, pp. 1-9, Enero 2009.
- [7] C. C. L. & G. N. Le, «Lightweight optimization of bus frame,» *WIT Transactions on Ecology and The Environment The Sustainable City*, pp. 1185-1196, 2012.
- [8] M. P. P. D. E. R. J. Karliński, «Strength analysis of bus superstructure according to Regulation No. 66 of UN/ECE,» *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, pp. 342-353, 2014.
- [9] D. S. Kumar, «Rollover Analysis of Bus Body Structure as Per AIS 031/ECE R66,» Bangalore, 2012.
- [10] M. A. G. Garcia, *Análisis estructural de un autobús de piso bajo continuo*, México, D. F. , 2013.
- [11] Dragan Sekulic, Vlastimir Dedovic, Srdjan Rusov, Slaviša Šalinic' y Aleksandar Obradovic, «Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom,» *Applied Mathematical Modelling*, vol. 37, pp. 8629-8644, 01 Octubre 2013.
- [12] C. Á. P. Y. B. F. César A. Chagoyén MéndezI, «Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus,» *Ingeniería Mecánica*, vol. 16, n° 2, pp. 161-170, 2013.
- [13] Prasannapriya. Chinta y D. Venugopal Rao, «A New Design and Analysis of BUS Body Structure,» *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, vol. 11, pp. 39-47, 09-10 2014.
- [14] E. A. J. C. S. K. S. Cardenas O. Damian M., «Propuesta de diseño estructural de carroceria para buses de servicio interprovincial,» Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, 2014.
- [15] E. Sarmiento, «Evaluación mediante ansys dela resistencia a la fatiga de uniones soldadas de carrocerías de vehículos de transporte,» Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2015.
- [16] K. Sreenath S, «Design and analysis of a bus body side frame.,» *International Journal of Mechanical And Production Engineering*, vol. 4, n° 4, pp. 2320-2092,, 04 04 2016.
- [17] D. Sekulic, V. Dedovic, S. Rusov, A. Obradovic y S. Salinic, «Definition and determination of the bus oscillatory comfort zones,» *International Journal of Industrial Ergonomics*, vol. 53, pp. 328-339, Mayo 2016.

- [18] D. Giagopoulos, A. Arailopoulos y S. Natsiava, «A model-based fatigue damage estimation framework of large-scale structural systems,» *Structural Health Monitoring*, vol. En prensa, pp. 1-14, 2019.
- [19] N. A. Jing-Xin, M. U. Wen-Long, Y. Zheng y S. Chuan-Liang, «Effect of welding process on local strength of T-joints in bus body frame,» *China J. Highw. Transp.*, vol. 31, n° 1, pp. 137-142, 2018.
- [20] O. Kurdi, I. Haryanto y I. Yulianti, «Side Collision Dynamic Analysis of Electric Bus Frame using Finite Element Method,» de *6th International Conference on Electric Vehicular Technology (ICEVT)*, Bali, Indonesia, 2019.
- [21] V. D. M. J. L. B. B. L. B. Antonio Gauchía*, «Modelo Simplificado para Evaluar la Torsión de un Autobús Urbano,» *Información Tecnológica*, vol. 17, n° 6, pp. 21-26, 2006.
- [22] A. G. Babé, Modelo de torsión de la superestructura de un autobús, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2006.
- [23] E. M. C. Antonio, Análisis estructural basado en simulación por el método de elementos finitos de una carrocería de bus interprovincial sometida a prueba de impacto lateral para determinar la geometría y materiales aplicables que garanticen la seguridad de los pasajeros., Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas, 2016.
- [24] R. W. Fitzgerald, Mecanica De Materiales, México : Alfaomega, 1996.
- [25] R. L. Mott, «Columns,» de *Resistencia de materiales aplicada*, México, Prentice hall, 2000, pp. 513-523.
- [26] W. D. Callister, Introduccion a la Ciencia e Ingenieria de los Materiales, Barcelona: Reverté S. A., 2007.
- [27] ASTM, Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing., West Conshohocken PA: ASTM, 2013.
- [28] AWS, «Código de soldadura estructura,» AWS, Danvers, 2016.
- [29] A. F. R. R. S. H. O. F. Ralph I. Stephens, Metal Fatigue in Engineering, New York: John Wiley Inc., 2001.
- [30] R. D. Cook, Finite Element Modeling For Stress Analysis, New York: John Wiley y Sons, Inc., 1994.
- [31] D. V. Hutton, Fundamentals of Finite Element Analysis, McGraw-Hill , 2004.
- [32] R. G. B. y. J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Mc Graw Hill, 2008.
- [33] SolidWorks, 21 Noviembre 2018. [En línea]. Available: http://help.solidworks.com/2018/spanish/solidworks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm.
- [34] S. R. D. Santana, Formulación de un elemento finito tipo viga Timoshenko. Implementación de un modelo numérico para el análisis dinámico de problemas de interacción suelo-estructura, Las Palmas de Gran Canaria: Universidad de las Palmas de Gran Canaria, 2013.
- [35] J. N. Reddy., «THE TIMOSHENKO BEAM AND,» de *An Introduction to the Finite Element Method*, New York, MacGraw Hill, 2005, pp. 177-181.
- [36] A. S. Vargas, El metodo del elemento Finito en la solucion de problemas de transferencia de calor en una dimension, San nicolas de los garza: Universidad Autónoma de Nuevo Leon , 1999.

- [37] T. N. M. Pérez, El metodo del elemento finito aplicado en la solucion de problemas de mecanica de materiales en una dimension, Nicolas de los garza: Universidad Autónoma de Nuevo León, 1998.
- [38] ANSYS, Introduction to ANSYS Meshing, ANSYS, 2012.
- [39] Gaceta Oficial del Distrito Federal, *Aviso por el que se expiden los manuales técnicos de seguridad accesibilidad.*, Distrito Federal: Secretaría de Movilidad, 2014.
- [40] Comité Consultivo Nacional de Normalización de Transporte Terrestre, NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999,TRANSPORTE TERRESTRE-SERVICIO DE AUTOTRANSPORTE ECONÓMICO Y MIXTO-MIDIBÚS-CARACTERÍSTICAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y DE SEGURIDAD., Ciudad de México: Diario Oficial de la Federación, 1999.
- [41] J. C. y. C. S. F. McCormac, Diseño de Estructuras de Acero., Alfaomega: México, 2013.
- [42] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, VEHICULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUERIMIENTOS, QUITO: NORMA TÉCNICA ECUATORIANA, 2009.
- [43] T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics., Warrendale, PA: SAE, 1992.
- [44] F. P. J. E. R. M. Beer, Mecánica vectorial para ingenieros ESTÁTICA, México : McGraw Hill, 2010.
- [45] Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa, Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos de grandes dimensiones para el transporte de pasajeros por lo que respecta a la resistencia de su superestructura, Europa: Diario Oficial de la Unión Europea, 2011.
- [46] Instituto Mexicano del Transporte, «Capacidad del transporte Publico en autobuses Interurbanos y suburbanos,» Secretaria de Comunicaciones y Transportes, Querétaro, Qro, 1992.
- [47] J. I. C. Díez, Estudio mediante simulink y ansys del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2009.
- [48] NATS, 20 Noviembre 2018. [En línea]. Available: <http://nats.sct.gob.mx/ir-a-las-tablas-2/tabla-3-la-seguridad-en-el-transporte/tabla-3-1-muertes-en-accidentes-segun-modo-de-transporte/>.
- [49] D. G. Cuasapud Puente, Análisis Estructural A Cargas De Impacto Posterior Por Alcance De Un Bus Interprovincial Mediante El Método De Elementos Finitos., UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK.
- [50] C. O. V. Santiago, ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA CARROCERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL BASADO EN SIMULACIÓN VIRTUAL DE IMPACTO FRONTAL Y POSTERIOR PARA VERIFICAR MATERIALES Y GEOMETRÍAS DE CONSTRUCCIÓN, Latacunga : Universidad de las Fuerzas armadas, 2017.
- [51] J. R. M. Joshue, Diferencia entre los codigos ASD y LRFD adaptandose al IMCA, Aguascalientes: Universidad Autónoma de Aguascalientes , 2016.

Anexo A. Artículo presentado en el XXVI Congreso Anual de la SOMIM

MEMORIAS DEL XXVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2020 MORELIA, MICHOACÁN, MÉXICO

Tema A1 Diseño Mecánico: Análisis de esfuerzo

Análisis numérico a la estructura de un autobús sobre chasis bajo el método ASD

Adanel Albino Alamilla Ramírez, Luis Manuel Palacios Pineda, Mario Emigdio Rodríguez, Castillo*

Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México Pachuca km 87.5, Col. Venta Prieta, 42080, Pachuca, Hidalgo, México.

* Autor de contacto: luis.pp@tpachuca.tecnm.mx

RESUMEN

En este trabajo se presenta el estudio del estado de esfuerzos en la estructura principal de la carrocería de un autobús sobre chasis. Se presenta el modelo de elemento finito de la estructura, se utilizan elementos tipo viga en los que se aplican las cargas correspondientes a diferentes condiciones de operación consideradas en el estudio. Se utiliza el método de diseño por esfuerzos permisibles (ASD) utilizado en la norma técnica ecuatoriana NTE-INEN 1323:2009. En las condiciones de carga que se evalúan se considera a pasajeros con una masa promedio de 70kg, una velocidad máxima del vehículo de 25m/s, una aceleración de 4 m/s² y un peso vehicular de 8000 kg.

Palabras Clave: Películas delgadas, Tratamientos de superficie, Bombardeo iónico, ..., Máximo de 6 (seis) palabras clave.

ABSTRACT

(Abstract in English. Maximum 150 words.(Time New Roman 10))

This work presents the study of the stress state in the main structure of the body of a bus on chassis. The finite element model of the structure is presented, beam-type elements are used in which the loads corresponding to different operating conditions considered in the study are applied. The permissible stress design method (ASD) used in the Ecuadorian technical standard NTE-INEN 1323: 2009 is used. In the load conditions evaluated, passengers with an average mass of 70kg, a maximum vehicle speed of 25m / s, an acceleration of 4m / s² and a vehicle weight of 8000kg are considered.

Keywords: Thin films, Surface treatments, Ionic bombardment, ..., Maximum of 6 (six) keywords.

1. Introducción

Debido a sus múltiples cualidades como la alta resistencia, uniformidad, elasticidad, durabilidad, tenacidad, ductilidad, etc. el acero es ampliamente utilizado en la construcción de estructuras, medios de transporte motorizados, componentes de herramientas y hasta en accesorios comunes como los de uso doméstico.

El método ASD (*Allowable Stress Design* - diseño por esfuerzos permisibles) se utiliza para obtener un margen numérico aceptable entre la resistencia y la carga con el objetivo de evitar una respuesta estructural inadecuada. [1]

La estructura de un autobús es el conjunto de elementos mecano-soldados que se integra con un chasis para resistir las cargas generadas durante su vida útil y proporcionar una unidad de transporte segura para los usuarios.

La estructura de un autobús es sometida a una serie de pruebas dinámicas y estáticas, que ofrecen certidumbre sobre la resistencia de los componentes. El paso exitoso de la estructura por estas pruebas permiten salvaguardar la integridad física de los usuarios. Estas pruebas son: las de impacto frontal, posterior, [2] lateral [3] y de vuelco [4] además de aquellas que solicitan las metodología de diseño ASD [5] y LRFD (*Load and Resistance Factor Design* – Factor de diseño por carga y resistencia).

El presente trabajo tiene como objetivo el determinar el estado de la carrocería a partir de la aplicación del método ASD contenido en la norma EC.NTE.1323.2009. Para lo cual se genera un modelo de elemento finito en 3D para representar la estructura del autobús, misma que se acopla a un chasis con distancia entre ejes de 4.7 m que es el desarrollado y construido en México. Posteriormente, se genera una simplificación numérica haciendo uso del elemento viga y se realiza el análisis bajo las condiciones de carga requeridas por el método ASD.

2. Carrocería de un autobús

La estructura de un autobús es el conjunto de elementos estructurales que soportan las cargas de la carrocería [6], [7] al que van sujetas todas las partes como accesorios y revestimientos; las hay de 3 tipos: a) estructura integral, la cual contiene todos los elementos de fijación de los sistemas que componen el chasis; b) la estructura semi-integral, donde el chasis esta subdividido en secciones, delantera y trasera, las cuales se unen mediante perfiles de la estructura principal que permiten generar un espacio intermedio lo suficientemente grande para ser usado en el montaje de tanques de gas y/o cajuelas intermedias; y por último, se tiene c) la estructura sobre chasis [8], donde el chasis se une por medio de largueros con la carrocería por medio de cargadores que se atomillan o remachan a la estructura. La Figura 1 muestra los componentes de una estructura de autobús del tipo estructura sobre chasis.



Figura 1-Estructura de autobús urbano del tipo: Estructura sobre chasis.

La estructura principal de un autobús sobre chasis esta subdividida como se muestra en la Figura 2 y con los nombres mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1 – Nombres de los sub-ensables

Numero	Nombre
1	Estructura frontal
2	Estructura piso
3	Estructura lateral derecha
4	Estructura lateral izquierda
5	Estructura superior/toldo
6	Estructura banca trasera
7	Estructura posterior

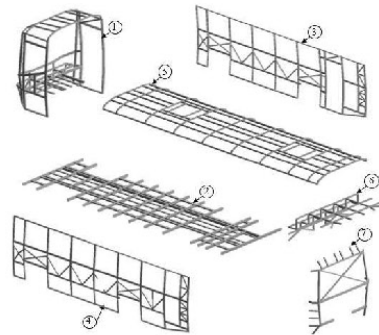


Figura 2-Componentes de la estructura principal.

3. Metodología de análisis

Se desarrolla un modelo tridimensional de una estructura principal para un chasis de 4.7 m de largo. Se obtienen las dimensiones y sus respectivas coordenadas para generar el modelo de elemento finito con elementos tipo viga. A cada uno de los elementos se les asigna la sección transversal de acuerdo con los perfiles estructurales utilizados en la fabricación de la estructura principal. Se realiza un análisis numérico en el que se aplican las combinaciones de cargas de arrastre, aceleración, frenado, giro, muertas y vivas; como se define el método ASD establecido por la norma ecuatoriana EC.NTE.1323.2009 (Norma técnica para vehículos automotores, requisitos para carrocerías de buses) y verificar la resistencia de la estructura con los perfiles seleccionados y el material usado.

3.1. Modelo computacional de la estructura

La Figura 3 se muestra el modelo con los elementos de perfiles estructurales de 3" x 2", 1 1/2" x 2", 1 1/2" x 1 1/2", 2 1/2" x 1 1/2", 2" x 1" y 3 x 1 1/2" en calibres 11, 12 y 14 de acero AISI 1008 galvanizado.

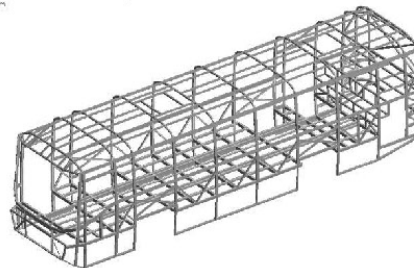


Figura 3-Estructura principal del autobús.

3.2. Condiciones de carga.

Para poder aplicar las condiciones de frontera en el modelo de elemento finito es necesario determinar las cargas para cada caso de análisis. Además, es necesario restringir los grados de libertad del modelo de la estructura principal con el fin de representar la unión con el chasis. La Figura 4 presenta las condiciones de frontera que representan la unión con el chasis de vehículo.

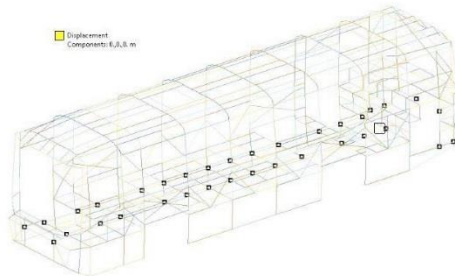


Figura 4-Puntos de restricción en la unión con el chasis.

Cargas Muertas (M): Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones operativas y ya que no se complementa el diseño se toma como referencia el peso máximo que recomienda la gaceta de SEMOVI (Secretaría de Movilidad de la Ciudad de México) [8] y que corresponde a 8700 kg y que se distribuye en toda la estructura, tal como se ilustra en la Figura 5. En términos del modelo computacional, lo anterior representa aplicar la carga distribuidas en 939 líneas que constituyen el modelo.

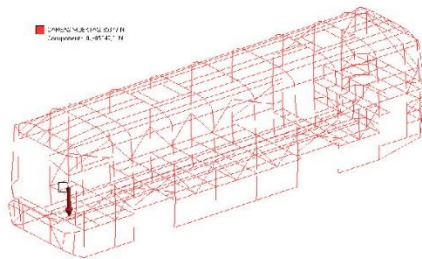


Figura 5-Cargas muertas aplicadas a toda la estructura.

Cargas Vivas (V): las cargas vivas son la representación de los 85 pasajeros con un peso promedio de 70 kg por persona que ocupan el área asignada como habitáculo del autobús y se aplican como una fuerza con una dirección vertical en todo el piso frontal. Lo que representa 58.37 kN aplicado a 260 líneas como se muestra en la Figura 6 [9].

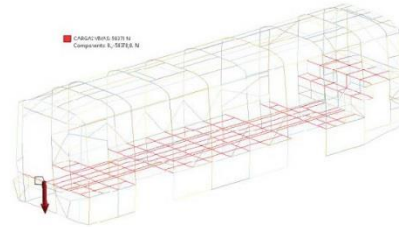


Figura 6-Cargas vivas aplicadas al piso y banca trasera de la estructura.

Cargas de giro (G): corresponde a la fuerza producida por la aceleración centrífuga, generada durante el giro de un vehículo. Para la determinación de esta carga se considera el radio de giro y la masa de la unidad. Para esta condición se considera una masa de 14650 kg y una velocidad de 90 km/h o 25m/s con un un radio de giro de 350m, lo que representa un total de 26.16 kN aplicados a una lateral del autobús conformado en el modelo por 158 líneas, tal como se muestra en la Figura 7 [5].

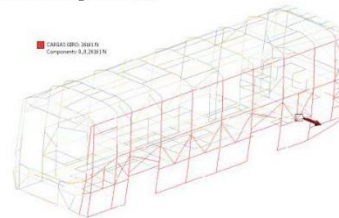


Figura 7 -Cargas de giro aplicadas al costado izquierdo de la estructura.

Cargas de Frenado (F) y Aceleración brusca (Ab): Corresponden a la fuerza producida por la desaceleración durante el frenado del vehículo en condiciones operativas. Se considera una masa 14650 kg con una desaceleración constante de 4 m/s² aplicados a los puntos de unión de las laterales con el toldo y el piso en dirección al frente en frenado y opuesta al movimiento de la unidad. En esta condición se aplican 58.6 kN aplicados como ilustra Figura 8.

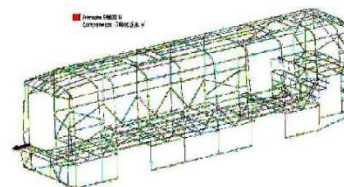


Figura 8-Cargas de frenado aplicados en las uniones de las laterales con el toldo y el piso.

Cargas de Resistencia al aire Frontal (Raf): este tipo de cargas es la que se produce por la velocidad del aire de 25m/s que choca de frente con el área correspondiente a la proyección de la sección transversal tomando como coeficiente de 0.7 que produce una carga de 18.41 kN aplicado a 90 líneas del modelo y que se muestra en la Figura 9.

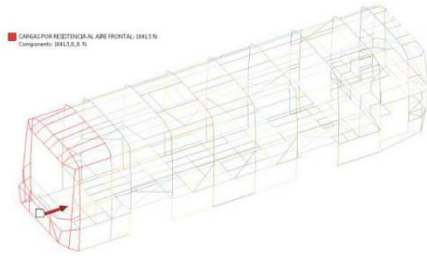


Figura 9-Cargas por resistencia al aire frontal, aplicada a los elementos de la proyección frontal.

Las condiciones de carga que se aplican de manera simultánea durante el análisis, son las especificadas por el método ASD [9] en donde se hacen combinaciones o casos de estudio con las diferentes cargas previamente presentadas como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2 – Combinaciones de cargas para el método ASD. [11]

Caso de estudio	Cargas
1	M
2	M + V
3	M+V+G
4	M+V+F
5	M + V + F + Raf
6	M + V + Raf
7	M + V + Ab
8	M + V + Ab + Raf

En la tabla 3 se muestra el concentrado de las cargas a usarse y el valor en N.

Tabla 3 – Concentrado de tipos de carga y su valor.

Tipo de carga	Valor (kN)
Carga Muerta	85.35
Carga Viva	58.37
Carga de giro	26.16
Carga de Frenado	58.60
Carga por Aceleración brusca	58.60
Carga por resistencia al aire frontal	18.41

3.3. Discretización de la estructura.

Se genera una discretización en el módulo CAE del software de análisis numérico haciendo uso de los elementos del tipo

viga para poder reducir el costo computacional de la simulación. Se definen las secciones transversales requeridas para cada componente y se asigna como material el acero AISI 1008. El modelo de elemento finito está constituido por 1692 vértices en 939 líneas que forman 753 cuerpos que constituyen la estructura mostrada en la Figura 10 [11].

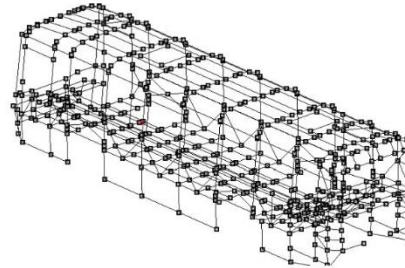


Figura 10-Simplificación numérica de la estructura con elementos viga.

Se genera una discretización con 9122 nodos y 4775 elementos de tipo viga como se muestra en la Figura 11 [12].

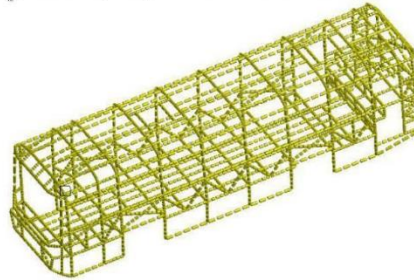


Figura 11-Mallado de la estructura.

4. Resultados

El modelo simplificado en elementos viga se somete al análisis numérico a través de los 8 casos de carga mostrados en la metodología y se presentan los resultados de esfuerzo combinado máximo para cada caso y el esfuerzo de von-miseses.

4.1. Caso 1

Utilizando la definición de cargas de la tabla 1 se presentan las condiciones de Frontera como se muestra en la Figura 12.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 37.72 MPa como se muestra en la Figura 13.

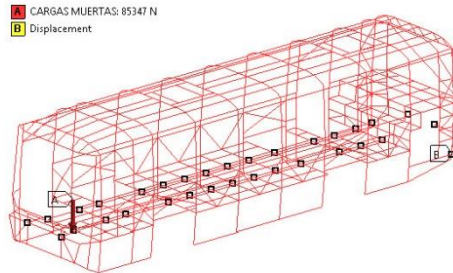


Figura 12- Condiciones de frontera y carga para el caso 1.

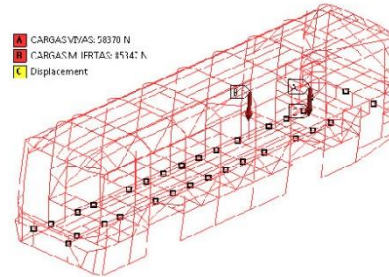


Figura 15- Condiciones de frontera y de carga para el caso 2.

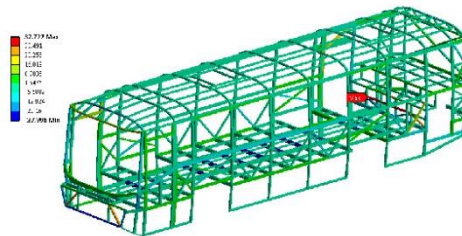


Figura 13- Resultado de esfuerzo directo para el caso 1.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 14 con un valor de 84.41MPa.

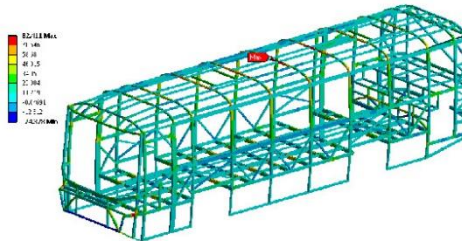


Figura 14 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 1.

4.2. Caso 2

Caso 2 se genera el análisis numérico en el que se usan las cargas muertas con valor de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N y las condiciones de Frontera como se muestra en la Figura 15.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 44.469MPa como se muestra en la Figura 16.

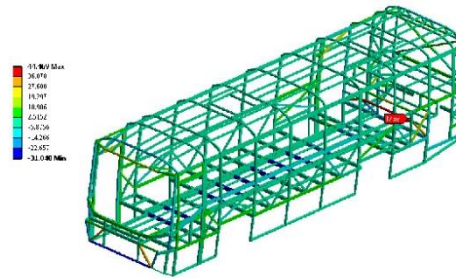


Figura 15 Resultado de esfuerzo directo para el caso 2.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 17 con un valor de 96.869MPa.

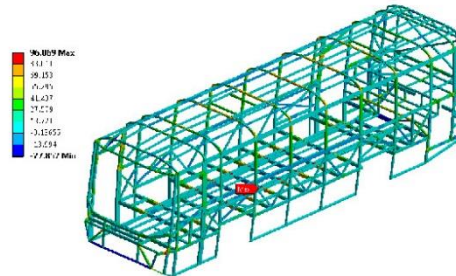


Figura 16 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 2.

4.3. Caso 3

Se genera el análisis numérico para el caso 3 de la estructura principal en el que se usa el valor de la carga muerta en la estructura de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, de giro de 26 160.71N y las condiciones de frontera como se muestra en la Figura 18.

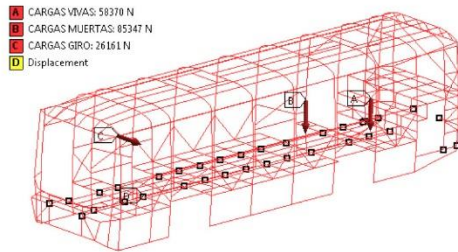


Figura 17- Condiciones de frontera y carga para el caso 3.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 45.911MPa como se muestra en la Figura 19.

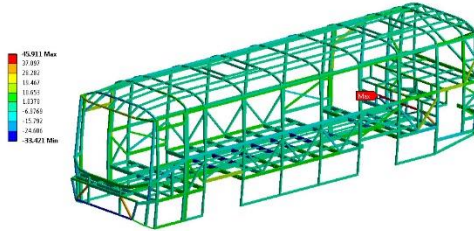


Figura 18- Resultado de esfuerzo directo para el caso 3.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 20 con un valor máximo de 133.35MPa.

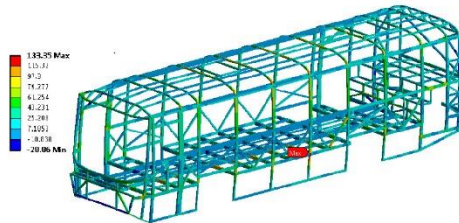


Figura 19 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 3.

4.4. Caso 4

Caso 4 se genera el análisis numérico en el que se aplican las cargas muertas con valor de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, frenado de 58 600N y las condiciones de frontera como se muestra en la Figura 21.

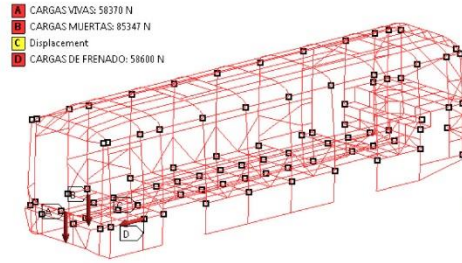


Figura 20- Condiciones de frontera y carga para el caso 4.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 43.783MPa como se muestra en la Figura 22.

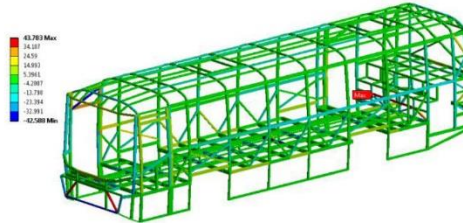


Figura 21- Resultado de esfuerzo directo para el caso 4.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 23 con un valor de 161.22MPa.

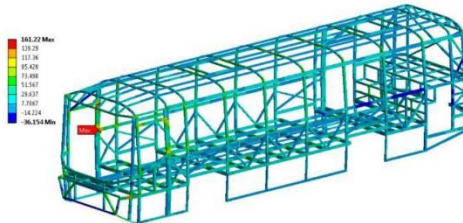


Figura 22 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 4.

4.5. Caso 5

Se genera el análisis numérico de la estructura principal en el que se usa el valor de las cargas muertas de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, cargas de frenado de 58 600N, las cargas de resistencia del aire frontal con valor de 1841.54N y las condiciones de frontera; tal y como se muestra en el caso 5 y se ilustra en la Figura 24.

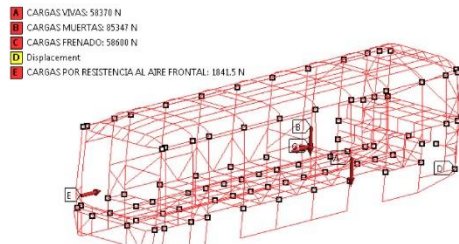


Figura 23- Condiciones de frontera y carga para el caso 5.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 43.809MPa como se muestra en la Figura 25.

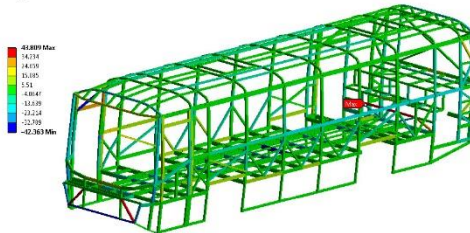


Figura 24- Resultado de esfuerzo directo para el caso 5.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 26 con un valor máximo de 157.34MPa.

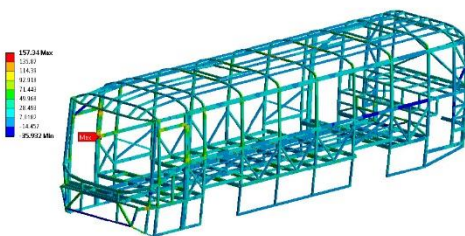


Figura 25 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 5.

4.6. Caso 6

Caso 6 se genera el análisis numérico en el que se aplican las cargas muertas con valor de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, las cargas de resistencia del aire frontal con valor de 1841.54N y las condiciones de frontera como se muestra en la Figura 27.

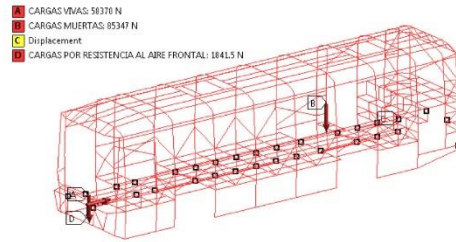


Figura 26- Condiciones de frontera y de carga para el caso 6.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 44.626MPa como se muestra en la Figura 27.

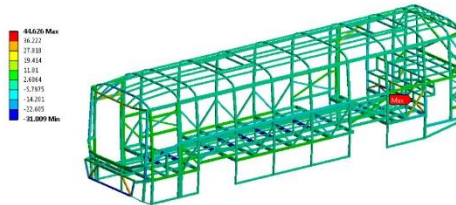


Figura 27- Resultado de esfuerzo directo para el caso 6.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 29 con un valor de 96.945MPa.

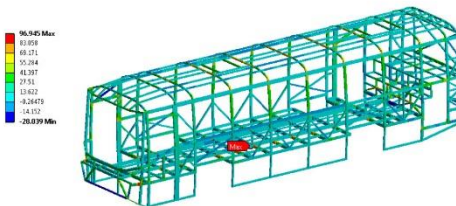


Figura 28 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 6.

4.7. Caso 7

Se genera el análisis numérico de la estructura principal en el que se usa el valor de las cargas muertas de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, cargas de aceleración brusca de 58 600N y las condiciones de frontera; tal y como se muestra en el caso 7 y se ilustra en la Figura 30.

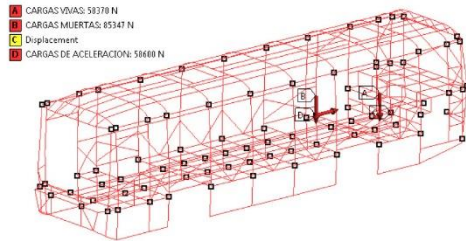


Figura 29-Condiciones de frontera y carga para el caso 7.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 45.834 MPa como se muestra en la Figura 31.

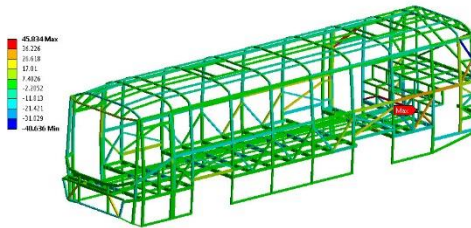


Figura 30-Resultado de esfuerzo directo para el caso 7.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 32 con un valor máximo de 166.02MPa.

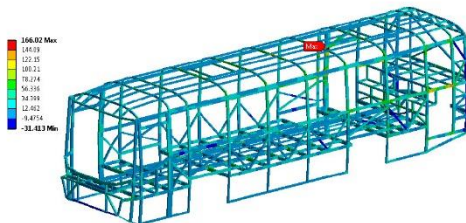


Figura 31 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 7.

4.8. Caso 8

Caso 8 se genera el análisis numérico en el que se aplican las cargas muertas con valor de 85 347N, las cargas vivas de 58 370N, las cargas de resistencia del aire frontal con valor de 1841.54N, cargas de aceleración brusca de 58 600N y las condiciones de frontera como se muestra en la Figura 33.

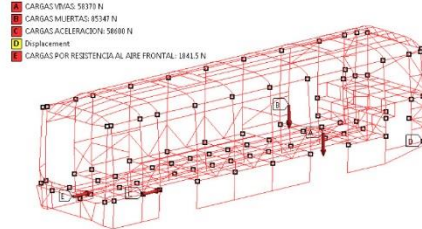


Figura 32-Condiciones de frontera y de carga para el caso 8.

Se obtiene el resultado de esfuerzo directo para el caso uno, teniendo como valor de 45.82MPa como se muestra en la Figura 34.

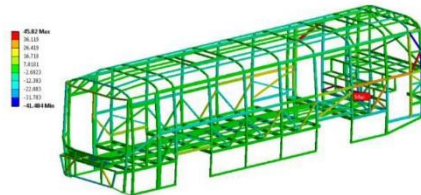


Figura 33-Resultado de esfuerzo directo para el caso 8.

Y se obtiene el valor de esfuerzo de von mises como se muestra en la Figura 35 con un valor de 168.54MPa.

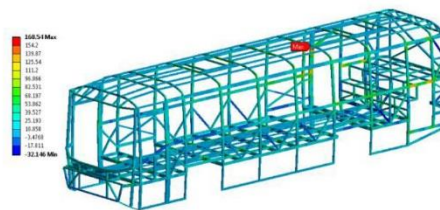


Figura 34 Resultado del esfuerzo de von mises para el caso 6.

Se presenta en la tabla numero 4 el concentrado de los resultados obtenidos en el análisis numérico.

Tabla 4 – Combinaciones de cargas para el método ASD.

Combinación	Esfuerzo Directo MPa	Esfuerzo Von mises MPa
1	37.72	84.41
2	44.469	96.869
3	45.911	133.35
4	43.783	161.22
5	43.809	157.34
6	44.626	96.945
7	45.834	166.02
8	45.82	168.54

Donde la combinación número 5 presenta la mayor concentración de esfuerzos y mayor deformación.

5. Conclusión

Generar el modelo de elemento finito con elementos tipo *Beam* (viga) ha dado resultados sin requerir de un equipo de cómputo bastante avanzado bajo las condiciones de carga establecidas con el uso del método ASD que, aunque es desarrollado para el análisis de estructuras de edificios, es factible ya que la estructura de la carrocería de un autobús sobre chasis es sometida a un conjunto de cargas similares. Se observa que para las condiciones consideradas el material seleccionado no se ve comprometido ya que la combinación con mayor esfuerzo es la 8 que son las cargas muertas, vivas, aceleración y resistencia al aire frontal; sin embargo es de considerar que no se toma en cuenta el peso real de la unidad, la rigidez que otorgan todos los componentes además de las puertas es lo que finalmente proporciona una unidad integral además que la rigidez que los paneles laterales, superiores y del piso que pueden aportar; sin embargo se debe hacer uso de un análisis localizado para corroborar este dato ya que es importante incluir el efecto de la soldadura y de confirmarse el dato modificar los espesores, tipo de material y/o arreglo para disipar los esfuerzos. Además, se ha verificado que la metodología utilizada permite mostrar datos que se deben tomar en cuenta para la selección de materiales de los revestimientos para que las deformaciones no afecten su estructura y tratar de que los soportes usados sirvan como refuerzos que hagan más rígida la estructura. Por último, es importante mencionar que este es un análisis de los variados que se deben generar para cumplir con las pruebas requeridas por la Gaceta de SEMOVI en las que contempla la prueba de vuelco contenida en la norma europea ECE R66.

REFERENCIAS

- [1] J. C. y. C. S. F. McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, México : Alfaomega, 2013.
- [2] C. O. V. Santiago, ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA CARROSERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL BASADO EN SIMULACIÓN VIRTUAL DE IMPACTO FRONTAL Y POSTERIOR PARA VERIFICAR MATERIALES Y GEOMETRÍAS DE CONSTRUCCIÓN, Latacunga : Universidad de las Fuerzas armadas, 2017.
- [3] E. M. C. Antonio, ANÁLISIS ESTRUCTURAL BASADO EN SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA CARROSERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL SOMETIDA A PRUEBA DE IMPACTO LATERAL PARA DETERMINAR LA GEOMETRÍA Y MATERIALES APLICABLES QUE GARANTICEN LA SEGURIDAD DE LOS PASAJEROS, Latacunga : Universidad de las Fuerzas Armadas, 2016.
- [4] J. M. D. Sanchez, «Comparativa de modelos de simulacion de vuelco de autobuses segun los procedimientos del reglamento 66.» Universidad Politecnica de Madrid, Madrid, España, 2016.
- [5] D. M. Cárdenas Orellana, J. C. Escudero Astudillo y K. S. Quizhpi Salamea, PROPUESTA DE DISEÑO ESTRUCTURAL DE CARROSERÍA PARA BUSES DE SERVICIO INTERPROVINCIAL., Cuenca : Universidad Politecnica Salesiana , 2014.
- [6] Comité Consultivo Nacional de Normalización de Transporte Terrestre, TRANSPORTE TERRESTRE-SERVICIO DE AUTOTRANSPORTE ECONÓMICO Y MIXTO-MIDIBÚS-CARACTERÍSTICAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y DE SEGURIDAD., Ciudad de México: Diario Oficial de la Federación , 1999.
- [7] Volvo buses, «Volvobuses.mx.» 2019. [En línea]. Available: <https://www.volvobuses.mx/es-mx/our-offering/chassis/volvo-b290r.html>. [Último acceso: 21 11 2019].
- [8] SECRETARÍA DE MOVILIDAD, «Manuales técnicos de seguridad, comodidad y fabricación de autobuses nuevos corto de.» GACETA OFICIAL DEL DISTRITO FEDERAL, Ciudad de México, 2014.
- [9] Instituto Mexicano del Transporte, «Capacidad del transporte Publico en autobuses Interurbanos y suburbanos.» Secretaria de Comunicaciones y Transportes, Querétaro, Qro, 1992.

MEMORIAS DEL XXVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2020 MORELIA, MICHOACÁN, MÉXICO

- [10] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, VEHICULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUERIMIENTOS, QUITO: NORMA TÉCNICA ECUATORIANA, 2009.
- [11] J. R. M. Joshue, Diferencia entre los codigos ASD y LRFD adaptandose al IMCA, Aguascalientes: Universidad Autónoma de Aguascalientes , 2016.
- [12] SolidWorks, 21 Noviembre 2018. [En línea]. Available: http://help.solidworks.com/2018/spanish/solidworks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm.
- [13] ANSYS, Introduction to ANSYS Meshing, ANSYS, 2012.

Anexo B. Artículo presentado en el XXVI Congreso de la SOMIM

MEMORIAS DEL XXVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2020 MORELIA, MICHOACÁN, MÉXICO

Tema A1 Diseño Mecánico: Análisis de esfuerzo

Análisis en la unión soldada de la estructura piso de un autobús urbano

Adanel Albino Alamilla Ramírez, Luis Manuel Palacios Pineda, Mario Emigdio Rodríguez, Castillo*

Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México Pachuca km 87.5, Col. Venta Prieta, 42080, Pachuca, Hidalgo, México.

*Autor de contacto: luis.pp@pachuca.tecnm.mx

RESUMEN

En este trabajo se presenta un estudio del estado de esfuerzos que guarda la unión soldada de la estructura-piso de un autobús urbano. Partiendo del modelo matemático de la estructura piso, haciendo uso de elementos viga sucesivamente se aplica la técnica de sub-modelado para llegar hasta un análisis detallado de la junta soldada de la estructura-piso que está sujeta a mayores condiciones de esfuerzo. La condición de carga que se evalúa considera a los usuarios con una masa de 70 kg y las cargas producto de la interacción con las estructuras que conforman la carrocería sobre el piso-estructura del autobús.

Palabras Clave: Carrocería de autobús, sub-modelado, esfuerzos en uniones soldadas.

ABSTRACT

This work deals with stress state on a welded joint in the city bus structure-floor. A complete bus floor-body structure is built using a finite element model using beam elements, then the sub modelling technique is applied successively to obtain the detailed stress distribution on the floor-body welded joint that is subjected to the most critical condition. The considered load case takes the passengers with a mass of 70 kg and the loads transferred from the other body components to the bus floor-structure.

Keywords: Bus framework, sub-modelling, stresses state on welded joints.

1. Introducción

En México, el crecimiento de la población en las principales ciudades ha generado un aumento en la demanda de transporte urbano [1].

Después de la inauguración del Sistema de transporte colectivo (metro) en la década de los 70's con 12 660 km [2] fue necesario implementar un tipo de transporte que alimentara a cada estación por lo que entraron las líneas de autobuses urbanos y suburbanos por su flexibilidad para el cambio de ruta y carga de pasajeros que oscila entre los 20 y los 190 por unidad, siendo este el número máximo que físicamente se pueden acomodar en sus 8 clases, en las cuales se pueden observar desde unidades de tipo microbús hasta unidades articuladas. [3] mediante la Red de Transporte de Pasajeros se transporta en promedio a 393 000 personas por mes [4] por lo cual es necesario proporcionar un servicio constante, pues el aumento de la cantidad de

usuarios por viaje y las condiciones de un trayecto accidentado generan que la carrocería se vea comprometida en su vida útil.

El propósito de este trabajo es determinar el comportamiento de la estructura piso de la carrocería de un autobús suburbano bajo cargas estáticas extremas, mediante el análisis numérico con el fin de identificar la junta cuya concentración de esfuerzos es mayor. Así mismo se pretende analizar la junta anteriormente identificada bajo la técnica del submodelo de elemento finito, una vez obtenida esta información verificar si es adecuada para la aplicación y se podrán tomar decisiones si requiere mejoras y así incrementar su vida útil o poder optimizar las propiedades topológicas de los elementos que lo constituyen.

La importancia del análisis del piso en unidades del tipo urbano sobre chasis se debe a que tiene que soportar las cargas verticales que se generan por el peso de, estructuras laterales, superior, ventanillas, revestimientos, portabultos, asientos, aire acondicionado, los pasajeros, entre otros.

2. Carrocería de un autobús

Se entiende por autobús al vehículo automotor de seis o más llantas de estructura integral o convencional diseñado para el traslado de pasajeros.

Un autobús está compuesto por un chasis y una carrocería como se muestra en la figura 1.

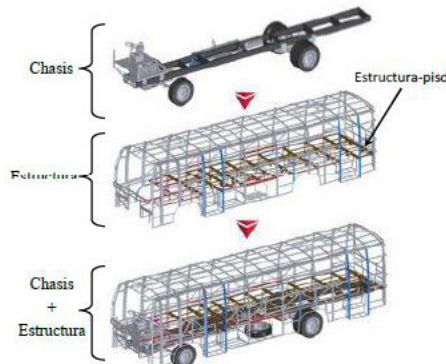


Figura 1-Unión chasis y carrocería de un autobús urbano.

Al igual que de los cargadores que van unidos al chasis cuya función es evitar la unión soldada entre el chasis y la carrocería ya que se une a los largueros mediante tornillos o mediante remaches dependiendo del desarrollo de la empresa dedicada a la fabricación de la carrocería y las recomendaciones del fabricante del chasis esto en las unidades sobre chasis o semi-integrales ya que las unidades de tipo integral, la estructura es provista de los elementos de sujeción para los componentes del tren motriz, ejes suspensión, etc..

En particular la estructura-piso actúa como elemento en cantiléver en los extremos ya que en la parte central está apoyado directamente sobre los cargadores que se unen hacia los largueros del chasis.

Dicha carrocería está diseñada y contempla los accesos para el mantenimiento del chasis y principalmente las distancias entre ejes, ya que deberá dar espacio y fácil acceso para las llantas y la distribución de tanques de combustible, filtros, suspensión y líneas de distribución de fluidos específicamente para un chasis en particular. La distribución de los componentes de cada chasis es diferente, por ejemplo, Volvo en su chasis B8R 4x2 mantiene una distancia entre ejes de 4.5 m, mientras que Dina Camiones en su chasis Linner Diesel mantiene una distancia entre ejes de 4.7 m y el fabricante Mercedes Benz en su modelo Turismo K & Turismo RH/RH M tiene una distancia entre ejes de 4.985 m. Todos los anteriores autobuses urbanos, la estructura

destinada para el análisis numérico contempla una distancia entre ejes de 4.7m

3. Metodología de análisis

Se construye un modelo de elemento finito de la estructura-piso del autobús utilizando elementos viga. En este modelo se aplican las cargas que esta estructura recibe de los demás componentes del autobús y se pretende detectar la junta soldada o elementos que se encuentre con el mayor nivel de esfuerzo. Una vez detectada la zona de mayor esfuerzo se construye un sub modelo de elementos sólidos que considere la zona cercana al esfuerzo máximo, para que finalmente, y con la ayuda de un segundo submodelo se pueda determinar la variación del esfuerzo a lo largo de la dirección transversal de la junta soldada o el elemento, ya que esto permitirá ver si es dicha concentración es en el material base o en el material de aporte ya que esto permitirá comparar con los valores de resistencia.

3.1. Teoría de vigas de Timoshenko

A continuación, se presentan las ecuaciones que rigen la solución del análisis del modelo matemático de la viga de Timoshenko. [5]

Las ec. (1)-(2) describen la teoría de viga Timoshenko representa la rotación sobre el eje y por una función independiente $\Psi(x)$ donde G es el módulo de corte y K_s es el coeficiente de corrección de corte. [6]

$$\frac{d}{dx} \left[GAK_s \left(\Psi + \frac{dw}{dx} \right) \right] + f = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d\Psi}{dx} \right) - GAK_s \left(\Psi + \frac{dw}{dx} \right) = 0 \quad (2)$$

Después de multiplicar las ecuaciones (1)-(2) con una función peso w_1 y w_2 respectivamente, e integrar por la longitud del elemento, además de tomar los coeficientes de las funciones del peso en las integrales frontera como las ecuaciones (3)-(4) y considerando como V la fuerza de corte y M como momento flector.

$$GAK_s \left(\Psi + \frac{dw}{dx} \right) = V \quad (3)$$

$$EI \frac{d\Psi}{dx} = M \quad (4)$$

Haciendo uso de las funciones interpolación de Lagrange $(\psi_j^{(1)})$ y $(\psi_j^{(2)})$ de w y Ψ en la forma de la ecuación (5)-(6)

$$w = \sum_{j=1}^m w_j \psi_j^{(1)} \quad (5)$$

MEMORIAS DEL XXVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM 23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2020 MORELIA, MICHOACÁN, MÉXICO

Tabla 2- Número de pasajeros conforme a la capacidad de carga y espacio disponible del habitáculo.

Concepto	Calculo	Valor mínimo mm ²	Valor asignado mm ²
Área mínima para asiento individual	(450 x 700) x 5	1 575 000	1 694 000
Área mínima para asiento tipo mancuerna	(900 x 700) x 18	11 340 000	12 619 800
Área total pasajeros de pie			5 359 993
Área libre de piso cuya altura vertical no es superior a 1800 mm	(494 x 2420) + (602 x 2420)	*	2 652 320
Área total del piso del habitáculo	10043 x 2420	*	24 304 060
Área de escaleras	(826 x 777) + (823 x 715)	*	1 230 247
Número de asientos tipo mancuerna	10 + 8	*	18
Área para conductor	(900 x 823)	*	747 700
Número de pasajeros de pie en base a espacio	((5 359 993)/(1 000 000))≈8	*	44
Número de pasajeros de pie y sentados con base a la capacidad de carga	$N1 = ((15 876 - 8 700) / 70) - 1$	*	102
Peso bruto vehicular	15 876	15 876	15 876
Peso vehicular	8 700	8 700	8 700
Número de pasajeros de pie y sentados con base al espacio disponible en el habitáculo	$N2 = 5 + (2 \times 18) + 44$	*	85

Después de llenar la tabla 2 y teniendo que el valor de $N1 > N2$ entonces se toma $N2$ siendo este de 85 pasajeros totales para la unidad lo que representa 5950 kg. Otra de las cargas que hay que considerar son las de las estructuras que se conectan al piso y son las que se muestran en la tabla 3.

Tabla 3- Pesos de las estructuras.

Estructuras	Peso	Masa
Estructura frontal		
Derecha	30.96 kg	303.72 N
Izquierda	25.96 kg	254.67 N
Toldo	35.89 kg	352.08 N
Frente	25.47 kg	249.87 N
Piso	40.93 kg	401.52 N
Estructura lateral derecha	199.35 kg	1955.62 N
Estructura lateral izquierda	196.66 kg	1929.23 N
Estructura superior/toldo	214.39 kg	2103.17 N
Estructura banca trasera	59.80 kg	586.64 N
Estructura piso	370.28 kg	3632.45 N
Estructura posterior	46.60 kg	457.15 N

Considerando 707 kg o una fuerza de 686.7 N de cada persona y de 180kg de la configuración de asientos dobles con 2 pasajeros o 1765.8 N de los asientos con 2 pasajeros sentados mostrados en la figura 4, las cuales ejerce sobre ciertos puntos y secciones de la estructura, se consideran los puntos de unión con el chasis como soportes fijos.

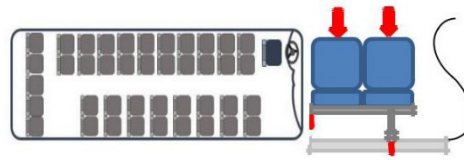


Figura 4 - Diagrama de carga de los usuarios sentados.

En la Figura 5 se muestran las condiciones de frontera aplicadas a la estructura piso, además de las fuerzas que ejercen los otros componentes, así como el apoyo que otorga el chasis mediante las ménsulas unidas a la estructura piso.

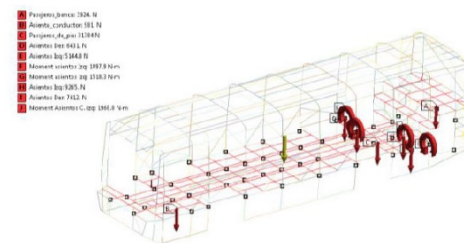


Figura 5- Condiciones de carga que ejercen los usuarios sobre el piso.

3.4. Discretización de la estructura-piso.

Por el tipo de simplificación que se requiere fue necesario trabajarlo en el módulo CAD del software de análisis numérico ya que es conveniente hacer una simplificación del tipo línea para generar elementos del tipo "Beam" para reducir el gasto computacional, después de dibujar las líneas se procedió a generar las secciones transversales requeridas para cada componente y seleccionando como material el acero al carbón 1008 galvanizado como lo recomienda la secretaria de movilidad de la Ciudad de México [10] [9] ya que es un acero de fácil acceso con el que se construyen perfiles comerciales usados en la fabricación de carrocerías para autobuses sobre chasis, antes de iniciar el análisis se visualiza que el análisis se realizará en 3750 nodos en 1932 elementos que constituyen todo el piso de la estructura como se muestra en la figura 4 contemplando el piso de la estructura frontal, la banca trasera y el piso pasajeros; que comprenden el habitáculo de supervivencia y la unión con

los largueros del chasis.

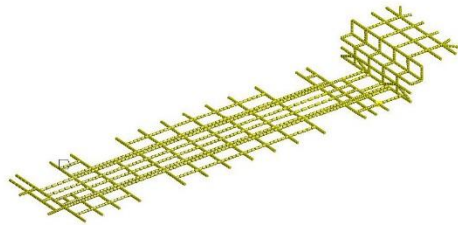


Figura 6-Mallado de la estructura piso con elementos viga.

3.5. Submodelo.

Bajo las condiciones observadas en los resultados se identifica una zona de concentración máxima de esfuerzos la cual se modela en solido en la ubicación exacta que tiene en el ensamble y se genera un análisis localizado importando las cargas y los momentos del análisis previo de elementos viga a modelo solido como se muestra en la figura 7. [8]

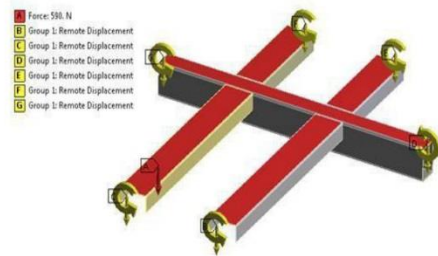


Figura 7- Submodelo en solido con las cargas importadas del modelo completo en elementos viga.

3.6. Mallado del submodelo.

Retomando las condiciones del modelo en elementos viga y repitiendo las condiciones de carga se genera el análisis con un modelo en solido constituido por 56028 nodos y 8468 elementos tetraédricos y hexaédricos como se muestra en la figura 8. [9]

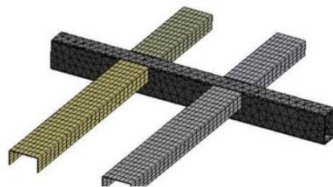


Figura 8-Mallado del sub-modelo.

3.7. Submodelo con uniones soldadas.

Bajo las condiciones mostradas en el análisis previo se usa un submodelo contemplando los cordones de soldadura como dibujo 3D sin hacer uso de la paquetería aplicados a esta junta tomando en consideración para el análisis que el material de aporte es del mismo material y resistencia que el material base de un acero con 200GPa de módulo de Young y 250 MPa de limite de fluencia y 460 de resistencia ultima a la tensión en este submodelo se mantienen las mismas propiedades mecánicas en el material de aporte que en el material base con 25779 nodos y 12585 elementos figura 8. Con este submodelo se podrán observar las diferencias de comportamiento dependiendo la zona de la unión soldada de la que se trate (Ver Figura 9). [12]

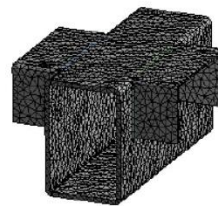


Figura 8- Submodelo en solido con los cordones de soldadura usados para la unión.

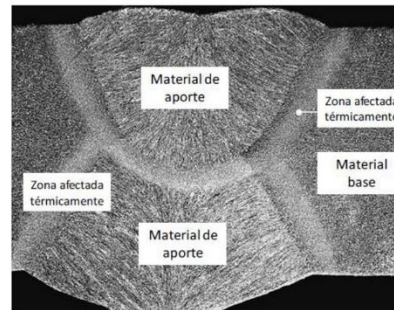


Figura 9- Estructura de la unión soldada.

4. Resultados

Para el modelo de la estructura completa de la estructura-piso y utilizando el criterio de Von-Mises se tiene una zona de concentración de esfuerzos como se muestra en las figuras 10 y 11.

MEMORIAS DEL XXVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2020 MORELIA, MICHOACÁN, MÉXICO

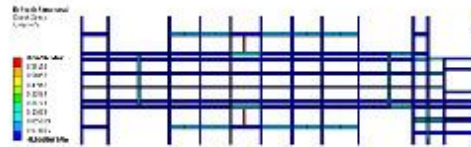


Figura 10- Resultados del análisis de Direct Stress.

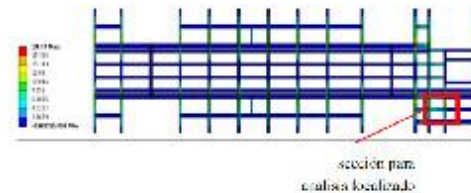


Figura 11- Esfuerzos de Von Mises en la estructura piso con la ubicación de la zona de esfuerzos máximos.

4.1. Submodelo de la zona crítica de la estructura-piso.

En este submodelo se obtiene como resultado el esfuerzo de Von-Mises con un valor de 27.1 MPa como se muestra en la figura 12, con una deformación máxima de 540 μm .

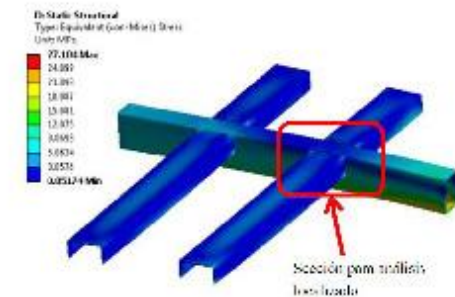


Figura 12- Esfuerzo de Von-Mises del submodelo.

4.2. Resultados en el submodelo de la junta

La unión soldada muestra resultados con base al criterio de Von Misses de 5.345 MPa figura 13 ubicada en uno de los cordones superiores y una deformación de 0.1927 mm figura 13.

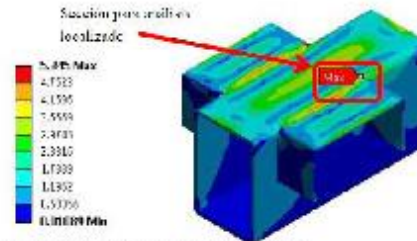


Figura 13- Esfuerzo de Von-Mises del submodelo.

4.3. Sección de unión soldada.

Al analizar los resultados mostrados se observa que hay una gran concentración de esfuerzos en una de las uniones soldadas por lo que se ve la necesidad de generar un nuevo submodelo de la sección periférica al nodo.

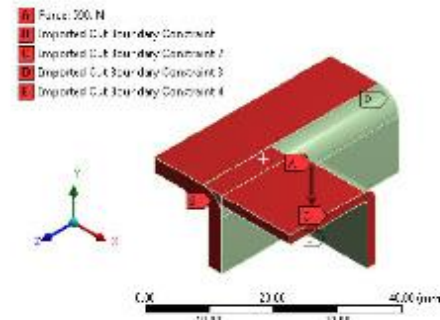


Figura 14- Deformación total del submodelo.

4.4. Resultados de análisis.

Los resultados tomando en cuenta 14125 elementos y 22228 nodos en la sección de submodelo muestran un valor de 41.312 MPa de esfuerzo de Von Misses figura 15.

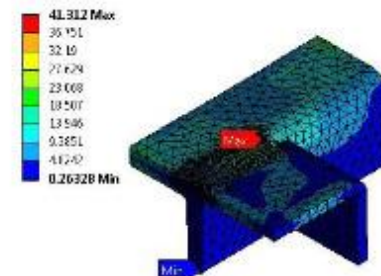


Figura 15- Esfuerzo de Von-Mises del submodelo.

En la figura 16 se muestra la forma del cordón de soldadura y los materiales base, esto con la finalidad de distinguir la dirección en la que se pretende observar la fluctuación de esfuerzos dentro del material de aporte.

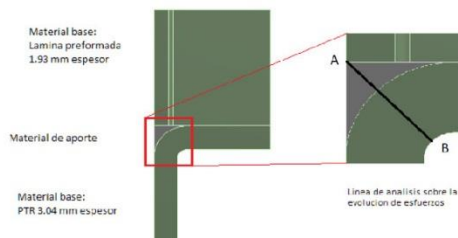


Figura 16– Descripción de componentes y distancia A-B en la que se obtiene la distribución de esfuerzos.

4.5. Esfuerzos dentro de la unión.

Dentro del material de aporte mostrado en unión soldada se visualiza una variación de los esfuerzos considerable como se muestra en la figura 17 generada en la línea del punto A-B de la figura 16.

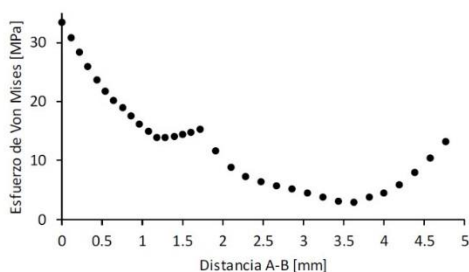


Figura 17– Variación del esfuerzo de Von Mises a lo largo de la línea

5. Conclusión

Modelar el piso-estructura con elementos *Beam* (viga) ha resultado en simulaciones con tiempo de cómputo corto con las condiciones de carga establecidas. Se observa que para las condiciones consideradas el material seleccionado es adecuado ya que los valores de esfuerzo se encuentran lo suficientemente alejados del límite de fluencia del material como se observa en las gráficas obtenidas teniendo en cuenta que sigue jugando un papel muy importante el adecuado proceso de soldadura conforme a los estándares de la AWS en cuanto a las imperfecciones dentro del cordón de soldadura. Además, se ha verificado que la metodología

utilizada permite un análisis detallado de la evolución de los esfuerzos en la unión soldada, dando un precedente para el uso de la metodología usada. Por último, es importante mencionar que este es un análisis lineal-estático que debe ser complementado con un análisis dinámico sin considerar las cargas y con la estructura completa para cumplir con las pruebas requeridas por la norma europea ECE R66.

REFERENCIAS

- [1] ANSYS, *Introduction to ANSYS Meshing*. ANSYS, 2012.
- [2] Notimex, «Excelsior.» 04 Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://www.excelsior.com.mx/comunidad/2017/09/04/1186080#view-5>.
- [3] Instituto Mexicano del Transporte, «Capacidad del transporte Público en autobuses Interurbanos y suburbanos.» Secretaría de Comunicaciones y Transportes, Querétaro, Qro, 1992.
- [4] INEGI, «Instituto Nacional de Estadística y Geografía.» 20 Noviembre 2018. [En línea]. Available: <http://www.beta.inegi.org.mx/temas/transporteurb/>.
- [5] S. R. D. Santana, *Formulación de un elemento finito tipo viga Timoshenko. Implementación de un modelo numérico para el análisis dinámico de problemas de interacción suelo-estructura*. Las Palmas de Gran Canaria: Universidad de las Palmas de Gran Canaria, 2013.
- [6] J. N. Reddy., *An Introduction to the Finite Element Method*. New York: MacGraw Hill, 2005.
- [7] Volvo buses, «Volvobuses.mx.» 2019. [En línea]. Available: <https://www.volvobuses.mx/es-mx/our-offering/chassis/volvo-b290r.html>. [Último acceso: 21 11 2019].
- [8] Comité Consultivo Nacional de Normalización de Transporte Terrestre, NOM-067-SCT-2/SECOFI-1999, TRANSPORTE TERRESTRE-SERVICIO DE AUTOTRANSPORTE ECONÓMICO Y MIXTO-MIDIBÚS-CARACTERÍSTICAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y DE SEGURIDAD., Ciudad de México: Diario Oficial de la Federación, 1999.
- [9] Gaceta Oficial del Distrito Federal, *Aviso por el que se expiden los manuales técnicos de seguridad accesibilidad*, Distrito Federal: Secretaría de Movilidad, 2014.
- [10] SolidWorks, 21 Noviembre 2018. [En línea]. Available: http://help.solidworks.com/2018/spanish/solidworks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm.
- [11] R. G. B. y. J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mc Graw Hill, 2008.
- [12] AWS, «Código de soldadura estructura.» AWS, Danvers, 2016.

$$\Psi = \sum_{j=1}^n s_j \psi_j^{(2)} \quad (6)$$

Se llega a las ecuaciones de elemento finito (7)-(8)

$$0 = \sum_{j=1}^m K_{ij}^{11} w_j + \sum_{j=1}^n K_{ij}^{12} s_j - F_i^1 \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (7)$$

$$0 = \sum_{j=1}^m K_{ij}^{21} w_j + \sum_{j=1}^n K_{ij}^{22} s_j - F_i^2 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (8)$$

Donde:

$$K_{ij}^{11} = \int_{x_A}^{x_B} GAK_S \frac{d\psi_i^{(1)}}{dx} \frac{d\psi_j^{(1)}}{dx} dx$$

$$K_{ij}^{12} = \int_{x_A}^{x_B} GAK_S \frac{d\psi_i^{(1)}}{dx} \psi_j^{(2)} dx = K_{ji}^{21}$$

$$K_{ij}^{22} = \int_{x_A}^{x_B} EI \frac{d\psi_i^{(2)}}{dx} \frac{d\psi_j^{(2)}}{dx} dx + GAK_S \psi_i^{(2)} \psi_j^{(2)} dx$$

$$F_i^1 = \int_{x_A}^{x_B} f \psi_i^{(1)} dx + Q_{2i-1j}$$

$$F_i^2 = Q_{2i}$$

3.2. Modelo computacional de la estructura-piso

La figura 2 muestra el modelo con los elementos Beam para representar perfiles de pared delgada de 3pulg.x2pulg. elementos transversales y parte posterior izquierda y segundas filas centrales, así como de 3pulg. x1½ pulg. y 2pulg. x1½ pulg. elementos longitudinales componentes de una estructura piso para un autobús con distancia entre ejes de 4.7m, todo esto considerado como una sola pieza. [7]

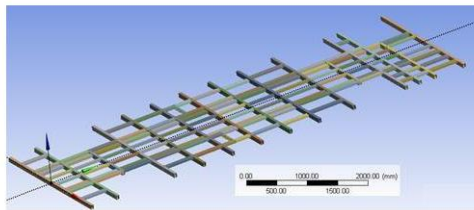


Figura 2 -Piso de autobús para un chasis de motor trasero con distancia entre ejes de 4.7m.

3.3. Condiciones de carga.

Para determinar la carga útil es necesario conocer el número de pasajeros, la distribución de asientos y el diseño del vehículo. Para este caso se toma en cuenta las dimensiones del habitáculo en donde se determina el número de pasajeros considerando dimensiones y peso, como se muestra en la tabla 1 y 2 así como en la figura 3 se considera el peso de las personas de 70kg. [8] [9]

Tabla 1-Conceptos y consideraciones para el cálculo de pasajeros. [10]

Concepto	Valor
Área mínima que ocupa un pasajero de pie	Concentración máxima de 8 por metro cuadrado
Peso promedio de los pasajeros	70 kg
Área mínima para asiento individual	450 x 700 mm
Área mínima para asiento tipo mancuerna	900 x 700 mm
Área total pasajeros de pie	*
Área libre de piso cuya altura vertical no es superior a:	1800 mm
Área total del piso del habitáculo	*
Área de escaleras	*
Número de asientos individuales	*
Número de asientos tipo mancuerna	*
Área para conductor	*
Número de pasajeros de pie en base a espacio	PD=S1/SSP
Número de pasajeros de pie y sentados con base a la capacidad de carga	N1= ((P.B.V. - P.V.) /Q)-1
Peso bruto vehicular	*
Peso vehicular	*
Número de pasajeros de pie y sentados con base al espacio disponible en el habitáculo	N2=NAI + (2 x NAM) + (S1/SSP)
	N2=NAI + (2 x NAM) + PD

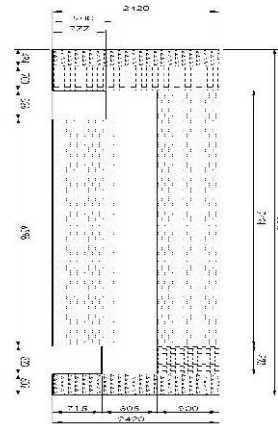


Figura 3-Dimensiones del habitáculo

Anexo C. Constancia de participación en el XXVI Congreso de la SOMIM



XXVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM

La Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica otorga el presente

RECONOCIMIENTO

Por su valiosa participación como **PONENTE** a:

Adanel Albino Alamilla Ramírez

Al presentar el artículo:

*1_58 "Análisis de la estructura de un autobús sobre chasis utilizando el método
ASD"*

para ser publicado en las Memorias del XXVI Congreso
Internacional Anual de la SOMIM celebrado del 21 al 23 de Octubre
del 2020 en la formato virtual.



Dr. Leopoldo Adrián González González
Presidente de la SOMIM

