

# UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Industrial y Procesos

Diseño de estructura de minibús eléctrico urbano mediante optimización estructural y pruebas estáticas virtuales de resistencia usando software Inspire y Simsolid de Altair

Paúl Andrés Gudiño Guerrón

Nota del autor

Paúl Andrés Gudiño Guerrón, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería,  
Universidad Internacional SEK.

Directora Ing. Diana Belén Peralta Zurita, M.Sc.

Codirector Ing. Jorge Luis Cepeda, M.Sc.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

[pagudino.mdin@uisek.edu.ec](mailto:pagudino.mdin@uisek.edu.ec)

## **Declaración Juramentada**

Yo, Paúl Andrés Gudiño Guerrón, con cédula de identidad 040153432-6, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

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

PAÚL ANDRÉS GUDIÑO GUERRÓN

C.I.: 040153432

## Contenido

Declaración Juramentada .....	2
Abreviaturas .....	14
Resumen.....	15
Palabras claves:.....	15
Abstract .....	16
Keywords: .....	16
Introducción .....	17
Antecedentes: .....	17
Planteamiento del Problema .....	18
Justificación .....	19
Hipótesis .....	21
Estado del Arte.....	23
Minibus eléctrico urbano .....	23
Diseño estructural de buses.....	23
Diseño CAE del minibus .....	26
Normativas para la fabricación de carrocerías .....	27
Normativas Nacionales .....	27
Normativas Internacionales .....	36
Procesos de Fabricación Estructural de Carrocerías de autobuses eléctricos.....	37
Métodos Nacionales.....	37
Métodos Internacionales .....	37

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Condiciones indirectas de diseño .....	41
Consideraciones atmosféricas.....	42
Consideraciones de fricción de neumáticos.....	42
MÉTODO .....	44
Análisis Dimensional.....	45
Bocetaje .....	45
Análisis de Carga.....	47
Optimización Estructural.....	55
Bocetaje inicial .....	56
Modelado en Inspair de Altair .....	57
Aplicación de Cargas .....	59
Diseño topológicamente optimizado por inspire .....	66
Resultados de optimización topológica. ....	69
Diseño de estructura .....	71
Análisis Estructural CAE .....	75
Selección de Material.....	75
Cargas en la Geometría .....	81
Superficie de Apoyo .....	81
CASO 1: Al momento de arrancar.....	82
CASO 2: Frenar en curva.....	85

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA CAE

CASO 3: Todas las cargas .....	88
Resultado de análisis estructural .....	91
CASO 1: Al momento de arrancar.....	91
CASO 2: Frenar en curva.....	99
CASO 3: Todas las superficies .....	106
Dispersión de datos.....	113
CASO 1: Al momento de arrancar.....	113
CASO 2: Frenar en curva.....	114
CASO 3: Todas las Cargas .....	114
ANÁLISIS EN CONJUNTO.....	115
ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADO .....	116
Presentación de Resultados .....	116
Optimización topológica.....	116
Diseño CAD de minibus eléctrico .....	118
Resultados estructurales.....	118
Discusión de Resultados.....	127
CONCLUSIONES .....	131
RECOMENDACIONES.....	133
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	134

## Índice de Imágenes

Imagen. 1 Consideraciones dimensionales del espacio de vida.....	31
Imagen. 2 Consideraciones dimensionales del espacio de vida en función a los asientos .....	31
Imagen. 3 Consideraciones dimensionales del espacio de vida.....	34
Imagen. 4 Bus eCITARO.....	38
Imagen. 5 Distribución interna de componentes en bus eCITARO.....	39
Imagen. 6 Metodología empleada.....	44
Imagen. 7 Boceto de bus.....	45
Imagen. 8 Boceto CAD.....	46
Imagen. 9 Posible distribución de asientos al interior del bus.....	47
Imagen. 10 Área disponible de $2552709 \text{ mm}^2 = 2,55\text{m}^2$ .....	48
Imagen. 11 Posición del bus al girar.....	51
Imagen. 12 Diagrama de cuerpo libre para cálculo de fuerza de frenado.....	53
Imagen. 13 Boceto Inicial.....	56
Imagen. 14 Boceto CAD.....	56
Imagen. 15 Boceto CAD en Inspire.....	57
Imagen. 16 Modelado volumétrico CAD.....	57
Imagen. 17 Dimensionamiento de modelado volumétrico .....	58
Imagen. 18 Presentación del espacio de diseño .....	59
Imagen. 19 Carga Viva .....	60
Imagen. 20 Carga Muerta .....	61
Imagen. 21 Carga de Giro.....	62
Imagen. 22 Carga de frenado y de aire .....	63

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Imagen. 23 Carga de aceleración brusca.....	64
Imagen. 24 Puntos de apoyo .....	65
Imagen. 25 Cargas de análisis de optimización .....	66
Imagen. 26 Parámetros de optimización.....	67
Imagen. 27 Geometría a optimizar.....	68
Imagen. 28 Modelos con cargas estáticas a optimizar .....	69
Imagen. 29 Modelo con techo irregular optimizado .....	70
Imagen. 30 Modelo con techo regular optimizado .....	71
Imagen. 31 Superposición de geometría con líneas rectas en geometría optimizada.....	72
Imagen. 32 Comparativa en la distribución estructural frontal vs geometría optimizada .....	72
Imagen. 33 Comparativa en la distribución estructural del techo vs geometría optimizada .....	73
Imagen. 34 Comparativa en la distribución estructural trasera vs geometría optimizada .....	73
Imagen. 35 Comparativa en la distribución estructural lateral vs geometría optimizada.....	74
Imagen. 36 Diseño CAD de estructura final .....	75
Imagen. 37 Punto de apoyo de la estructura .....	81
Imagen. 38 Distribución de Cargas 1 - CASO 1.....	83
Imagen. 39 Distribución de Cargas 2 - CASO 1.....	84
Imagen. 40 Distribución de Cargas 3 - CASO 1.....	85
Imagen. 41 Distribución de Cargas 1 - CASO 2.....	86
Imagen. 42 Distribución de Cargas 2 - CASO 2.....	87
Imagen. 43 Distribución de Cargas 3 - CASO 2.....	88
Imagen. 44 Distribución de Cargas 1 - CASO 3.....	89
Imagen. 45 Distribución de Cargas 2 - CASO 3.....	90

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Imagen. 46 Distribución de Cargas 3 - CASO 3.....	91
Imagen. 47 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 1 - CASO 1 .....	92
Imagen. 48 Desplazamiento máximo - Distribución de Cargas 1 - CASO 1 .....	92
Imagen. 49 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 1 - CASO 1 .....	93
Imagen. 50 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 2 - CASO 1 .....	94
Imagen. 51 Desplazamiento máximo - Distribución de Cargas 2 - CASO 1 .....	94
Imagen. 52 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 2 - CASO 1 .....	95
Imagen. 53 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 3 - CASO 1 .....	96
Imagen. 54 Desplazamiento máximo - Distribución de Cargas 3- CASO 1 .....	96
Imagen. 55 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 3 - CASO 1 .....	97
Imágen. 56 Frecuencia de resultado del Esfuerzo de Von Mises .....	98
Imágen. 57 Frecuencia de resultado del Factor de seguridad .....	98
Imágen. 58 Frecuencia de resultado de desplazamiento.....	98
Imagen. 59 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 1 - CASO 2.....	99
Imagen. 60 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 1 - CASO 2.....	99
Imagen. 61 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 1 - CASO 2.....	100
Imagen. 62 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 2 - CASO 2.....	101
Imagen. 63 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 2 - CASO 2.....	101
Imagen. 64 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 2 - CASO 2.....	102
Imagen. 65 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 3 - CASO 2.....	103
Imagen. 66 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 3 - CASO 2.....	103
Imagen. 67 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 3 - CASO 2.....	104
Imágen. 68 Frecuencia de resultado del Esfuerzo de Von Mises .....	105



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Imágen. 69 Frecuencia de resultado del Factor de seguridad .....	105
Imágen. 70 Frecuencia de resultado de desplazamiento .....	105
Imagen. 71 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 1 - CASO 3 .....	106
Imagen. 72 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 1 - CASO 3 .....	107
Imagen. 73 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 1 - CASO 3 .....	107
Imagen. 74 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 2 - CASO 3 .....	108
Imagen. 75 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 2 - CASO 3 .....	109
Imagen. 76 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 2 - CASO 3 .....	109
Imagen. 77 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 3 - CASO 3 .....	110
Imagen. 78 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 3 - CASO 3 .....	110
Imagen. 79 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 3 - CASO 3 .....	111
Imágen. 80 Frecuencia de resultado del Esfuerzo de Von Mises .....	112
Imágen. 81 Frecuencia de resultado del Factor de seguridad .....	112
Imágen. 82 Frecuencia de resultado de desplazamiento .....	112
Imagen. 83 Optimización topológica geometría 1 .....	117
Imagen. 84 Optimización topológica geometría 2 .....	117
Imagen. 85 Diseño de la estructura del minibus .....	118
Imágen. 86 Correlación de datos entre casos de carga vs esfuerzo de Von Mises .....	119
Imágen. 87 Correlación entre la distribución de cargas vs esfuerzo de Von Mises .....	120
Imágen. 88 Análisis de frecuencia de esfuerzo de von mises global .....	120
Imágen. 89 Análisis de diagrama de Caja y Bigotes de esfuerzo de von mises global .....	121
Imágen. 90 Correlación de datos entre casos de carga vs Factor de Seguridad .....	122
Imágen. 91 Correlación entre la distribución de cargas vs Factor de Seguridad .....	122

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Imágen. 92	Análisis de frecuencia de Factor de seguridad global.....	123
Imágen. 93	Análisis de diagrama de Caja y Bigotes de factor de seguridad global .....	123
Imágen. 94	Correlación de datos entre casos de carga vs desplazamiento máximo.....	124
Imágen. 95	Correlación entre la distribución de cargas vs desplazamiento máximo .....	125
Imágen. 96	Análisis de frecuencia de desplazamiento global .....	125
Imágen. 97	Análisis de diagrama de Caja y Bigotes de desplazamiento global.....	126

## Índice de tablas

TABLA 1	Parámetros de diseño para buses urbanos a considerar. ....	28
TABLA 2	Parámetros de diseño para fabricación de carrocerías de buses. ....	32
TABLA 3	Parámetros dimensionamiento de asiento.....	34
TABLA 4	Ficha técnica de Minibus Wolta. ....	41
TABLA 5	Valor de coeficiente de fricción para diferentes superficies.....	43
TABLA 6	Distribución total de pasajeros. ....	48
TABLA 7	Resumen de cargas. ....	59
TABLA 8	Evaluación de peso específico de criterios. ....	77
TABLA 9	Evaluación de peso específico de peso moderado.....	78
TABLA 10	Evaluación de peso específico de facilidad de manufactura. ....	78
TABLA 11	Evaluación de peso específico de disponibilidad. ....	79
TABLA 12	Evaluación de peso específico de seguridad.....	79
TABLA 13	Evaluación de peso específico de peso.....	80
TABLA 14	Conclusión.....	80
TABLA 15	Resumen de resultados - CASO 1. ....	97
TABLA 16	Resumen de resultados - CASO 2. ....	104
TABLA 17	Resumen de resultados - CASO 3. ....	111
TABLA 18	Análisis estadístico - CASO 1. ....	113
TABLA 19	Análisis estadístico - CASO 2. ....	114
TABLA 20	Análisis estadístico - CASO 3. ....	114
TABLA 21	Análisis estadístico - TODOS LOS CASOS.....	115
TABLA 22	Resumen de resultados. ....	118

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

TABLA 23 Resumen de resultados estadísticos.....	121
TABLA 24 Resumen de resultados estadísticos para todos los casos de carga.....	123
TABLA 25 Conclusión de selección de material. ....	127
TABLA 26 Coeficiente de correlación. ....	128

## Índice de Ecuaciones

Ec 1 Carga viva.....	49
Ec 2 Carga muerta.....	50
Ec 3 Condición de equilibrio en el eje Y para carga de giro .....	52
Ec 4 Condición de equilibrio en el eje X para carga de giro .....	52
Ec 5 Carga de frenado.....	53
Ec 6 Carga de aceleración brusca .....	54
Ec 7 Carga de aire frontal .....	54

## **Abreviaturas**

C.A.D.	Computer Aided Design (Diseño asistido por computadora)
C.A.E.	Computer Aided Engineering (Ingeniería asistida por computador)
INEN.	Instituto Ecuatoriano de Normalización.
MMA	Masa máxima autorizada

## **Resumen**

El análisis estructural de la carrocería de un minibus eléctrico urbano en el software Simsolid y la validación de datos a través de diferentes casos de carga en distintas distribuciones de superficies ha creado la viabilidad de desarrollar proyectos estructurales carroceros orientados a la normativa ecuatoriana INEN 1323:2009 cuyo tren de potencia es eléctrico, esto debido a que la movilidad en Ecuador con el uso de energías alternativas está restringida para el 2025, donde se establece que los vehículos de movilidad pública deben utilizar energías alternativas. El análisis estructural que parte de un proceso de bocetaje, pasa por la optimización topológica a través de geometrías simples obtenidas en el software Inspire de Altair donde muestra la distribución de material resaltando pórticos y figuras geométricas triangulares para las paredes laterales en función de las cargas aplicadas, el diseño de geometría con perfiles comerciales nacionales a través del generador de estructuras de Inventor de Autodesk, la selección del material en Ecuador y la simulación por medio de Simsolid que a través de elementos finitos “External Approximations” resultó necesaria la creación de varios escenarios variando la distribución en la aplicación de carga que brindan resultados adecuados para el diseño estructural de un minibus eléctrico.

## **Palabras claves:**

Simulación, optimización topológica, estructura, minibus eléctrico urbano, INEN 1323:2009

## **Abstract**

The structural analysis of the bodywork of an urban electric minibus in Simsolid software and the validation of data through different load cases in different surface distributions has created the feasibility of developing structural bodywork projects oriented to the Ecuadorian regulation INEN 1323:2009 whose power train is electric, this because the mobility in Ecuador with the use of alternative energies is restricted for 2025, where it is established that public mobility vehicles must use alternative energies. The structural analysis that starts with a sketching process, goes through the topological optimization through simple geometries obtained in Altair's Inspire software where it shows the distribution of material highlighting frames and triangular geometric figures for the side walls according to the applied loads, the geometry design with local commercial profiles through Autodesk's Inventor structure generator, the selection of the material in Ecuador and the simulation by means of Simsolid that use of extended FEM, external approximations where it is necessary to create a geometry in the meshing resulted in the creation of several scenarios varying the distribution in the load application that provide adequate results for the structural design of an electric minibus.

## **Keywords:**

Simulation, topological optimization, structure, urban electric minibus, INEN 1323:2009



## Introducción

### Antecedentes:

La Optimización estructural es un proceso de mejora continua a través de los años, el objetivo ha sido alivianar la estructura manteniendo el factor de seguridad. Con la optimización topológica, un proceso de análisis relativamente nuevo, se logra crear una mejora en el uso de material en función del volumen respetando las cargas físicas, térmicas, entre otras, a través de un proceso automático mediante el software Altair Inspire. El uso de software como Simsolid que brinda al diseñador la capacidad de realizar análisis estructural desde un ordenador con ciertas características de diseño, sin la necesidad de tener a disposición un work station con gran poder computacional, es algo nuevo en el país, estudios recientes publicados por la revista BENCHMARK explican la necesidad del uso de programas que brinden al diseñador procesos de análisis más rápidos, Symington I (2020, p. 33) expone: "Simsolid es un software de análisis estructural desarrollado específicamente para la evaluación inicial. Elimina las simplificaciones de geometría y el mallado, las dos tareas más lentas y expertas realizadas en la FEA tradicional".

En Ecuador la optimización topológica es algo que se viene buscando hace varios años, el conocimiento técnico, generador de industria y economía del país busca abrirse paso entre diseñadores estructurales que muchas veces se limitan por la capacidad computacional.

La investigación necesita criterio técnico, conocimiento de materiales, leyes y normativas nacionales que rigen la fabricación en las industrias carroceras del país.

Según la ley de eficiencia energética, a partir del año 2025 el rechazo total a la movilidad de transporte público que use motores de combustión interna obliga a la fabricación de carrocerías enfocadas en el uso de motores eléctricos

## Planteamiento del Problema

El Ecuador es un país que empieza a desarrollarse de mano de la catedra universitaria, en función de esto es necesario contribuir a la sociedad con avances e innovación tecnológica.

La industria automotriz en el país se convierte en uno de los principales contaminantes incrementando la huella de carbono, siendo necesario el uso de vehículos a base de energías alternativas, por lo que la LEY DE EFICIENCIA ENERGÉTICA dispuso: “A partir del año 2025 todos los vehículos que se incorporen al servicio de transporte público urbano e interparroquial, en el Ecuador continental, deberán ser únicamente de medio motriz eléctrico” (ASAMBLEA NACIONAL, 2019, pág. 7).

Como indicador de la huella de carbono en el país, hay antecedentes teóricos en un Estudio de la Huella de Carbono en Unidades Desconcentradas de Terminales Terrestres realizado en la ciudad de Ambato que pueden ser tomados como referencia para el desarrollo de la investigación, donde indica que el valor promedio de emisiones es de 78131,532 kg CO<sub>2</sub>/TJ. Siendo el grupo responsable de esta aportación la flota vehicular con un total de 1504 autobuses (Córdova-Suarez et al., 2018).

Consiste en una cuenta regresiva para el uso de autobuses eléctricos de aplicación urbana, por lo que la industria carrocera en el país necesitará adecuar sus procesos.

La industria carrocera en el país deberá adaptarse a esta nueva modalidad, pero el inconveniente principal es que a través del conocimientos y preparación de personal calificado en el área de ingeniería permita realizar el análisis estructural de las estructuras de autobús eléctrico sin la estricta necesidad de contar con un gran poder computacional, para lo cual deberá depender de softwares de ingeniería avanzada que soporte geometrías complejas, dando validez a lo

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

mencionado acerca de los softwares convencionales de análisis estructural, Ian Symington (2020, p. 32) manifiesta: “La herramienta debe ser "rápida de ejecutar", una herramienta de análisis que tarda horas o días en ejecutarse no sirve de nada para el diseñador que necesita respuestas casi instantáneas para guiar la dirección del desarrollo”.

### **Justificación**

A partir de esto se crea la necesidad de fortalecer la industria carrocera con un software que no necesita un gran poder computacional y está al alcance, como es SimSolid, que desarrolla análisis estructural en un menor tiempo que otros con el método de elementos finitos a través del mallado convencional, brindando resultados aceptables con un margen de error bajo que puede ser analizado en base al criterio del ingeniero diseñador.

Simsolid un software que permite el análisis estructural que a través de un método de elementos finitos “External Approximations”, permitiendo al usuario realizarlo desde un ordenador con condiciones accesibles en el mercado y Altair Inspire un software con la necesidad de realizar un mallado, pero con la capacidad de realizar optimización topológica estructural en función de la geometría y distribución de cargas.

Según Symington I. (2020). el porcentaje de error no supera el 6%, en la mayoría de los análisis lo que brinda la posibilidad de trabajar con un software confiable, por lo que la comparación de resultados, brinda la certeza al confiar en el análisis estructural de SimSolid reemplazando a softwares que utilizan un gran poder computacional.

El enfoque es en función de la necesidad del crecimiento industrial en el país, las naciones sudamericanas son grandes exportadoras de materia prima y no de productos terminados; y el

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Ecuador no es la excepción. Esto es por la necesidad de emprendimientos con tecnología (saber cómo hacer las cosas) por parte de la población.

La investigación con temática técnica ayuda en el nacimiento de ideas que fácilmente llevan a la generación de una patente y posterior a esto, la creación de industria que es la fuente de economía de cualquier población, todo esto gracias a la bitácora creada por la academia.

Además, lo más visible en toda la practicidad del tema, que son los vehículos eléctricos urbanos como medida de eficiencia energética en la planificación pública para la reducción de la huella de carbono.

El aporte del tema creará interés sobre el desarrollo de tecnologías renovables en el país en la industria automotriz, empezando por investigación en optimización estructural, comparativas de resultados de softwares de mallado con Simsolid que el tiempo de análisis estructural es relativamente bajo, diseño de autopartes para autobús eléctrico y todo lo referente a carrocerías de sistemas de transporte público a nivel nacional.

La industria automotriz en el país es uno de los principales contaminantes y el uso de autobuses convencionales de combustión interna solo será permitido hasta el año 2025.

Después de este periodo únicamente se permitirá el uso de vehículos de servicio público que use cualquier tipo de energía libre de contaminación de CO<sub>2</sub>, siendo los vehículos eléctricos los que predominan en este sector industrial.

En función de lo mencionado es necesario mencionar la importancia de la nueva revolución industrial e incluir las herramientas computacionales que están al alcance de todos en el país.

El proyecto “Diseño de estructura de minibús eléctrico mediante optimización estructural y pruebas estáticas virtuales de resistencia usando software Inspire y Simsolid de Altair”, está centrado en atacar tres problemas directos, uno en la industria y dos en el país, la certeza de

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA CAE

resultados de optimización topológica y diseño a través de SimSolid, remplazando al software de mallado convencional, la reducción de la huella de carbono y la falta de patentes e industria automotriz en el país.

El tema de investigación tiene como principal objetivo:

Diseñar la estructura de un minibús eléctrico mediante optimización estructural y pruebas estáticas virtuales de resistencia usando software Inspire y Simsolid de Altair

El mismo que deberá cumplir algunos objetivos específicos como los mencionados a continuación:

1. Definir el método de investigación a través del uso bibliográfico que permita la visualización con claridad del proceso paso a paso para el cumplimiento de la propuesta.
2. Desarrollar el estudio de variables mediante el uso de investigación bibliográfica mediante la interpretación de conceptos necesarios para el diseño final interpretado en el estudio del arte.
3. Diseñar la estructura de un minibús eléctrico mediante el uso de optimización topológica y normativas de fabricación y manufactura vigentes en el país para el desarrollo de la estructura del minibús eléctrico.
4. Analizar los resultados obtenidos de las diferentes aplicaciones y distribución de carga a través del software Simsolid de Altair para la validación mecánica estructural del minibus urbano eléctrico.

### **Hipótesis**

La hipótesis del tema radica en la eficiencia de optimización topológica y el uso de un programa que no necesita mayor poder computacional a través de análisis de elementos finitos por el método

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

de “External Approximations”, que nos brinda resultados viables para un proyecto estructural de transporte público urbano.

## Estado del Arte

### Minibus eléctrico urbano

#### Diseño estructural de buses

La masa total de las estructuras principales de carrocería, utilizan multimateriales como aluminio y acero mientras se dobla; para satisfacer las restricciones de flexión y frecuencia torsional, validando mediante prueba nodal experimental. (Fu, et Al., 2019)

La investigación a desarrollar se orienta en el desarrollo de carrocerías de un bus eléctrico multimaterial (aluminio o acero). Debido que la incorporación de materiales en aluminio para la estructura de la carrocería, no es tan común en nuestro país; esto mejoraría significativamente el rendimiento estructural y al mismo tiempo reduciría el peso, además se podría aumentar el kilometraje y eficiencia en el consumo de combustible. El grosor de los componentes de la carrocería se selecciona mediante optimización topológica, son las que determinarán variables de diseño. Utilizando inicialmente optimizadores continuos y discretos para obtener soluciones óptimas.

Según Fu, et Al., en el año 2019 en su artículo titulado como “Design optimization of a newly developed aluminum-steel multi-material electric bus body structure” considera que el costo de fabricación las restricciones de simetría son incluidas en el modelo de optimización. La optimización discreta ha obtenido una masa óptima de 2652Kg, mientras que la continua ha generado una masa óptima de 2642Kg, por lo que los resultados de optimización discreta son conservadores respecto a los continuos. Además, las frecuencias de flexión y torsión generadas por la optimización discreta son mucho mejores que de la optimización continua, respecto a la rigidez torsional, ha obtenido mejores resultados la optimización continua.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Por lo tanto, los trabajos se realizados mediante optimización del diseño para la estructura de carrocería de autobús eléctrico utilizando multimateriales como acero o aluminio a través del método de elementos finitos ha sido construido y validado por pruebas experimentales, garantizando la precisión del modelo en el artículo realizada por Fu, et Al, 2019 ha realizado un análisis de sensibilidad relacionado con la rigidez torsional, rigidez a la flexión, frecuencia de torsional determinando las variables del diseño, además se ha realizados optimizaciones continuas y discretas para generar otros diseños, y comprobar que son mejores que el diseño de línea de base. Los resultados de optimización discreta se comportan con mayor masa y un rendimiento levemente mejor que los resultados de optimización continua.

Cabe mencionar que los diseño realizados por elementos de autobús, realizando una sinergia de la optimización de topología multimaterial y optimización el tamaño de sección transversal, a través de un método de elementos finitos por medio de optimización topológica a través del software Inspire de Altair puede resolver problemas de creación estructural, sobretodo en la etapa de diseño inicial. (Lu, et Al., 2019)

La optimización del tamaño de sección transversal para encontrar una solución integral, con el propósito de alivianar la masa de carrocería para autobús, para promover este diseño se ha seleccionado tres tipos de variables según Lu, et Al., en el año 2019 indica que son (material, topología y tamaño), y dos tipos de restricciones (rigidez estática y frecuencias). Para la optimización de topología multimaterial, se introdujeron variables de topología para seleccionar o deseleccionar elementos de viga que pertenecen a problemas clásicos de una optimización combinatoria. Además, las variables materiales simbolizan propiedades de materiales candidatos que se consideran problemas en optimización combinatoria.



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Para la optimización de tamaño transversal, las variables se introducen para describir la estructura del tramo de bus, se consideran vigas de caja para simplificar el modelo de optimización en este artículo a todos los elementos de la viga en el marco del autobús. Las variables de diseño, altura, anchura y grosor, delimitan un intervalo lateral doble, para describir la sección transversal.

Se ha expuesto ejemplos de ingeniería para verificar la efectividad del método presentado, que ayuda a la sinergia entre la optimización de topología y la optimización de tamaño, logrando de esta manera un marco de bus más liviano. (Lu, et Al., 2019).

El método de optimización de dos pasos logra un cuadro de bus mucho más liviano que la optimización de topología tradicional usando un solo material, con el método de dos pasos se pueden usar múltiples materiales como la aleación de aluminio y acero para el diseño racional de la estructura de topología del bastidor de bus. Se consideran tanto en optimización de topología y optimización de tamaño a dos tipos de restricciones rigidez estática y rigidez de frecuencia dinámica. (Lu, et Al., 2019).

Un marco de bus liviano disminuye el costo computacional, pero cabe mencionar que nos enfocaremos en el diseño conceptual de la estructura del bus.

Es importante diseñar de manera óptima el cuerpo del autobús sobre caracteres mecánicos y el rendimiento de vibración por análisis de elementos finitos con diversas condiciones de trabajo, este método es discreto con el análisis dinámico-estático, provocando que el diseño liviano pueda ser económico y confiable. (Wang, et Al., 2012)

Según los resultados obtenidos del artículo científico titulado “Electric bus body lightweight design based on multiple constrains” escrito por Wang, et Al., en el año 2012 establece que en el análisis del nodo libre, las frecuencias naturales de la carrocería del bus puede evitar la frecuencia de excitación del suelo y frecuencia del vehículo, cumpliendo con los requisitos del diseño, para

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

el análisis de condición de flexión, el desplazamiento max es 9,47mm, lo que produce que el techo delantero y medio marco trasero y puerta trasera tengan desplazamiento. En análisis de condición de torsión el desplazamiento máximo ocurre en la unión de techo y la pared frontal con valores máximos de 3,366mm.

El desarrollo de un diseño razonable acerca de la estructura de bus eléctrico, modelando la optimización de estructura por elementos finitos del marco de bus, debe realizarse considerando la resistencia en condiciones de flexión y torsión. Con la finalidad de cumplir con los requisitos de máxima tensión de condiciones de flexión y torsión.

### **Diseño CAE del minibus**

Para el diseño CAE del minibus es necesario el uso de programas según el alcance del tema, al usar Inspire de Altair para optimización y el uso inusual de un software que el método de elementos finitos a través de mallado como es Simsolid. Según Symington I. (2020). el porcentaje de error no supera el 6%, en la mayoría de los análisis lo que brinda la posibilidad de trabajar con un software confiable. Es necesario mencionar que la concentración de esfuerzos se da en geometrías con curvaturas. A pesar de que los programas de elementos finitos disminuyen el tamaño de partes en secciones curvas, es necesario la intervención del usuario para obtener una mayor precisión en la obtención del correcto análisis de esfuerzos. En el caso de simsolid no es necesario dicha intervención

En el artículo mencionado se observa un bajo porcentaje de error que arroja el método de solución de SimSolid en comparación al que se los está comparando como es el software de SolidWorks.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

El bajo porcentaje de error no representa ningún obstáculo para poder confiar en Simsolid, que nos brinda resultados fiables en fracciones de tiempo que se necesitan para programas que utilizan Análisis de elementos finitos.

El factor de seguridad que debe tener un análisis involucra el porcentaje de error, brindando al usuario una confiabilidad mayor.

En función de lo mencionado Simsolid no necesita un análisis de convergencia, en vista de que usa un método de elementos finitos enfocados a external approximations.

### **Normativas para la fabricación de carrocerías**

#### **Normativas Nacionales**

Existen normativas nacionales involucradas directamente con la industria automotriz, las mismas que regulan procesos constructivos y de ensamblaje.

Algunas normativas ecuatorianas, como la NTE INEN 960 vehículos automotores, que tiene como objetivo la determinación de la potencia de un motor de combustión interna está ligada específicamente a motores de combustión interna, pasa lo mismo con la NTE INEN 2202, 2204, 2207, ETC.

Este diseño es un caso puntual basado en la Ley Orgánica de Eficiencia Energética, firmada en el 2019, que tiene como fecha límite el año 2025 para la libre circulación de vehículos de transporte público cuya fuerza motriz nace a través de motores de combustión interna.

Para este caso específico nos enfocaremos en la normativa nacional que nos brinda información necesaria para el desarrollo de un minibus eléctrico:

Normativa INEN 1668. Vehículos de transporte público de pasajeros intrarregional, interprovincial e Intraprovincial. Requisitos.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

La normativa explica los requerimientos técnicos, sobretodo dimensional que se pueden adaptar a un minibús eléctrico urbano, incluyendo incluso sistemas eléctricos, no exclusivamente del tren de potencia eléctrico, sino más bien orientados a los sistemas de transporte convencional (motor e combustión interna) que están vigentes en el país, a pesar de eso se debe acatar las regulaciones estipuladas. El sistema eléctrico debe obedecer los requisitos como resistir condiciones atmosféricas del medio, temperatura, humedad y presión, además de características que el diseñador ha llevado a cabo, como son el aislamiento de los cables eléctricos, adecuada selección de cables en función del amperaje, sistemas de protección, la fijación de todo cable que pase por un orificio debe ser fijado.

Respecto a las baterías no deben mantener contacto directo con los pasajeros, personas o equipaje. (INEN 1668, 2015)

Las condiciones dimensionales para un minibús según la normativa de presenta en la siguiente tabla 1:

TABLA 1.  
*Parámetros de diseño para buses urbanos a considerar*

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>REGULACIÓN</b>
Longitud máxima de minibús	10000 mm
Número de ejes	2 ejes
Altura de minibús (entre la calzada y el techo de la carrocería)	3300 mm
Ancho del vehículo (medido entre las partes más salientes de la estructura)	2600 mm
Voladizo delantero (medido entre el extremo final y el eje delantero)	800 mm a 2400 mm

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Voladizo posterior (medida máxima entre el extremo final y el eje trasero)	66% de la distancia entre ejes
Altura máxima de las ventanas	1000 mm
Ancho libre mínimo de las puertas de ingreso y salida de los pasajeros	850 mm
Altura libre mínima de las puertas de ingreso y salida de los pasajeros	2000 mm
Ubicación de la puerta de ingreso y salida de pasajeros si el motor se encuentra sobre el eje delantero	Ubicación en la zona central, entre ejes
Posición de segunda puerta para ingreso de conductor para carros interprovinciales	No aplica
Superficie de la salida de emergencia	0,4 m <sup>2</sup>
Número de escotillas de ventilación / Área	Al menos una (distancia entre escobillas: 2000 mm) / 0,35 m <sup>2</sup>
Altura interna mínima en el corredor central del vehículo	1900 mm
Altura mínima entre el piso y el borden inferior de la ventana	700 mm
Altura mínima de la cabina entre el borde superior del bus y el techo de la cabina	900 mm
Distancia entre asientos (para intraprovincial)	680 mm

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Además, es necesario enunciar algunas regulaciones:

La carrocería no debe sobresalir más de 75 mm de cada lado con respecto al ancho del chasis

En el caso de motor posterior se admite un desnivel en la última fila

La visibilidad del conductor juega un papel muy importante y las condiciones de la cabina deben ser adecuadas para cumplir con este propósito.

(INEN 1668, 2015)

La normativa NTE INEN 1323 2009, VEHÍCULOS AUTOMOTORES. CARROCERÍAS DE BUSES. REQUISITOS juega un papel muy importante en la fabricación estructural de buses, regulando los requisitos generales para el diseño, fabricación y montajes carroceros en los buses, aplicada a todas las modalidades, entre ellas el minibus urbano.

(INEN 1323)

La principal razón de realizar el análisis de cargas es respetar el espacio de supervivencia, que es el volumen en el compartimiento de ocupantes mínimo permitido para salvaguardar la vida de los ocupantes. (INEN 1323)

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

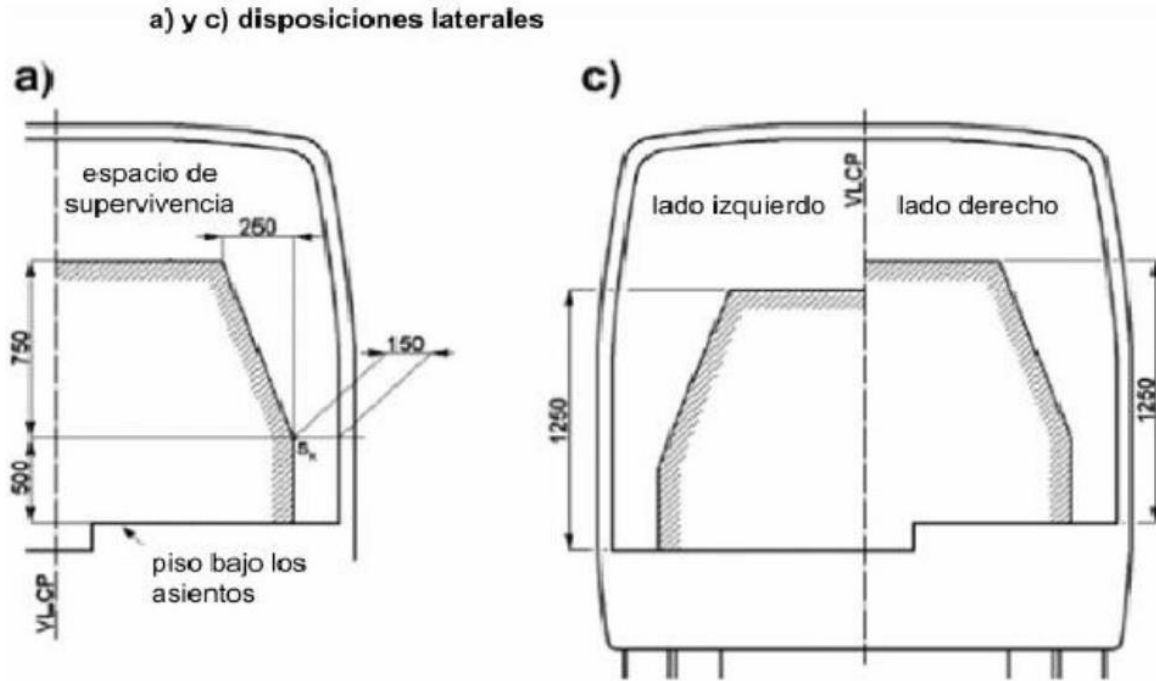


Imagen. 1 Consideraciones dimensionales del espacio de vida  
Fuente: INEN 1323, 2009

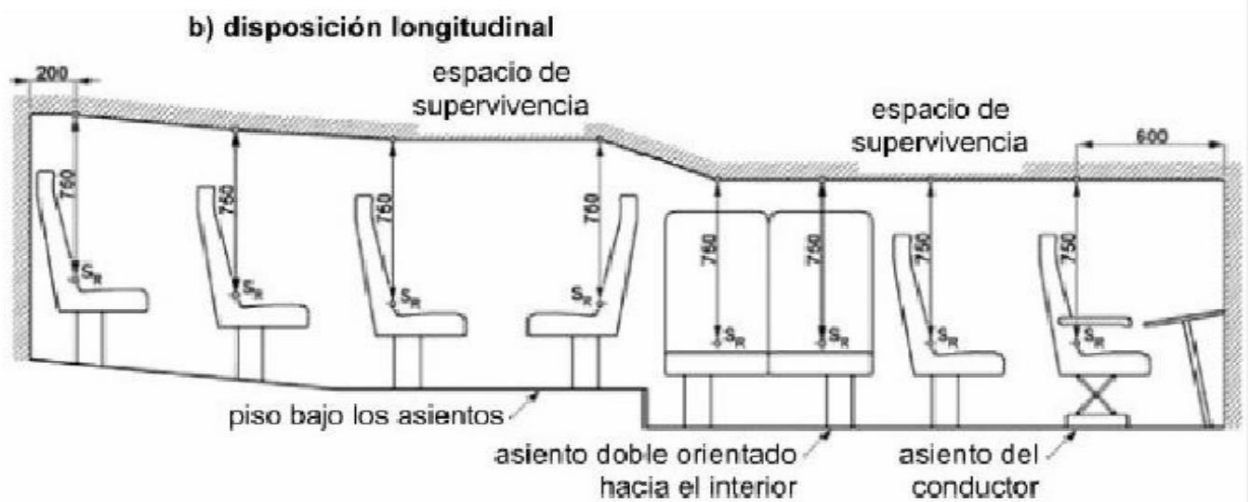


Imagen. 2 Consideraciones dimensionales del espacio de vida en función a los asientos  
Fuente: INEN 1323, 2009

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Además, la normativa nos indica algunas disposiciones mostradas en la tabla 2:

TABLA 2.

*Parámetros de diseño para fabricación de carrocerías de buses*

DESCRIPCIÓN	REGULACIÓN
MASA DE UN OCUPANTE	70 Kg
ESPACIO NECESARIO POR PASAJERO DE PIE	0,16 m <sup>2</sup>
RESPECTO A LA INSTALACIÓN ELÉCTRICA	Debe cumplir con lo indicado en el numeral 7.5.2 y 7.5.3 de la Directiva Europea 2001/85 CE
CARGA DE RESISTENCIA SOBRE EL TECHO SIN SUFRIR DEFORMACIONES MAYORES A LOS 70 mm	Equivalente al 50% del peso admisible para el chasis.
AISLAMIENTO TÉRMICO Y ACÚSTICO	Debe cumplir el numeral 7.5.1
NUMERO DE SALIDAS DE EMERGENCIA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE PASAJEROS (N° pasajeros / N° mínimo desalidas de emergencia)	17 – 30 / 4 31-45 / 5 46-60 / 6 61-75 / 7 76 – 90 / 8 Mayor a 90 / 9

Fuente: INEN 1323, 2009

Las cargas de diseño reguladas según la NTE INEN 1323, son las siguiente:

- Cargas vivas



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Se calcula en función de la cantidad de ocupantes. Para lo cual es necesario conocer la distribución de asientos, el espacio ocupación de pasajeros sentados, en pié y personal propio del minibus.

- Cargas Muertas

Se definen como las cargas propias de la estructura, es decir el peso de la perfileria, planchas y demás componentes estructurales que forman la carrocería.

- Carga de Giro

Se calcula en función de la fuerza centrífuga, tomando en cuenta el radio de

- Carga de Frenado

Se calcula asumiendo una aceleración mayor o igual a  $4 \text{ m/s}^2$

- Carga de aceleración brusca

Se calcula en función de la carga de frenado, es la misma, pero en sentido contrario.

- Carga por resistencia de aire frontal

$$Raf = (1/2) \times (Cx) \times p \times Af \times V^2$$

Donde:

Raf = Carga por Resistencia Aerodinámica (N)

p = Densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ )

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

Af = Área correspondiente a la proyección de un bus en su eje longitudinal. ( $\text{m}^2$ )

Cx = Coeficiente de resistencia frontal del aire

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

### - Combinaciones de Cargas Básicas

La combinación, de cargas básicas deben obedecer el método ASD o Diseño de esfuerzo admisible o en su caso el método LRFD o Diseño por factor de resistencia de carga.

(INEN 1323, 2009)

En función de la distribución de pasajeros es necesario considerar la cantidad de usuarios sentados y en pie, para lo cual es necesario entender la distribución interna del bus, esto con la finalidad de tener valores cercanos a la realidad de cargas vivas.

Reyes et Al., en el año 2017 explica acerca del estudio de cumplimiento de la norma INEN 2205 en los asientos de buses de transporte público urbano a través de una tabla resumen los espacios óptimos para la distribución de los mismos:

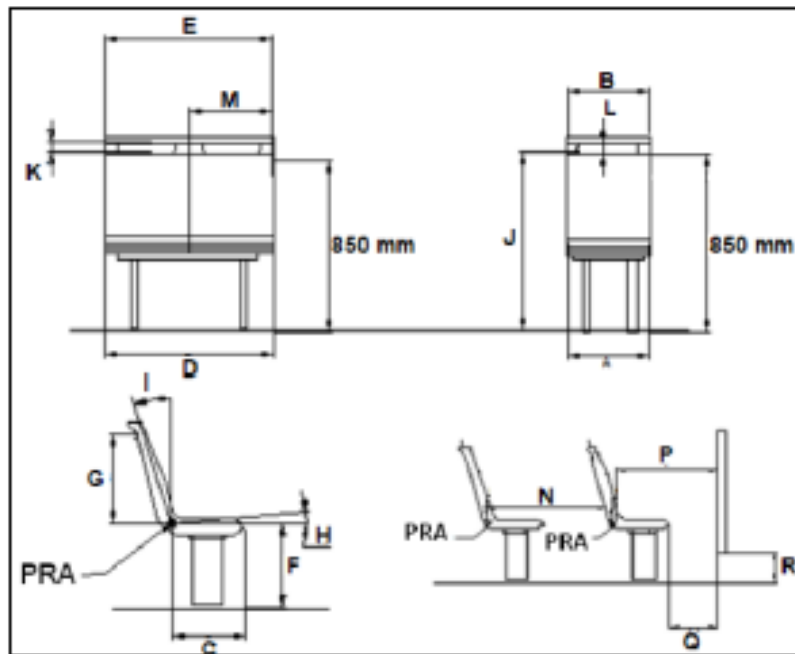


Imagen. 3 Consideraciones dimensionales del espacio de vida

Fuente: Reyes et Al., 2017

TABLA 3.

*Parámetros dimensionamiento de asiento*

DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Nomenclatura	Parámetros	Parámetros		Nomenclatura	Parámetros	Parámetros	
		Valor (mm)	(mm) INEN			Valor (mm)	(mm) INEN
			2205				2205
A	Ancho asiento individual	440 min	400	I	Angulo de respaldo de asiento	95°a 110°	-
B	Ancho de respaldo individual	420 min	400	J	Altura desde piso al centro del asiento	850 min	-
C	Profundidad	380 - 450	380	K	Claro libre entre asiento y respaldo	40 min	-
D	Ancho asientos contínuos	900	900	L	Sección de asidero de asiento	31,8 - 40	-
E	Ancho respaldo asientos continuos	840	800		Altura total	881.8 - 890	900

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

INEN							
F	Altura de asiento desde piso	2205 400- 420	400 – 420	M	Largo asidero de asiento	200 min	-
G	Altura de respaldo	450 min	-	N	Distancia entre asientos	700 min	680 min
H	Angulo de base de asiento	4° a 7°	2° a 6°				

Fuente: Reyes et Al., 2017

### **Normativas Internacionales**

Normativas Internacionales que interferirán directamente con los procesos de manufactura carrocería, o cuyas regulaciones han sido tomadas como indicadores de ciertos términos. A continuación, presentamos la normativa que refiere la NTE INEN 1323 para Equipos e Instalaciones eléctricas, Aislamiento térmico y acústico, entre otras deben cumplir algunos numerales de la normativa europea, presente a continuación:

DIRECTIVA 2001/85/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 20 de noviembre de 2001 relativa a las disposiciones especiales aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas además del asiento del conductor, y por la que se modifican las Directivas 70/156/CEE y 97/27/CE.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Cabe mencionar que los procesos de unión por procesos de soldadura vienen dados por las normas vigentes AWS D1.3 para acero, AWS D1.2 para unión de aluminio y/o AWS D1.6 para acero inoxidable.

### **Procesos de Fabricación Estructural de Carrocerías de autobuses eléctricos**

#### **Métodos Nacionales**

Los métodos de fabricación carrocerero nacional están enfocados en los buses o minibuses, cuyo tren de potencia se adapta a un sistema de combustión interna, por lo que el espacio que usualmente se deja en la carrocería dependerá de dichos componentes. La fabricación de estas carrocerías respeta las normativas nacionales expuestas anteriormente, sobretodo la NTE INEN1323 y la NTE INEN1668

Actualmente no se cuenta con fabricación de carrocerías eléctricas

#### **Métodos Internacionales**

Los procesos de fabricación dependerán de los fabricantes, para este estudio se ha tomado como referente los siguientes casos de estudio de dos marcas:

#### ***CASO eCitaro de Mercedes Benz***

Empresas como Mercedes Benz están a la vanguardia con la tecnología en la industria automotriz, uno de los pilares en transporte público con movilidad eléctrica es el eCitaro, un autobús tipo Omnibus urbano, un desafío que saldrá al mercado en el 2020 por la multinacional (Revista Mercedes Benz, 2019)



Imagen. 4 Bus eCITARO  
Fuente: Revista Mercedes Benz- eCitaro, 2019

A continuación, se muestra la ubicación de los componentes y equipos principales del tren de potencia del eCITARO de Mercedes Benz.

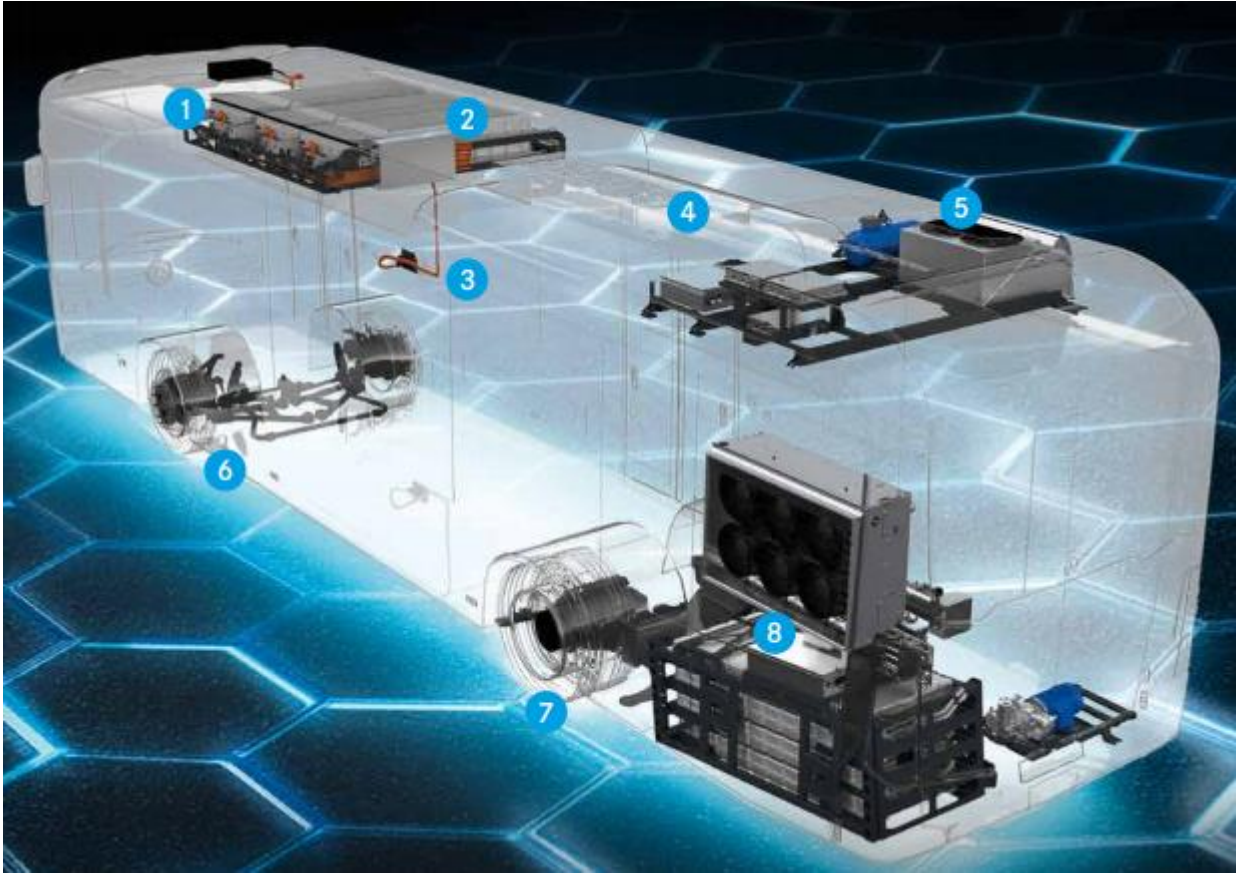


Imagen. 5 Distribución interna de componentes en bus eCITARO  
Fuente: Revista Mercedes Benz- eCitaro, 2019

Como se puede observar la distribución puede servir como guía para el diseño conceptual de la carrocería de un minibús, apartando el espacio necesario para los componentes eléctricos.

En función de la imagen expuesta se identifica cada uno de los componentes, según el indicador de la página:

1. Espacio libre para la toma de corriente opcional.
2. Zona de baterías
3. Enchufe de Carga
4. Climatización con bomba de calor
5. Refrigerador de Baterías

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

6. Eje delantero de ocho toneladas
7. Eje propulsor eléctrico con motores
8. Baterías de serie trasera, encima, componente de la refrigeración.

(Revista Mercedes Benz)

El caso del eCITARO de Mercedes Benz es un caso excepcional, que usa un sistema motriz eléctrico individual en cada uno de los cubos de las ruedas, mejorando la tracción a través del control punto por punto. (Revista Mercedes Benz, 2019)

### ***CASO Minibus***

El caso adaptable al estudio que se plantea hacer es el del minibus wolta, una innovación llevada a cabo de mano de la ingeniería Rampini y diseñada por la carrocera Car-bus.net, que representa un pilar de funcionalidad en la movilidad de buses urbanos, sobre todo en los centros históricos donde los espacios son limitados. (wolta, 2019)

Los sistemas que conforman el tren de potencia y datos relevantes usados en esta investigación del minibus mencionado son tomados de la ficha técnica y se presentan en la siguiente imagen:



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

TABLA 4.

*Ficha técnica de Minibus Wolta*

<b>PARTE</b>	<b>MODELO</b>	<b>MANUFACTURA</b>
Motor	1PV5135-4WS14	Siemens
Inverter	IGBT DCDC Mono Inverter	Siemens
Pack Battery	Nr. 105 Celis LiFePO4	Winston Battery Ltd
BMS	BMS Master / Slave whit Active Balancing	Rampini
Celdas de Calor	OnBoard Cells Heating	Rampini
Reducción	Reduction GearBox integrated into the Rear Axle	Rampini
Frenos	Pneumatic, disk breake 4 indipendent with ABS	Wabco
Suspensión	Pneumatic with ECAS	Wabco
Dirección	----	Wabco
Eje trasero	----	Wabco
Masa máxima autorizada	8000 kg	
Dimensiones	60000 x 2095 x 2950 mm	

Fuente: Página web Wolta, 2020

### Condiciones indirectas de diseño

El diseño de un bus y aplicaciones de carga están directamente enlazadas a parámetros que son necesarios para el diseño de un minibus eléctrico, para lo cual, es necesario conocer condiciones de aire, fricción en las llantas, estimar dimensionamiento de llantas, etc.

## **Consideraciones atmosféricas**

En función de determinar ciertos parámetros de diseño se ha tomado las condiciones atmosféricas para el análisis de fuerzas que actúan directamente con la carrocería y su posterior análisis de optimización y diseño, asumiendo principalmente la densidad de aire que tiene una injerencia muy importante para el análisis de carga de aire.

Cevallos, et Al., en el año 2018 explica al aire como una masa que ocupa un volumen en el espacio, ejerciendo presión cuando se lo comprime. Además, la densidad del mismo es de aproximadamente 0,293 grs/litro, variando en función de presión atmosférica principalmente.

## **Consideraciones de fricción de neumáticos**

Para realizar el análisis de carga en un sistema móvil que gira con condiciones dinámicas de peralte y velocidad dependerá directamente de la fuerza de rozamiento para evitar que este derrape o se vire.

En función de lo mencionado es necesario conocer algunos valores de coeficientes de fricción según las superficies en contacto, a continuación, se muestra una imagen tomada del artículo titulado “ANALISIS DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA INTERFACE NEUMÁTICO – CARRETERA. MODELOS DE SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN” que identifica valores de coeficiente de fricción estático para diferentes superficies:

DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

TABLA 5.

*Valor de coeficiente de fricción para diferentes superficies*

<b>Condición y tipo de Superficie</b>	<b><math>\mu_0</math></b>
Hormigón muy bueno	0.008 – 0.1
Asfalto muy bueno	0.01 – 0.0125
Hormigón promedio	0.01 – 0.015
Pavimento muy bueno	0.015
Macadán muy bueno	0.013 – 0.016
Asfalto promedio	0.018
Hormigón en malas condiciones	0.01 – 0.015
Pavimento muy bueno	0.015
Macadán muy bueno	0.013 – 0.016
Asfalto promedio	0.018
Hormigón en malas condiciones	0.02
Pavimento de bloque en buen estado	0.02
Macadán promedio	0.018 - 0.023
Camino de piedra en buen estado	0.033 – 0.055
Camino de tierra en buen estado	0.045
Camino de piedra en mal estado	0.085
Nieve poco profunda (5cm)	0.025
Nieve profunda (10 cm)	0.037
Camino de tierra sin mantenimiento	0.08 – 0.16
Arena	0.15 - 0.3

Fuente: Di Radio, et Al., 2013

## MÉTODO

El método se basa en la conceptualización de la metodología de diseño usando la información recolectada y analizada a través del estado del arte, en este caso es necesario partir de la normativa para cumplir con las etapas que nos lleven al resultado esperado.

El tipo de investigación tiene un enfoque aplicativo, que según Manzano et al., tiene como finalidad contribuir en la resolución de un problema práctico, en este caso solventar el ámbito estructural de las carrocerías de minibuses en un país que apuesta para el 2025 a un tipo de movilidad amigable con energía alternativas, en este caso electricidad.

Para el diseño estructural y según el desarrollo de una investigación con enfoque aplicativo se plantea resolver la hipótesis mediante actividades continuas siguiendo el orden mostrado en el siguiente diagrama de procesos:

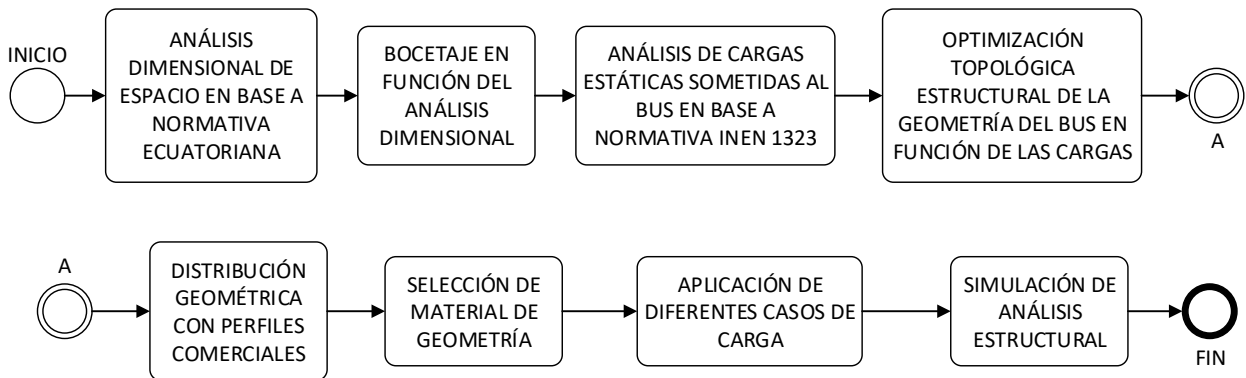


Imagen. 6 Metodología empleada

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

## Análisis Dimensional

La normativa NTE INEN 1668 regulariza específicamente las dimensiones en este caso de un minibus, mientras que, la normativa NTE INEN 1323 indica normativas constructivas de carrocerías.

## Bocetaje

En función de la normativa ecuatoriana y siguiendo la metodología de diseño conceptual se esquematiza un boceto inicial que permita identificar las partes donde se deberá en menor proporción utilizar de miembros estructurales, en este caso ventanas, espacio para el tren de potencia (baterías, inversor, motor AC, etc).

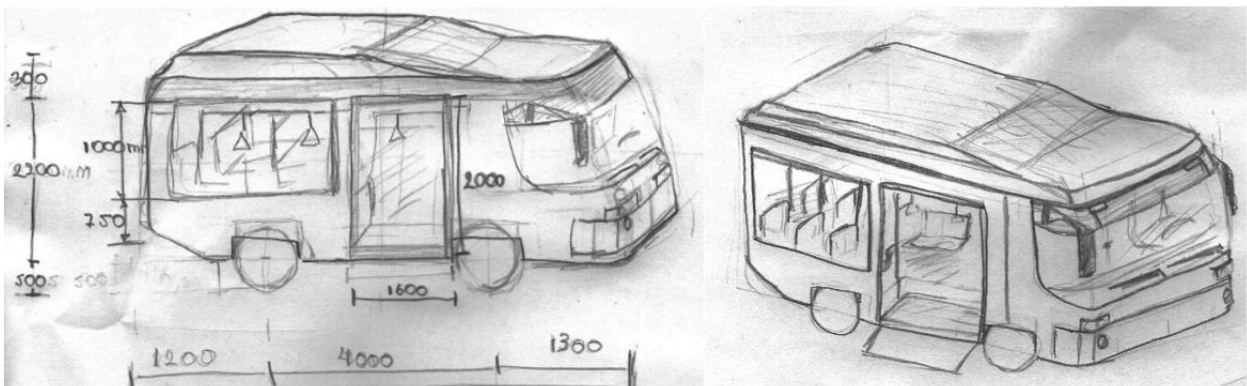


Imagen. 7 Boceto de bus

El plasmar un boceto pensando en el confort de usuario, se ha basado un área mayor para las ventanas, pues según indica Carapia M. en 2013, acerca de la percepción del espacio, que los factores afectan la forma en como se observa el medio, que el aumento de tamaño de un objeto indica que se sitúa cerca del observador, en este caso se interpreta que el observar una mayor cantidad de objetos mediante grandes ventanas brinda la percepción de estar cerca de ellos, evitando la sensación de encierro para el pasajero.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

En primera instancia se ha respetado la normativa NTE INEN 1668, con dimensiones de ventanas reguladas, longitud máxima de un minibús menor a 10000mm, 2 ejes, altura por debajo de los 3300 mm, visualización del ocupante, etc.

A continuación, se visualiza la distribución dimensional a las que el minibús estará sujeto, se ha realizado un bosquejo CAD, para tener una mejor orientación del minibús.

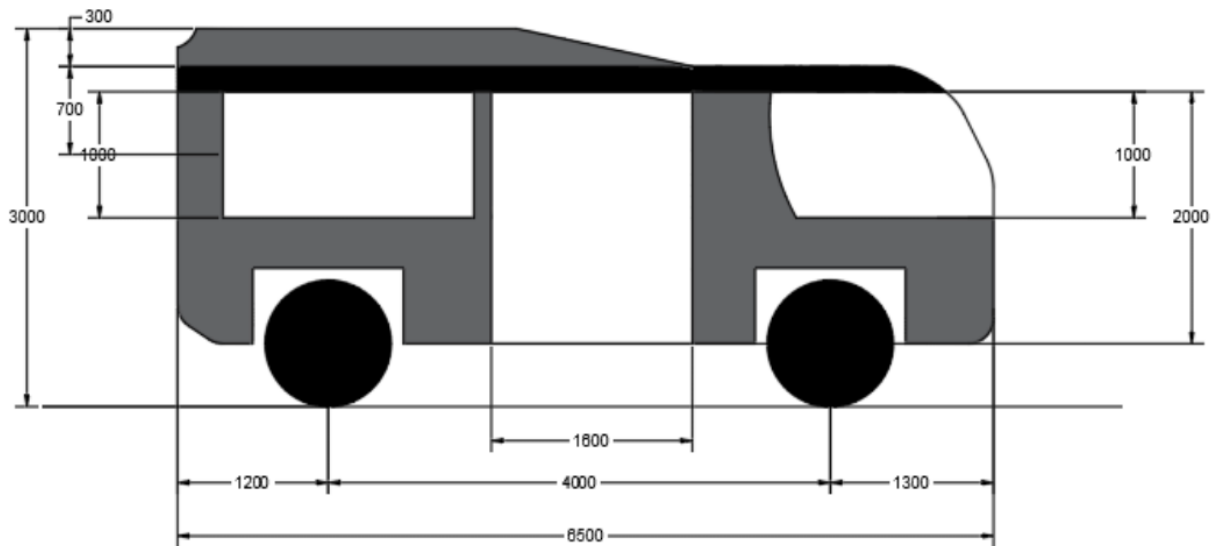


Imagen. 8 Boceto CAD

Respecto a la normativa NTE INEN 1323, que se basa en cubrir el espacio de supervivencia a través de un adecuado diseño estructural, para esto será necesario la selección adecuada de la geometría de los componente o miembros estructurales con análisis de cargas según lo detalla dicha normativa.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

## Análisis de Carga

Las cargas a las que debe estar sometido el bus están dadas por la normativa nacional NTE INEN 1323, para lo cual es necesario identificar lo siguiente:

- Cargas vivas (V)

Las cargas vivas vienen dadas en función del espacio disponible en el interior del bus y la posible distribución en su interior, al tratar de un diseño estructural no es necesario entrar en detalle de la distribución de los asientos, pero sin embargo es necesario conocer la cantidad de pasajeros que determinará la carga viva, para lo cual se ha esquematizado en el espacio del bus la cantidad de pasajeros sentados y de pie.

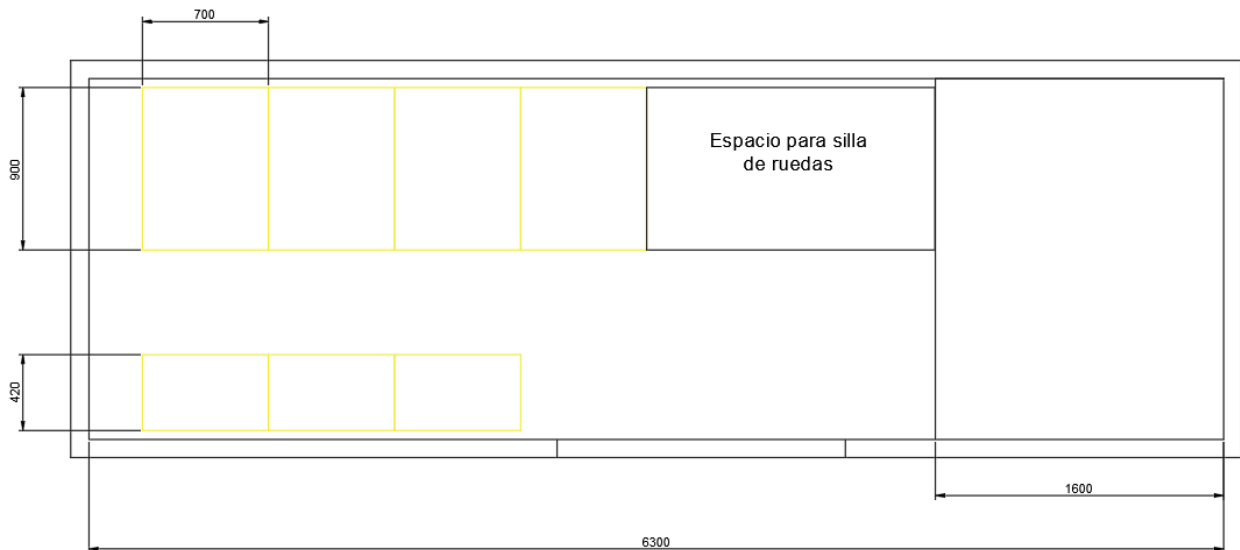


Imagen. 9 Posible distribución de asientos al interior del bus

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

En la distribución interna del bus se asume la ubicación de asientos para los pasajeros sentados respetando los parámetros INEN 2205, espacio para pasajeros de pie según la normativa INEN 1323 e incluso las personas que ocuparán el espacio de la cabina de conducción.

A continuación, se presenta el área de disponibilidad para pasajeros de pié mediante el software de Autodesk AUTOCAD.

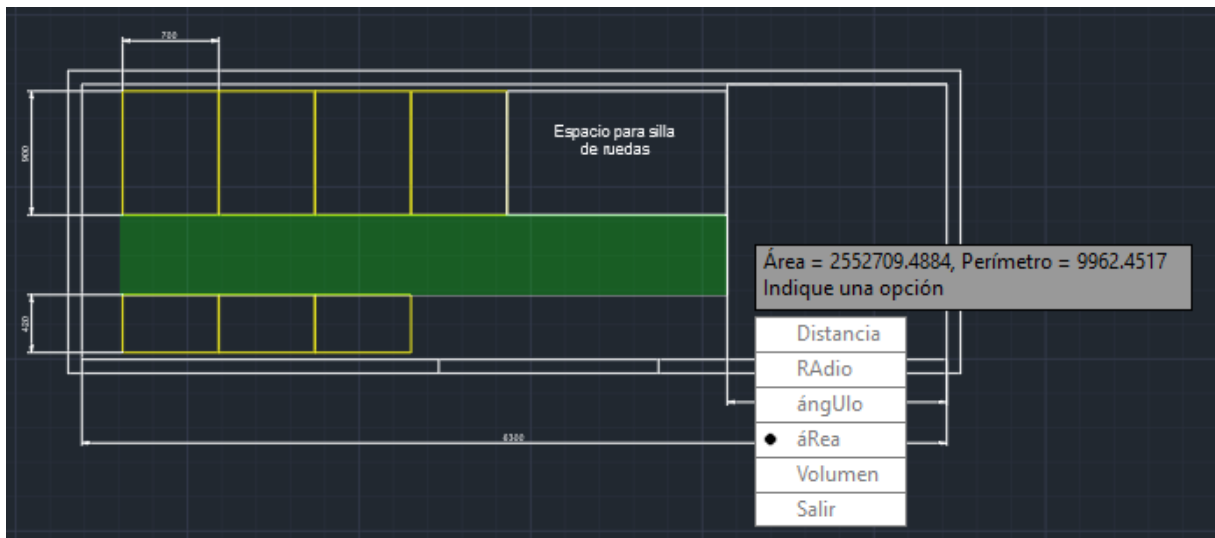


Imagen. 10 Área disponible de 2552709 mm<sup>2</sup> = 2,55m<sup>2</sup>

La Tabla mostrada a continuación indica la cantidad de pasajeros en función de la ocupación del minibus:

TABLA 6.  
*Distribución total de pasajeros*

Denominación	Consideración para Variable	Número de TOTAL
	determinar número	pasajeros (Pasajeros):
	de pasajeros	(personas)



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

---

Pasajero sentado	Número de asientos	11 asientos	11	
Pasajero en pie	0,16m <sup>2</sup> por pasajero	3,63 m <sup>2</sup>	22	
Personal en cabina	Conductor, ayudante	2 personas	2	36
Espacio Inclusivo	Silla de Ruedas	1 persona	1	

---

Por consiguiente y según lo dictamina la normativa INEN 1323 el peso por ocupante será de 70 kg, entonces:

$$\text{Carga Viva} = \text{Número de pasajeros} * \text{peso del ocupante} \quad \text{Ec 1}$$

$$\text{Carga Viva} = 36 \text{ pasajeros} * 70 \text{ kg/pasajero}$$

$$\text{Carga Viva} = 2520 \text{ kg} * 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Carga Viva} = 24696 \text{ [N]}$$

Es necesario aclarar que las cargas vivas serán distribuidas en todo el piso del minibus.

- Cargas muertas (M)

A pesar de no considerarse directamente en el análisis de carga, es necesario e indispensable conocer la fuerza que ejerce el peso propio de la estructura con la finalidad de conocer las combinaciones de cargas básicas por parte de las estructuras de la carrocería ya que son

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

consideradas sea por el método ASD o LRFD, por lo tanto, se analiza las cargas muertas en función del tren de potencia y estimado el peso propio de la estructura.

Conocer las cargas reales previo a la fabricación y dimensionamiento es prácticamente imposible, más sin embargo se puede aproximarlas en función a las dimensiones y aplicabilidad, por lo tanto, por la similitud en temas de dimensionamiento, aplicación y tren de potencia completamente eléctrico se asume el MMA (masa máxima autorizada) del minibus eléctrico Wolta, cuyo valor se encuentra en la página oficial de la marca con un valor de 8300 kg. Cabe mencionar que el tren de potencia va asentado sobre el bastidor del minibus.

La carga MMA hace referencia al valor total del minibus completamente cargado, por esta razón es necesario considerar los valores ajenos a la estructura, como el tren de rodaje y algunos componentes del tren de potencia que van apoyados sobre el bastidor asumiendo un valor del 40% de la carga del minibus y cargas vivas de 2250 kg, por lo tanto:

$$\text{Carga Muerta} = \text{MMA} - \text{Bastidor} - \text{Carga Viva} \quad \text{Ec 2}$$

$$\text{Cargas muertas} = 8300 \text{ kg} - [(40/100) * 8300 \text{ kg}] - 2250 \text{ kg}$$

$$\text{Cargas muertas (M)} = 2730 \text{ kg} * 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Carga muerta} = 26754 \text{ [N]}$$

– Carga de Giro (G)

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Las cargas de giro según la normativa INEN 1323 son calculadas cuando el vehículo es sometido a una fuerza centrífuga propia de una curvatura.

La normativa explica que la velocidad a considerarse debe ser al menos de 90 km/h, donde según la Tabla2.- Velocidades, radios mínimos y peralte en carretera de la misma, nos explica que a esa velocidad el radio de la curvatura es de 350 metros con un peralte del 8%.

Tomando en cuenta que el cálculo de la fuerza centrífuga se lo realiza en función del radio de curvatura, velocidad y masa de la partícula, en este caso, se ha realizado un análisis de fuerzas con equilibrio en el eje de las Y y con comportamiento dinámico en el eje de las X, con la finalidad de involucrar la fuerza de rozamiento entre el pavimento y las ruedas.

En función de lo mencionado el cálculo de la carga de Giro se transforma en un problema de dinámica, para lo cual:

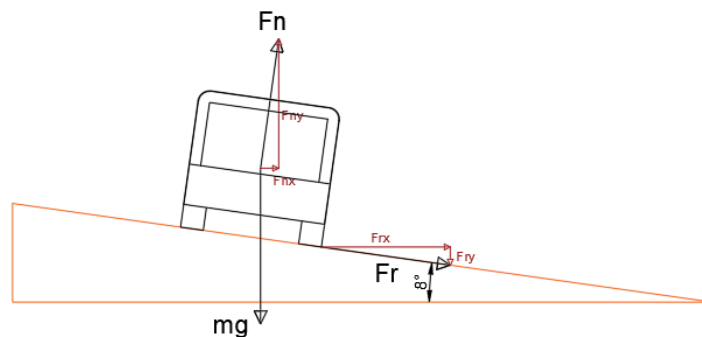


Imagen. 11 Posición del bus al girar

Donde:

- $F_n$ : Fuerza Normal (N)
- $F_r$ : Fuerza de rozamiento (N)
- $mg$ : Peso (N)

Entonces para la resolución se aplican las ecuaciones dinámicas en el eje X y estáticas en el eje Y.

Por lo tanto:

$$\Sigma Fy = Fny - Fry - mg = 0 \quad Ec 3$$

$$(Fn * \cos(8^\circ)) - (\mu * Fn * \text{sen}(8^\circ)) - mg = 0$$

$$Fn = \frac{mg}{\cos(8^\circ) - \mu \text{sen}(8^\circ)}$$

El coeficiente de fricción estático  $\mu$  para la adherencia entre neumáticos y pavimento según García G, et al., para asfalto promedio es de 0.018.

A continuación, es necesario determinar el comportamiento del minibus en el eje X, donde se consideran ecuaciones dinámicas:

$$\Sigma Fx = Fnx - Frx = G \quad Ec 4$$

$$G = (Fn * \text{sen}(8^\circ)) - (\mu * Fn * \cos(8^\circ))$$

$$G = \left( \frac{mg}{\cos(8^\circ) - \mu \text{sen}(8^\circ)} \right) * (\text{sen}(8^\circ) + (\mu * \cos(8^\circ)))$$

$$G = \left( \frac{8300kg * 9,8 \left( \frac{m}{s^2} \right)}{\cos(8^\circ) - 0,018 \text{sen}(8^\circ)} \right) * (\text{sen}(8^\circ) + (0,018 * \cos(8^\circ)))$$

$$G = 12928 [N]$$

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

### – Carga de Frenado (F)

La carga de frenado según la normativa INEN 1323 debe ser calculada para una desaceleración mayor o igual a  $4\text{m/s}^2$ , por lo tanto, es necesario aplicar ecuaciones de dinámica de un cuerpo para la resolución del mismo.

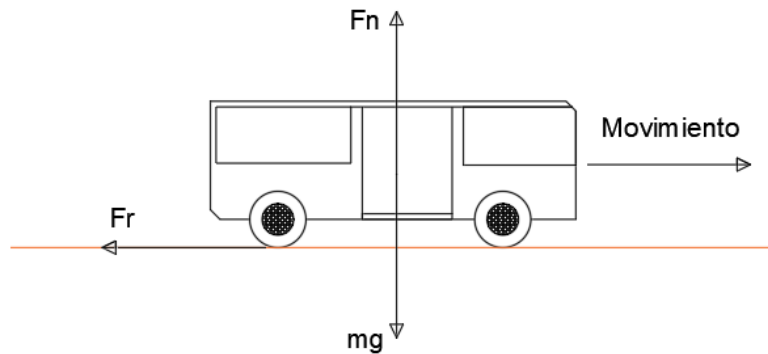


Imagen. 12 Diagrama de cuerpo libre para cálculo de fuerza de frenado

Para determinar la carga de frenado es necesario realizar un análisis dinámico en el eje X, asumiendo la fuerza de rozamiento como la carga de frenado, por lo tanto:

Análisis dinámico:

$$\Sigma F_x = -F_r = m$$

Ec 5

$$F_r = F = 8300 \text{ kg} * (-4 \text{ m/s}^2)$$

$$F = 30400 \text{ [N]}$$

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

- Carga de aceleración brusca

La carga de aceleración brusca ( $A_b$ ) según lo indica la norma INEN 1323 es el mismo valor pero en sentido contrario:

$$A_b = -F \quad Ec 6$$

$$A_b = -30400 [N]$$

Considerando que las cargas de aceleración brusca y de frenado son las mismas no son consideradas para el análisis estructural de cargas estáticas.

- Carga por resistencia de aire frontal ( $R_{af}$ )

La determinación de la carga de resistencia de aire frontal como todas las cargas está dada por la Normativa INEN 1323, por lo tanto:

$$R_{af} = \left(\frac{1}{2}\right) * (Cx) * \rho * Af * V^2 \quad Ec 7$$

Donde:

$R_{af}$ : Carga por resistencia aerodinámica, (N)

$\rho$  : Densidad del aire ( $kg/m^3$ )

$V$  : Velocidad del aire ( $m/s^2$ ), 25m/s.

$A_f$  : área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en ( $m^2$ )

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Cx: Coeficiente de resistencia de aire frontal (0,7).

Entonces:

$$Raf = \left(\frac{1}{2}\right) * (Cx) * \rho * Af * V^2$$

La densidad del aire en quito según Cevallos, et al., es de 0,293 gr/litro, equivalente en kg/m<sup>3</sup> al mismo valor, es decir a 0,293 kg/m<sup>3</sup>.

El área correspondiente a la proyección del minibús es de 2,2 m de ancho por 3 metros de alto, dando un total de 6,6m<sup>2</sup>.

$$Raf = \left(\frac{1}{2}\right) * (0,7) * 0,293 \frac{kg}{m^3} * 6,6m^2 * (25\left(\frac{m}{s^2}\right))^2$$

$$Raf = 423,01 [N]$$

### Optimización Estructural

Esta etapa busca realizar la optimización topológica del autobús, donde por medio del software de simulación Inspire de Altair se ha logrado esquematizar un proceso de diseño desde la etapa

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

de bocetaje presentada anteriormente hasta la primera impresión del material estructural previo al diseño final y simulación por Simsolid.

### Bocetaje inicial

Como fue mencionado en el apartado 6.1 se busca una mayor ergonomía para el usuario creando un espacio cómodo con ventanas amplias evitando la sensación de encierro.

Al tratarse del diseño estructural no se ha especificado en detalles, pero si en la ubicación de ventanas y puerta.

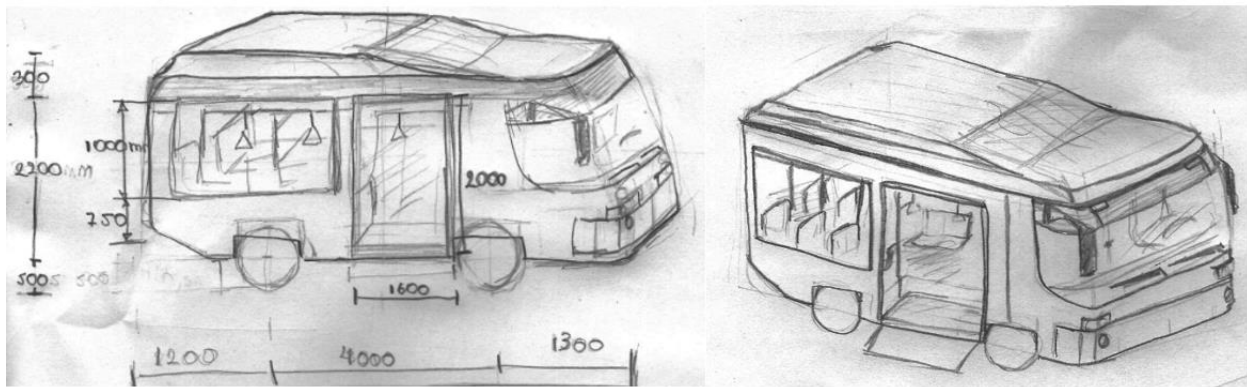


Imagen. 13 Boceto Inicial

Posterior a esto se realiza un esquema buscando las dimensiones reales que permita visualizar la distribución de espacios respetando el dimensionamiento inicial:

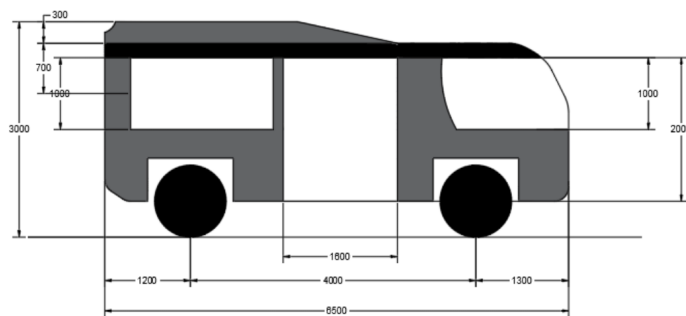


Imagen. 14 Boceto CAD



# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

## Modelado en Inspair de Altair

Inspair de Altair es un software que permite el modelado, por tal razón crea un diseño inicial respetando dimensiones del bocetaje inicial:

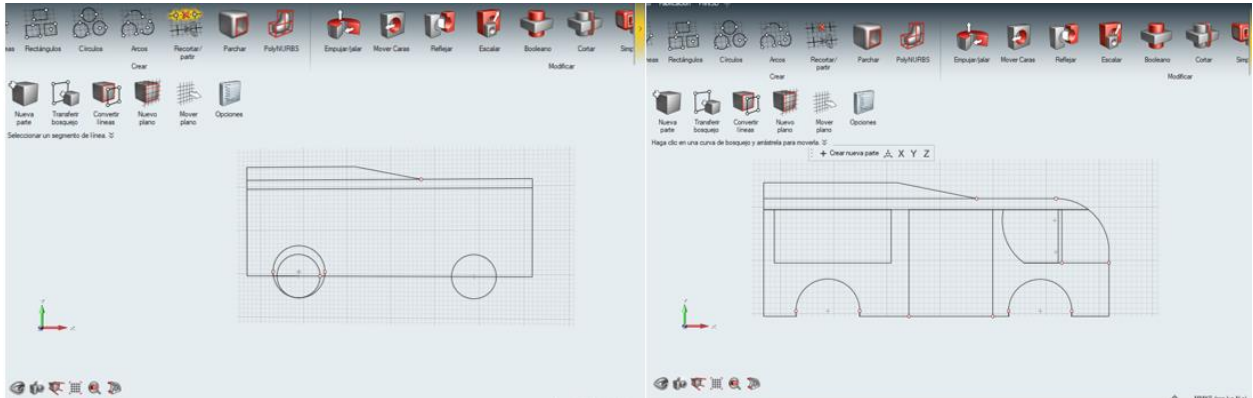


Imagen. 15 Boceto CAD en Inspire

La lógica de uso de Inspire es llevada a cabo a través de un volumen inicial y la sustracción paulatina de material según se requiera:

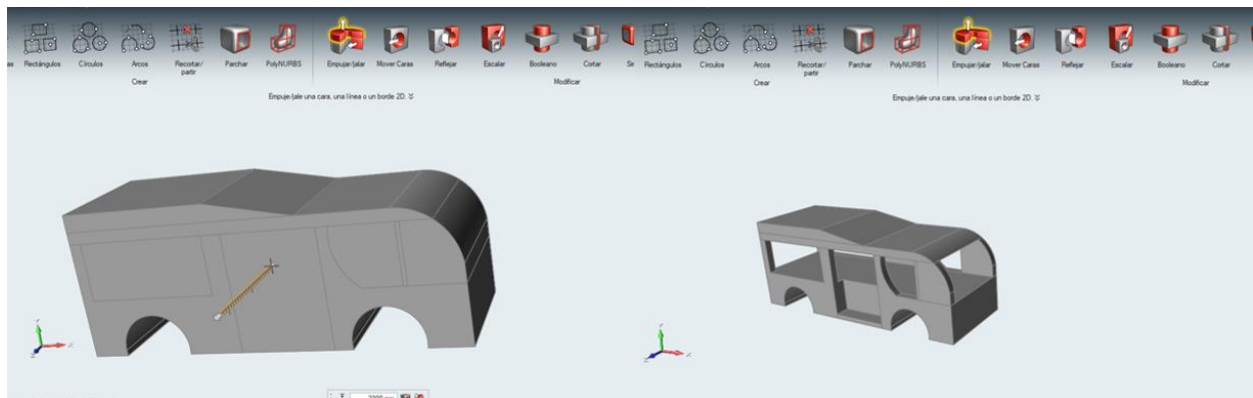


Imagen. 16 Modelado volumétrico CAD

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Obteniendo un volumen inicial con el que se puede trabajar y empezar a desarrollar el proceso de optimización estructural.

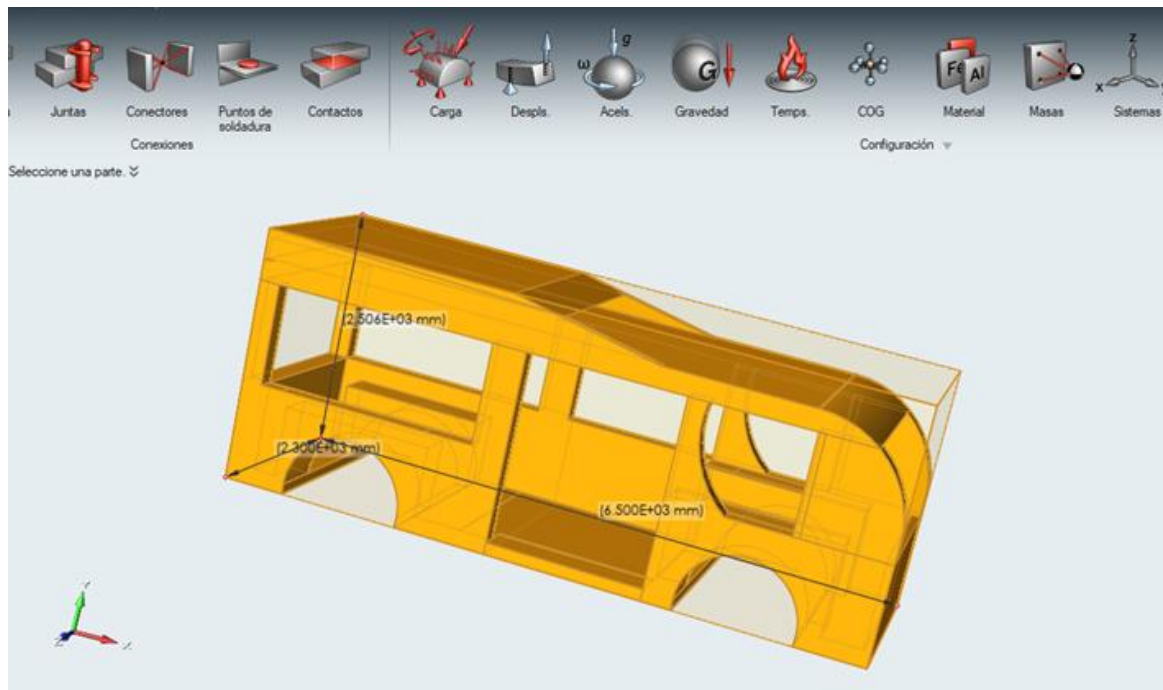


Imagen. 17 Dimensionamiento de modelado volumétrico

La geometría del diseño inicial imposibilita el análisis por falta de material, por lo que siguiendo el modelo anterior se crea uno similar con algunas variaciones, el cual permite el análisis de optimización topológica en un espacio de diseño seleccionado, obteniendo un volumen final en función del espacio de diseño tanto de ocupantes, tren de potencia eléctrico y demás componentes como baterías, que permite ubicar adecuadamente las cargas calculadas:

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

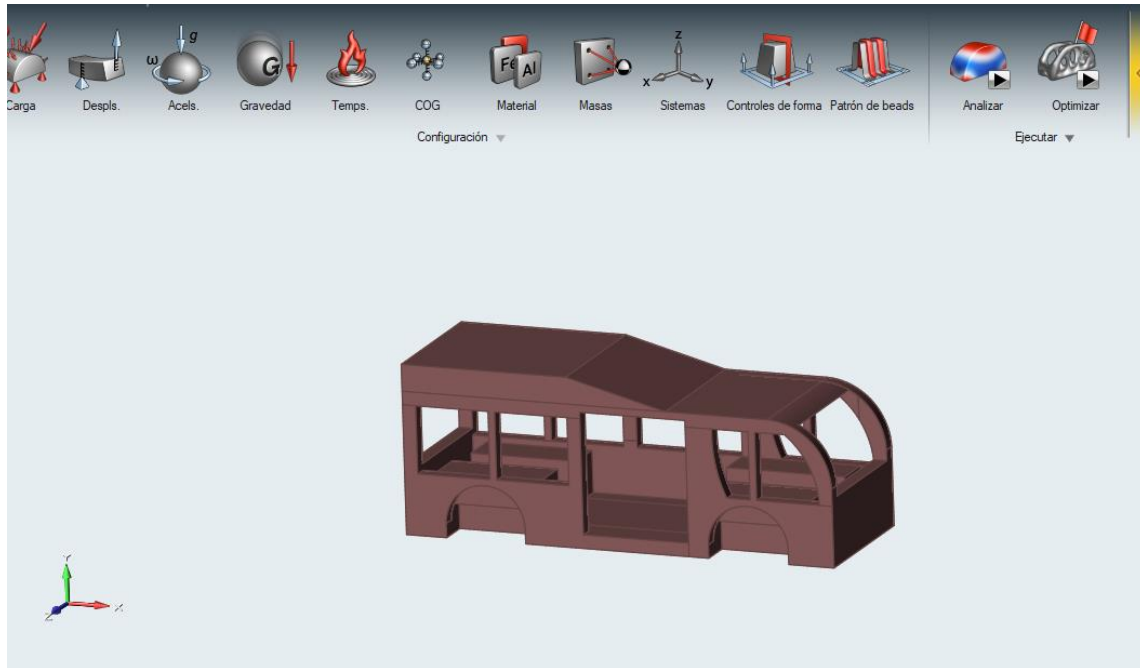


Imagen. 18 Presentación del espacio de diseño

## Aplicación de Cargas

Posterior al proceso de preparación de geometría se ingresa los valores de carga mostrados en la tabla a continuación

TABLA 7.  
*Resumen de cargas*

TIPO DE CARGA	MAGNITUD (N)
Carga viva	24696
Carga muerta	26754
Carga de giro	12928

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

---

Carga de aire frontal	423,01
Carga de aceleración brusca	30400
Carga de Frenado	30400

---

Para el análisis de carga viva se crea una geometría adicional sobre el piso para ubicar la misma, este es el espacio donde se ubican los usuarios del minibús.

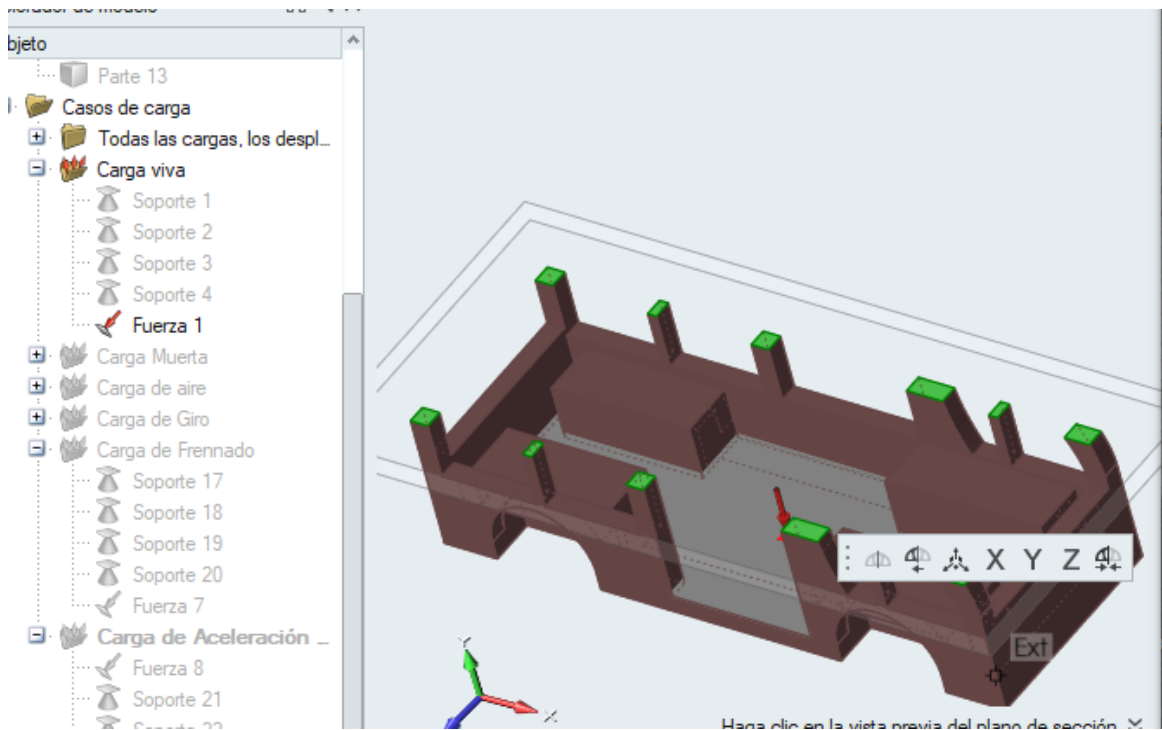


Imagen. 19 Carga Viva

Para el análisis de carga muerta se crea una geometría adicional sobre el techo para ubicar la misma, este es el espacio asumido para soportar la carga del minibús.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

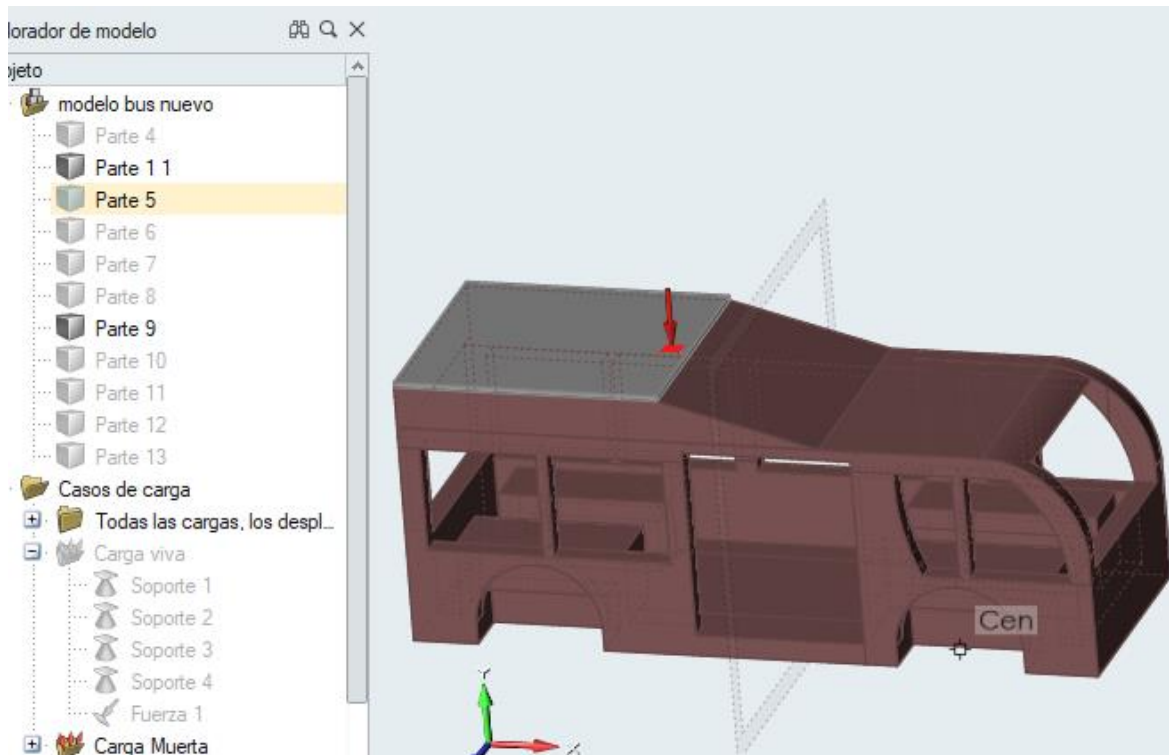


Imagen. 20 Carga Muerta

El análisis de ubicación de carga de giro se lo realiza al costado del bus. Creando una geometría del mismo material, que es el lugar donde se aplicará la fuerza centrípeta.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

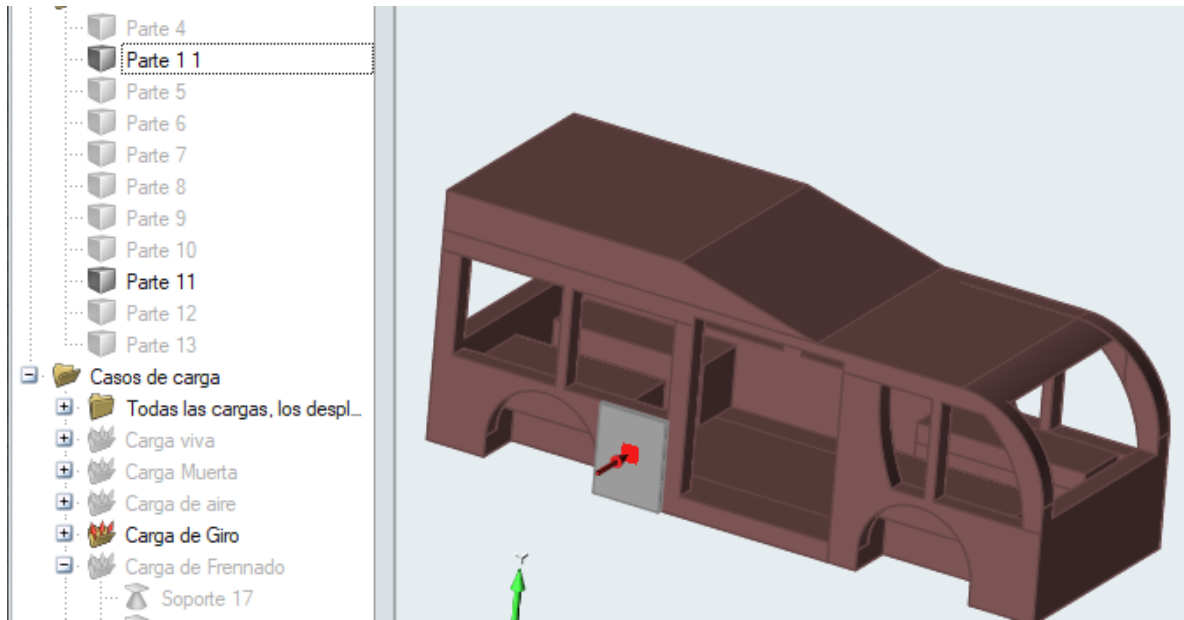


Imagen. 21 Carga de Giro

El análisis de cargas de aire frontal y de frenado tienen la misma dirección, por esta razón se lo realiza en la misma geometría adicional creada para trabajar en el área de diseño.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

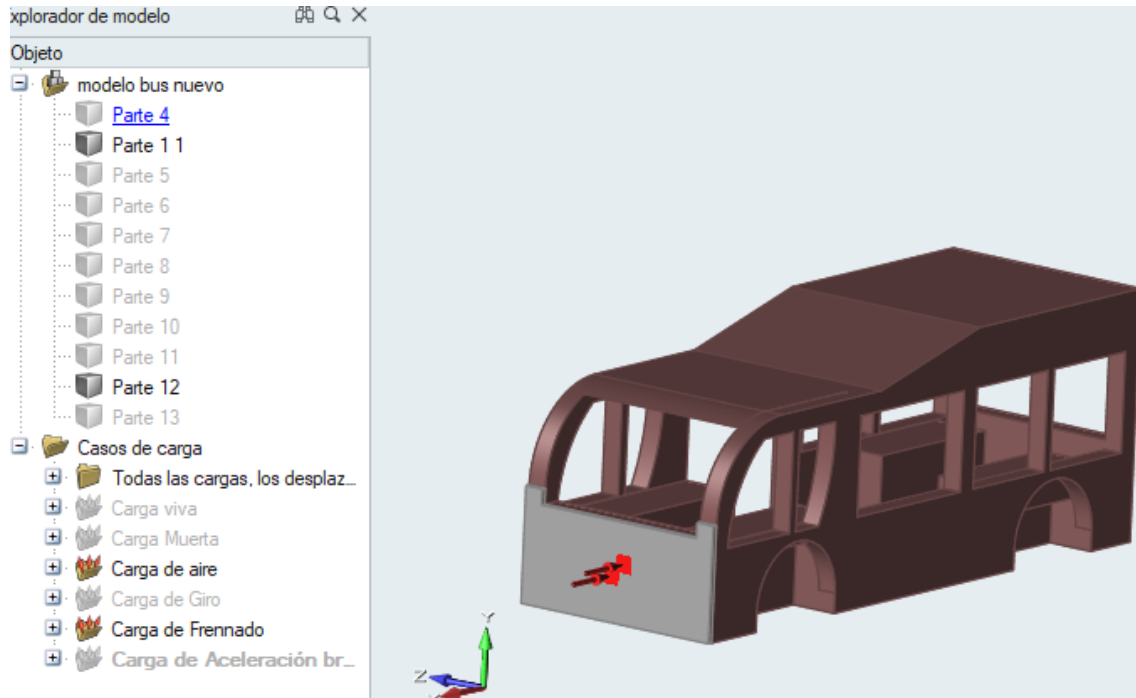


Imagen. 22 Carga de frenado y de aire

La carga de aceleración brusca es la misma en magnitud, pero en sentido contrario con la carga de frenado, se aplica en la zona posterior del minibus, de igual manera se crea una geometría adicional para trabajar estrictamente con el área de diseño.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

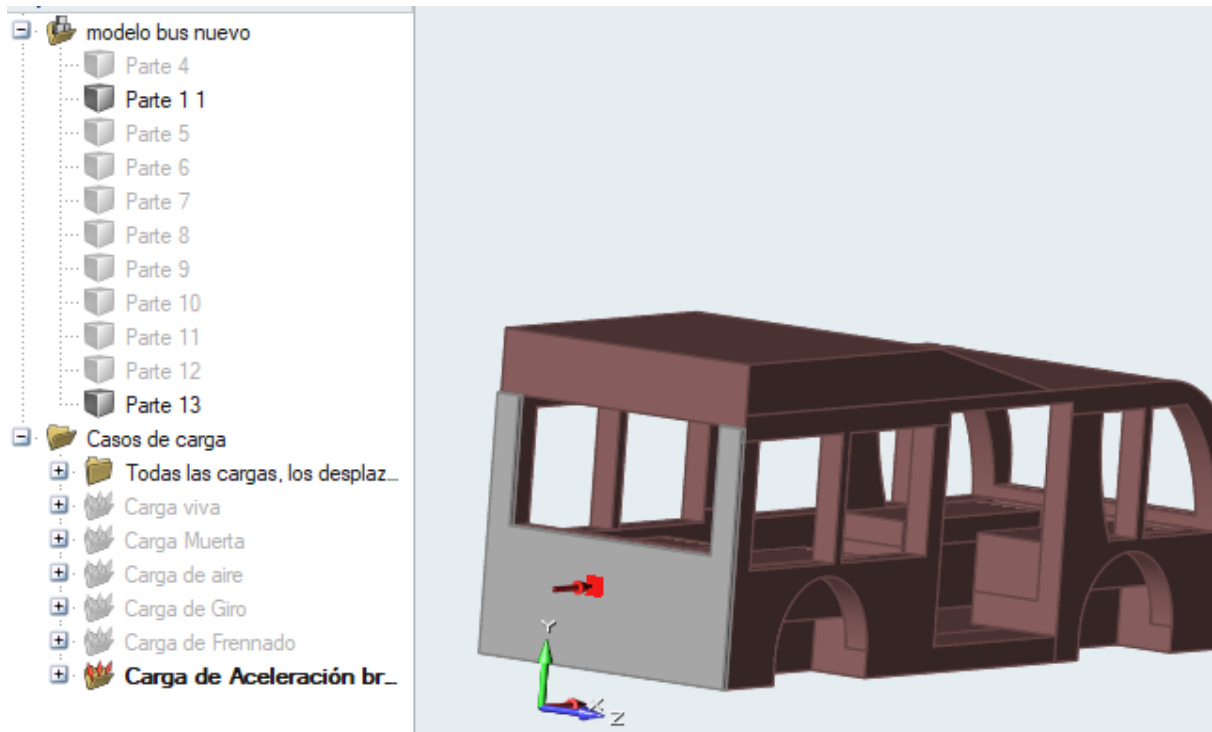


Imagen. 23 Carga de aceleración brusca

Los puntos de apoyo serán los mismos para todos los casos de carga, serán el lugar donde se asentará la estructura o el bastidor del minibús.



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

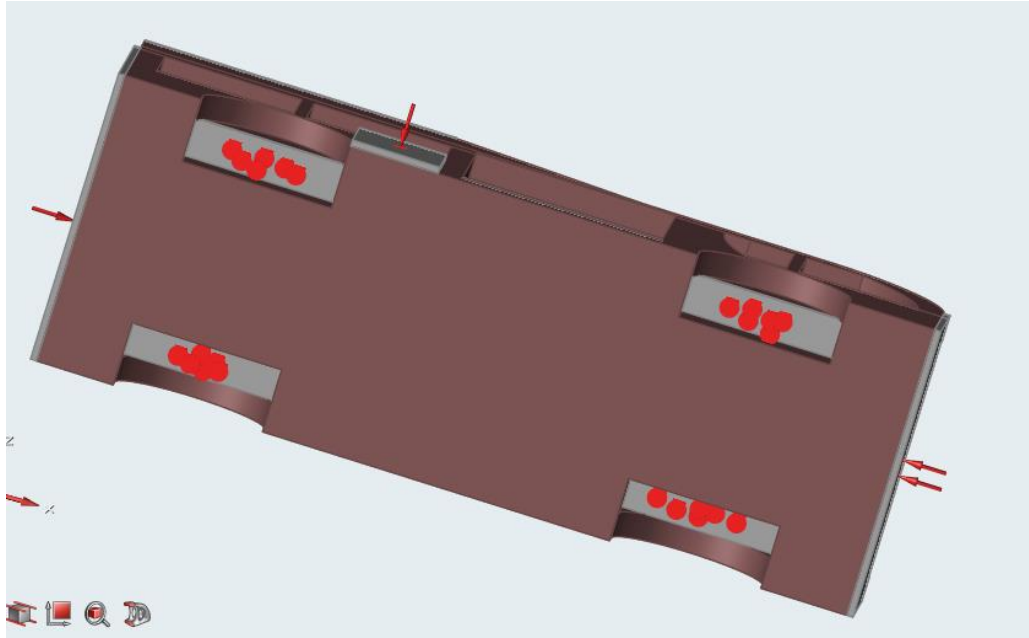


Imagen. 24 Puntos de apoyo

Finalmente se observa el minibus con las cargas adecuadamente ubicadas en función de las aplicaciones de cada una.

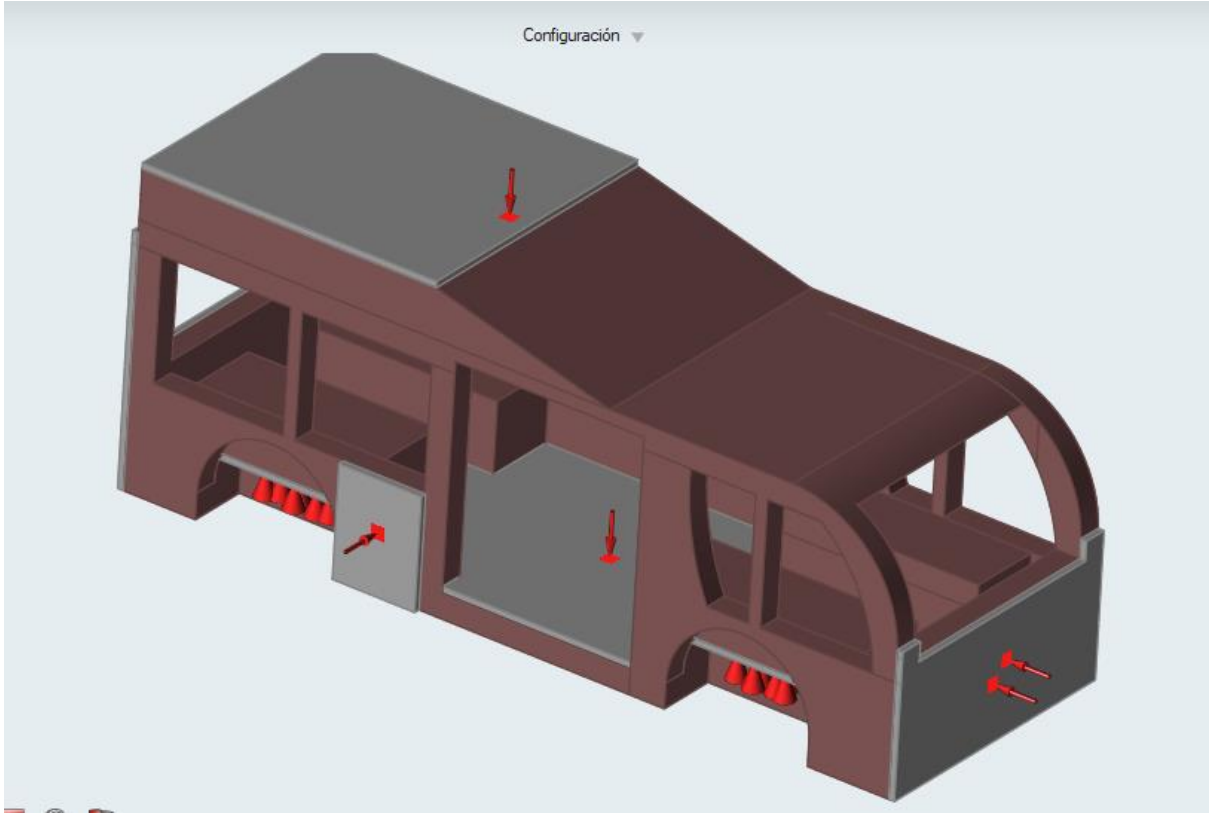


Imagen. 25 Cargas de análisis de optimización

### **Diseño topológicamente optimizado por inspire**

El software Inspire facilita la interpretación de distribución del material de un diseño estructural. El minibus se lo analiza con el objetivo de obtener la máxima rigidez.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

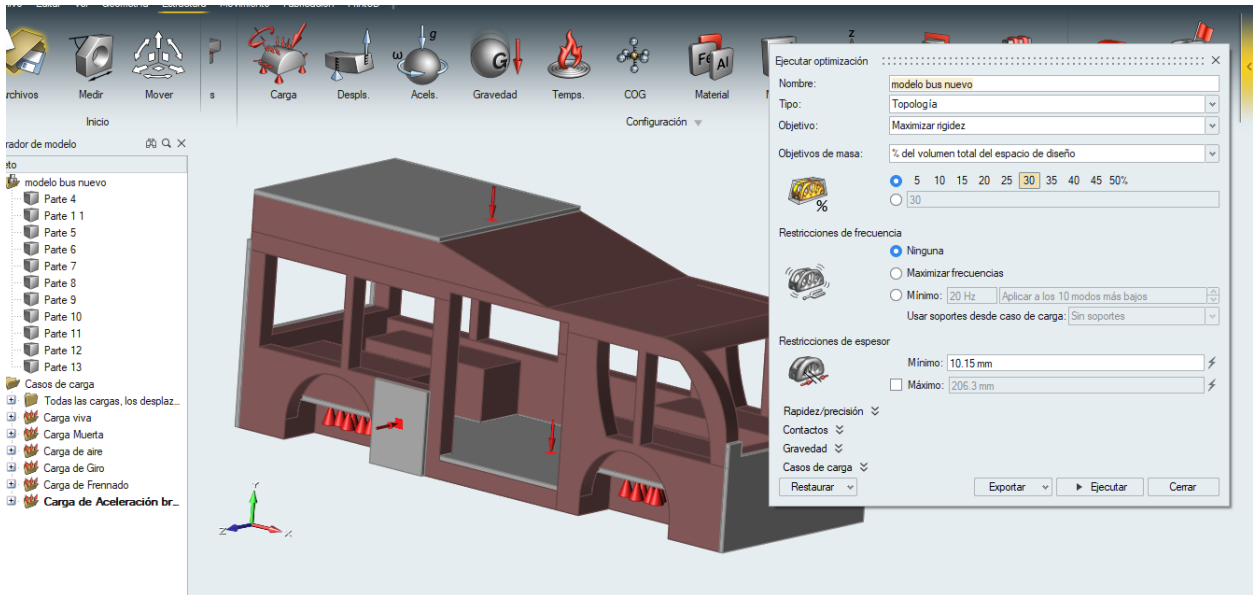


Imagen. 26 Parámetros de optimización

Parte del proceso de diseño es llegar a la optimización topológica adecuada sin la necesidad de manejar geometrías complejas, cabe mencionar que es importante entender el uso principal del software Inspire de Altair cuya finalidad es obtener la distribución de material previo al diseño y simulación CAE

Al obtener errores y problemas en el tiempo de operación para obtener resultados de optimización, se procede a desarrollar el mismo trabajo con dos geometrías simples, sin curvaturas que facilitan el mallado y con el mismo espacio de diseño.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

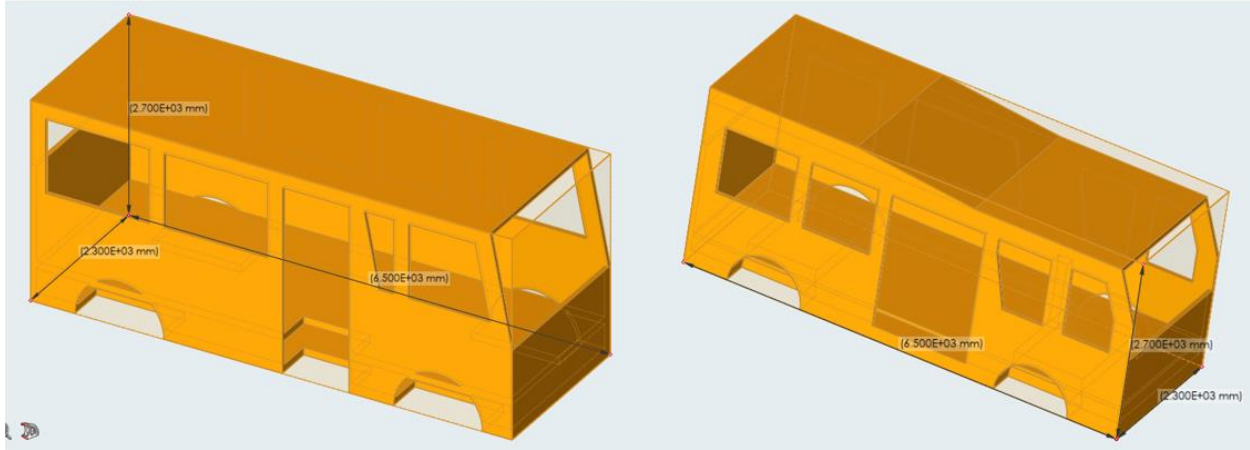


Imagen. 27 Geometría a optimizar

El proceso de análisis de cargas es el mismo que se aplicó anteriormente, esta vez con un incremento considerable que permita evidenciar el proceso de optimización, así también se incluyó cargas en el lugar donde se sitúan las baterías, a pesar que ya se consideró carga muerta en el cálculo de fuerzas aplicadas según la normativa INEN 1323.

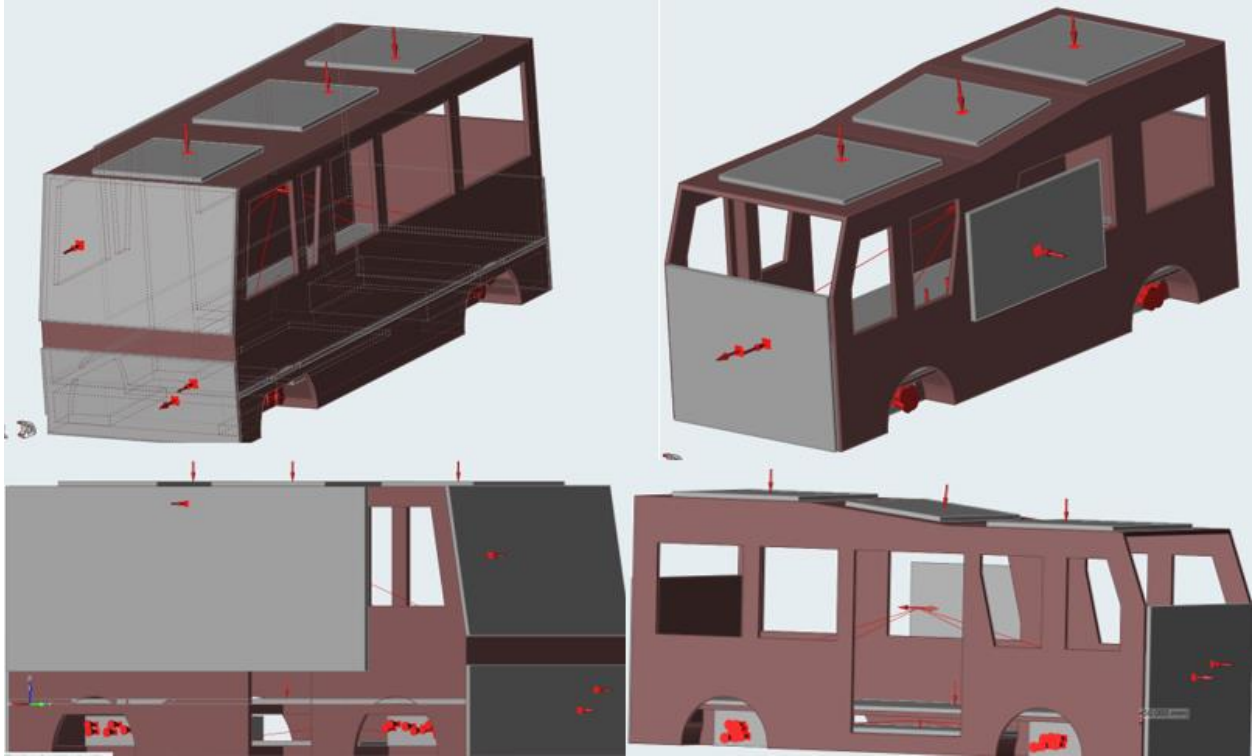


Imagen. 28 Modelos con cargas estáticas a optimizar

Como se puede observar a pesar de ser modelos distintos comparten en común la distribución de cargas, magnitud de las mismas, y pequeñas diferencias respecto al espacio de diseño.

### **Resultados de optimización topológica.**

Una vez terminado el proceso en cada una de las geometrías se obtienen los siguientes resultados, tomando en cuenta que el primer modelo dispone de techo plano, mientras que el otro una protuberancia en la parte posterior del techo.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

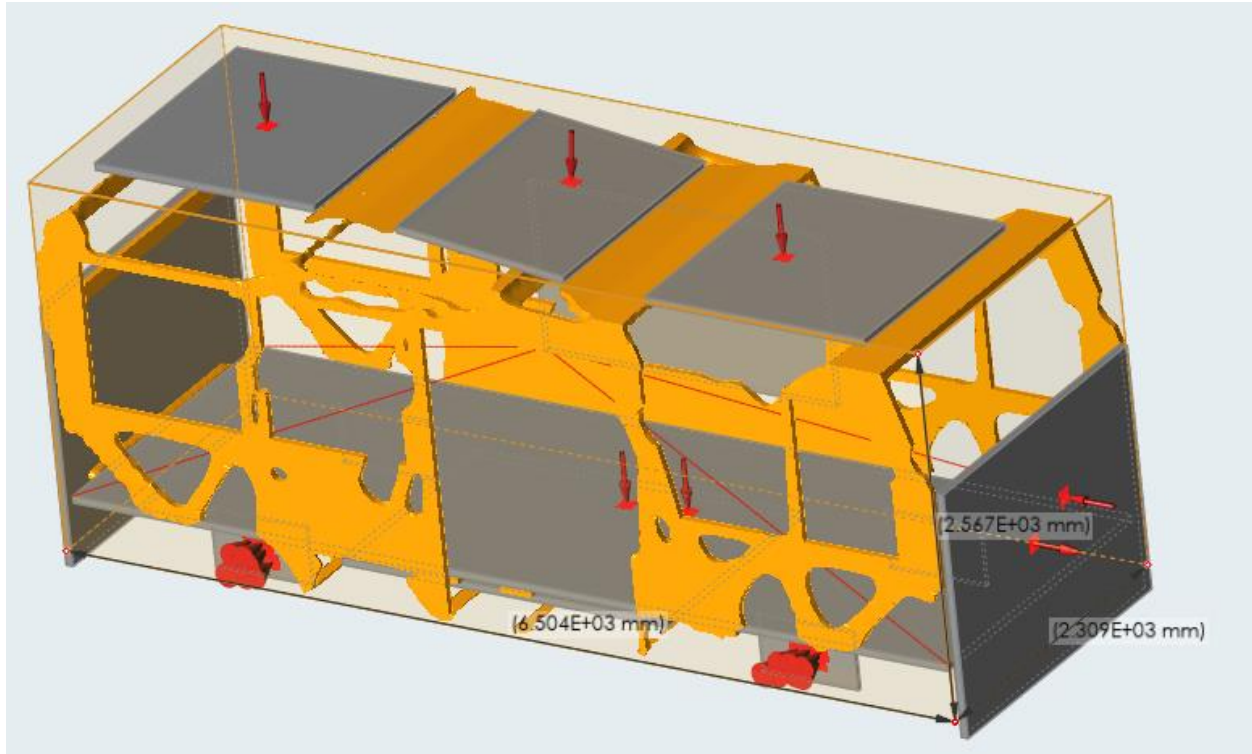


Imagen. 29 Modelo con techo irregular optimizado

Se puede apreciar la obtención del primer modelo donde se observa la distribución de material en forma de estructura triangular, respetando la rigidez de dicha figura geométrica, además de la necesidad de miembro estructural vertical que se encuentra sometido a compresión.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA CAE



Imagen. 30 Modelo con techo regular optimizado

En la imagen 31 se observa la distribución de material en función de las cargas aplicadas, cabe mencionar que el resultado de optimización topológica respeta criterios de diseño estructural como marcos en la estructura principal del bus.

### **Diseño de estructura**

El diseño de la estructura se lo realiza a partir de la optimización topológica, rescatando la distribución de material y reemplazando por perfiles comerciales, en este caso con perfil estructural DIN 50 x 50 x 2,9 mm.

La imagen mostrada a continuación muestra la geometría que se acerca a la distribución de material que nos brinda la optimización topológica:

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

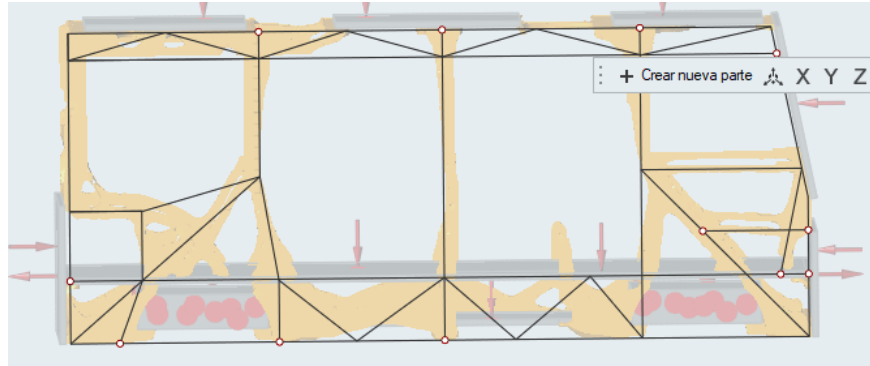


Imagen. 31 Superposición de geometría con líneas rectas en geometría optimizada

Se procede con el uso del software Inventor de Autodesk que permite adaptar el material instantáneamente con el uso de la herramienta de generación de estructura, siguiendo la distribución del material.

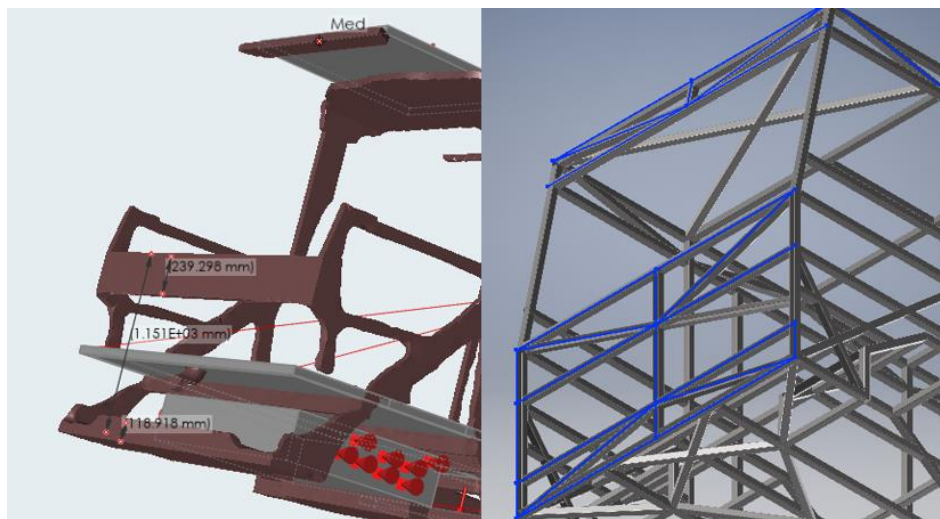


Imagen. 32 Comparativa en la distribución estructural frontal vs geometría optimizada

Como se puede apreciar en la Imagen 33. la distribución de perfiles estructurales se asemeja, reforzando con miembros estructurales donde es necesario mayor cantidad de material.



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

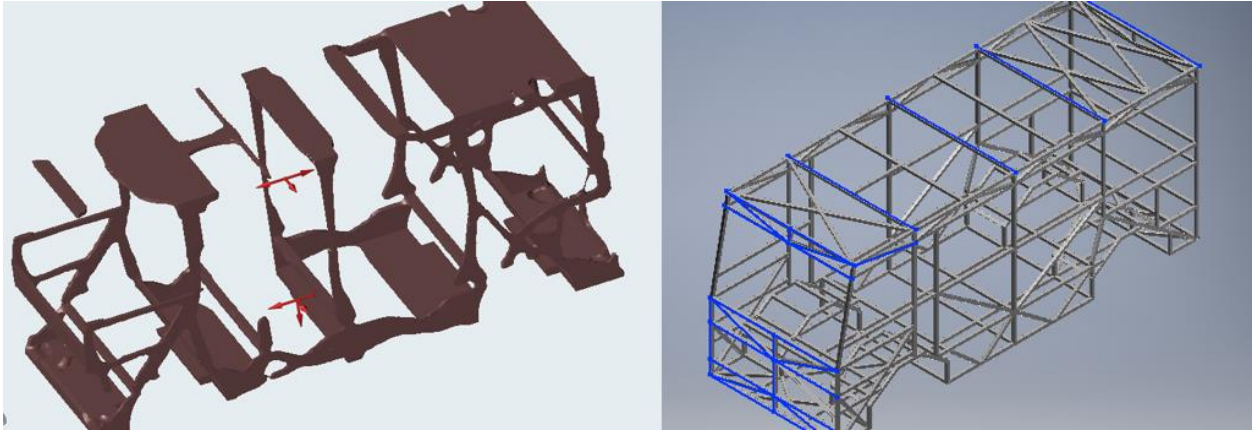


Imagen. 33 Comparativa en la distribución estructural del techo vs geometría optimizada

La Imagen 34. nos muestra como la distribución de los perfiles estructurales que forman un pórtico y como se muestra la semejanza con la geometría optimizada que nos brinda Inspire.

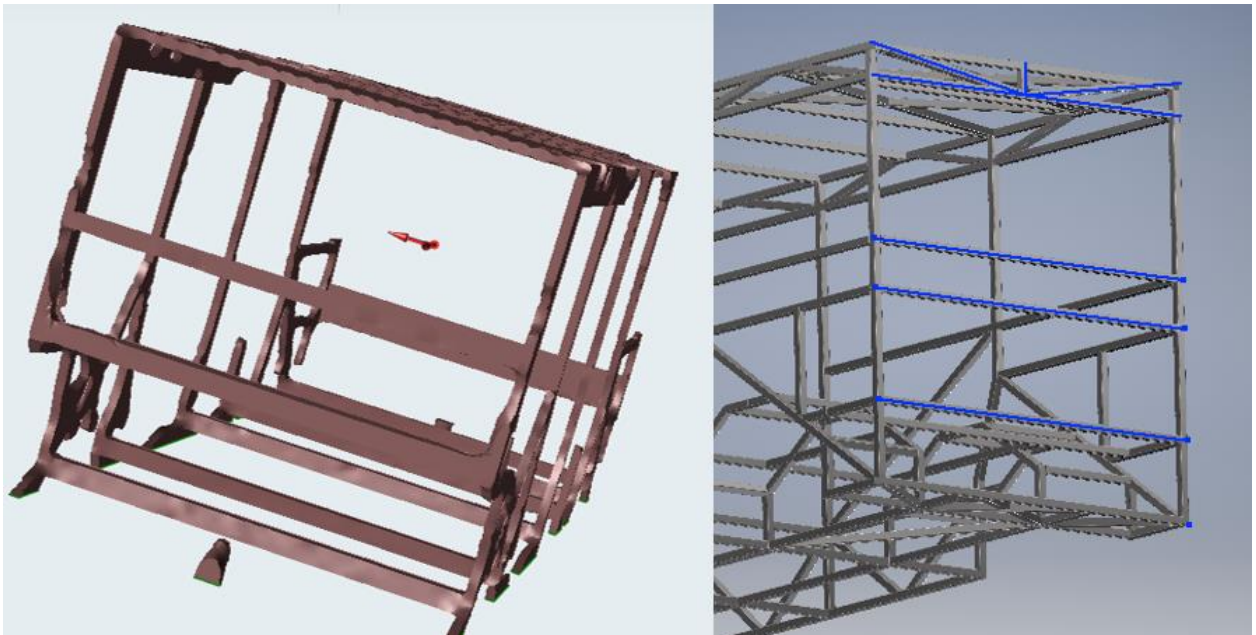


Imagen. 34 Comparativa en la distribución estructural trasera vs geometría optimizada

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

La Imagen 35. muestra la distribución de perfiles en la parte trasera, cabe mencionar que se sigue la secuencia horizontal de la distribución estructural horizontal.

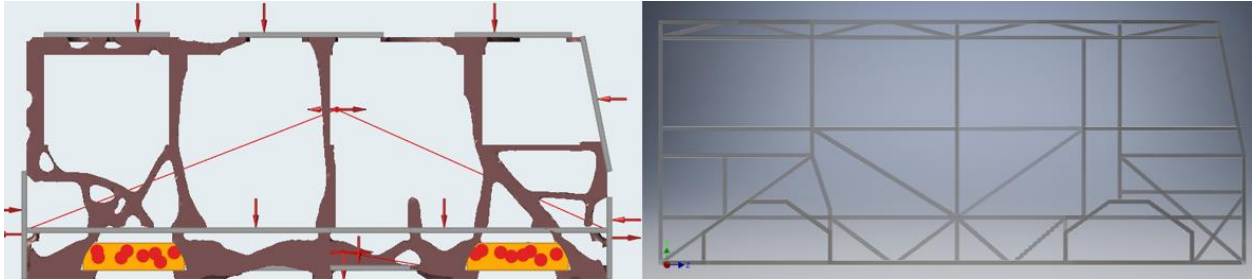


Imagen. 35 Comparativa en la distribución estructural lateral vs geometría optimizada

La Imagen 36. es la representación más clara de la comparativa entre la distribución estructural de perfiles comerciales vs la optimización topológica.

En función de lo mencionado se obtiene el diseño final con perfiles comerciales seleccionados.

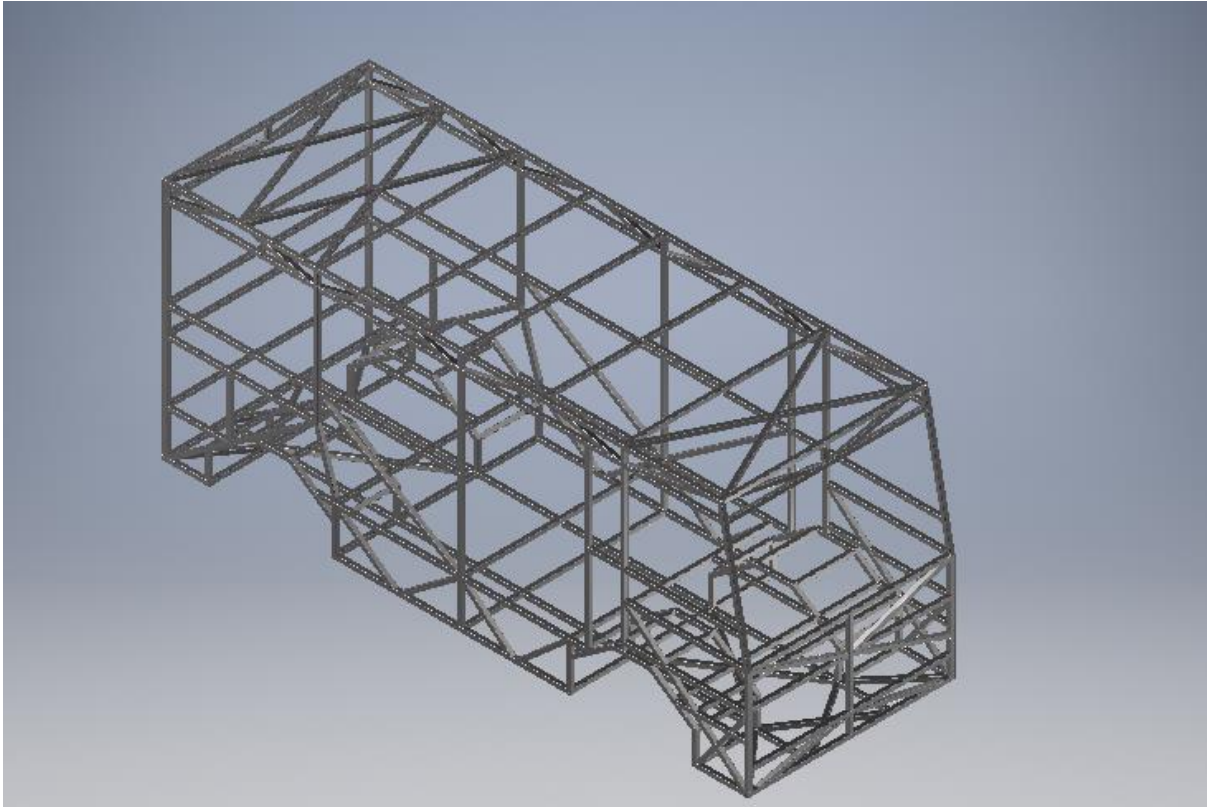


Imagen. 36 Diseño CAD de estructura final

### **Análisis Estructural CAE**

El proceso de análisis estructural se lleva a cabo mediante el uso del software de análisis Simsolid, donde se completa un proceso para la obtención de datos:

### **Selección de Material**

El material de fabricación juega un parámetro fundamental en el diseño de la carrocería, es necesario entender que la investigación es realizada en nuestro país, por lo tanto, es donde la posible construcción se situará, en función de esto se ha optado por utilizar materia prima nacional, en este caso perfiles estructurales 50 x 50 x 3 mm.

En el país existen diversas empresas manufactureras de materiales ferrosos, cuya actividad económica obedece a la FABRICACIÓN DE PRODUCTOS SEMIACABADOS DE HIERRO POR REDUCCIÓN DIRECTA DE MINERALES DE HIERRO (MENA).

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

En función de esto se ha preseleccionado dos materiales como alternativas:

- Acero ASTM a36
- Aluminio

Para la selección del material se usa según Riva el Método de evaluación de soluciones donde es necesario seleccionar al menos 2 alternativas y los criterios necesarios para definir el material que se va a utilizar.

Se usa el método ordinal corregido de criterios ponderados, por lo tanto se obtiene los siguientes datos para la evaluación:

Solución A: Acero ASTM a36

Solución B: Aluminio

Según Riva, 2020 “hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas”, en función de eso se ha considerado cinco criterios acordes a la necesidad de fabricación estructural en el país.

- Facilidad de manufactura. – Corresponde a la facilidad de ensamblaje, trabajo del material, pintura y encontrar personal capacitado
- Disponibilidad. - Facilidad de encontrar el material en cualquier localidad en el interior del país y de igual manera la existencia de empresas manufactureras de perfiles estructurales
- Seguridad. – Proteger el espacio de vida que indica la normativa, en función del material se puede analizar como el esfuerzo permisible o en su caso el límite elástico del material.
- Peso. – Un criterio muy importante donde en cualquier diseño estructural se desea reducirlo.
- Precio moderado. - El criterio costo es indispensable y determinante por la competitividad en la fabricación de carrocerías y minibuses importados

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

-

Los criterios de evaluación es la comparativa entre las filas y columnas, dando valoraciones de 0 cuando la fila es inferior a la columna, de 0,5 cuando los criterios tienen la misma importancia y 1 cuando el criterio de fila es superior al comparado con la columna.

En función de lo comentado se evalúa el material:

## 1. Evaluación de peso de criterios.

TABLA 8.  
*Evaluación de peso específico de criterios*

<b>Criterio</b>	<b>Precio moderado</b>	<b>Facilidad de Manufactura</b>	<b>Disponibilidad</b>	<b>Seguridad</b>	<b>Peso</b>	<b>Sumatoria + 1</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Precio moderado</b>	-	1	0	0	0	2	0,13
<b>Facilidad de Manufactura</b>	0	-	0	0	1	2	0,13
<b>Disponibilidad</b>	1	1	-	0	1	4	0,27
<b>Seguridad</b>	1	1	1	-	1	5	0,33
<b>Peso</b>	1	0	0	0	-	2	0,13
				<b>Suma</b>		15	1

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

El criterio con mayor ponderación es la seguridad seguido de la disponibilidad, y en una igualdad de importancia precio moderado, peso y facilidad de manufactura.

### 2. Evaluación de peso del criterio precio moderado

TABLA 9.  
Evaluación de peso específico de precio moderado

<b>Precio moderado</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Sumatoria + 1</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Solución A</b>	-	1	2	0,7
<b>Solución B</b>	0	-	1	0,3
		<b>Suma</b>	3	1

En el análisis de precio moderado la solución A, el acero estructural ASTM A-36

### 3. Evaluación de peso del criterio Facilidad de Manufactura

TABLA 10.  
Evaluación de peso específico de facilidad de manufactura

<b>Facilidad de Manufactura</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Sumatoria + 1</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Solución A</b>	-	0,5	1,5	0,5
<b>Solución B</b>	0,5	-	1,5	0,5
		<b>Suma</b>	3	1

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

En el análisis de facilidad de manufactura sostiene que las dos soluciones presentan similares condiciones en la manufactura.

### 4. Evaluación de peso del criterio disponibilidad

TABLA 11.

*Evaluación de peso específico de disponibilidad*

<b>Disponibilidad</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Sumatoria + 1</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Solución A</b>	-	1	2	0,7
<b>Solución B</b>	0	-	1	0,3
		<b>Suma</b>	3	1

En el análisis de disponibilidad la solución A, el acero estructural ASTM A-36

### 5. Evaluación de peso del criterio seguridad

TABLA 12.

*Evaluación de peso específico de seguridad*

<b>Seguridad</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Sumatoria + 1</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Solución A</b>	-	0,5	1,5	0,5
<b>Solución B</b>	0,5	-	1,5	0,5
		<b>Suma</b>	3	1

En el análisis de seguridad la solución A tiene igual de importancia que la solución B, esto porque el esfuerzo que se generará dependerá de la geometría de diseño, si bien es cierto el acero

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

ASTM A-36 tiene mayor valor de esfuerzo permisible que el aluminio, pero en el diseño se puede cubrir este parámetro.

### 6. Evaluación de peso del criterio peso

TABLA 13.  
*Evaluación de peso específico de peso*

<b>Peso</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Sumatoria + 1</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Solución A</b>	-	0	1	0,3
<b>Solución B</b>	1	-	2	0,7
		Suma	3	1

En el análisis de precio moderado la solución B, el Aluminio

TABLA 14.  
*Conclusión*

<b>Conclusión</b>	<b>Precio moderado</b>	<b>Facilidad de Manufactura</b>	<b>Disponibilidad</b>	<b>Seguridad</b>	<b>Peso</b>	<b>Sumatoria</b>	<b>Prioridad</b>
<b>Solución A</b>	0,09	0,065	0,18	0,17	0,04	0,545	1
<b>Solución B</b>	0,04	0,065	0,09	0,17	0,09	0,455	2

Según el análisis realizada se usa como material de fabricación la Solución A, es decir el acero ASTM A-36.



## Cargas en la Geometría

A continuación, se aplica cargas estáticas en la estructura respetando las fuerzas calculadas según la normativa INEN 1323, con el objetivo de alcanzar varias soluciones, enfocado en el lugar de aplicación:

- Distribución de carga 1 (travesaños centrales)
- Distribución de carga 2 (travesaños exteriores)
- Distribución de carga 3 (la mayoría de superficies)

## Superficie de Apoyo

La fijación de la estructura en todas las simulaciones obedece la geometría estándar del bastidor en los minibuses, por lo tanto, la apoyo fijo, empotrado se da en la zona central y en lo travesaños a los extremos:

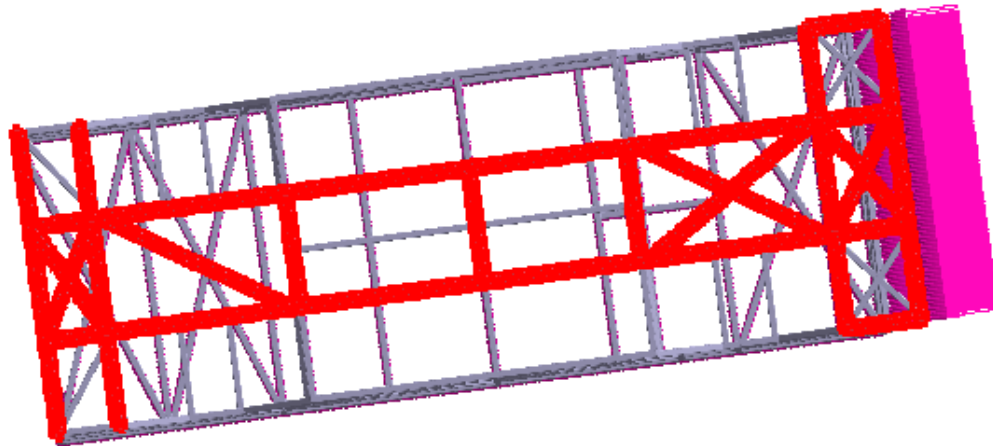


Imagen. 37 Punto de apoyo de la estructura

Cepeda J. (2006), al realizar un análisis mediante la simulación estructural de un autobús para una empresa carrocería ecuatoriana respecto a la dinámica del vehículo, define que:

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

“Para el ingreso de las cargas que afectan el modelo, se generan casos de carga, que son agrupaciones de cargas similares cuyos efectos se desea estudiar... . Un caso de carga por sí solo no causa ninguna respuesta en la estructura. Los casos de carga de ser aplicados en casos de análisis para producir resultados”.

Por tal razón se ha creado diferentes casos de carga que determinen la viabilidad de resultados, a través de un análisis de datos en cada escenario a los que se expone el minibus. Se toma los siguientes casos de carga:

- CASO 1: Al momento de arrancar
- CASO 2: Frenar en curva
- CASO 3: Todas las cargas

### **CASO 1: Al momento de arrancar**

En este caso se analiza las cargas que se involucrarán directamente con esta acción del minibus, en este caso las siguientes:

- Carga Viva
- Carga Muerta
- Carga de aceleración Brusca
- Carga de Viento

### **Distribución de carga 1**

La aplicación de cargas en el minibus en este caso de carga es en ciertos travesaños centrales, además es necesario menciona que la carga de Viento es aplicada en conjunto con la carga de

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

aceleración brusca, por su misma naturaleza como vector en dirección y sentido, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

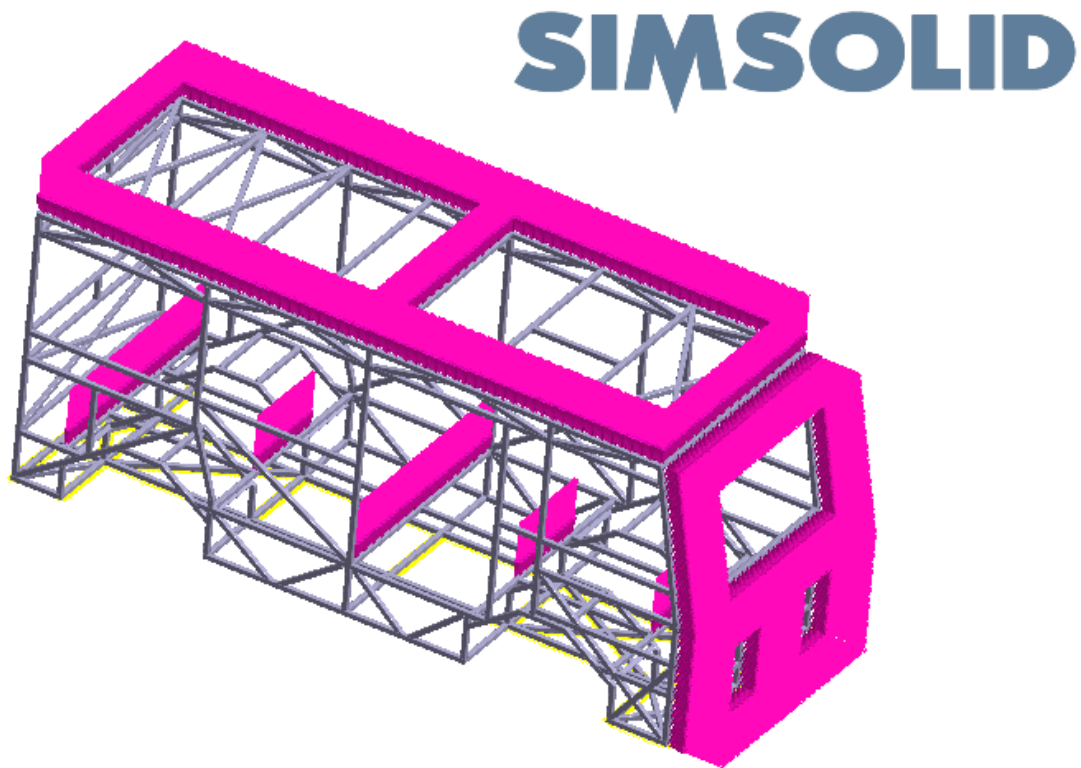


Imagen. 38 Distribución de Cargas 1 - CASO 1

### **Distribución de carga 2**

La aplicación de cargas en el minibus se lo realiza en una mayor cantidad de superficies que la simulación anterior, de igual manera la carga de Viento es aplicada en conjunto con la carga de aceleración brusca, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

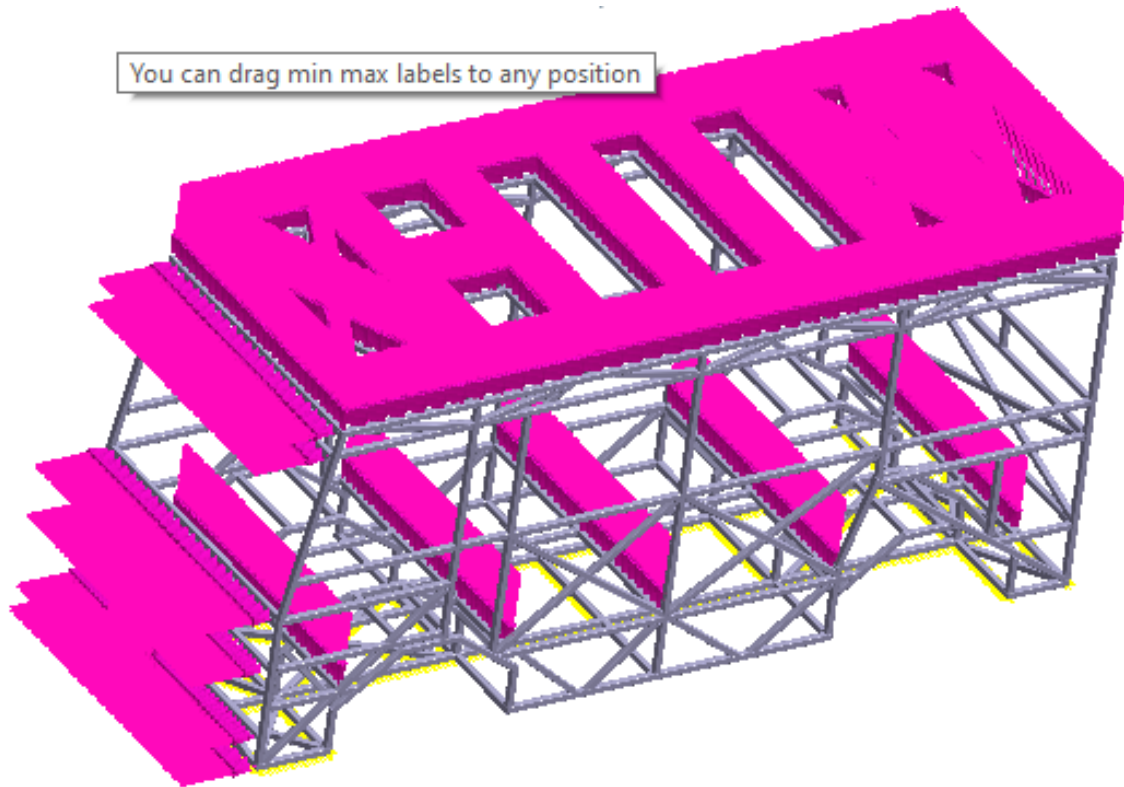


Imagen. 39 Distribución de Cargas 2 - CASO 1

### **Distribución de carga 3**

La aplicación de cargas en el minibus se lo realiza en casi todas las superficies que, en los casos anteriores, con las mismas condiciones de carga. , según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

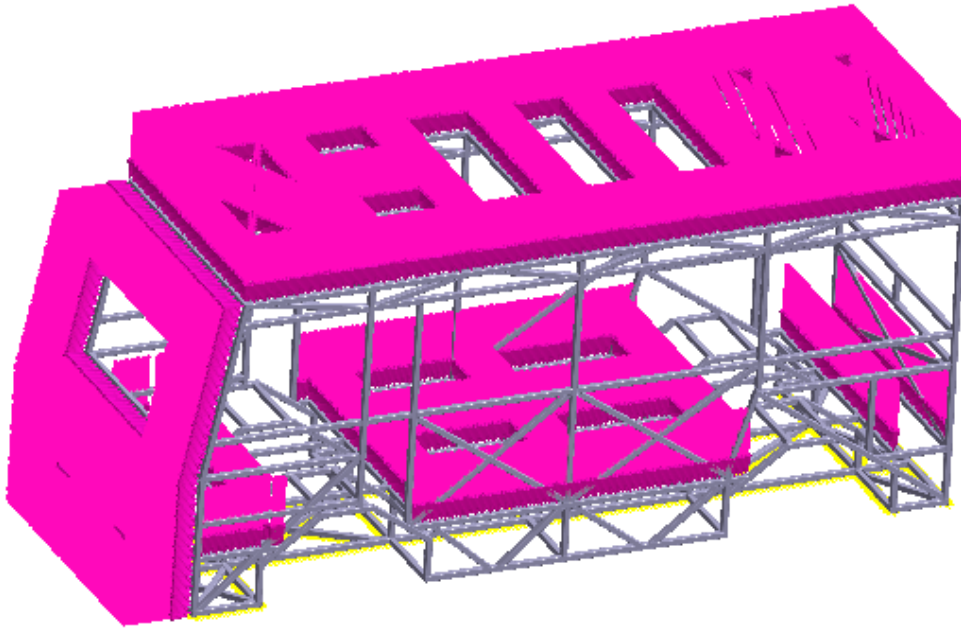


Imagen. 40 Distribución de Cargas 3 - CASO 1

### **CASO 2: Frenar en curva**

En este caso se analiza las cargas que se involucrarán directamente con esta acción del minibus, en este caso las siguientes:

- Carga Viva
- Carga Muerta
- Carga de Giro
- Carga de Frenado
- Carga de Viento

### **Distribución de carga 1**

La aplicación de cargas en el minibus en este caso de carga es en ciertos travesaños centrales y externos, además es necesario menciona que en este caso la carga de aceleración brusca no es

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

tomada en cuenta, por la naturaleza de la ejemplificación. Todo esto según los valores obtenidos de la normativa INEN 1323.

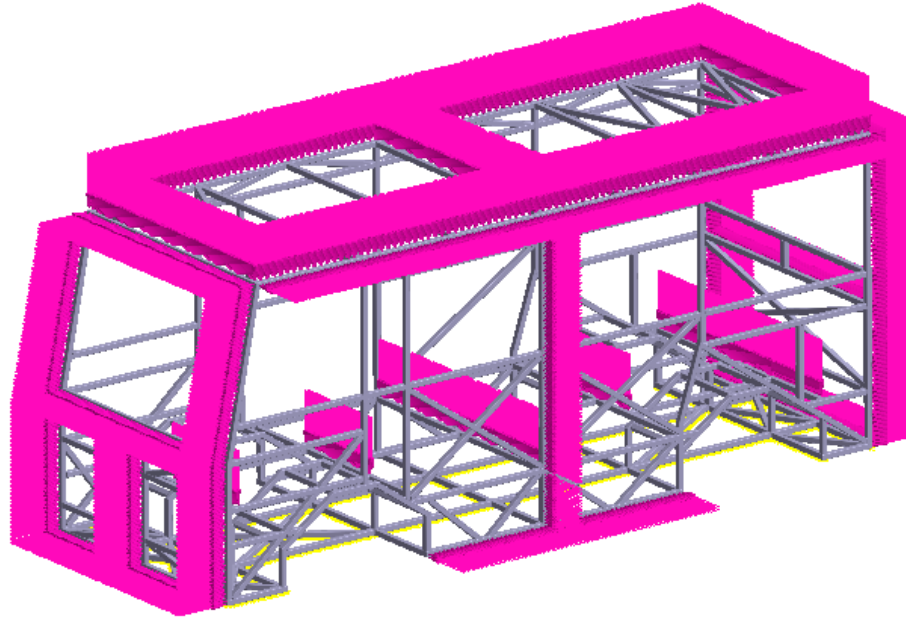


Imagen. 41 Distribución de Cargas 1 - CASO 2

### **Distribución de carga 2**

La aplicación de cargas en el minibus, al igual que en el CASO 1 se lo realiza en una mayor cantidad de superficies que la simulación anterior, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

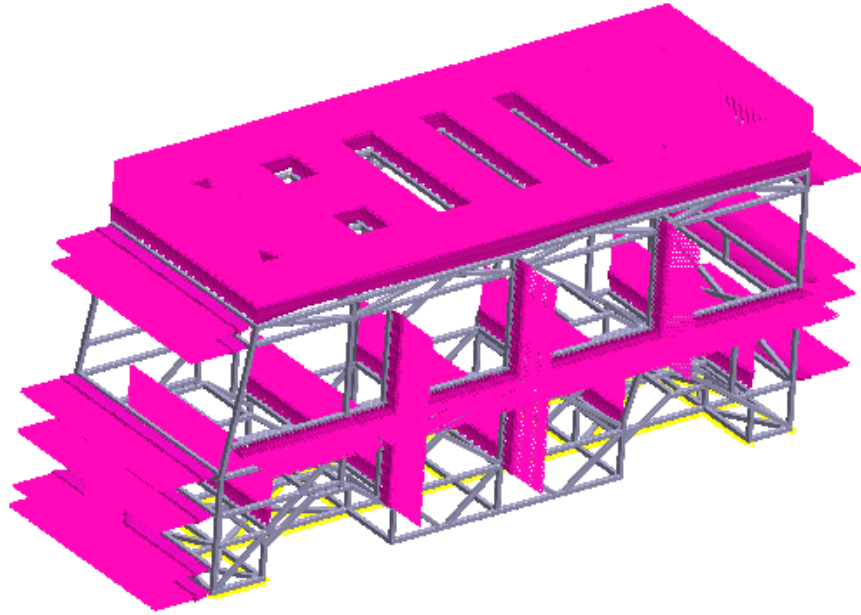


Imagen. 42 Distribución de Cargas 2 - CASO 2

### **Distribución de carga 3**

La aplicación de cargas en el minibus se lo realiza en casi todas las superficies en comparación a los casos anteriores, con las mismas condiciones de carga, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

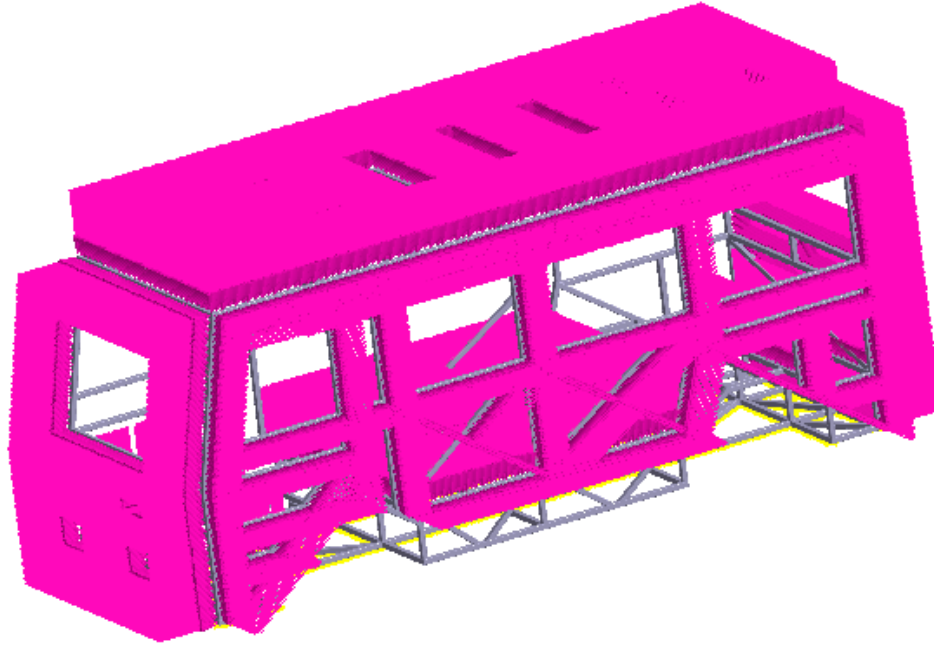


Imagen. 43Distribución de Cargas 3 - CASO 2

### **CASO 3: Todas las cargas**

En este caso se realiza un análisis estructural de todas las cargas, en las siguientes distribuciones.

#### **Distribución de carga 1**

La aplicación de cargas en el minibus está dada en varios travesaños centrales, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.



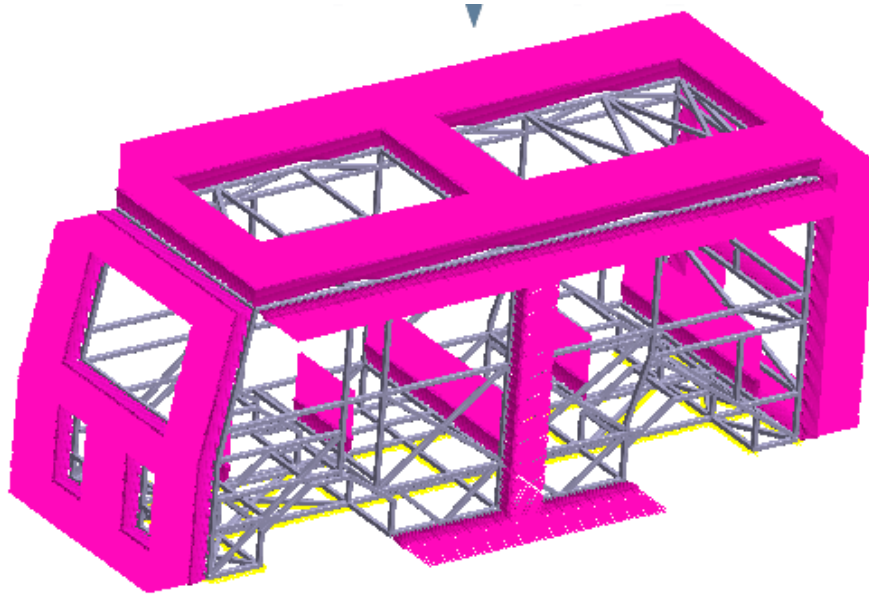


Imagen. 44 Distribución de Cargas 1 - CASO 3

### **Distribución de carga 2**

La aplicación de cargas en el minibus, al igual que en el CASO 1 se lo realiza en una mayor cantidad de superficies que la simulación anterior, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

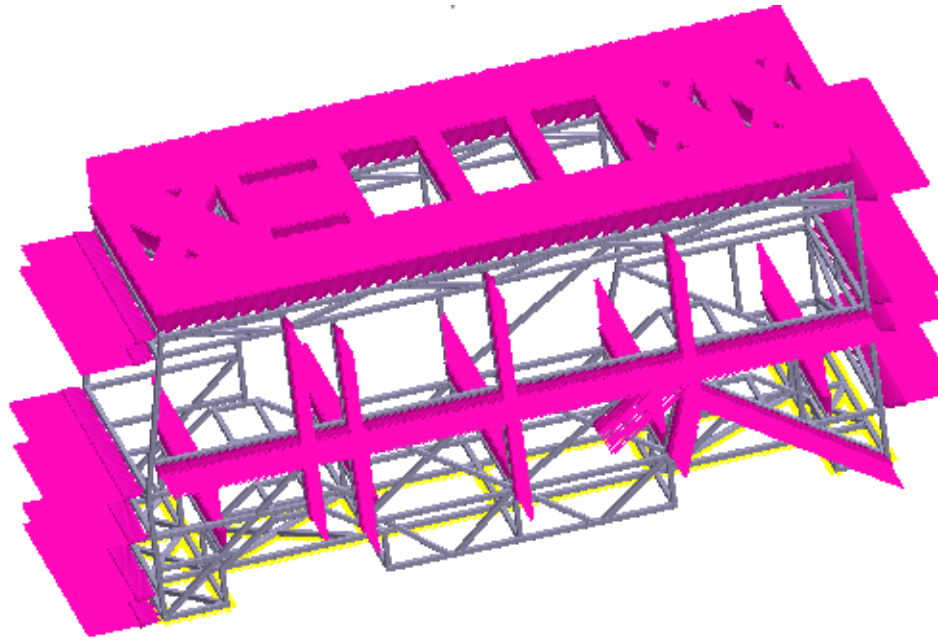


Imagen. 45 Distribución de Cargas 2 - CASO 3

### **Distribución de carga 3**

La aplicación de cargas en el minibús se lo realiza en casi todas las superficies en comparación a los casos anteriores, con las mismas condiciones de carga, según los valores obtenidos de cálculo de cargas de diseño.

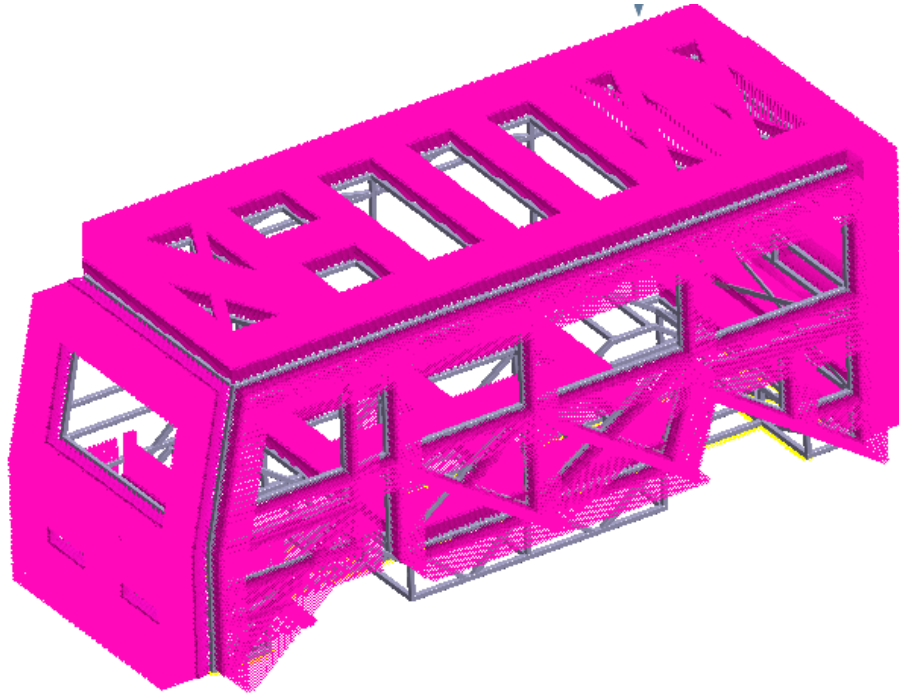


Imagen. 46 Distribución de Cargas 3 - CASO 3

### **Resultado de análisis estructural**

En función de los casos de carga se ha realizado los siguientes análisis:

#### **CASO 1: Al momento de arrancar**

Se presenta la simulación por parte del software SIMSOLID.

- Distribución de carga 1

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

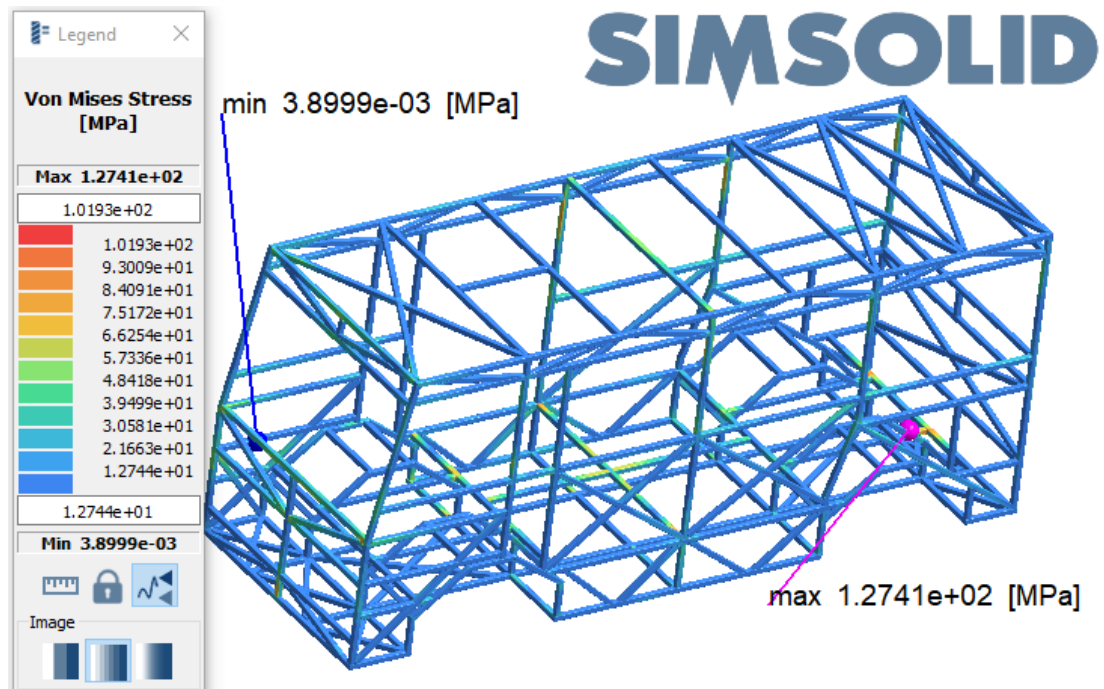


Imagen. 47 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 1 - CASO 1

Análisis de desplazamiento.

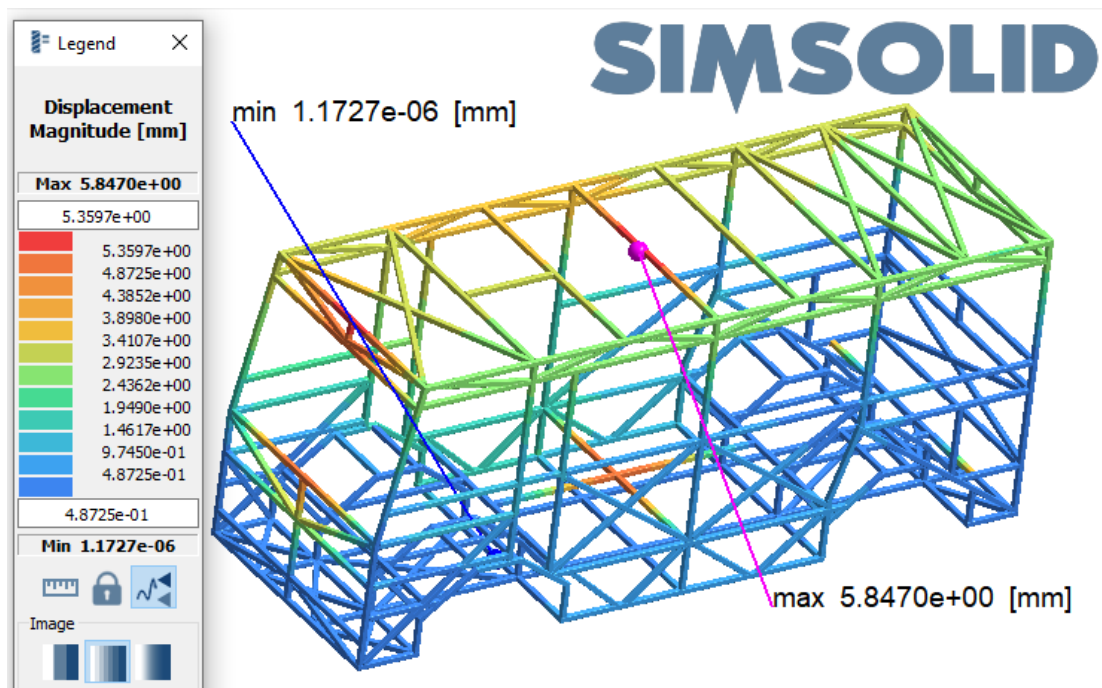


Imagen. 48 Desplazamiento máximo - Distribución de Cargas 1 - CASO 1

Análisis de factor de seguridad

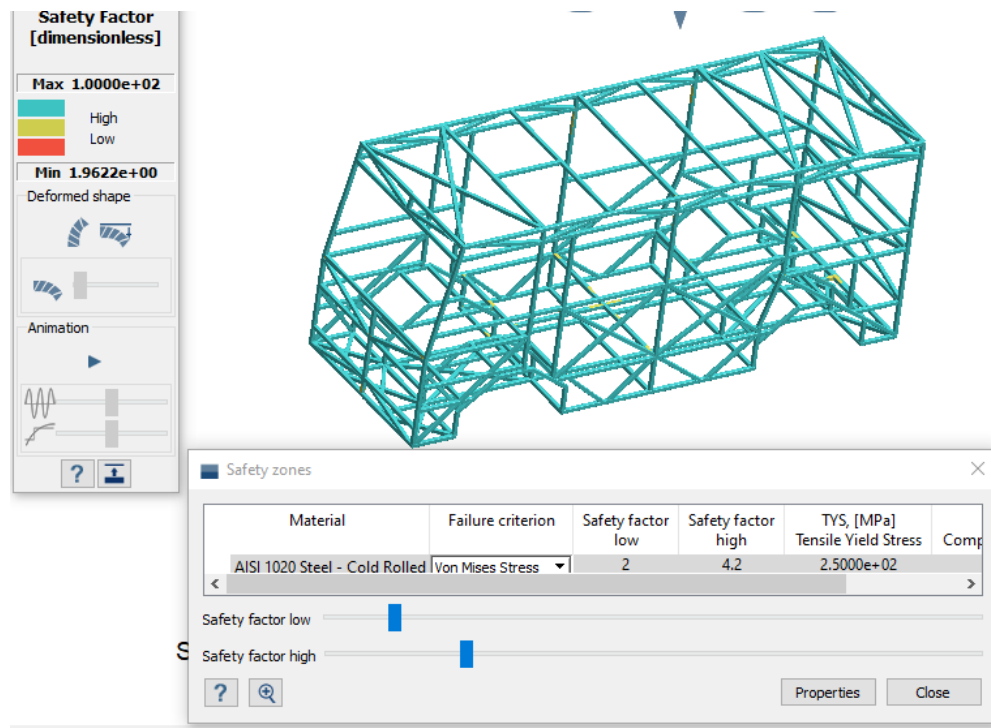


Imagen. 49 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 1 - CASO 1

- Distribución de carga 2

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

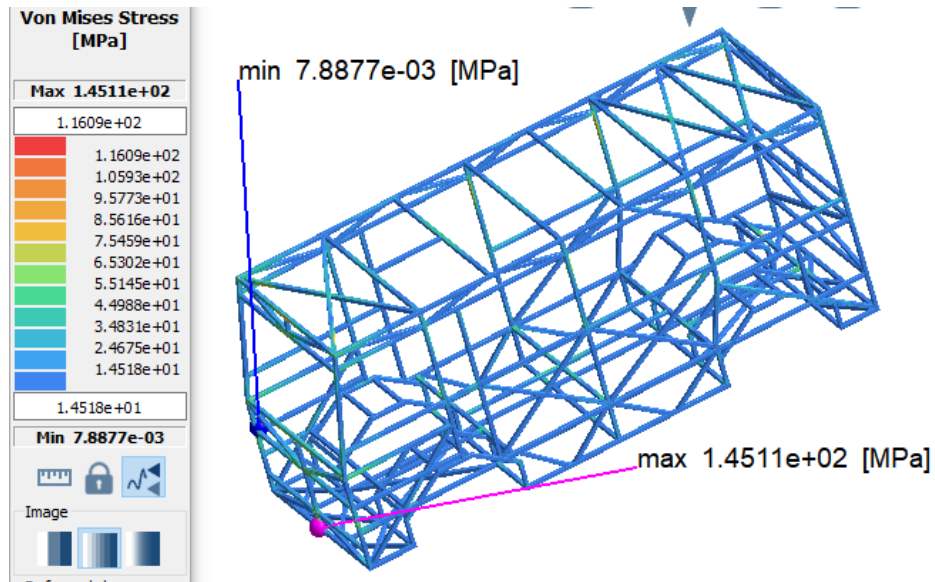


Imagen. 50 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 2 - CASO 1

Análisis de desplazamiento.

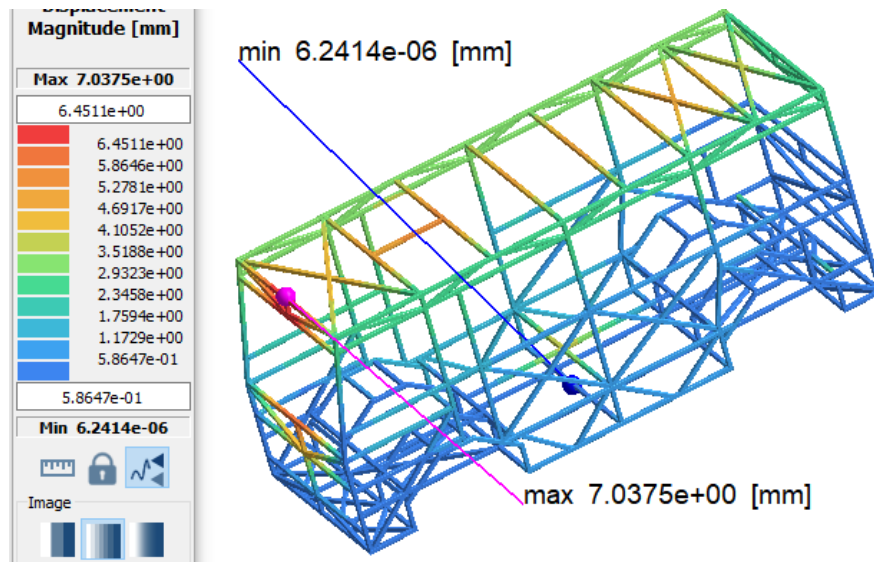


Imagen. 51 Desplazamiento máximo - Distribución de Cargas 2 - CASO 1

Análisis de factor de seguridad

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

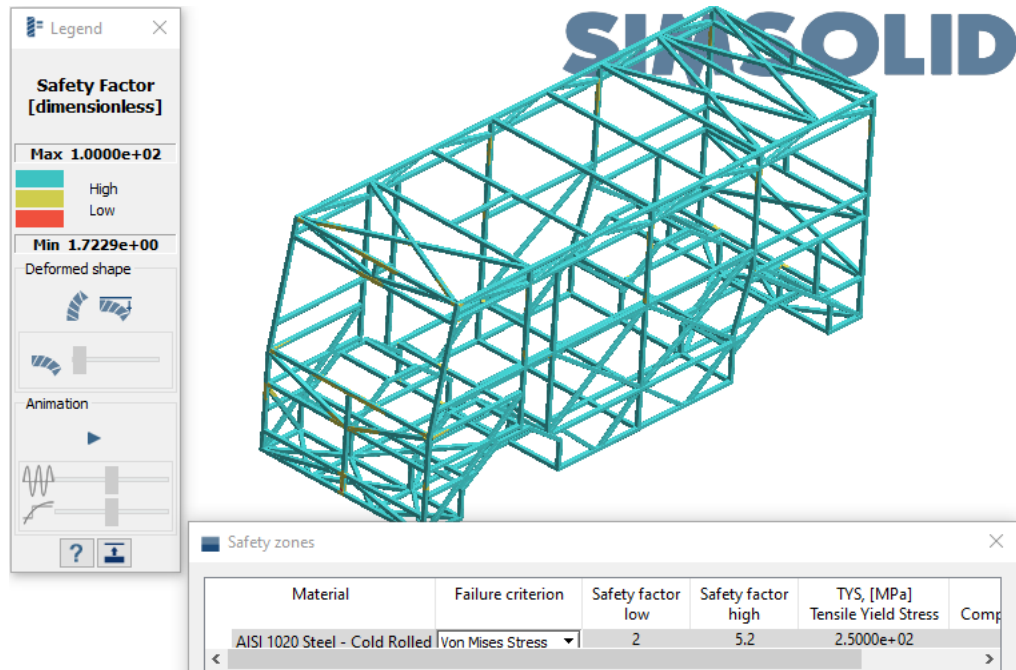


Imagen. 52 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 2 - CASO 1

- Distribución de carga 3

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

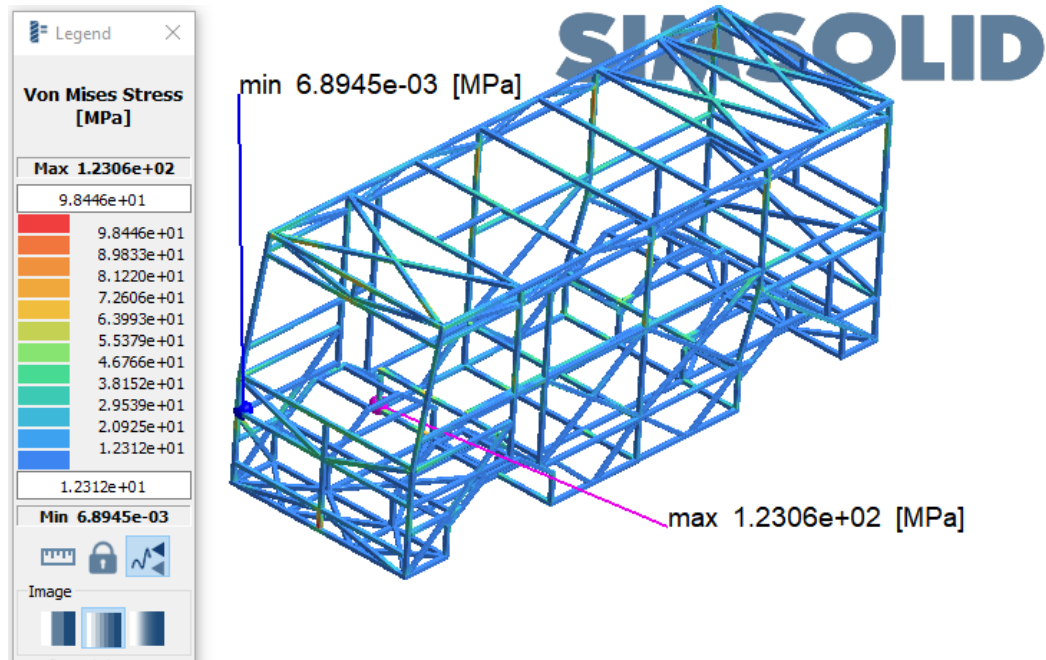


Imagen. 53 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 3 - CASO 1

Análisis de desplazamiento.

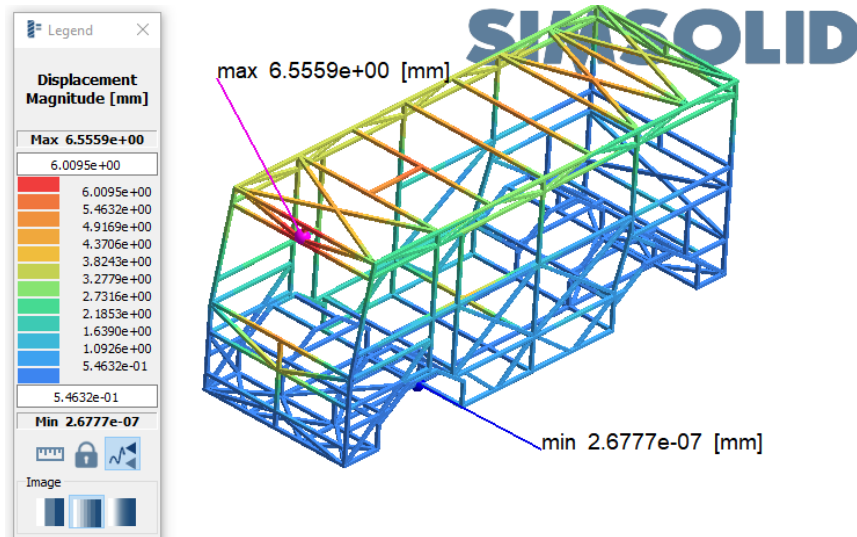


Imagen. 54 Desplazamiento máximo - Distribución de Cargas 3- CASO 1

Análisis de factor de seguridad



# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

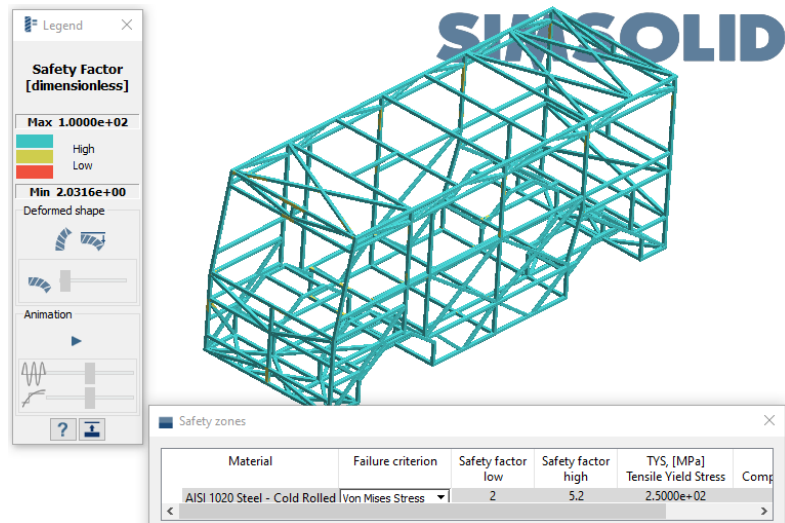


Imagen. 55 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 3 - CASO 1

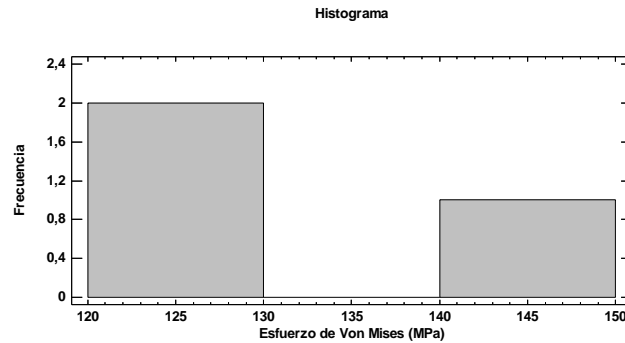
A continuación, se presentan los resultados de análisis

TABLA 15.  
Resumen de resultados - CASO 1

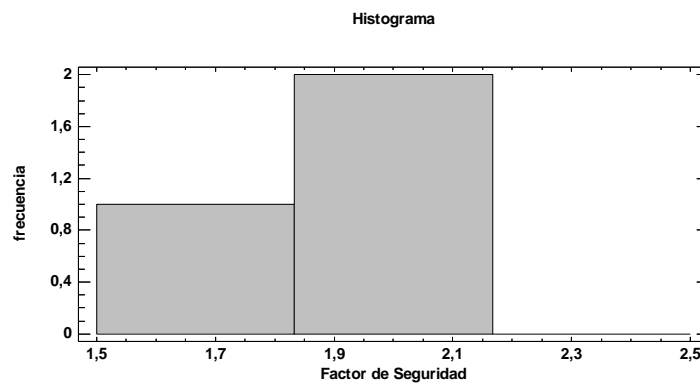
Descripción	Distribución	de	Distribución de	Distribución de
	carga 1		carga 2	carga 3
<b>Esfuerzo de Von Mises</b>				
<b>máximo [MPa]</b>	127,41		145,11	123,06
<b>Factor de seguridad mínimo</b>	1,96		1,73	2,03
<b>Desplazamiento máximo</b>				
<b>[mm]</b>	5,847		7,04	6,56

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA CAE

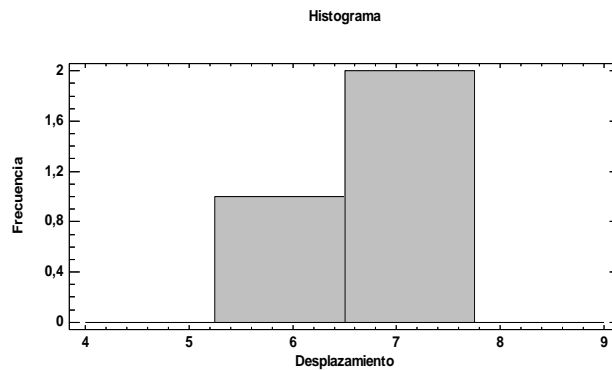
Al brindarnos el software de análisis estructural se procede a visualizar los parámetros máximos y mínimos de diseño adecuado.



Imágen. 56 Frecuencia de resultado del Esfuerzo de Von Mises



Imágen. 57 Frecuencia de resultado del Factor de seguridad



Imágen. 58 Frecuencia de resultado de desplazamiento

## CASO 2: Frenar en curva

Se presenta la simulación por parte del software SIMSOLID.

- Distribución de carga 1

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

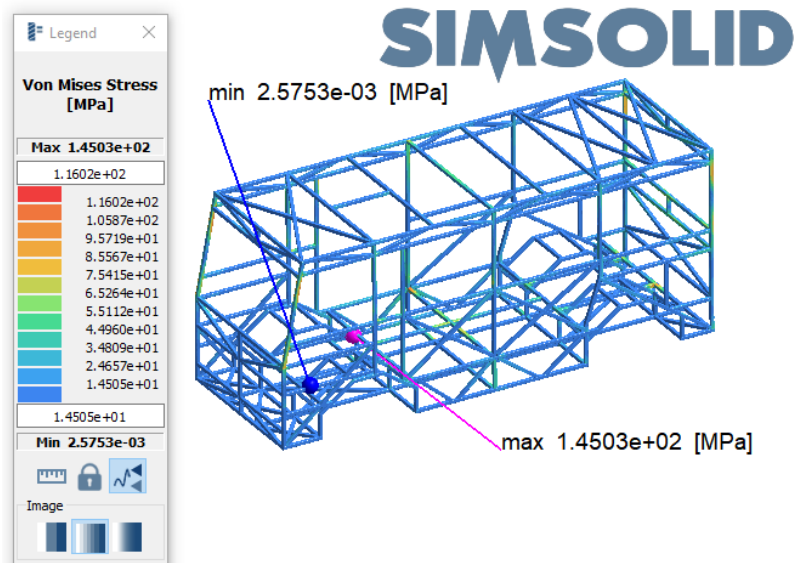


Imagen. 59 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 1 - CASO 2

Análisis de desplazamiento.

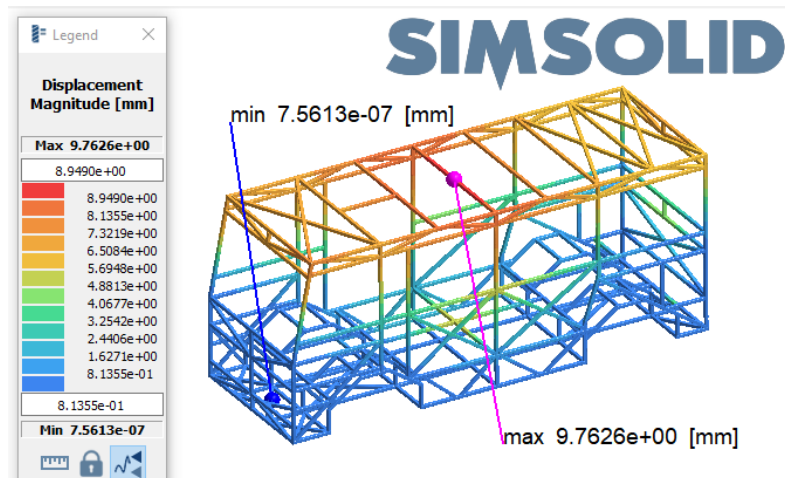


Imagen. 60 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 1 - CASO 2

Análisis de factor de seguridad

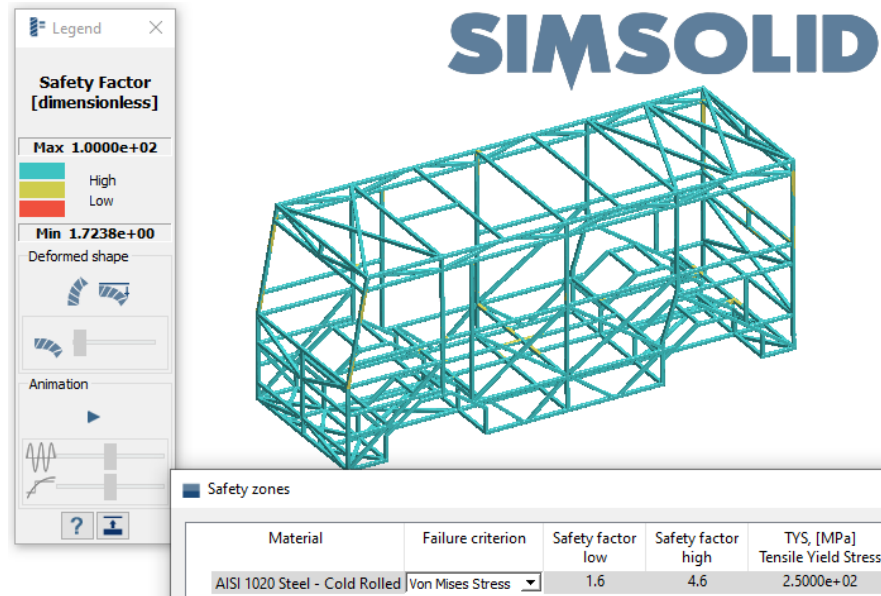


Imagen. 61 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 1 - CASO 2

- Distribución de carga 2

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

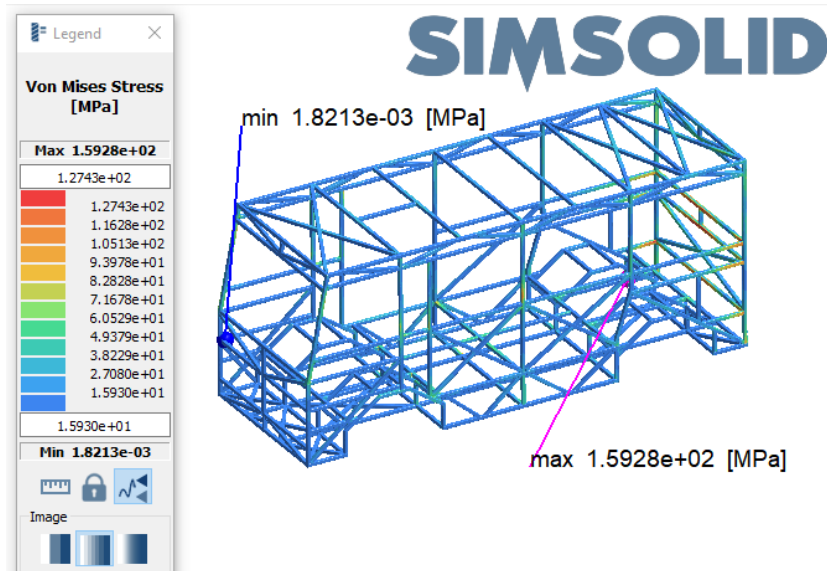


Imagen. 62 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 2 - CASO 2

Análisis de desplazamiento.

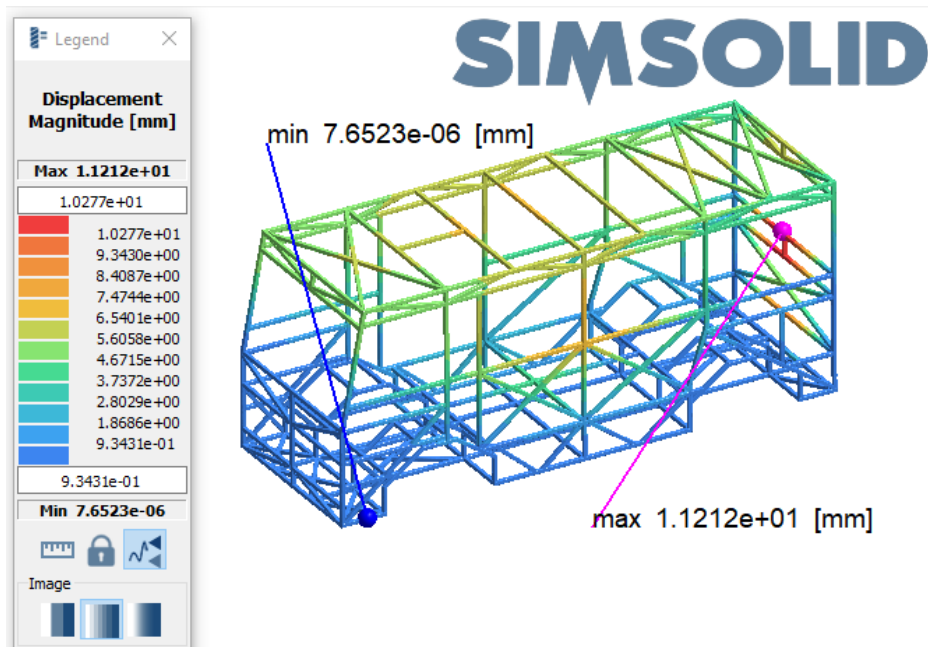


Imagen. 63 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 2 - CASO 2

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Análisis de factor de seguridad

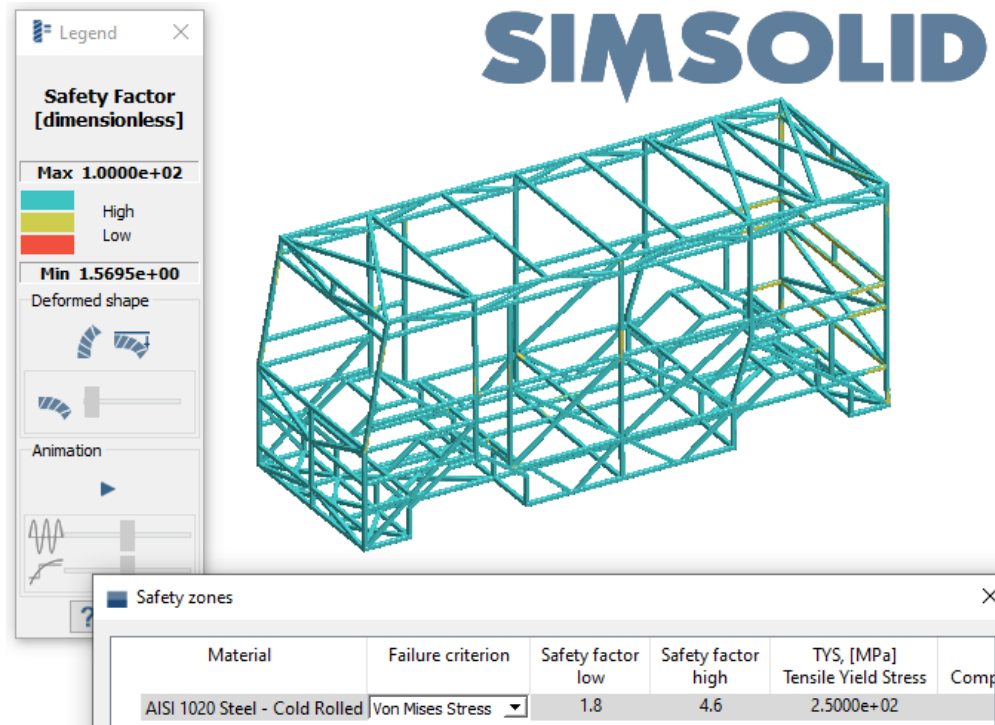


Imagen. 64 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 2 - CASO 2

- Distribución de carga 3

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

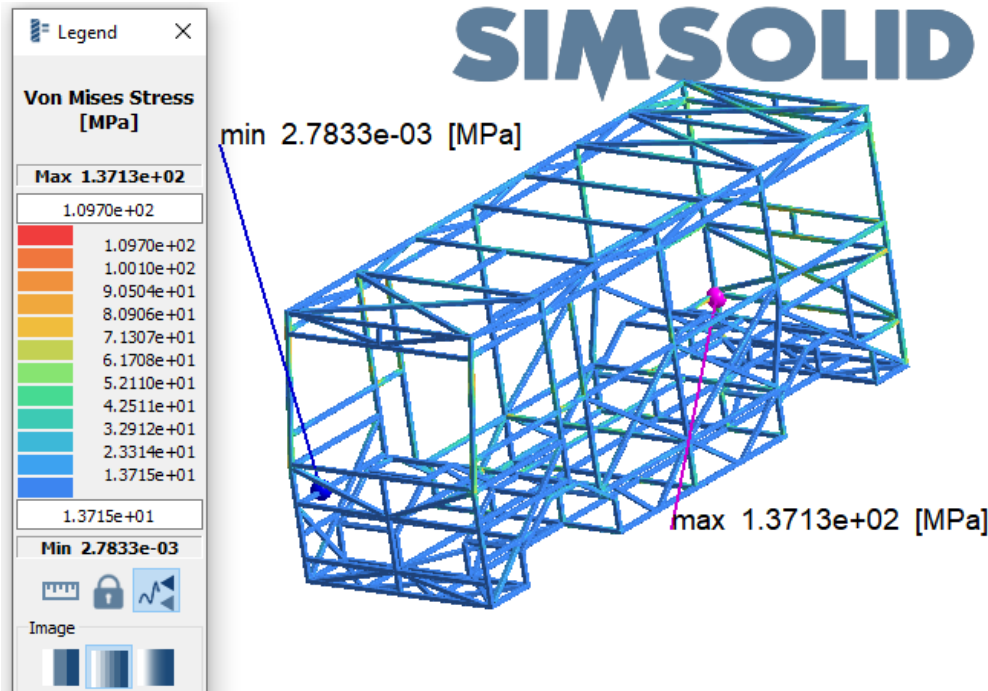


Imagen. 65 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 3 - CASO 2

Análisis de desplazamiento.

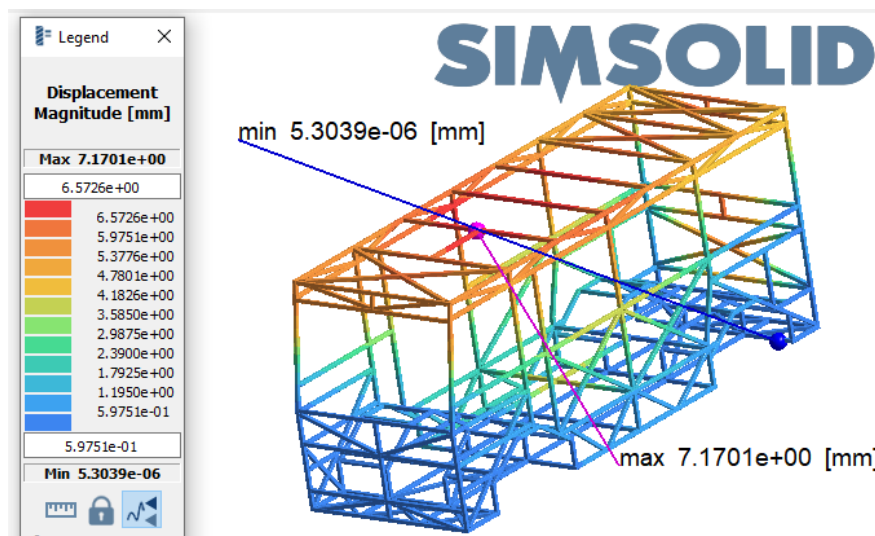


Imagen. 66 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 3 - CASO 2

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

## Análisis de factor de seguridad

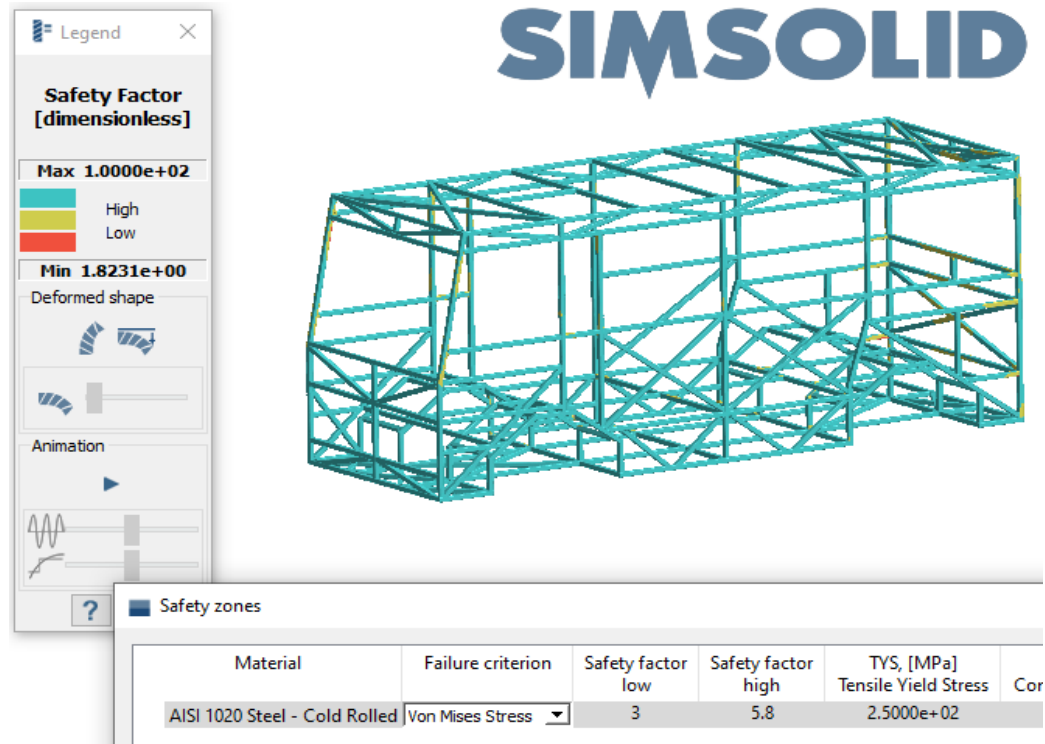


Imagen. 67 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 3 - CASO 2

A continuación, se presentan los resultados de análisis:

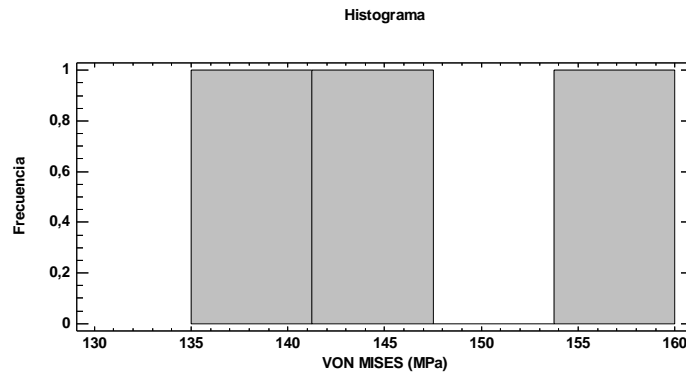
TABLA 16.  
Resumen de resultados - CASO 2

Descripción	Distribución de carga 1	Distribución de carga 2	Distribución de carga 3
Esfuerzo de Von Mises máximo [MPa]	145,03	159,28	137,13
Factor de seguridad mínimo	1,73	1,57	1,82
Desplazamiento máximo [mm]	9,76	11,21	7,17

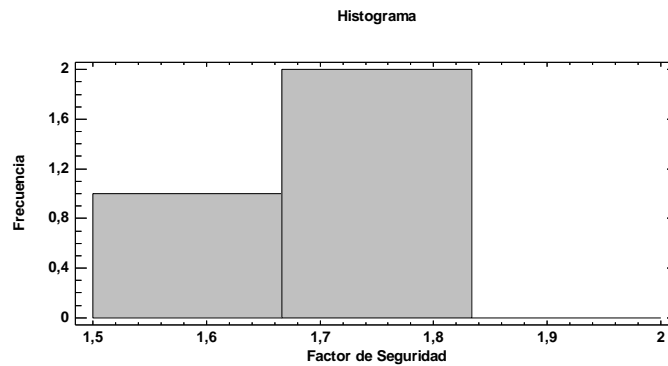


## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

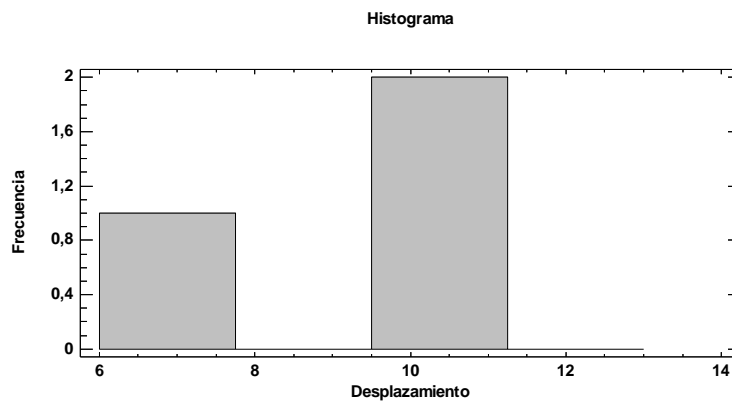
Al brindarnos el software de análisis estructural se procede a visualizar los parámetros máximos y mínimos de diseño adecuado.



*Imágen. 68 Frecuencia de resultado del Esfuerzo de Von Mises*



*Imágen. 69 Frecuencia de resultado del Factor de seguridad*



*Imágen. 70 Frecuencia de resultado de desplazamiento*

### CASO 3: Todas las superficies

Se presenta la simulación por parte del software SIMSOLID.

- Distribución de carga 1

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

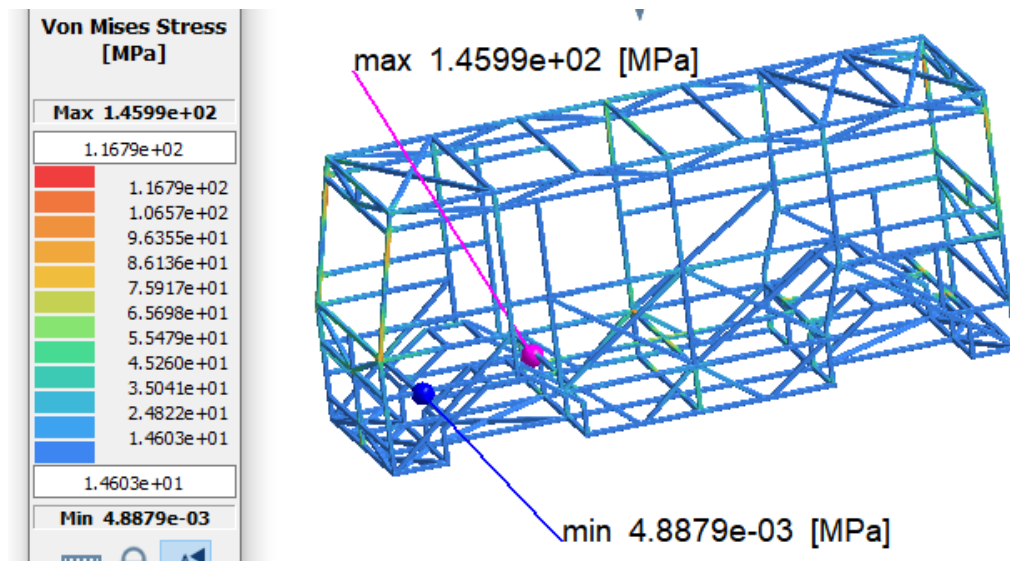


Imagen. 71 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 1 - CASO 3

Análisis de desplazamiento.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

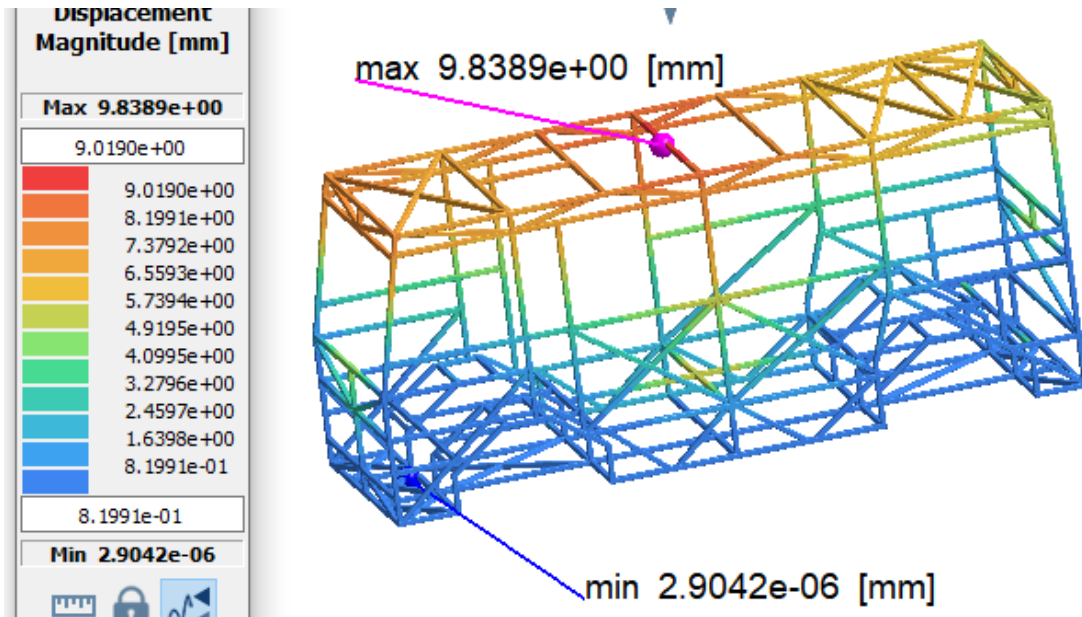


Imagen. 72 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 1 - CASO 3

## Análisis de factor de seguridad

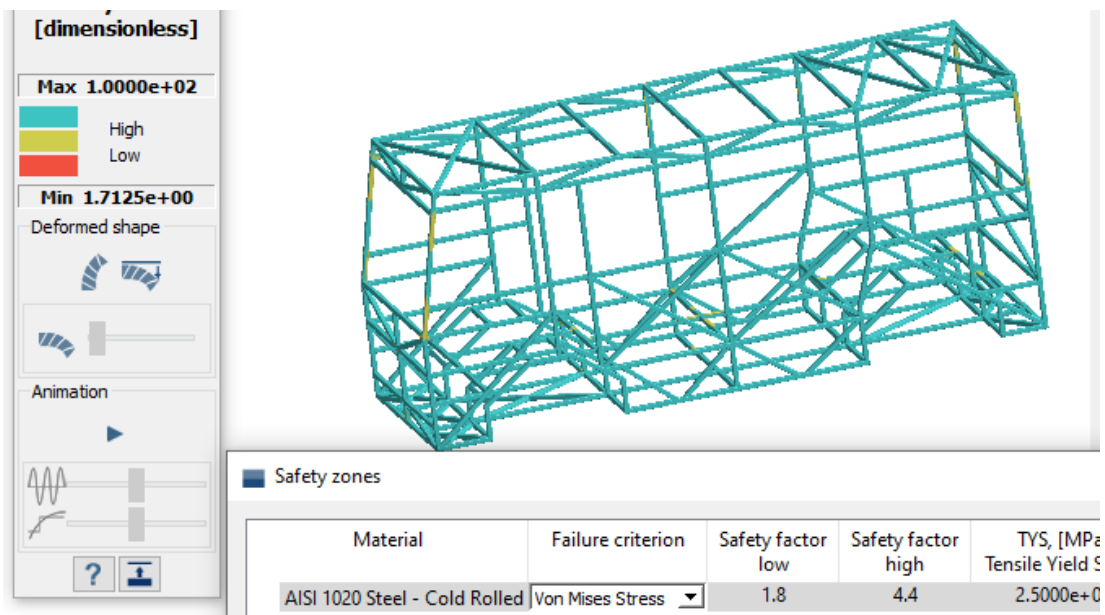


Imagen. 73 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 1 - CASO 3

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

- Distribución de carga 2

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

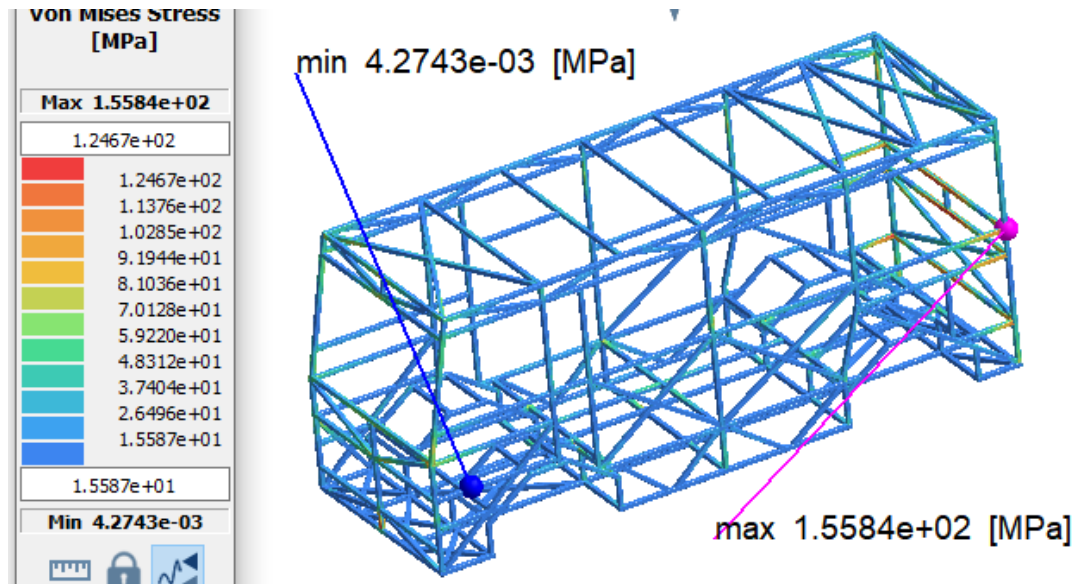


Imagen. 74 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 2 - CASO 3

Análisis de desplazamiento.

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

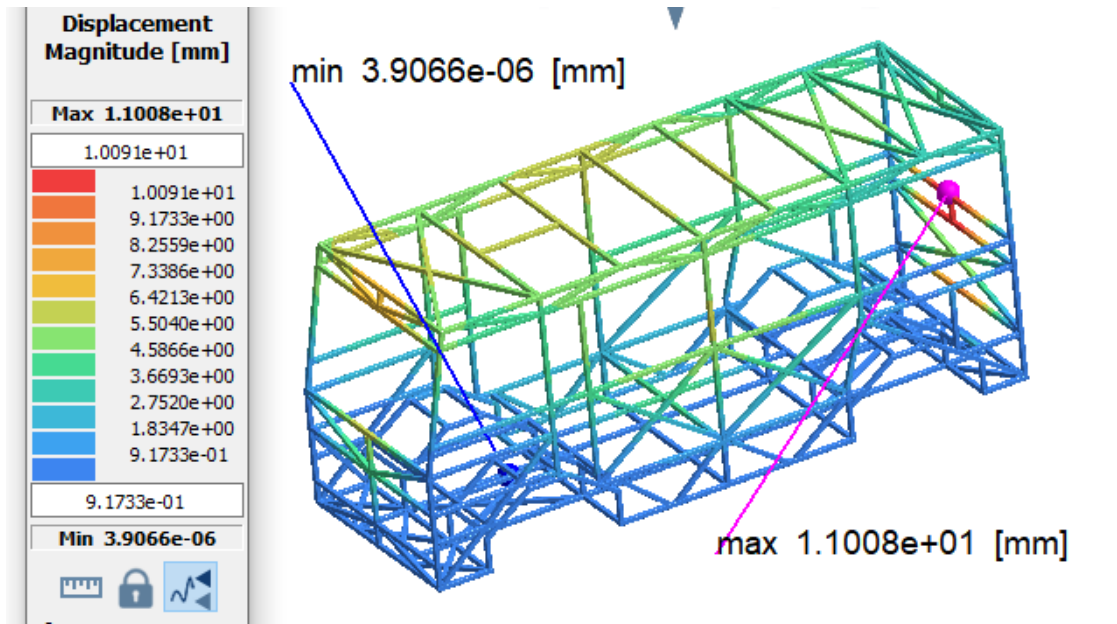


Imagen. 75 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 2 - CASO 3

## Análisis de factor de seguridad

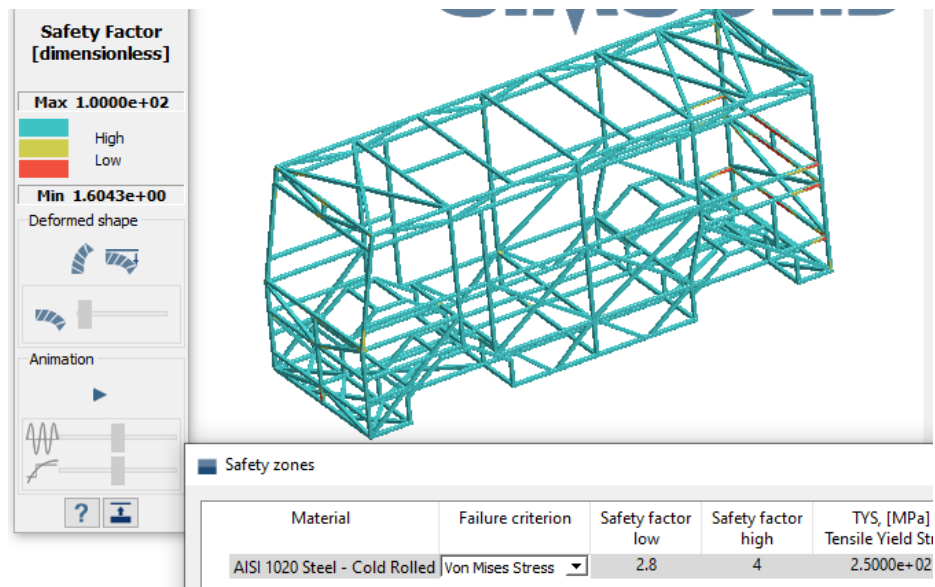


Imagen. 76 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 2 - CASO 3

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

## - Distribución de carga 3

Análisis de esfuerzo de Von Mises.

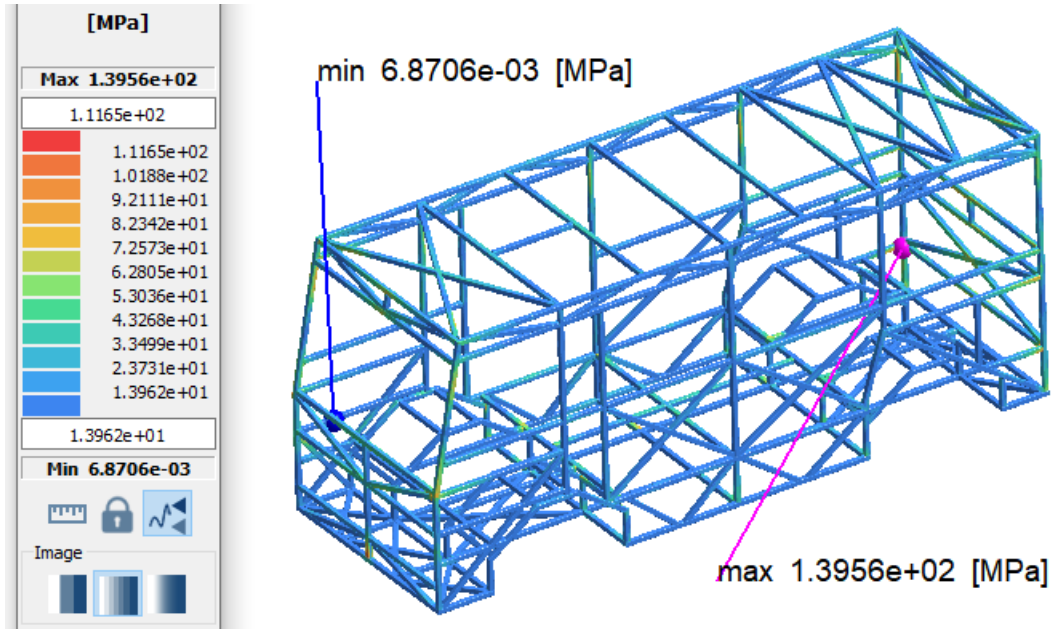


Imagen. 77 Esfuerzo de Von Mises - Distribución de Cargas 3 - CASO 3

Análisis de desplazamiento.

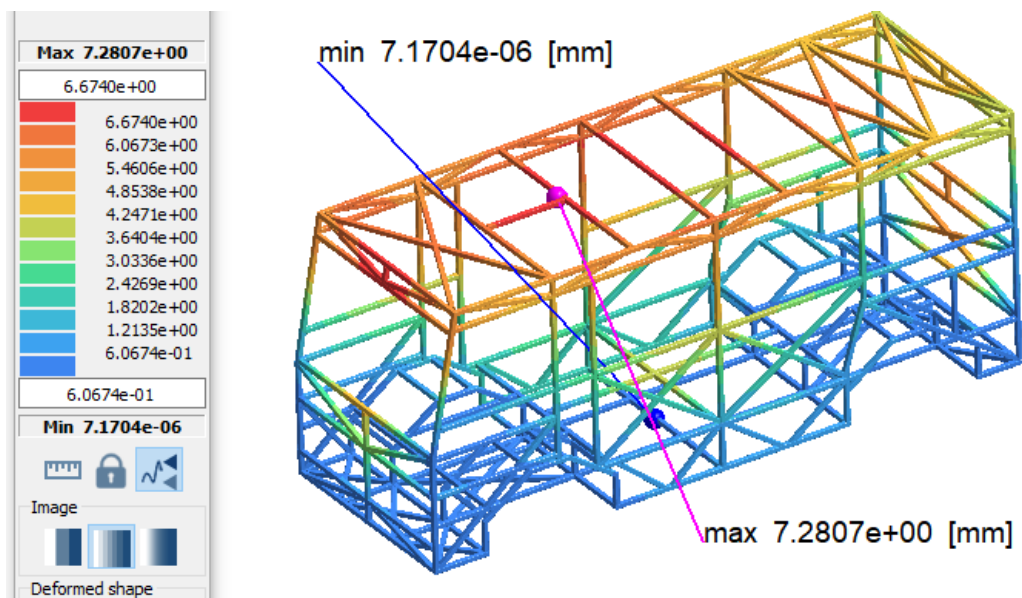


Imagen. 78 Desplazamiento Máximo - Distribución de Cargas 3 - CASO 3

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

## Análisis de factor de seguridad

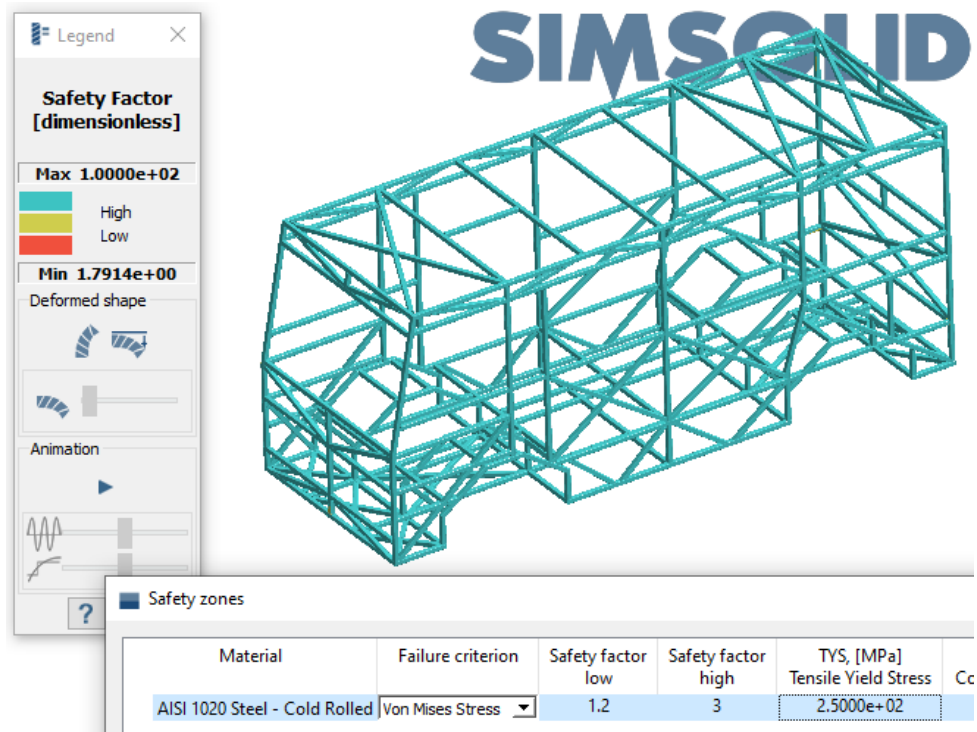


Imagen. 79 Factor de seguridad - Distribución de Cargas 3 - CASO 3

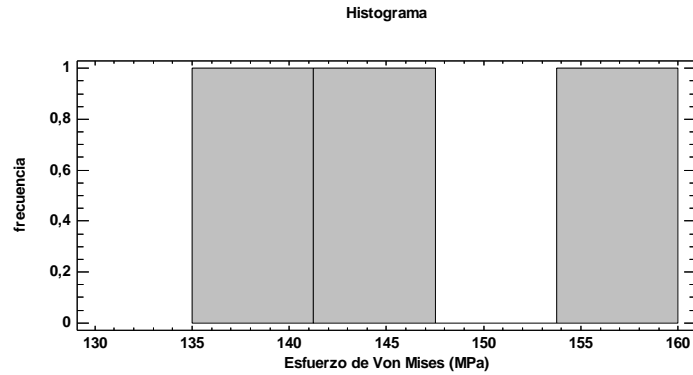
A continuación, se presentan los resultados de análisis

TABLA 17.  
Resumen de resultados - CASO 3

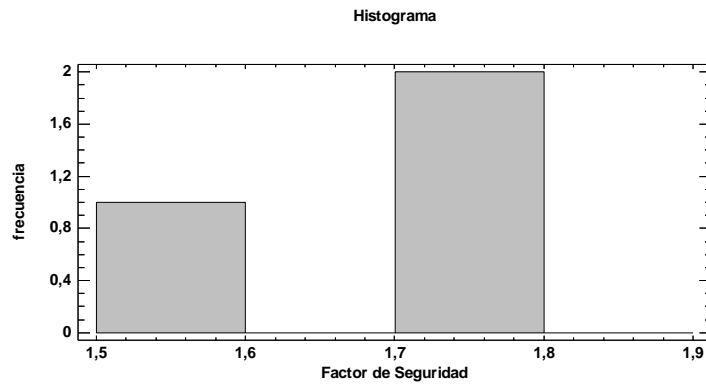
Descripción	Distribución de carga 1	Distribución de carga 2	Distribución de carga 3
Esfuerzo de Von Mises máximo [MPa]	145,99	158,84	139,56
Factor de seguridad mínimo	1,71	1,60	1,79
Desplazamiento máximo [mm]	9,83	11,08	7,28

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

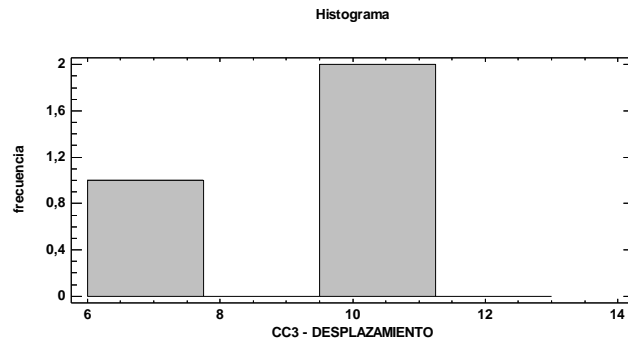
Al brindarnos el software de análisis estructural se procede a visualizar los parámetros máximos y mínimos de diseño adecuado.



*Imágen. 80 Frecuencia de resultado del Esfuerzo de Von Mises*



*Imágen. 81 Frecuencia de resultado del Factor de seguridad*



*Imágen. 82 Frecuencia de resultado de desplazamiento*



### Dispersión de datos

Es necesario identificar el promedio de carga, la varianza y desviación estándar con la finalidad de predecir la certeza de los datos y que tan lejanos están de la media. Para el desarrollo estadístico se ha utilizado como herramienta Excel de Office, utilizando los siguientes comandos:

- =PROMEDIO()
- =MEDIANA()
- =VAR()
- =DESVEST.P()

### CASO 1: Al momento de arrancar

TABLA 18.  
*Análisis estadístico - CASO 1*

DESCRIPCIÓN	PROMEDIO	MEDIANA	VARIANZA	DESVIACIÓN ESTANDAR
ESFUERZO DE VON MISES (MPa)	131,86	127,41	136,40	9,54
FACTOR DE SEGURIDAD	1,91	1,96	0,02	0,13
DESPLAZAMIENTO MÁXIMO (mm)	6,48	6,56	0,36	0,49

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

### CASO 2: Frenar en curva

TABLA 19.

*Análisis estadístico - CASO 2*

DESCRIPCIÓN	PROMEDIO	MEDIANA	VARIANZA	DESVIACIÓN ESTANDAR
ESFUERZO DE VON MISES (MPa)	147,15	145,03	126,02	9,17
FACTOR DE SEGURIDAD	1,71	1,73	0,02	0,10
DESPLAZAMIENTO MÁXIMO (mm)	9,38	9,76	4,19	1,67

### CASO 3: Todas las Cargas

TABLA 20.

*Análisis estadístico - CASO 3*

DESCRIPCIÓN	PROMEDIO	MEDIANA	VARIANZA	DESVIACIÓN ESTANDAR
ESFUERZO DE VON MISES (MPa)	148,13	145,99	96,36	8,02
FACTOR DE SEGURIDAD	1,70	1,71	0,01	0,08

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

---

DESPLAZAMIENTO	9,40	9,83	3,75	1,58
MÁXIMO (mm)				

---

### ANÁLISIS EN CONJUNTO

TABLA 21.

*Análisis estadístico - TODOS LOS CASOS*

---

	<b>ESFUERZO DE VON</b>	<b>FACTOR DE</b>	<b>DESPLAZAMIENTO</b>
	<b>MISES (MPa)</b>	<b>SEGURIDAD</b>	<b>MÁXIMO (mm)</b>
CASO 1. AL	127,41	1,96	5,847
MOMENTO DE	145,11	1,73	7,04
ARRANCAR	123,06	2,03	6,56
CASO2.	145,03	1,73	9,76
FRENAR EN	159,28	1,57	11,21
CURVA	137,13	1,82	7,17
CASO 3.	145,99	1,71	9,83
TODAS LAS	158,84	1,6	11,08
CARGA	139,56	1,79	7,28
PROMEDIO	142,38	1,77	8,42

---

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

---

MEDIANA	145,03	1,73	7,28
VARIANZA	152,12	0,02	4,19
DESVIACIÓN ESTANDAR	11,63	0,14	1,93

---

## ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADO

### Presentación de Resultados

Parte del proceso de diseño consiste en la optimización topológica a través de una geometría primaria, para lo cual se usa el software de simulación Inspire de Altair donde a través de dos tipos de geometrías con el diferente diseño en el techo se obtuvo los siguientes resultados:

### Optimización topológica

- Optimización topológica del modelo con el techo plano.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

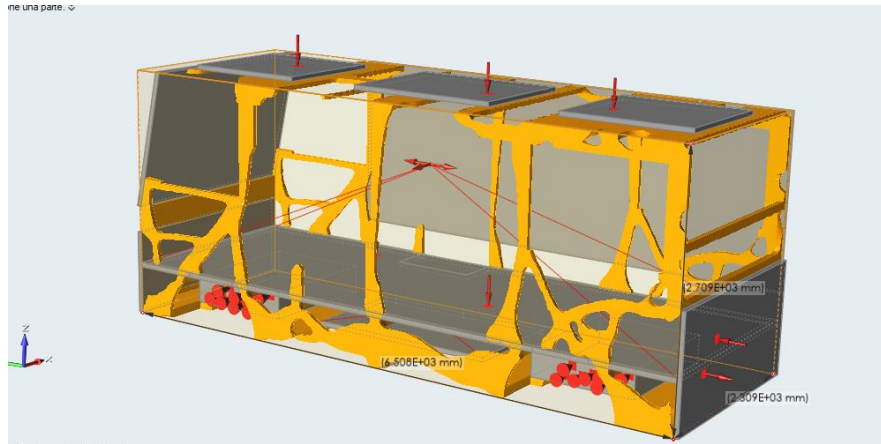


Imagen. 83 Optimización topológica geometría 1

- Optimización topológica del modelo con el techo irregular

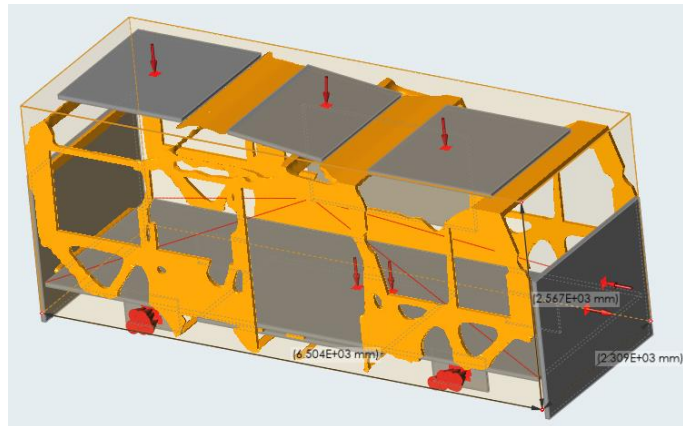


Imagen. 84 Optimización topológica geometría 2

Con la obtención de modelos similares donde se aprecia la configuración en forma de triángulos en cada una de las geometrías se procede al diseño estructural del armazón o carrocería del minibus eléctrico.

## Diseño CAD de minibus eléctrico

El diseño del minibus eléctrico se lo realiza con espacio suficiente para almacenar baterías entre la base de la estructura y el piso, donde irán ubicados los pasajeros.

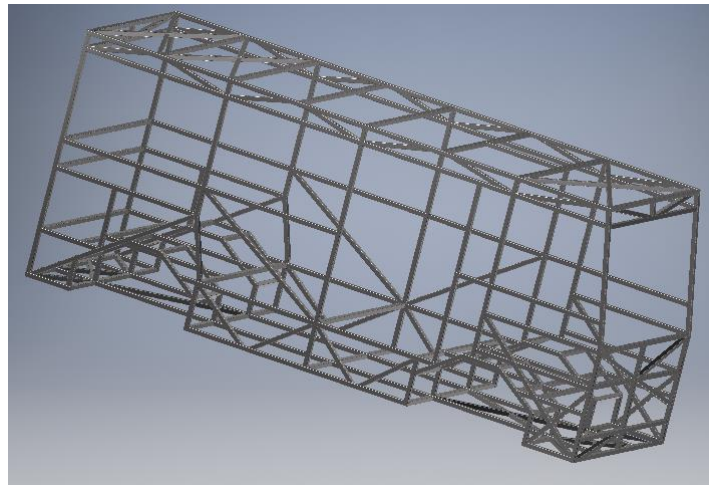


Imagen. 85 Diseño de la estructura del minibus

## Resultados estructurales

El análisis estructural se lo ha realizado con las cargas reales calculados en el apartado anterior, brindándonos los resultados más relevantes para la aprobación del diseño.

Esfuerzo de Von Mises

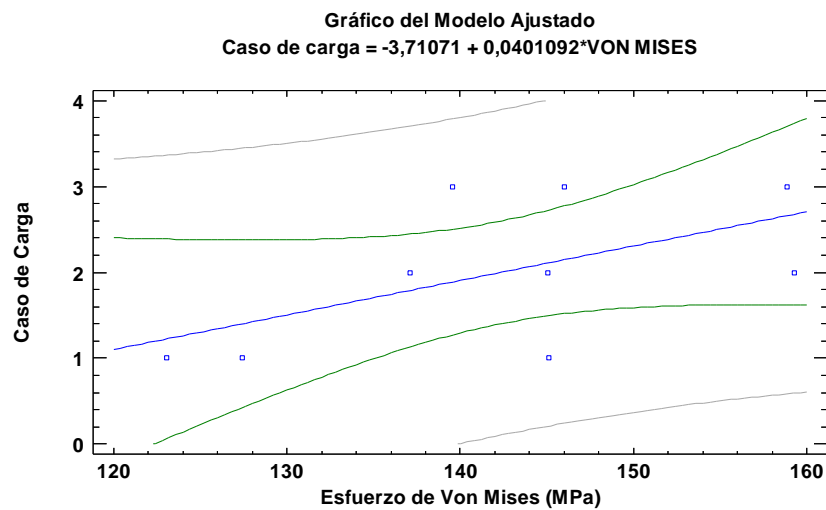
TABLA 22.

*Esfuerzo de Von Mises vs Caso de carga vs Distribución*

		RESULTADO
CASO DE CARGA	DESCRIPCIÓN	ESFUERZO DE VON MISES (MPa)
<hr/>		

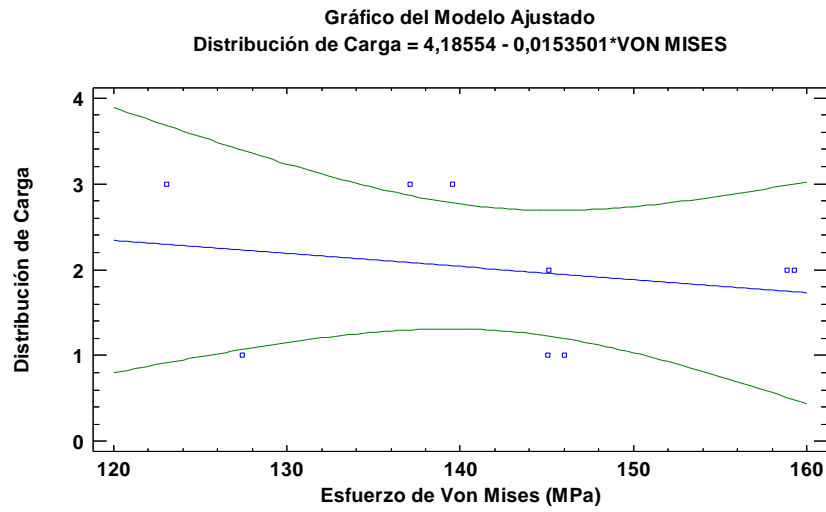
## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

CASO 1. AL	DISTRIBUCIÓN 1	127,41
MOMENTO DE	DISTRIBUCIÓN 2	145,11
ARRANCAR	DISTRIBUCIÓN 3	123,06
CASO2. FRENAR EN CURVA	DISTRIBUCIÓN 1	145,03
	DISTRIBUCIÓN 2	159,28
	DISTRIBUCIÓN 3	137,13
CASO 3. TODAS LAS CARGA	DISTRIBUCIÓN 1	145,99
	DISTRIBUCIÓN 2	158,84
	DISTRIBUCIÓN 3	139,56

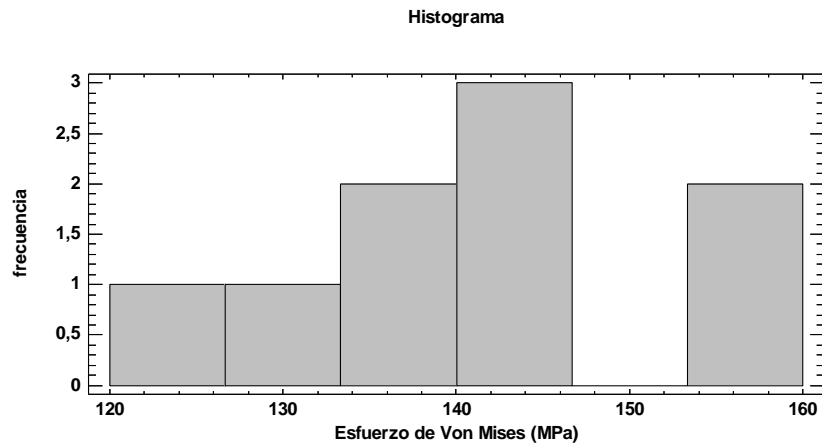


Imágen. 86 Correlación de datos entre casos de carga vs esfuerzo de Von Mises

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA CAE



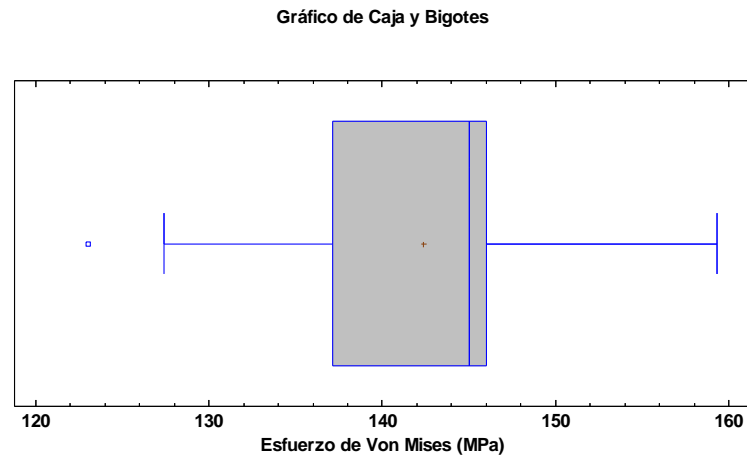
Imágen. 87 Correlación entre la distribución de cargas vs esfuerzo de Von Mises



Imágen. 88 Análisis de frecuencia de esfuerzo de von mises global



# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE



Imágen. 89 Análisis de diagrama de Caja y Bigotes de esfuerzo de von mises global

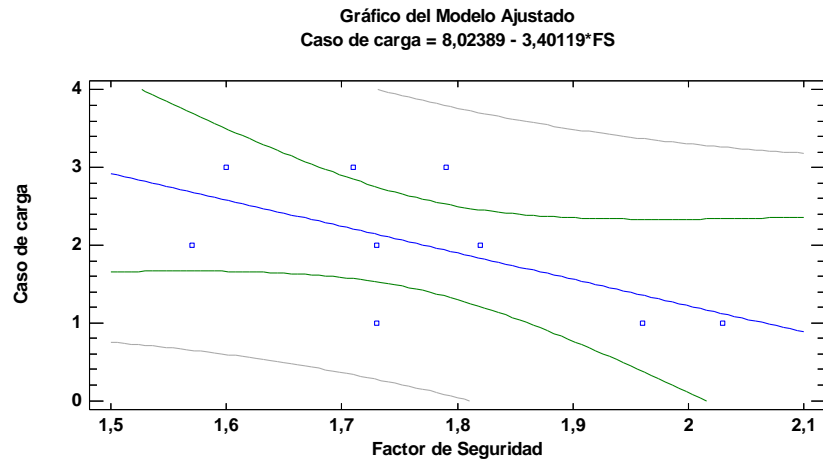
Factor de seguridad

TABLA 23.

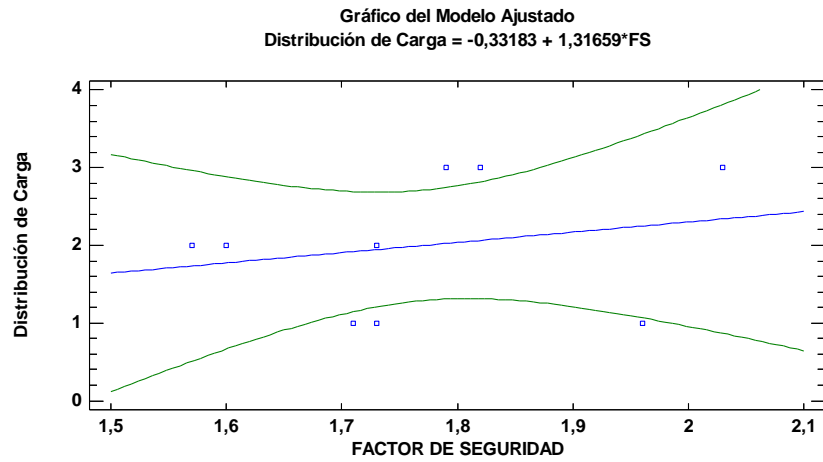
*Factor de seguridad vs Caso de carga vs Distribución*

CASO DE CARGA	DESCRIPCIÓN	RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD
1. AL MOMENTO DE ARRANCAR	DISTRIBUCIÓN 1	1,96
	DISTRIBUCIÓN 2	1,73
	DISTRIBUCIÓN 3	2,03
2. FRENAR EN CURVA	DISTRIBUCIÓN 1	1,73
	DISTRIBUCIÓN 2	1,57
	DISTRIBUCIÓN 3	1,82
3. TODAS LAS CARGA	DISTRIBUCIÓN 1	1,71
	DISTRIBUCIÓN 2	1,6
	DISTRIBUCIÓN 3	1,79

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA CAE

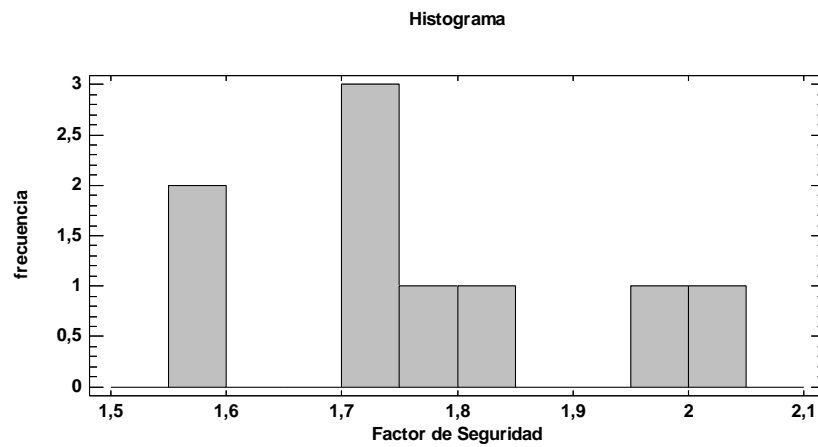


Imágen. 90 Correlación de datos entre casos de carga vs Factor de Seguridad

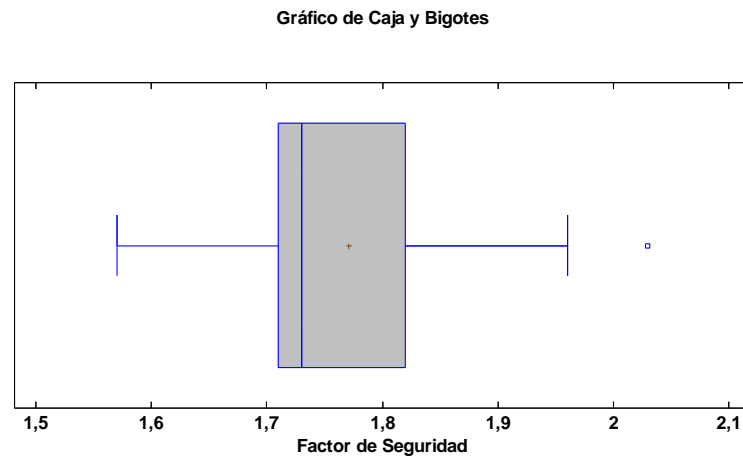


Imágen. 91 Correlación entre la distribución de cargas vs Factor de Seguridad

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE



Imágen. 92 Análisis de frecuencia de Factor de seguridad global



Imágen. 93 Análisis de diagrama de Caja y Bigotes de factor de seguridad global

Desplazamiento máximo

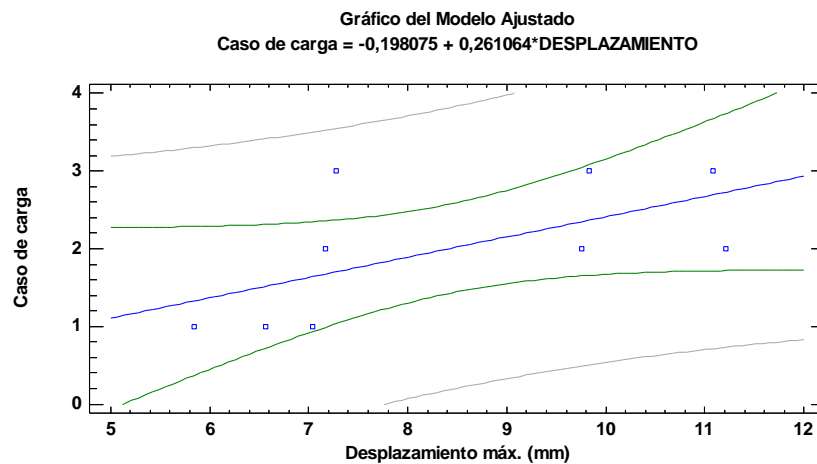
TABLA 24.

*Desplazamiento máximo vs Caso de carga vs Distribución*

CASO DE CARGA	DESCRIPCIÓN	RESULTADO
		DESPLAZAMIENTO MÁXIMO (mm)
	DISTRIBUCIÓN 1	5,847

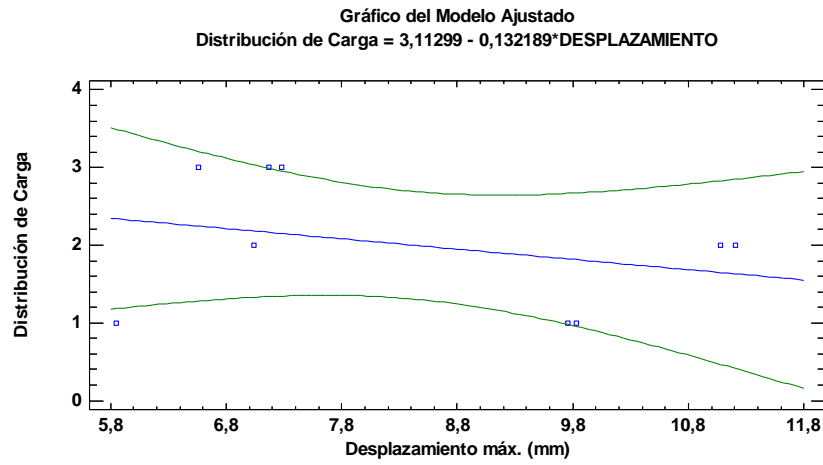
## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

CASO 1. AL	DISTRIBUCIÓN 2	7,04
MOMENTO DE		
ARRANCAR	DISTRIBUCIÓN 3	6,56
CASO2.	DISTRIBUCIÓN 1	9,76
FRENAR EN	DISTRIBUCIÓN 2	11,21
CURVA	DISTRIBUCIÓN 3	7,17
CASO 3. TODAS	DISTRIBUCIÓN 1	9,83
LAS CARGA	DISTRIBUCIÓN 2	11,08
	DISTRIBUCIÓN 3	7,28

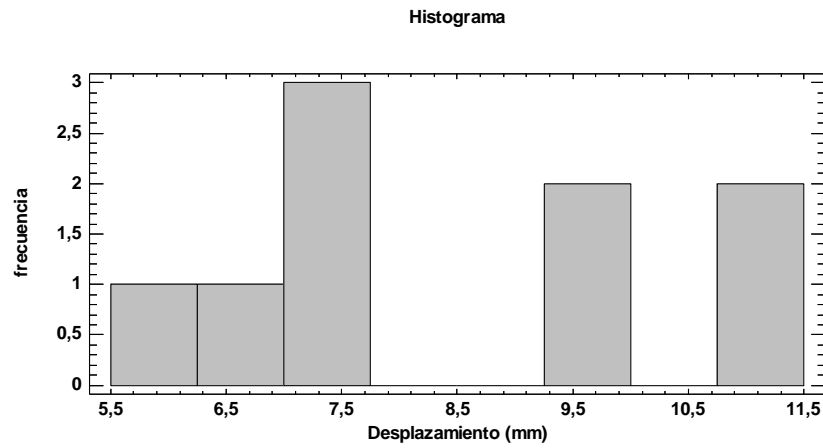


Imágen. 94 Correlación de datos entre casos de carga vs desplazamiento máximo

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE



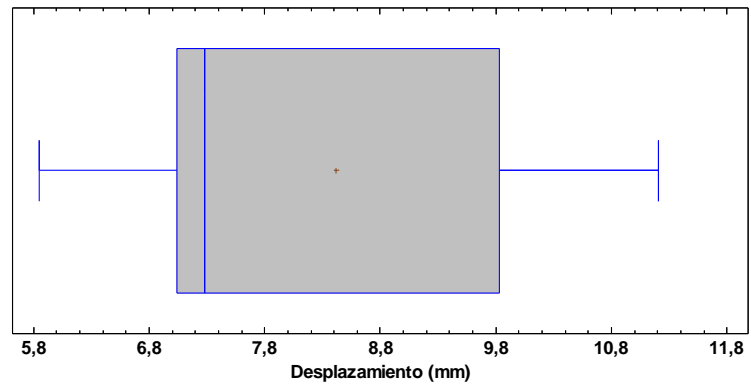
Imágen. 95 Correlación entre la distribución de cargas vs desplazamiento máximo



Imágen. 96 Análisis de frecuencia de desplazamiento global

# DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Gráfico de Caja y Bigotes



Imágen. 97 Análisis de diagrama de Caja y Bigotes de desplazamiento global

### Discusión de Resultados

Los resultados obtenidos a través del proceso metodológico que consiste en optimización topológica, fundamental para conocer en función de las cargas sometidas una aproximación de distribución de material tipo pórtico para el techo, una geometría homogénea donde predomina una estructura cuyos miembros y nudos obedecen geometrías tipo triángulo en la parte frontal, lateral y trasera.

En función a criterios de selección de material tales como costo, facilidad de ensamblaje, disponibilidad del material y locación jugaron un papel fundamental en la selección del material. Por tal razón, a través de una ponderación mostrada en la tabla 25 se muestra el resultado para la selección de material acero con un mejor esfuerzo o límite elástico para esta aplicación. Donde con el 57% de viabilidad sobre el 43% en la comparación realizada se toma como prioridad en la construcción a la Solución A o acero ASTM A36, con un esfuerzo admisible de 250 MPa a la tensión.

TABLA 25.  
*Conclusión de selección de material*

Conclusión	Sumatoria	Prioridad
Solución A :		
Acero ASTM A36	0,57	1
Solución B:		
Aluminio	0,43	2

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Los resultados obtenidos a partir de la simulación estructural y proceso CAE validan la geometría tomando en cuenta valores de Von Mises, factor de seguridad y desplazamiento máximo, sin embargo, para los diferentes casos de carga y distribución de cargas para cada variable previamente mencionadas se ha realizado un análisis de regresión simple con modelo lineal para encontrar la correlación de los datos.

En la Tabla 26 se muestra el coeficiente de correlación para los diferentes casos y distribución de cargas:

TABLA 26.  
*Coeficiente de correlación*

Variable a analizar	Coeficiente de correlación	
	Vs. Casos de carga	Vs. Distribución de cargas
Esfuerzo de von mises (MPa)	0,57	-0,22
Factor de seguridad	-0,59	0,23
Desplazamiento máximo (mm)	0,62	-0,31

Como se puede apreciar, existen valores de correlación positivos y negativos que se encuentran en un rango de -1 a 1. Los valores cercanos a estos límites indican que tan fuerte es la asociación o relación de datos entre sí, siendo positivo los que están directamente relacionados y negativos los inversamente relacionados.

Los variables analizadas como esfuerzo de Von Mises, factor de seguridad y desplazamiento máximo presentan una mayor correlación respecto al análisis realizado en función de la distribución de cargas, esto debido a que la asociación en los casos de cargas obedece a un mismo



## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

escenario, como son al momento de arrancar, frenado en curva y todas las cargas aplicadas en la superficie.

La correlación de datos más fuerte la observamos en el desplazamiento máximo con un valor de 0,62 en el coeficiente de correlación, pero no es tan distante de los valores de esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad, creando una fuerte asociación de datos cuando se trata de distintas distribuciones de cargas, pero respetando el mismo escenario o caso de carga.

La correlación de datos más débil es la que está cercana a cero, para el caso de análisis donde se asocia la distribución de cargas en diferentes escenarios o casos de carga, observamos que el esfuerzo de von mises vs distribución de cargas presenta un factor de correlación con un valor de -0,22, lo que se asume como una débil asociación de datos, el resto de valores bajo la misma naturaleza de distribución de cargas es prácticamente la misma con valores de 0,23 y -0,31 para el factor de seguridad y desplazamiento máximo respectivamente.

Al realizar el análisis del histograma y diagrama de cajas y bigotes para el esfuerzo de Von Mises de los datos en conjunto tanto de distribución de carga como casos de carga, se observa la mayor agrupación de datos en el rango de 140 – 148 MPa con frecuencia de 3, además de un dato que no se encuentra dentro del diagrama de cajas y bigotes de 127,14 MPa, considerado como atípico y que puede ser ajeno a la muestra.

En el caso del factor de seguridad mínimo en el histograma se aprecia que los valores son superiores a 1,5 hasta 2,07, mostrando una mayor frecuencia en el rango de 1,7 a 1,75 con un valor de 3, si se ampliara el rango se asumiría que la mayor cantidad de datos se observa en el rango de 1,7 a 1,85 con frecuencia acumulada en ese rango de 5. En el diagrama de cajas y bigotes se observa un valor atípico que es de 2,03, siendo lógico por la fuerte relación que existe entre el esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

Respecto al desplazamiento máximo que sufre la estructura en el histograma de frecuencia se observa un mayor valor en el rango de valores de 6,9 a 7,9 mm, teniendo una frecuencia de 3, corroborado en el diagrama de cajas y bigotes donde se observa una mayor agrupación de datos en el rango de 6,8 a 9,8. En este caso no existen valores atípicos, dándonos fiabilidad de los datos.

Además, se realiza un análisis en global como datos de una población y trabajándolos como tal con un esfuerzo de Von Mises de 142,28 MPa en promedio, factor de seguridad de 1,77 y desplazamiento máximo o deformación de 8,42 mm, con desviaciones estándar similares a los casos de carga con 11,63 MPa para el esfuerzo de Von Mises, de 1,93 mm en la deformación máxima y 0,14 para factor de seguridad.

El desplazamiento ratifica lo expuesto, con desplazamiento menor a 5 mm, es lo óptimo para el análisis de carga, incluso cuando la normativa INEN 1323 nos indica que el valor máximo de deformación debe ser de 70mm para el techo de la estructura.

### CONCLUSIONES

- Por medio de esta investigación se llegó a concluir que existe una fuerte asociación de datos tanto positiva como negativa cuando se trata de los mismos escenarios o casos de carga, lo que no sucede cuando se maneja una misma distribución de cargas con valores donde el coeficiente de correlación era mayor a 0,62 mm para el desplazamiento cuando se trata del mismo escenario de carga y -0,31 cuando se analiza con la misma distribución de carga en diferentes escenarios.
- La selección del material en nuestra localidad que se tomó como criterios más relevantes el costo, facilidad de ensamblaje, disponibilidad de material, locación, a través de un análisis de criterios ponderados ratifica el uso de acero ASTM A36 mostrando su viabilidad con el 57% vs el 43% que tiene el aluminio.
- El estudio de optimización topológica en el software de Inspire brinda mejores resultados utilizando una geometría que no obedezca a detalle su modelo, el principio de optimización es usar una distribución de material simple.
- El diseño de la estructura del minibus eléctrico obedece la optimización topológica que nos ha brindado el software Inspire, con modelo tipo pórtico en el techo, creando figuras triangulares en las paredes laterales y con mayor cantidad de material en ciertas áreas que se solvento con travesaños diagonales.
- El análisis estructural realizado en diferentes casos de carga con distintas distribuciones, no genera una mayor dispersión de datos, resultando cercanos al promedio de cada uno de los resultados en el análisis estructural, con valores de desviación estandar menores a 0,14 en factor de seguridad, siendo un promedio de 1,77. Validando el diseño original que en el caso más crítico superara el 50% del esfuerzo de Von Mises.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

- El software de simulación SIMSOLID de Inspire de Altair brinda al ingeniero la facilidad de llevar a cabo trabajos de simulación sin poseer un gran poder computacional, para esta estructura, el tiempo de análisis era inferior a 10 segundos, que al crear diferentes casos de carga en conjunto a distintas distribuciones los resultados no sufren una gran variación entre ellos.

### RECOMENDACIONES

- Realizar procesos de simulación en mismos escenarios, muestran una mayor correlación de datos al contrario de que en diferentes casos de carga que a pesar de coincidir en la mayoría de superficies de aplicación de carga la asociación de datos es baja.
  - Usar estructuras tipo pórticos para el diseño estructural de carrocerías y de igual manera crear entre sus nudos y miembros estructurales figuras triangulares sobre todo en las paredes, pues gracias a la optimización topológica que nos brinda Inspire de Altair nos muestra la distribución.
  - A través del análisis estructural realizado en SimSolid se observa que en los puntos donde la geometría estructural sufre un mayor esfuerzo de Von Mises son en las intersección o conexiones, se debe mejorar el uso de herramientas que perfeccionen uniones y juntas.
  - La simulación en diferentes escenarios o casos de carga y distinta distribución en la aplicación de cargas en las superficies, permite en SimSolid al ser un software que usa el método de elementos finitos a través de “External Approximations” variar los resultados entre varias corridas gracias a un análisis de método, permitiendo obtener una población de datos que ayuda a validar el estudio realizado, en este caso la estructura del minibus.
- Analisis de metodo
- En el país por la cantidad de empresas metalúrgicas se recomienda usar acero estructural o según la normativa ASTM o ASTM a36, por costo, facilidad de uso, la cantidad de soldadores calificados para trabajos con este material es determinante y sobretodo que la producción de tubo estructural como materia prima se la realiza en la localidad.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASAMBLEA NACIONAL. (2019). *LEY ORGÁNICA DE EFICIENCIA ENERGÉTICA*. Quito: Corte Constitucional del Ecuador.
- Symington I. (enero 2020). Designer Oriented Software. Is it Accurate?. *BENCH MARK*, 32-44.
- Córdova-Suárez, M; Carrasco, M; Padilla P & Garcés-Sánchez, E. (abril 2018). Estudio de la Huella de Carbono en Unidades Desconcentradas de Terminales Terrestres. *Revista Politécnica*, 41(1).
- Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2009), *VEHICULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUISITOS*. Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1668.
- Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2015), *VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PÚBLICO DE PASAJEROS INTRARREGIONAL, INTERPROVINCIAL E INTRAPROVINCIAL. REQUISITOS*. Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1668.
- Gasca, P & Machuca L, (2019). *ERA DE LA CUARTA REVOLUCIÓN INDUSTRIAL*. Cali: Universidad del Valle.
- REYES, Vinicio; ROSALES, Carlos; GUZMAN, Alex y BAEZ, Sebastián. (2017). *Estudio del cumplimiento de la norma INEN 2205 en los asientos de buses de transporte público urbano*. Enfoque UTE [online].
- Ríos, A., Vargas, C., Guamán, J., Otorongo, M. (2018). Implicaciones Energéticas y Medio Ambientales de la Integración de Autobuses Eléctricos en el Sistema de Transporte Urbano de la Ciudad de Ambato. *Revista Politécnica*.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

- Carapia M. (2013). *Estimulación de la inteligencia especial como recurso para incrementar la capacidad de representación tridimensional en alumnos de diseño gráfico*. México DF.
- Zhi, S., & Liu, H. (2012). Finite element analysis and optimizing design of the bus body. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 215–216, pp. 78–81).
- Shanbin Lu, Honggang Ma, Li Xin & Wenjie Zuo (2018). Lightweight design of bus frames from multimaterial topology optimization to cross-sectional size optimization.
- Wang, W., Zhou, C., Lin, C., & Chen, J. (2012). Electric bus body lightweight design based on multiple constrains. In *Advanced Materials Research* (Vol. 538–541, pp. 3137–3144).
- Fu, C. L., Bai, Y. C., Lin, C., & Wang, W. W. (2019). Design optimization of a newly developed aluminum-steel multi-material electric bus body structure. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 60(5), 2177–2187.
- Jung, Y., Lim, S., Kim, J., & Min, S. (2020). Lightweight design of electric bus roof structure using multi-material topology optimisation. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 61(3), 1273–1285.
- Bai, J., Meng, G., & Zuo, W. (2019). Rollover crashworthiness analysis and optimization of bus frame for conceptual design. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(7), 3363–3373.
- DOUBLECOIN. (2020). Información de Neumáticos de camion y material de consulta. The Smart Move is on DOUBLECOIN. 20.
- Di Rado, G., Presta, D., Devincenzi G. (2013). Análisis de las fuerzas que actúan en la interface neumático – carretera. modelos de simulación de aceleración. Asociación Argentina de Mecánica Computacional. 25.
- Cevallos, G., Cueva, J., Pinto A. (2018)- Quito ciudad de altura. *Inv Acad. Educación*. Ecuador. Vol 2. Pag 6 -14.

## DISEÑO ESTRUCTURA MINIBUS, OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA CAE

- Reyes, V., Rosales, C., Guzmán, A., & Báez, S. (2017). Estudio del cumplimiento de la norma INEN 2205 en los asientos de buses de transporte público urbano. *Enfoque UTE*, 8(5), 76–88.
- Adaptation of Topologic Optimized Structures Based on Skeletonization. (2016). *Ingeniería Mecánica. Tecnología y Desarrollo*, 5(4), 415–421.
- Remache, Á., Leguísamo, J., & Tamayo, E. (2019). Análisis topológico mediante el Método de Elementos Finitos del chasis de una motocicleta de competencia. *Enfoque UTE*, 10(3), 81–97.
- Cepeda Miranda, J. L. (2006). *Análisis Del Comportamiento Mecánico Del Sistema Estructural Del Autobús Feline Para La Empresa Carrocera Miral Buses*. Retrieved from <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/734>