

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA TUBULAR PARA LA CARROCERÍA DEL PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”

AUTOR: Carlos David Lizano Núñez

TUTOR: Ing. Mg. César Arroba.

AMBATO – ECUADOR

2017

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de ingeniero mecánico, con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA TUBULAR PARA LA CARROCERÍA DEL PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”.

Elaborado por el señor Carlos David Lizano Núñez, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

Que la presente es original del autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, mayo de 2018

.....
Ing. Mg. César Arroba

TUTOR

AUTORÍA

El presente proyecto técnico “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA TUBULAR PARA LA CARROCERÍA DEL PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”, las ideas, opiniones, análisis y resultados son exclusivamente responsabilidad del autor

Ambato, mayo 2018

.....

Carlos David Lizano Núñez

C.I. 1803946035

AUTOR

DERECHOS DEL AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este proyecto técnico parte de él, un documento disponible para su lectura, y procesos de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este proyecto técnico dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, mayo de 2018

.....

Carlos David Lizano Núñez

C.I 1803946035

AUTOR

APROBACIÓN TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del **PROYECTO TÉCNICO** realizado por el estudiante **CARLOS DAVID LIZANO NÚÑEZ** de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA TUBULAR PARA LA CARROCERÍA DEL PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17**”.

Ambato, mayo 2018.

Para constancia firman:

Ing. Gonzalo López, Mg.

Ing. Diego Núñez, Mg.

DEDICATORIA

A Dios quien ha sido mi fortaleza el que me ha permitido alcanzar este momento trascendental en mi vida y poder conquistar esta gran meta.

A mi madre Esthela Núñez por su apoyo incondicional y la calidez de su amor y sus sabios consejos ha sido una parte fundamental para la consecución de este gran logro en mi vida.

A mi padre Carlos Lizano por creer en mí y alentarme a seguir adelante, por ser más que mi padre mi mejor amigo.

A mi abuelita Gloria Calero que ha sido como mi madre siempre con su cuidado desde que fui pequeño, por su amor y respaldo.

A mis hermanas Carolina, Karla, Amy y Paola quien con su cariño han llenado de alegría mi vida y han sido mi motivación.

A mis amigos y compañeros que han transitado junto a mí a vida estudiantil.

AGRADECIMIENTO

A Dios en quien creo infinitamente y me ha permitido alcanzar este logro.

A mi querida familia que ha sido un pilar fundamental en mi vida, por su apoyo incondicional.

A la Universidad Técnica de Ambato y a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica que me abrieron sus puertas para mi preparación profesional y de la cual estoy muy orgulloso haber transcurrido mi vida universitaria en sus aulas

A mis queridos docentes que me han impartido su cátedra, conocimientos y valores que a lo largo de esta vida estudiantil lo han hecho con toda su calidad humana y buena voluntad.

INDICE GENERAL DE CONTENIDOS

PORTADA	I
CERTIFICACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA	III
DERECHOS DE AUTOR	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	V
DEDICATORÍA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
INDICE GENERAL DE CONTENIDOS	VIII
CAPITULO 1	1
1.1.-TEMA.....	1
1.2.-ANTECEDENTES.....	1
1.3.-JUSTIFICACIÓN.....	2
1.4.-OBJETIVOS.....	3
1.4.1.- Objetivo General.....	3
1.4.2.- Objetivos Específicos.....	3
CAPITULO II	4
2.1.-INVESTIGACIONES PREVIAS.....	4
2.2.-FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	7
2.2.1.-CONCEPTOS DE VEHÍCULO AUTOMÓVIL.....	7
2.2.2. DIMENSIONES Y PARAMETROS DE LOS VEHÍCULOS.....	8
2.2.2.1.-Longitud de un automóvil.....	8
2.2.2.2.-Anchura del vehículo.....	8

2.2.2.3.-Altura del vehículo.....	9
2.2.2.4.-Distncia entre ejes de un automóvil.....	9
2.2.2.5.-Masas suspendidas y no suspendidas.....	10
2.2.2.6.-Ancho de vía.....	10
2.2.3.-COMPONENTES DEL VEHÍCULO.....	12
2.2.4.-ESTRUCTURA DEL AUTOMOVIL.....	12
2.2.4.1.-Bastidor.....	13
2.2.4.2.-Tipos de Bastidor.....	13
a.-De Columna o en X.....	14
b.-Largueros longitudinales.....	14
c.-Perimétrico.....	15
d.-Tubular.....	16
e.-La Carrocería Autoportante.....	17
2.2.5.-CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	20
2.2.5.1.-Criterío sobre rigidez.....	20
2.2.3.2.-Distribución de masas.....	23
2.2.3.3.-Criterío sobre seguridad.....	23
2.2.3.4.-Espacio y ergonomía.....	24
2.2.4.-ESTADOS DE CARGA APLICADOS A LA ESTRUCTURA.....	25
2.2.4.1.-Caso de carga vertical simétrica (flexión).....	26
2.2.4.2.-Caso asimétrico vertical y el caso de análisis de torsión pura.....	27
2.2.4.3.-Cargas longitudinales.....	32

2.3.4.4.-Cargas laterales.....	35
2.2.4.5.-Combinaciones de casos de carga.....	38
2.2.5.-MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO.....	39
2.2.5.1.-Acero.....	39
2.2.5.2.-Plastico.....	40
2.2.5.3.-Aluminio.....	40
2.2.5.4.-Hule.....	41
2.2.6.-GRADOS DE ACERO PARA SECCIONES ESTRUTURALES HUECAS.....	41
2.2.6.1.-ASTM A 53.....	42
2.2.6.2.-ASTM A 500.....	42
2.2.6.3.-ASTM A 501.....	43
2.2.7.-CONSIDERACIONES SOBRE SOLDABILIDAD DE LOS MATERIALES.....	43
2.2.7.1.-Principios de la soldadura MIG/MAG.....	43
2.2.7.2.-Parametros de la soldadura.....	45
2.2.7.3.-Ventajas.....	45
2.2.7.4. Desventajas.....	46
CAPITULO III	47
3.1.-SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	47
3.1.1.-Ánalysis de Alternativas.....	48
3.1.2.-Critrios de Ponderación de las alternativas.....	49

3.1.2.1.-Selección de la mejor alternativa para el sistema estructural tubular del auto eléctrico.....	51
3.1.2.2.-Selección de la mejor alternativa para el material de la estructura tubular.....	55
3.2.-CÁLCULOS.....	59
3.2.1.-UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD.....	59
3.2.1.1.-Calculo de los momentos respecto los ejes del centro de gravedad.....	61
3.2.1.2.-Calculo de las coordenadas del centro de gravedad.....	63
3.2.2.-DISTRIBUCIÓN DE MASAS EN EL VEHÍCULO.....	65
3.2.3.-PORCENTAJE DE PESOS EN LOS EJES DELANTERO Y POSTERIOR.....	67
3.2.4.-DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTA LA ESTRUCTURA TUBULAR.....	68
3.2.4.1.-Carga vertical simétrica (flexión).....	68
3.2.4.1.1.-Carga Permanente (Pe).....	68
3.2.4.1.2.-Carga de Seguridad (Pe).....	69
3.2.4.1.3.-Carga Muerta (Cm).....	70
3.2.4.1.4.-Carga viva (Cvi).....	70
3.2.4.2.-Carga de torsión.....	71
3.2.4.3.-Cargas longitudinales.....	77
3.2.4.3.1.-Carga de Frenado.....	77
3.2.4.3.2.-Carga de aceleración.....	79
3.2.4.3.3.-Carga de viento.....	79
3.2.4.4.-Cargas laterales.....	82
3.2.4.4.1.-Carga de giro.....	82

3.2.4.4.2.-Empujon de acera (volcar).....	84
3.2.5.-SELECCIÓN DEL TUBO.....	85
3.2.6.-ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA TUBULAR.....	88
3.2.6.1.- Análisis de cargas verticales con el peso propio de la estructura y sus componentes de la estructura.....	90
3.2.6.2.- Análisis de torsión.....	92
3.2.6.3.- Análisis de carga longitudinal de frenado.....	94
3.2.6.4.- Análisis de carga longitudinal de aceleración.....	96
3.2.6.5.- Análisis de carga de resistencia al aire frontal.....	98
3.2.6.6.- Análisis de carga de giro.....	100
3.2.6.7.- Combinaciones de cargas.....	103
a.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga lateral al tomar una curva	104
b.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga lateral al tomar una curva	105
c.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga longitudinal de aceleración + Carga lateral al tomar una curva	106
d.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga de torsión.....	107
3.2.6.6.- Análisis Modal.....	108
3.3.-PRESUPUESTO.....	113
3.4.-ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	114
CAPITULO IV.....	116
4.1.-CONCLUSIONES.....	116

4.1.-RECOMENDACIONES.....	117
BIBLIOGRAFIA.....	118
ANEXOS.....	121

ÍNDICE DE GRÁFICOS Y TABLAS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Parámetros ergonómicos hombre 95 %.....	24
Tabla 2.2 Factores de carga de flexión para el automóvil.....	27
Tabla 2.3 Altura de tope de torsión para automóviles.....	31
Tabla 2.4 Factores de carga para el frenado.....	35
Tabla 2.5 Factores de H/R y PH/PV.....	37
Tabla 2.6 Tabla de propiedades mecánicas de aceros ASTM A-513 y ASTM A-500.....	42
Tabla 3.1 Objetivos que se derivan de la función principal de la estructura.....	47
Tabla 3.2 Análisis de alternativas para el sistema estructural tubular del auto eléctrico.....	48
Tabla 3.3 Análisis de alternativas para el material de la estructura tubular.....	49
Tabla 3.4 Ponderaciones para selección del sistema estructural tubular.....	51
Tabla 3.5 Criterio para evaluar la rigidez.....	52
Tabla 3.6 Criterio para evaluar el peso del sistema.....	52
Tabla 3.7 Criterio para evaluar el costo del sistema.....	52
Tabla 3.8 Criterio para evaluar facilidad de unión entre miembros.....	53
Tabla 3.9 Criterio para evaluar facilidad de construcción.....	53
Tabla 3.10 Criterio para evaluar mantenimiento.....	53
Tabla 3.11 Criterio para evaluar innovación.....	54
Tabla 3.12 Selección de la mejor alternativa para el sistema estructural tubular.....	54
Tabla 3.13 Ponderaciones para selección del material de la estructura tubular.....	55
Tabla 3.14 Criterio para evaluar rigidez.....	56
Tabla 3.15 Criterio para evaluar resistencia.....	56

Tabla 3.16 Criterio para evaluar peso de la estructura.....	56
Tabla 3.17 Criterio para evaluar costo del material.....	57
Tabla 3.18 Criterio para evaluar soldabilidad.....	57
Tabla 3.19 Criterio para evaluar corrosión.....	57
Tabla 3.20 Criterio para evaluar disponibilidad comercial.....	58
Tabla 3.21 Selección de la mejor alternativa para el material de la estructural tubular.....	58
Tabla 3.22 Pesos de cada uno de los componentes del vehículo con sus respectivas distancias correspondiente a sus ejes.....	61
Tabla 3.23 Momentos generados de cada uno de los componentes del vehículo correspondiente a sus ejes.....	62
Tabla 3.24 Coordenadas del centro de gravedad.....	64
Tabla 3.25 Peso de los elementos permanentes del vehículo.....	69
Tabla 3.26 Valores de K para la parte delantera y posterior de la suspensión.....	72
Tabla 3.27 Calculo de la densidad del aire en la ciudad de Ambato.....	82
Tabla 3.28 Radio de curvatura de la carretera.....	83
Tabla 3.29 Tabla de propiedades mecánicas del acero ASTM A-500 usados en ANSYS Academic R18.0.....	89
Tabla 3.30 Esquema de cargas verticales y desplazamiento total de cargas verticales.....	90
Tabla 3.31 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales.....	91
Tabla 3.32 Esquema de carga por torsión y desplazamiento total de carga por torsión.....	92
Tabla 3.33 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga por torsión.....	93
Tabla 3.34 Esquema de carga longitudinal de frenado y desplazamiento total de carga longitudinal de frenado.....	94
Tabla 3.35 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga longitudinal de frenado.....	95
Tabla 3.36 Esquema de carga longitudinal de frenado y desplazamiento total de carga longitudinal de aceleración.....	96

Tabla 3.37 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga longitudinal de aceleración.....	97
Tabla 3.38 Esquema de carga de resistencia al aire frontal y desplazamiento total de carga de resistencia de aire frontal.....	98
Tabla 3.39 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga de resistencia de aire frontal.....	99
Tabla 3.40 Esquema de carga de giro y desplazamiento total de carga de giro.....	100
Tabla 3.41 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga de giro.....	101
Tabla 3.42 Tabla resumida de las cargas que soporta la estructura.....	102
Tabla 3.43 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de Cargas verticales + Carga de giro	104
Tabla 3.44 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales + Carga longitudinal de frenado + Carga de resistencia al aire frontal.....	105
Tabla 3.45 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales + Carga longitudinal de aceleración + Carga de giro.....	106
Tabla 3.46 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales + Carga de torsión + Carga de aire frontal	107
Tabla 3.47 Tabla resumida de las combinaciones de cargas que soporta la estructura tubular.....	108
Tabla 3.48 Análisis Modo 1.....	102
Tabla 3.49 Análisis Modo 2.....	102
Tabla 3.50 Análisis Modo 3.....	102
Tabla 3.51 Análisis Modo 4.....	102
Tabla 3.52 Análisis Modo 5.....	102
Tabla 3.53 Análisis Modo 6.....	112
Tabla 3.54 Tabla resumida de los modos de vibración con sus respectivas frecuencias y desplazamientos.....	102

Tabla 3.55 Tabla de presupuesto del proyecto técnico.....113

Tabla 3.56 Tabla de especificaciones técnicas de la estructura.....114

Tabla 3.48 Tabla de especificaciones técnicas del auto eléctrico UTA-CIM 17.....115

ÍNDICE DE GRAFICOS

Figura 2.1 Vehículo automóvil.....	7
Figura 2.2 Longitud, anchura y altura de un automóvil.....	9
Figura 2.3 Distancia entre ejes de un vehículo.....	10
Figura 2.4 Masas suspendidas y no suspendidas de un vehículo.....	11
Figura 2.5 Ancho de vías delantero.....	11
Figura 2.6 Bastidor convencional.....	13
Figura 2.7 Bastidor en X.....	14
Figura 2.8 Bastidor longitudinal.....	15
Figura 2.9 Bastidor perimétrico.....	15
Figura 2.10 Bastidor tubular.....	16
Figura 2.11 Estructura autoportante.....	17
Figura 2.12 Flexión en el chasis.....	21
Figura 2.13 Chasis sometido a esfuerzos torsores.....	22
Figura 2.14 Determinación analítica del centro de gravedad de un vehículo.....	23
Figura 2.15 Parámetros ergonómicos del hombre 95.....	24
Figura 2.16 Direcciones de los ejes.....	26
Figura 2.17 Caso simétrico vertical.....	27
Figura 2.18 Caso asimétrico vertical.....	27
Figura 2.19 Torsión generada por altura de choque H.....	29
Figura 2.20 Fuerzas y momentos en el eje 1.....	29
Figura 2.21 Reacciones de la rueda estática para protuberancia debajo de la rueda izquierda...30	
Figura 2.22 Transferencia de peso en el frenado.....	32
Figura 2.23 Caja de impacto longitudinal.....	34

Figura 2.24 Carga longitudinal graficada contra la altura del paso (sin factor dinámico).....	35
Figura 2.25 Casos de carga lateral.....	36
Figura 2.26 Distribución hacia adelante y atrás de las cargas de las ruedas en las curvas.....	37
Figura 2.27 Carga vertical asimétrica como una combinación de casos.....	38
Figura 3.28 Diferentes materiales utilizados en la construcción de vehículos.....	41
Figura 2.29 Diagrama de suelda GMAW.....	45
Figura 3.1 Distancias de las cargas desde punto de referencia a los ejes X y Z.....	60
Figura 3.2 Distancias de las cargas desde punto de referencia al eje Y	60
Figura 3.3 Distancias del punto de referencia al centro de gravedad los ejes X y Z	64
Figura 3.4 Distancias dx entre el centro de gravedad y la mitad de la longitud entre ejes o batalla.....	66
Figura 3.5 Medidas del área del piso de la estructura tubular del auto eléctrico.....	69
Figura 3.6 Medidas del ancho de vía B.....	74
Figura 3.7 Reacciones en las ruedas delanteras y posteriores durante el frenado.....-.....	77
Figura 3.8 Área Fontal del vehículo eléctrico.....	79
Figura 3.9 Estructura tubular vehículo eléctrico.....	85
Figura 3.10 Diagrama de cargas en los tubos del piso.....	86
Figura 3.11 Diagrama de fuerza cortante	86
Figura 3.12 Diagrama de momento máximo	86

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA TUBULAR PARA LA
CARROCERÍA DEL PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-
CIM17”

AUTOR: Carlos David Lizano Núñez

TUTOR: Ing. Mg. César Arroba

RESUMEN EJECUTIVO

Este proyecto es de gran interés desde el punto de vista innovador ya que contribuye a la creciente tendencia a proyectarnos hacia el uso de energías no contaminantes como lo son el uso de combustibles fósiles. El presente proyecto se elaboró en algunas fases, primero diseñando la geometría considerando espacios y distribución de componentes, la selección del material fue muy importante considerando algunos materiales se decidió por construir el piso del habitáculo, la parte frontal y posterior con tubo de acero estructural galvanizado ASTM A-500 de (30x30x2)mm y el techo con tubo de (25x25x1.5) mm, en base a estos parámetros se necesitó de un software CAD/CAE para visualizar el diseño y las formas, la siguiente fase fue calcular los estados de carga que estaría sometida la estructura tales como cargas verticales, de frenado, de aceleración, de giro, de resistencia al viento y de torsión, con los valores de las cargas se procedió a simular con la ayuda del programa ANSYS versión estudiantil para obtener resultados de desplazamientos, esfuerzo de Von Mises y factores de seguridad esenciales para el diseño.

Finalmente, en la fase de construcción se cortó y soldó los perfiles seleccionados utilizando soldadura GMAW ER70S-6, mientras la estructura se armaba también se procedió a ensamblar los otros subsistemas que acompañan a la estructura como suspensión, propulsión y dirección.

Palabras clave: Estructura, cargas, diseño, construcción

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING CAREER

"DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE TUBULAR STRUCTURE FOR THE
BODY OF THE PROTOTYPE OF A BIPLAZA UTA-CIM17 ELECTRIC AUTO"

AUTHOR: Carlos David Lizano Núñez

TUTOR: Ing. Mg. César Arroba

ABSTRACT (SUMMARY)

This project is of great interest from the innovative point of view as it contributes to the growing tendency to project towards the use of non-polluting energies such as the use of fossil fuels. The present project was elaborated in some phases, first designing the geometry considering spaces and distribution of components, the selection of the material was very important considering some materials it was decided to build the floor of the interior, the front and back with galvanized structural steel pipe ASTM A-500 of (30x30x2) mm and the ceiling with tube (25x25x1.5) mm, based on these parameters it was needed a CAD / CAE software to visualize the design and the forms, the next phase was to calculate the states load that would be subject to the structure such as vertical loads, braking, acceleration, rotation, resistance to wind and torsion, with the values of the loads was proceeded to simulate with the help of the ANSYS student version program to obtain results of displacements, Von Misses effort and essential safety factors for the design.

Finally, in the construction phase, the selected profiles were cut and welded using GMAW ER70S-6 welding, while the structure was assembled also the other subsystems accompanying the structure were assembled as suspension, propulsion and steering.

Keywords: Structure, loads, design, construction, center of gravity

CAPITULO I

ANTECEDENTES

1.1. TEMA.

“Diseño y construcción de la estructura tubular para la carrocería del prototipo de un auto eléctrico biplaza UTA-CIM 2017”

1.2. ANTECEDENTES.

A través de los últimos años hemos presenciado el aumento de automóviles a nivel mundial, los mismos que nos han facilitado la vida a los seres humanos, ayudándonos a recorrer más distancias en menos tiempo y evitándonos mayores esfuerzos. Pero esto a la vez ha conllevado a ciertos problemas como el caos vehicular especialmente en las llamadas horas pico, además el incremento vehicular ha contribuido en gran manera a la contaminación del medio ambiente especialmente en las ciudades con mayor población y en nuestro país no ha sido la excepción produciendo un sin número de enfermedades respiratorias en la población

Al mismo tiempo la ciencia y la tecnología ha palpado esta situación problemática, con lo que ha querido satisfacer y resolver en cierta manera estos problemas, recurriendo a ciertas alternativas que den solución a los problemas ya mencionados, recurriendo a la ingeniería en la elaboración de mecanismos que se acoplen a las nuevas energías alternativas que nos liberen de la dependencia de los combustibles fósiles. Una de esas alternativas es la fabricación de un auto eléctrico.

Ya se han fabricado algunos autos híbridos con motor a combustión interna y motor eléctrico, así como autos 100% eléctricos, En el Ecuador ya hay algunas marcas que se están comercializando con esta idea, las marcas involucradas en el país son Nissan, BYD,

Toyota, Great Wheel, Renault y Kia, los mismos que ya han introducido modelos o están etapa de preventa. Otra de las marcas conocidas a nivel de Sudamérica es el Sero Electric, un auto argentino con buenas características de construcción y autonomía del vehículo. Además, se han hecho algunas investigaciones sobre autos eléctricos en algunas universidades del país queriendo alcanzar buenos requerimientos que un vehículo necesita como en la ESPE sede Latacunga y en la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca, dando resultados favorables y con materiales que se encuentran en el mercado nacional. En la Carrera de Ingeniería Mecánica, en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato se ha visto la necesidad de contribuir con una investigación al respecto, ya que no se puede pasar por alto un tema tan importante concerniente a la solución a esta problemática mundial.

1.3.JUSTIFICACIÓN.

Actualmente en nuestro país mayoría de la población se moviliza en automóvil (de motor a combustión) particular, esto involucra un uso elevado e importante de combustibles de origen fósil dentro del casco urbano, lo que a su vez genera una problemática medioambiental de la contaminación del aire y polución en las ciudades, además de contribuir con la mala calidad de vida de la población y el incremento de enfermedades cardiovasculares y pulmonares, razón por la cual es necesario y de suma importancia buscar y aplicar nuevas alternativas de generación de energía limpia para automóviles dentro de la zona urbana principalmente para poder reducir este impacto negativo en las sociedades.

Es por esto que el uso de vehículos movidos por sistemas alternativos de energía como por ejemplo autos eléctricos, ha provocado un avance significativo y progresivo en el desarrollo de las actividades del ser humano y la conservación del medioambiente generando el mínimo impacto negativo posible, razón por la cual la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato en su afán de interactuar con la sociedad e impactar positivamente en el desarrollo de proyectos alternativos ha visto con buenos ojos el impulsar el diseño y construcción de un prototipo de auto eléctrico eficiente y amigable con el medio ambiente.

Se busca desarrollar un auto eléctrico eficiente para poder aprovechar las bondades que su diseño ofrece y el tipo de energía que se usa, debido a esto es necesario diseñar un sistema estructural bajo de peso, ligero, pero de cuerpo rígido de manera que brinde la seguridad adecuada al usuario, por esta razón se vuelve imprescindible el diseño y construcción del sistema estructural seleccionando materiales adecuados para su correcto funcionamiento.

1.4. OBJETIVOS.

1.4.1. Objetivo General.

Diseñar y construir la estructura tubular para la carrocería del prototipo de un auto eléctrico biplaza UTA-CIM17.

1.4.2. Objetivos Específicos.

- ✓ Determinar los estados de carga que soporta la estructura tubular de la carrocería utilizando fundamentos teóricos y normas relacionadas.
- ✓ Diseñar los elementos constitutivos de la estructura tubular mediante el uso de software CAD-CAE.
- ✓ Construir la estructura tubular para la carrocería del prototipo del auto eléctrico biplaza UTA-CIM17 según los resultados obtenidos en la fase de diseño

CAPITULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1.-INVESTIGACIONES PREVIAS

El presente tema de este proyecto técnico tiene como base investigativa los siguientes trabajos realizados que han servido de aporte fundamental para el desarrollo de esta investigación, los mismos que han sido de gran utilidad para tomar diversos criterios en lo referente al presente tema. A continuación, se presenta las investigaciones previas que han servido como antecedente teórico.

En la Escuela Superior Politécnica del Ejercito en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la ciudad de Latacunga en el año 2014, los Sres. Carlos Wilfrido Cunalata Cunalata y Jorge Santiago Terán Vaca, realizaron el diseño y construcción del bastidor y carrocería de un vehículo eléctrico biplaza plegable, usando software CAD-CAE y manufactura ecuatoriana. Donde se concluyó que el bastidor soportó todas las cargas estáticas, sufrió una deformación de 0.00021733 m, lo que viene a ser 0.2 mm, el esfuerzo equivalente de Von Mises provocado en el bastidor fue de 84.307 MPa usando tubo redondo ASTM A36 (25,4x2) mm y tubo rectangular ASTM A36 (50x 25,4x2) mm. Lo que indica que el material seleccionado soportó las cargas estáticas y el límite de fluencia del Acero ASTM A36 fue de 250 MPa, el factor de seguridad mínimo fue de 2.96, lo que aseguró fiabilidad en el diseño de la estructura del bastidor. [1]

Otra investigación que sirvió como antecedente importante es el que se realizó en la Escuela Superior Politécnica del Ejercito en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la ciudad de Latacunga en el año 2015, los Sres. Edison Yaroslav Armas Arteaga y Juan Carlos Castillo Pazmiño desarrollaron el tema como proyecto de tesis “Diseño y construcción de un vehículo automotor personal”. De esta investigación se puede concluir que se diseñó y construyó con estructura tubular, carrocería en fibra de vidrio y acrílico que cumplieron con los parámetros establecidos en el diseño, el diseño del bastidor es

seguro, los valores de tensiones generados están por debajo del límite elástico del material, obteniendo así un factor de seguridad mínimo de 2.2, se logró conseguir un comportamiento satisfactorio y desplazamiento adecuado de la suspensión del vehículo automotor personal para la conducción en zonas urbanas. Las pruebas de funcionamiento realizadas permitieron determinar el eficiente trabajo realizado en el diseño y construcción, logrando así fiabilidad y eficiencia en el manejo. [2]

Una investigación previa que contribuyó en el avance de este proyecto fue realizada en la Universidad Politécnica Salesiana en la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la ciudad de Cuenca en el año 2014, los Sres. Paúl Sebastián Aguirre Cárdenas, David Santiago Hidalgo Ojeda, José Alejandro Panamá Chica, Juan Diego Padilla Urgiles y Darío Fernando Veintimilla Duque realizaron como tema de tesis “Diseño de un vehículo eléctrico prototipo monoplaza para una persona parapléjica y construcción de su chasis”. De donde se concluyó que el diseño de la carrocería del vehículo eléctrico monoplaza, cumplió a la perfección con todos los requerimientos que se plantearon en esta investigación, contando con apertura de puertas automáticas y rampa posterior que facilita el ingreso del conductor contando con espacios interiores y dimensiones exteriores necesarias para abarcar todos los elementos que constituyen el vehículo, además al no existir una norma técnica en el Ecuador que regule la construcción y el análisis estructural de vehículos tipo turismo urbano, los autores de esta tesis han tomado como referencia la normativa NTE INEN 1323 (VEHÍCULOS AUTOMOTORES CARROCERÍAS DE BUSES) como base para el análisis estructural, cálculo de cargas y obtención de resultados dando como resultado que el diseño cumple con total fiabilidad todos los requerimientos estructurales físicos y mecánicos de la norma ya mencionada. [3]

De igual manera cabe destacar la importancia de la investigación realizada en el proyecto de tesis realizada en la Escuela Superior Politécnica del Ejército en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la ciudad de Latacunga en el año 2016, los Sres. Antonio Israel León Alvear y Cristian Geovanny Silva Calvopiña realizaron su trabajo de investigación con el tema “Diseño y construcción del bastidor y carrocería de un vehículo prototipo biplaza tipo roadster” previo a la obtención del título de ingenieros automotrices

concluyendo que el diseño del bastidor y carrocería se la obtuvo mediante la simulación realizada en el software de diseño (SOLIDWORKS 2015 versión estudiantil) y software tipo CAE, la construcción del bastidor y carrocería se realizó de acuerdo a las medidas establecidas dentro del diseño de los mismos, se consideró la adecuada distribución de masas en el bastidor, dependiendo de la correcta ubicación del centro de gravedad para garantizar su estabilidad, realizaron las correctas triangulaciones para obtener mayor rigidez en el bastidor, además se realizó un estudio de la ergonomía de los ocupantes del vehículo, para así dar la comodidad adecuada a los ocupantes y también elaboraron las pruebas respectivas de maniobrabilidad y seguridad del vehículo, logrando resultados satisfactorios. [4]

En la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo en la Facultad de Mecánica en la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ciudad de Riobamba en el año 2009, los Sres. Alex Fabian Andrade Álvarez y Guido Antonio Jaramillo Madrid previo a la obtención de sus título de ingenieros automotrices realizaron su tema de trabajo de tesis de grado “Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la formula automovilística universitaria (FAU)”, quienes después de dicho trabajo de tesis se concluyó que el diseño y posterior construcción del chasis para un vehículo tipo buggy, fue construida en acero ASTM A36 garantizando una estructura sólida confiable y asegurando su rigidez, además el diseño de la estructura del chasis se realizó mediante la utilización del software SAP2000 10.1 garantizando sí el funcionamiento de cada una de sus partes, que están sujetas al mismo y sobre todo su comodidad, seguridad que ofrece el chasis al piloto, cabe mencionar que se utilizó soldadura MIG/MAG porque establece un hilo continuo evitando las deformaciones a los elementos y no produce escoria ni oxidación, por último se puede mencionar que los autores de este trabajo concluyen que gracias a normas existentes en nuestro país como la norma INEN 1323 se posibilita el diseño y la construcción del chasis ya que con las combinaciones de carga del 1 al 7 no produjeron daños en la estructura incluso en los atenuadores de impacto traduciendo sí que el vehículo en competencia funcionará correctamente, mientras que en las combinaciones 8,9,10 y 11 los atenuadores de impacto se deforman absorbiendo la energía del impacto sin dañar al chasis. [5]

2.2.-FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.

2.2.1.- CONCEPTO DE VEHÍCULO AUTOMOVIL

La palabra automóvil significa “que se mueve por sí mismo”, y se aplica, concretamente, para designar los vehículos que se desplazan sobre terreno mediante la fuerza suministrada por un motor generalmente de combustión interna o de explosión, llamado así por que en su interior, se quema o hace explotar combustible. La energía almacenada en el motor es aprovechada directamente, convirtiéndose en energía mecánica, sin transformaciones intermedias. El diccionario de la Real Academia Española define los términos “vehículo” y “automóvil” de la siguiente forma:

- VEHÍCULO: “Artefacto, como carruaje, embarcación, narrya o litera, que sirve para transportar personas o cosas de un lugar a otro”
- AUTOMOVIL: “Que se mueve por sí mismo”. “Aplicase principalmente a los carruajes que pueden ser guiados para marchar por una vía ordinaria sin necesidad de carriles y llevar un motor, generalmente de explosión que les pone en movimiento” [6]



Figura 2.1 Vehículo automóvil

Fuente: [7]

El primer automóvil con motor de combustión interna desarrollado data de 1886, y fue creado por Karl Friedrich Benz, en Alemania. Por su parte, quien primero desarrolló una cadena de montaje para la producción en masa de automóviles fue Henry Ford, con su Modelo T, que además revolucionó el acceso de las personas a los vehículos automotores tornándolos un producto masivo.

Como tal, sinónimos genéricos de automóvil son vehículo o auto. En España, por su parte, lo conocen como coche, y en Latinoamérica lo designan como carro. [8]

2.2.2.-DIMENSIONES Y PARAMETROS DE LOS VEHÍCULOS

Las dimensiones generales y parámetros del vehículo son de vital importancia para las definiciones de las masas y en el estudio de las cargas.

2.2.2.1.-Longitud de un automóvil

Distancia entre los planos verticales perpendiculares al plano medio del vehículo, que tocan al vehículo por adelante y por detrás.

Todos los elementos del vehículo y en particular todos los órganos salientes por delante o por detrás están comprendidos entre estos dos planos. Como se puede observar en la **figura 2.2** la longitud del vehículo es de 3653 mm

2.2.2.2.-Anchura del vehículo.

Distancia comprendida entre dos planos paralelos al plano longitudinal medio del vehículo que tocan al vehículo en los dos costados.

Todos los elementos del vehículo, y en particular todos los órganos fijos que salgan lateralmente (cubos de la rueda, empuñaduras de la puerta, parachoques, etc.), están comprendidos entre estos dos planos, a excepción de los retrovisores, de los dispositivos ópticos de señalización lateral, los indicadores de presión de los neumáticos, las cortinas anti proyección flexibles, los peldaños retráctiles, las cadenas de nieve y la deflexión del neumático inmediatamente por encima del plano de apoyo.

Se entenderá como “retrovisores “el dispositivo compuesto por espejo y soporte. Para la determinación de la anchura máxima no se considera la parte fija de los retrovisores unida a la cabina siempre y cuando no sobresalga de la anchura máxima del vehículo en más de 50 mm por cada uno de sus lados adyacentes. Como se puede observar en la **figura 2.2** la anchura del vehículo es de 1643 mm.

2.2.2.3.-Altura del vehículo.

Distancia entre el plano de apoyo y un plano horizontal que toca la parte superior del vehículo. [9]. Podemos observar en la **Figura 2.2** la altura del vehículo es de 1551 mm



Figura 2.2 Longitud, anchura y altura de un vehículo

Fuente: [10]

2.2.2.4.-Distancia entre ejes de un automóvil.

Es la distancia entre las perpendiculares que inciden sobre el plano longitudinal medio del vehículo a partir de los puntos contenidos en los centros del eje delantero y del eje posterior de las ruedas como se puede apreciar en la **figura 2.3**.

A continuación, se indica algunas características de la distancia entre ejes.

- a. Estabilidad.** -Una mayor distancia entre ejes implica que, con el mismo ángulo de giro de las ruedas, el vehículo gire menos ya que recorre una trayectoria con un radio mayor. Esto significa que se vuelve más estable a altas velocidades y en curvas amplias, pero menos manejables a bajas velocidades y en curvas cerradas.

- b. Momento de Inercia respecto al giro del chasis.** -En un vehículo relativamente ligero, el peso de los ejes, ruedas, frenos y suspensiones supone un porcentaje considerable respecto al total del chasis. Al aumentar la distancia entre ejes alejamos este peso del eje vertical de giro (situado entre los ejes). Esto supone aumentar el momento de inercia del vehículo respecto a los giros, por lo que cuesta

más cambiar la dirección: se vuelve más lento de reacciones, aunque también más estable. [11]

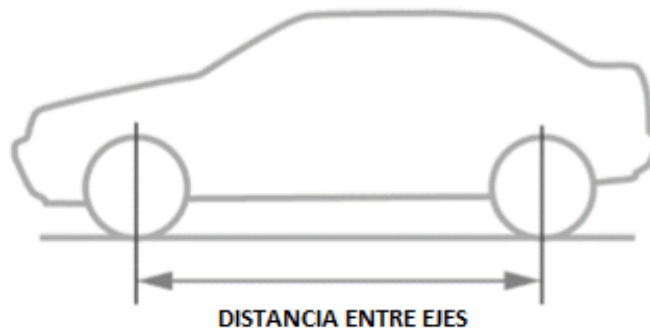


Figura 2.3 Distancia entre ejes de un vehículo

Fuente: [12]

2.2.2.5.- Masas suspendidas y no suspendidas.

Las diferencias de posición de las masas determinan si estas son suspendidas o no suspendidas, teniendo en consideración que las masas del auto es la suma de los dos. La diferencia de las mismas permite realizar definiciones y cálculos que son de gran importancia. En la **figura 2.4** podemos identificar a las masas suspendidas y las masas no suspendidas que existen en un vehículo.

a.-Masas Suspendidas.

Las masas suspendidas son aquellas que están soportadas por los elementos elásticos de la suspensión, por ejemplo: motor, caja de cambios, carrocería, entre otros.

b.-Masas no suspendidas.

Las masas no suspendidas son aquellas que están soportadas directamente por el neumático, masas, porta masas, mordazas de freno y disco de freno. La masa no suspendida será la cual el amortiguador debe mantener en control y mantenerla en contacto con el suelo [9]

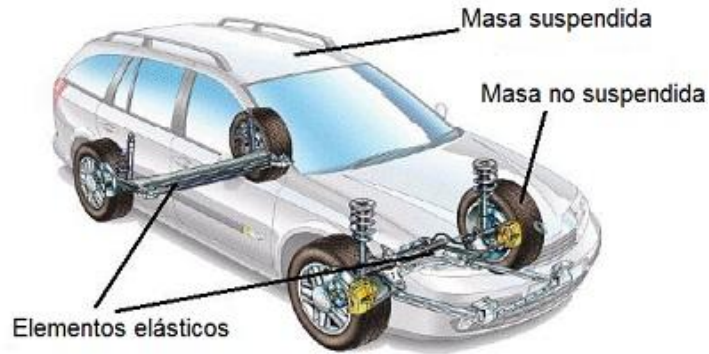


Figura 2.4 Masas suspendidas y no suspendidas de un vehículo

Fuente: [13]

2.2.2.6.-Ancho de vía.

Es la medida entre el centro de la huella del neumático izquierdo y derecho. Puede ser diferente en el tren delantero y en el posterior. En la **figura 2.5** podemos apreciar el ancho de vías en la parte delantera. A continuación, se indica algunas características para el ancho de vía. [12]



Figura 2.5 Ancho de vías delantero

Fuente: [14]

- a. **Transferencia lateral de pesos.** - Al tomar una curva se sobrecargan las ruedas exteriores al transferirse parte del peso del vehículo. Esta transferencia disminuye al aumentar el ancho de vía.

- b. Peso.** - Mayor anchura implica mayor peso total.
- c. Área frontal.** - Mayor anchura suele implicar mayor área frontal y mayor resistencia aerodinámica.
- d. Manejabilidad.** - Del mismo modo que vimos en la distancia entre ejes, una mayor anchura implica una menor maniobrabilidad al aumentar el momento de inercia respecto al eje vertical. En otras palabras, el vehículo se vuelve algo más "lento" pero también más estable.
- e. Elección de trayectoria.** - Una mayor anchura obliga a que el centro del vehículo tenga que pasar algo ms alejado del borde de la curva, alejándonos de la trayectoria ideal. Este efecto se nota más en curvas de radio reducido. [11]

2.2.3.-COMPONENTES DEL VEHÍCULO

Un automóvil, o vehículo que se mueve por sí mismo, esencialmente está constituido por dos grandes conjuntos que son el chasis o conjunto mecánico del vehículo, y la carrocería, destinada a transportar los pasajeros o la carga, que va anclada al chasis. El chasis en cualquier tipo de automóvil está compuesto de los siguientes elementos:

- Una estructura resistente.
- El motor y elementos de la transmisión.
- Los ejes delanteros, los ejes traseros, y las ruedas
- La suspensión, que une las ruedas o ejes del bastidor.
- El sistema de dirección.
- Los frenos. [9]

2.2.4.-ESTRUCTURA DEL AUTOMÓVIL.

La estructura resistente es el elemento principal del vehículo. Se compone de un armazón metálico sobre el que se montan y relacionan todos los elementos del automóvil: la carrocería, el motor, la transmisión y la suspensión con las ruedas.

Existen dos conceptos aplicables al diseño de la estructura resistente de los vehículos de carretera estos son el empleo de un bastidor resistente o de una estructura autoportante.

En el caso de utilizarse un bastidor resistente se dispone de una estructura sobre la que se anclan todos los elementos, incluida la carrocería. Esta solución es empleada en vehículos industriales y en turismos de gran tamaño y todo terreno. Además, se emplea en vehículos con carrocerías de materiales plásticos o compuestos. El bastidor es un conjunto de elementos estructurales enlazados que soportan las diversas solicitaciones del vehículo y sus elementos.

La estructura autoportante es la configuración empleada en vehículos de turismos, en los industriales ligeros y en algunos vehículos todoterreno ligeros. En esta configuración el bastidor se funde con la carrocería para generar un conjunto de elevada resistencia con bajo peso y unas mejores condiciones referentes a la seguridad pasiva [9]

2.2.4.1.-Bastidor.

Es el conjunto de elementos que constituyen la estructura resistente de un vehículo y es el elemento donde se anclan el resto de sistemas y subsistemas del vehículo. La estructura convencional está formada por largueros (situados en sentido longitudinal) **ver figura 2.6.**

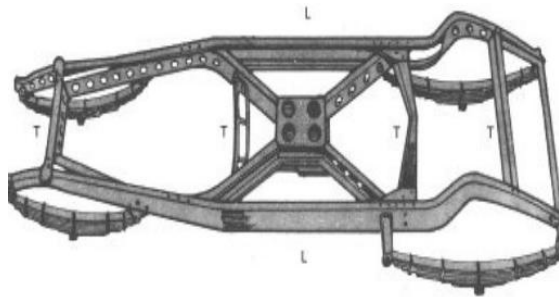


Figura 2.6 Bastidor convencional

Fuente: [15]

Además, el bastidor debe asegurar que la posición relativa de unos órganos respecto a otros permanezca fija o varíe dentro de posiciones preestablecidas para su correcto funcionamiento, como es el caso del puente posterior, las ruedas, entre otros. A continuación, se muestra algunas características que debe cumplir un bastidor:

- a.** Elevada resistencia a la fatiga.
- b.** Peso relativamente pequeño, para mantener baja la relación peso/potencia por una parte y abaratar el coste por otra.

- c. Gran rigidez, es decir, ha de poder soportar los esfuerzos que se producen en la marcha, sin deformarse, en cualquier sentido [11]

2.2.4.2.- Tipos de bastidor

Los bastidores son variables en función del vehículo, con diferentes formas y geometría, de los esfuerzos que éste debe soportar. Existen cuatro tipos de bastidores empleados en los automóviles:

a.-De Columna o en X

Este bastidor se estrecha por el centro proporcionando al vehículo una estructura rígida. El travesaño delantero es muy robusto para servir de fijación para los anclajes de las suspensiones delanteras. Ver **figura 2.7**. “Una variedad del mismo es el bastidor de tubo central, que cuenta con una viga longitudinal en la sección central, con perfil cuadrado o redondo y que tiene en sus elementos sendos entramados para alojar los elementos mecánicos del vehículo.” [16]

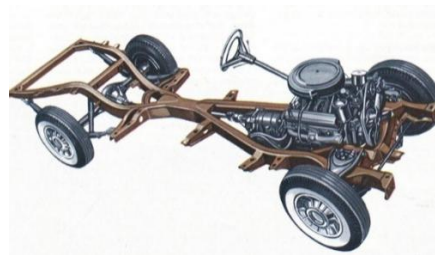


Figura 2.7 Bastidor en X

Fuente: [17]

b.-Largueros longitudinales (H)

Se compone de dos perfiles longitudinales, denominados largueros, unidos entre sí por varios travesaños tal como se puede apreciar en la **figura 2.8**. Este tipo de bastidor es muy antiguo y el más sencillo, éste es independiente de la carrocería, es sumamente rígido y se emplea en los vehículos todo terreno e industriales. [1]



Figura 2.8 Bastidor longitudinal

Fuente: [18]

c.-Perimétrico.

Los largueros de este bastidor soportan la carrocería en la parte más ancha, ofreciendo una mayor protección en caso de impacto lateral. Los travesaños traseros están diseñados convenientemente para absorber la energía de un impacto trasero. “En caso de impacto lateral, como el larguero longitudinal se encuentra muy cerca del cerramiento del piso, se evitan en parte los aplastamientos. [16]



Figura 2.9 Bastidor perimétrico

Fuente: [16]

d. Tubular.

Está formado por una red de tubos finos soldados entre sí, que adopta la forma de una jaula. A este se montan directamente el resto de elementos del automóvil, como se puede apreciar en la **figura 2.10** un claro ejemplo de una estructura tubular. Su uso se limita a pequeños vehículos deportivos, de competición y algunos prototipos que requieren una gran rigidez, resistencia y reducción de peso; donde la carrocería tiene exclusivamente la misión estética y aerodinámica. [1]

Dentro de las estructuras de acero tubulares, la mayoría de ellas son soldadas, aunque existe la posibilidad de optar por uniones atornilladas en ciertas partes del chasis, este tipo

de estructuras ofrece buena respuesta a los esfuerzos, aunque su principal inconveniente es el aumento de peso y un coste mucho más reducido [3]



Figura 2.10 Bastidor tubular

Fuente: [19]

e. La Carrocería Autoportante.

Una carrocería autoportante o monocasco integra en único conjunto las funciones estructurales y de la carrocería. Este diseño se empezó a popularizar desde que en 1930 la usará Citroën en sus vehículos, aunque su incorporación ha sido gradual, aplicándose inicialmente a turismos ligeros para llegar en la actualidad a incluirse en la práctica totalidad de los turismos, en numerosos vehículos industriales ligeros y en algunos todoterrenos.

Se basa en el concepto de que todos los elementos del vehículo soporten las solicitaciones a las que está sometido. En los diseños modernos los vehículos se componen de diversos conjuntos o subchasis en los que se montan los diferentes mecanismos. El objetivo es minimizar problemas tales como ruidos o vibraciones al incluir elementos de conexión aislantes. Esto es que se conoce como construcción semiintegral y fue introducida hacia 1950 por Daimler Benz en Alemania. [9]

En la práctica, la carrocería o cuerpo de un vehículo de turismo se construye mediante chapas conformadas que se unen por medio de soldadura por puntos o colas estructurales. Los diferentes elementos resistentes que componen la carrocería suelen estar formados por cuerpos huecos, es decir, secciones cerradas de paredes delgadas, chapas y elementos

de refuerzo que dotan al vehículo de las características mecánicas adecuadas, El conjunto deberá poseer una rigidez tal que asegure el correcto posicionamiento de todos los elementos que soporta, aun admitiendo que aparecerán deformaciones elásticas en el conjunto. [6]

El estudio mecánico del conjunto deberá incluir el análisis de las frecuencias y modos de vibración de la estructura y elementos enlazados, con el objeto de evitar o mitigar, en la medida de lo posible, los efectos de resonancia. Otros efectos importantes a tener en cuenta serán los derivados de la fatiga de los materiales debido a las acciones tanto aleatorias como alternativas que sufrirá el vehículo a lo largo de su vida útil. [9]



Figura 2.11 Estructura autoportante

Fuente: [20]

Otro inconveniente que deberá tener en cuenta el diseño del cuerpo del vehículo será el relativo a la seguridad pasiva y los posibles efectos de choques u colisiones en caso de accidente. Los diseños deberán asegurar un correcto direccionamiento de las energías presentes para minimizar los riesgos de lesión tanto n los ocupantes como de elementos externos (baja agresividad).

La estructura del coche, sin tener en cuenta las puertas, se puede considerar dividida más o menos en tres partes diferenciadas:

- La estructura inferior
- Los elementos laterales
- El techo

La estructura inferior es un vago recuerdo del bastidor de los vehículos no autoportantes y soporta las mayores solicitaciones. Suele estar formada por largueros longitudinales a ambos lados del vehículo, travesaños y chapas conformadas para incrementar la resistencia del conjunto. En vehículos con motor delantero y tracción posterior, esta estructura dejará paso a los elementos de la transmisión y del puente trasero mediante túneles y alojamientos adecuados. Sobre la estructura inferior se acoplan paneles, más o menos verticales, que delimitarán los diferentes volúmenes del vehículo. Separando los compartimentos destinados al grupo motopropulsor, pasajeros y carga. Además, incorpora los pasos de rueda y los anclajes de elementos como suspensión y dirección o subchasis completos, tanto traseros como delanteros. [6]

Los elementos laterales están formados esencialmente por unos anillos que reciben el nombre de montajes, hasta un total de tres o cuatro, denominados comúnmente por letras. El montaje A será el que incluye el parabrisas delantero, el B que se sitúa entre las puertas delanteras y traseras y el C el que se sitúa inmediatamente por detrás de las puertas traseras o ventanillas si el vehículo no posee puertas traseras.

e.1.-Ventajas.

La construcción integral, frente a las disposiciones tradicionales de bastidor y carrocería independiente, presenta diversas ventajas, como son una mayor rigidez de la estructura para el mismo peso, posibilidad de optimización del habitáculo, mayor seguridad en el caso de colisión y una construcción más económica. La mayor rigidez se basa en la desaparición de los enlaces elásticos entre bastidor y carrocería con lo que se consigue que los elementos de cubierta aporten mejoras estructurales al conjunto. Esta mayor rigidez lleva asociada un mejor comportamiento a fatiga y durabilidad de los elementos resistentes, ya que disminuyen las deformaciones el efecto de las vibraciones.

Las mejoras en el habitáculo son debidas a la posibilidad de disponer de soluciones estructurales más adaptadas a las necesidades de los pasajeros. Al no existir un bastidor con travesaños, se puede incrementar la altura útil tanto en las plazas delanteras como en las posteriores. Además, estas estructuras integrales permiten adecuar el diseño de comportamiento en caso de impacto. Se permite un diseño con zonas de deformación programada, en las que las energías de una colisión o choque se disipan como

plastificación de elementos determinados, que no produzcan daños a los ocupantes. A su vez, el habitáculo se concibe como una célula bastante indeformable que preserve un espacio de supervivencia en el que se limiten las incursiones de elementos tanto del propio vehículo como externos, incluso en el caso de vuelco. Es de destacar, como ventaja adicional, el abaratamiento en los costes de producción que suponen estas tipologías debido a la posibilidad de una fabricación y ensamblaje mecanizados.

e.2.-Inconvenientes.

Como desventajas se pueden citar problemas derivados de algunos ruidos y vibraciones que son inevitables, junto con una corrosión prematura de la estructura. Los problemas de ruidos y vibraciones aparecen especialmente debido a trepidaciones en paneles y a la rumorosidad de la rodadura. Las soluciones que se adoptan son hacer rígidos los anclajes e incrementar las frecuencias naturales de vibración de estos elementos, así como optar por estructuras semiintegrales con elementos intermedios de aislamiento.

Las ventajas de la reducción del peso conseguidas por la utilización de estructuras de paredes delgadas presentan el problema mencionado de sufrir con mayor virulencia los efectos de la corrosión que estructuras formas por los elementos de mayor espesor. Esto obliga a un diseño que proteja las partes críticas y a emplear tratamientos posteriores de protección adicional anticorrosión.

e.3.-Características mecánicas y resistentes.

La construcción integral de la carrocería permite obtener una gran rigidez, necesaria para elevar las frecuencias propias de vibración. En caso de aparecer frecuencias naturales bajas, y de que estén próximas los provenientes de las masas no suspendidas y semisuspendidas, se pueden producir acoplamientos indeseables y efectos de resonancia.

La elevada rigidez, además, asegurará el correcto posicionamiento y alineación de los puntos de anclaje de los sistemas de suspensión delanteros y posteriores, lo que permite asegurar un correcto control del vehículo optimizando la capacidad de guiado y mejorando la seguridad activa del mismo. Esa elevada resistencia permitirá evitar faltas de acoplamiento entre las puertas y protones con la estructura del vehículo y mantendrá adecuadamente los sellamientos y las juntas de estanqueidad del conjunto. La estructura

resistente del vehículo deberá ser capaz de dar una respuesta adecuada a solicitaciones combinadas de cargas, tanto estáticas como dinámicas, entre las que se debe citar.

- **Cargas verticales:** provienen de las acciones de la gravedad, produce flexión del conjunto de la estructura y tracción/compresión en los puntos de anclaje de las suspensiones.
- **Cargas laterales:** Aparecen por acciones dinámica en curva y por acciones aerodinámicas.
- **Cargas de torsión:** Producen el alabeo de la estructura ante acciones asimétricas como son el paso por irregularidades en la calzada (bache o elevación) [9]

2.2.5.- CONSIDERACIONES DE DISEÑO

2.2.5.1- Criterio sobre rigidez.

a. Rigidez

Es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Se generaliza con la siguiente ecuación:

$$k = \frac{P}{\Delta} \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Donde:

k = Factor de rigidez.

P = Representa la carga aplicada.

Δ = Representa la deformación.

Se debe considerar para el análisis del chasis dos conceptos importantes: la rigidez a la flexión y la rigidez torsional. [5]

b. Rigidez a la flexión.

La rigidez a la flexión (o su inversa la flexibilidad) se caracteriza por la deformación que sufre el chasis bajo el efecto de cargas estáticas. Esta flexión puede determinarse construyendo la “curva elástica” de la fibra neutra del perfil del bastidor, por la medición directa en el bastidor. Como podemos apreciar en la figura 2.12 El conocimiento de la flecha permite determinar la frecuencia propia de oscilaciones del bastidor. [5]

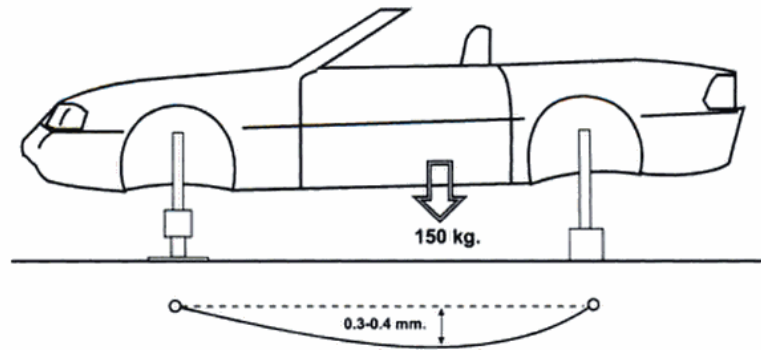


Figura 2.12 Flexión en el chasis

Fuente: [21]

c. Rigidez a torsional.

Es el valor producido por la deformación del bastidor cuyos elementos sufren tensiones de tracción, compresión, flexión, sencillas o combinadas. Estos fenómenos pueden aparecer cuando un auto pasa sobre un camino lleno de baches (no todas sus ruedas están a un mismo nivel) lo que es transmitido a su estructura, en este caso el bastidor.

Se puede definir acción de un momento de torsión como:

$$M_t = F * l \quad \text{Ec. (2.2)}$$

M_t = momento de torsión.

F = fuerza.

l = longitud o largo.

Aplicando alrededor del eje longitudinal del vehículo figura y la rigidez a la torsión puede definirse por la relación

$$R_t = \frac{2\theta}{M_t} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

R_t = rigidez a la torsión

M_t = momento de torsión

θ = ángulo girado por los extremos de los largueros

La frecuencia propia de las oscilaciones vendrá dada por:

$$N = \frac{1}{n} * \sqrt{\frac{R_t}{I}} \quad \text{Ec. (2.4)}$$

n = el número de ciclos por segundo

I = el momento de inercia de la estructura (supuesto constante en toda la longitud del bastidor).

En realidad, como el perfil del bastidor varia de delante hacia atrás, la rigidez no es constante en toda la longitud, por lo que la determinación de N por cálculo resulta muy compleja. [5]

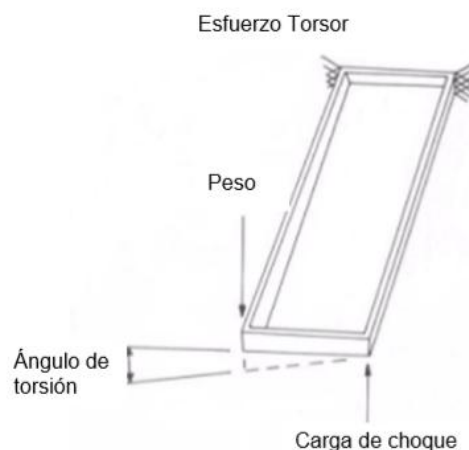


Figura 2.13 Chasis sometido a esfuerzos torsores

Fuente: [11]

2.2.3.2-Distribución de masas.

En el diseño de un chasis se tendrá en cuenta los siguientes aspectos:

- Cuanto menos peso tenga el chasis, respetando la rigidez, mejor se aprovechará la potencia del motor eléctrico.
- Conviene que el centro de gravedad se encuentre lo más bajo posible con respecto al suelo, para disminuir el balaceo. [11]

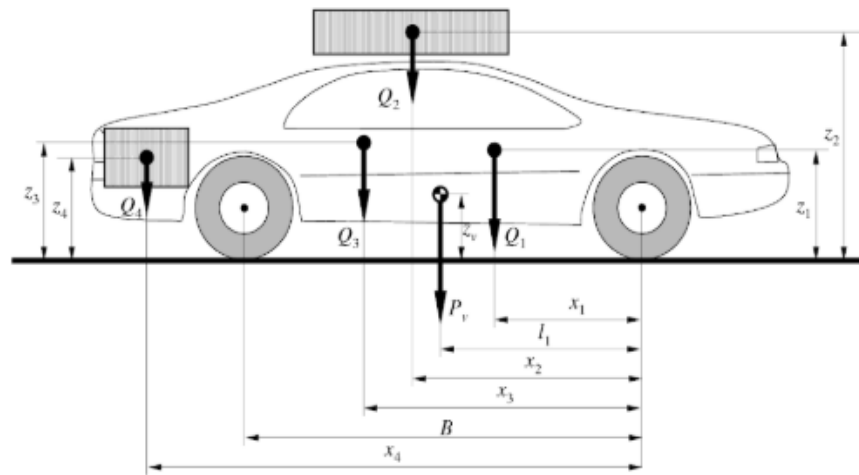


Figura 2.14 Determinación analítica del centro de gravedad de un vehículo

Fuente: [9]

2.2.3.3- Criterio sobre seguridad.

Es de importancia fundamental que el lugar habitual del conductor o su habitáculo sea protegido de una manera especial, considerando que en caso de colisión su daño personal sea mínimo, hay que considerar que no se está diseñando una carrocería y más bien es nuestro campo diseñar una protección específicamente para los pies y piernas del conductor. El anclaje correcto de los componentes motrices al chasis hará que se alargue su vida útil. [11]

2.2.3.4- Espacio y ergonomía.

Los siguientes puntos se han de tener en cuenta ya que en algunos casos pueden actuar como restricciones dimensionales sobre el diseño del chasis:

- En el diseño de la estructura en los alrededores del motor y del diferencial (si lo tiene), si hay transmisión por cadena, se debe dejar suficiente espacio para poder colocar un rango de tamaños de catalinas aceptable.
- Debe considerarse cierta facilidad de acceso a las partes mecánicas del vehículo para actuar en caso de avería.
- El hombre de percentil 95 % debe entrar con comodidad en el vehículo con el casco puesto. Percentil 95% se refiere que el 95% de los hombres es de tamaño menor que este modelo y que sólo el 5% es mayor. [5]

La estructura no debe interferir con el conductor en los movimientos que éste realice para la conducción. Un problema particular en este aspecto son los brazos del conductor.

A continuación, se detallan las medidas del hombre 95% que se utilizaran para determinar el diseño de la cabina del vehículo.

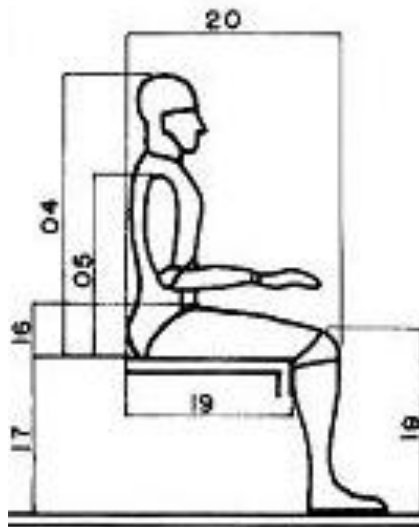


Figura 2.15 Parámetros ergonómicos del hombre 95

Fuente: [22]

Tabla 2.1 Parámetros ergonómicos hombre 95 %

DIMENSIONES	PERCENTILES HOMBRE		PERCENTILES MUJER	
	5%	95%	5%	95%
1 - Altura	1625	1855	1505	1710
8-Sentado Altura	850	965	795	910
9-Altura de ojos sentado	735	845	685	795
10-Sentado Hombro	540	645	505	610
14-longitud nalga-poplíteo	440	550	435	530
15-altura de la rodilla	490	595	455	540
17-Hombro Manga	420	510	355	435
18-Hombro Manga	365	430	325	385
19-Hip Manga	310	405	310	435
20-Profundidad de pecho	215	285	210	295
23-Codo punta de los dedos	440	510	400	460
27-Jefe Manga	145	165	135	150
26-Longitud	175	205	160	190

Fuente: [5]

2.2.4.-ESTADOS DE CARGA APLICADOS A LA ESTRUCTURA

“Uno de los retos más difíciles para un diseñador es estimar a detalle las cargas que recibirá una estructura durante la vida útil. Después que se han estimado las cargas es necesario investigar las combinaciones más desfavorables que pueden ocurrir en un momento dado”. [23]

Los principales casos de carga global para un vehículo de carretera de "funcionamiento normal" son los siguientes (ver la **Figura 2.16**) para ver las direcciones de los ejes):

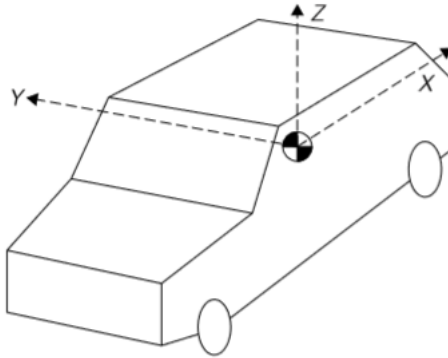


Figura 2.16 Direcciones de los ejes

Fuente: [24]

1. Vertical simétrica ('doblando la caja') causa la flexión sobre el eje Y-Y
2. Vertical asimétrica ('caso de torsión') causa la torsión sobre el eje X-X y la flexión sobre el eje Y-Y.
3. Cargas adelante y atrás (frenado, aceleración, obstáculos, remolque)
4. Lateral (curvas, bordillo, etc.)
5. Casos de carga local, p. golpe de puerta, etc.
6. Casos de choque

Los casos de carga y los factores de carga utilizados varían de una empresa a otra, pero a continuación se enumeran algunos valores típicos o formas de estimarlos.

2.2.4.1.- Caso de carga vertical simétrica (flexión)

Esto ocurre cuando ambas ruedas en un eje del vehículo encuentran un golpe simétrico simultáneamente (ver **Figura 2.17**). Esto aplica un momento de flexión al vehículo sobre un eje lateral. Algunos valores de factor dinámico y factor de seguridad adicional de diferentes trabajadores se enumeran en la **Tabla 2.2**. Para vehículos todo terreno, se han utilizado factores dinámicos de hasta 6.

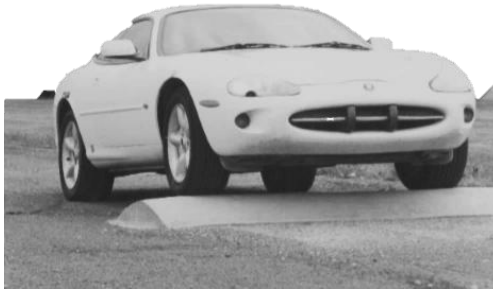


Figura 2.17 Caso simétrico vertical

Fuente: [24]

Tabla 2.2 Factores de carga de flexión para el automóvil

	Comúnmente utilizado	Erz (1957)	Pawlowski (1969)
Factor Dinámico	3	2	2.5
Factor de seguridad adicional	1.5		1.4-1.6 (lejos de las concentraciones de tensión) 1.5-2.0 (montaje del motor y suspensión)

Fuente: [24]

2.2.4.2.- Caso asimétrico vertical y el caso de análisis de torsión pura

Esto ocurre cuando solo una rueda en un eje golpea un bache. Un ejemplo extremo de esto se muestra en la **Figura 2.18**. La carga asimétrica vertical aplica torsión y flexión a la carrocería del vehículo. Se ha encontrado que la torsión es un caso más severo para diseñar que la flexión



Figura 2.18 Caso asimétrico vertical

Fuente: [24]

Diferentes vehículos experimentarán diferentes cargas de torsión, para una altura de choque dada, dependiendo de sus características mecánicas y geométricas. Para relacionar la carga de torsión de cualquier vehículo con las condiciones de operación, Erz (1957) sugirió que la carga asimétrica debería especificarse por la altura máxima H de una protuberancia sobre la cual descansa una rueda de un eje, con todas las otras ruedas en terreno nivelado. El par así generado dependerá de la rigidez del balanceo de las suspensiones delantera y trasera y de la rigidez a la torsión de la carrocería del vehículo. Estos actúan como tres resortes de torsión en serie, por lo que la rigidez torsional general K_{TOTAL} está dada por

$$\frac{1}{K_{TOTAL}} = \frac{1}{K_{FRENTE}} + \frac{1}{K_{CARROCERÍA}} + \frac{1}{K_{POSTERIOR}} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

donde K_{FRENTE} y $K_{POSTERIOR}$ son las rigideces de balanceo de las suspensiones delantera y trasera y K_{CUERPO} es la rigidez torsional del cuerpo (es decir, alrededor de un eje longitudinal). El cuerpo del vehículo suele ser mucho más rígido con respecto al eje longitudinal que las suspensiones delantera y trasera. Por lo tanto, su contribución al giro general θ es a menudo insignificante. En tales casos, el término $1 / K_{CUERPO}$ es pequeño y puede omitirse en la ecuación anterior. Por lo tanto, usando la notación de la Figura 2.23, el par de torsión T generado por la altura de choque H (todas las ruedas en contacto) viene dado por

$$T = K_{TOTAL}\theta \quad \text{Ec. (2.6)}$$

Pero el giro en el eje $1.H$

$$\theta \approx \frac{H}{B} \quad \therefore \quad T = K_{TOTAL} \frac{H}{B} \quad \text{Ec. (2.7) y Ec. (2.8)}$$

El par de torsión T es causado por la transferencia de peso sobre la rueda en la protuberancia de la rueda en el otro lado del eje.

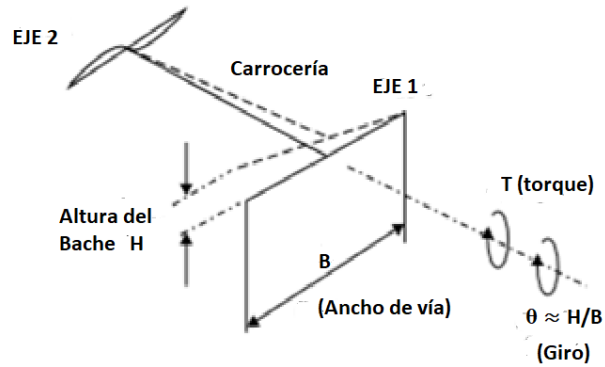


Figura 2.19 Torsión generada por altura de choque H.

Fuente: [24]

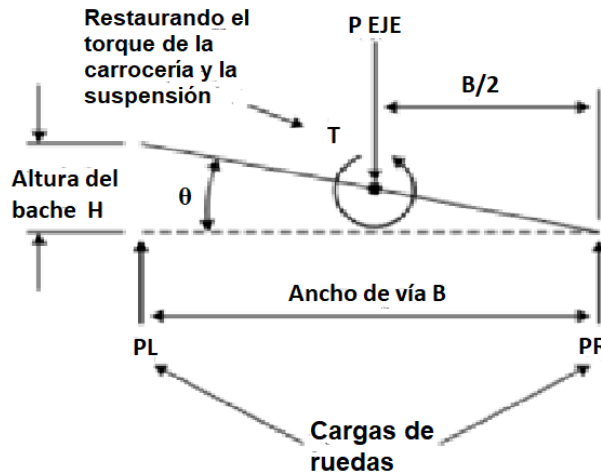


Figura 2.20 Fuerzas y momentos en el eje 1

Fuente: [24]

Usando la notación de la figura 2.16, esto se puede mostrar de la siguiente manera: Para el equilibrio de fuerza vertical en el eje 1:

$$P_L + P_R = P_{EJE} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

$$P_L = P_{EJE} - P_R \quad \text{Ec. (2.10)}$$

Donde:

P EJE es la carga total del eje

PL y PR son las reacciones de la rueda izquierda y derecha.

Para el equilibrio de momentos:

$$T = (P_L - P_R) \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Sustituyendo de la ecuación 2.10

$$T = (P_{EJE} - 2P_R) \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.12)}$$

$$P_R = \frac{P_{EJE}}{2} - \frac{T}{B} \quad \text{Ec. (2.13)}$$

$$P_L = \frac{P_{EJE}}{2} + \frac{T}{B} \quad \text{Ec. (2.14)}$$

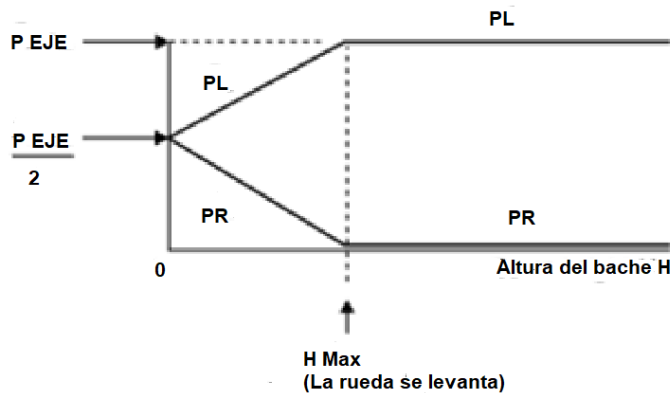


Figura 2.21 Reacciones de la rueda estática para protuberancia debajo de la rueda izquierda

Fuente: [24]

El par alcanzará un límite cuando la rueda R se levante, es decir, cuando $P_R = 0$ (y, por lo tanto, $P_L = P_{EJE}$). Las ecuaciones (2.13) y (2.14) indican que las cargas de las ruedas se comportan como se muestra en la **Figura 2.25**. Hay que tener en cuenta que siempre es una rueda en el eje cargado más ligero que se levanta:

$$T_{MAX} = P_{EJE} \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.15)}$$

Donde:

P_{EJE} = carga en el eje cargado más ligero.

Por lo tanto, el par máximo T_{MAX} . en este caso límite puede obtenerse de la ecuación (2.8) y (2.15)

$$T_{MAX} = K_{TOTAL} \frac{H_{MAX}}{B} = P_{EJE} \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

Donde:

H_{MAX} es la altura de choque para hacer que la rueda R se levante.

Así:

$$H_{MAX} = \frac{P_{EJE} B^2}{2 K_{TOTAL}} \quad \text{Ec. (2.17)}$$

A menudo, para los automóviles de pasajeros modernos con muelles blandos, la suspensión golpeará las 'paradas de tope' para golpes asimétricos más pequeños que H_{MAX} . La carga de torsión se aplicaría entonces al vehículo a través de la parada de tope (mucho más rígido que el muelle de suspensión). Diferentes trabajadores han sugerido diferentes valores de H para el caso de torsión. Algunos de estos valores se dan en la Tabla 2.3. Pawlowski (1969) sugirió que se aplique un factor dinámico adicional si el vehículo se encontrará frecuentemente con condiciones difíciles (por ejemplo, hielo con baches en la carretera).

Tabla 2.3 Altura de tope de torsión para automóviles

	Pawlowski (1969)	Erz (1957)
Altura del bache (H)	0.2 m	0.2 m
Factor inercial	1.3	
Factor inercial (fuera de carretera)	1.8	

Fuente: [24]

2.2.4.3.- Cargas longitudinales.

a.- Cargas de caída de embrague o embrague rápido.

Se ha descubierto que las aceleraciones longitudinales de este caso son menores que las cargas de frenado, excepto para el remolque, cuando se ha utilizado un factor de 1,5 (pero esto aplica una carga especial al automóvil). Sin embargo, este caso es bastante severo en las interfaces de montaje del tren de transmisión. También puede dar como resultado altas cargas verticales / opuestas en los accesorios de montaje.

b.- Frenado.

La Tabla 2.4 muestra los factores generales de carga de frenado sugeridos por varios trabajadores. Dado que las fuerzas de frenado en los puntos de contacto con el suelo se compensan con una distancia vertical h desde el centro de gravedad del vehículo, habrá transferencia de peso desde la parte trasera a las ruedas delanteras.

Tabla 2.4 Factores de carga para el frenado

	Pawlowski (1969)	Pruebas de campo (Tidbury 1966)	Garret (1953)
Carros	1.1	1.84	1.75
Camiones	0.75		

Fuente: [24]

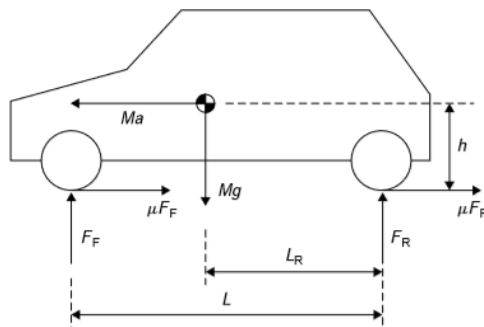


Figura 2.22 Transferencia de peso en el frenado

Fuente: [24]

Usando la notación en la **Figura 2.22**, para el equilibrio de fuerza longitudinal:

$$Ma = \mu Mg = \mu F_F + \mu F_R \quad \text{Ec. (2.18)}$$

Donde:

μ = coeficiente de fricción del neumático.

M = masa del vehículo.

a = desaceleración del frenado

Mg = peso del vehículo.

Para equilibrio de momento sobre el punto de contacto posterior:

$$F_F L = Mg L_R + Mah \quad \text{Ec. (2.19)}$$

Por lo tanto, a partir de las **Ecuaciones 2.18 y 2.19**, la reacción vertical del eje delantero F_F es:

$$F_F = Mg(L_R + \mu h)/L \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Del mismo modo, la reacción vertical del eje trasero F_R es:

$$F_R = Mg(L_F - \mu h)/L \quad \text{Ec. (2.21)}$$

c.- Carga longitudinal al golpear un bache.

Usando la notación de la **Figura 2.23** y asumiendo el equilibrio estático, en cuyo caso la reacción de la rueda resultante pasa a través del centro de la rueda:

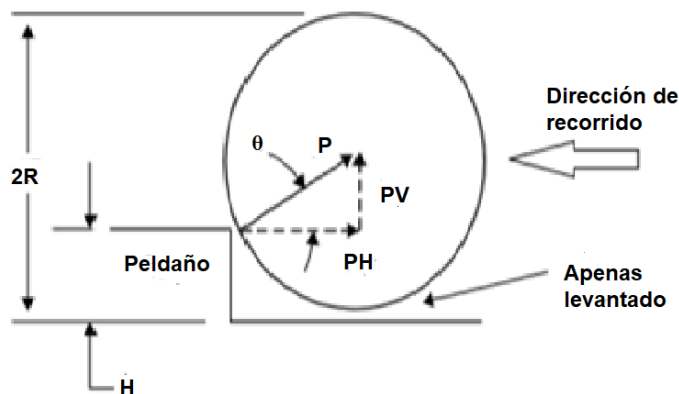


Figura 2.23 Caja de impacto longitudinal

Fuente: [24]

$$\text{Equilibrio vertical: } P \sin \theta = P_V \quad \text{Ec. (2.22)}$$

$$\text{Equilibrio horizontal: } P \cos \theta = P_H \quad \text{Ec. (2.23)}$$

$$\text{Así: } P_H = (P_V / \sin \theta) \cos \theta = (P_V / \tan \theta) \quad \text{Ec. (2.24)}$$

Donde:

P_V = carga de rueda vertical estática y P_H = fuerza horizontal desarrollada

$$\text{Entonces: } \sin \theta = (R - H)/R = 1 - (H/R) \quad \text{Ec. (2.25)}$$

(Asumiendo un radio de rodadura y radios libres aproximadamente iguales). Esto descuida los efectos dinámicos, incluida la inercia de las ruedas. Estos son muy importantes en este caso y Garrett (1953) sugirió un factor de carga dinámico $K_{DYN} = 4.5$ para que

$$P_H = K_{DYN}(P_V / \tan \theta) \quad \text{Ec. (2.26)}$$

Para una altura de choque dada H y una fuerza de rueda vertical P_V , la fuerza horizontal P_H depende del radio de la rueda (ruedas más pequeñas que desarrollan fuerzas mayores) como se ilustra en la Figura 2.21. En tamaños de pasos grandes que se aproximan a la magnitud del radio de la rueda, la fuerza longitudinal se vuelve muy grande, porque el término $\tan \theta$ se aproxima a cero. En realidad, la fuerza longitudinal no podía alcanzar infinitamente, como se muestra en la tabla, porque la fuerza de la suspensión establecería un límite en las fuerzas experimentadas por el vehículo.

Pawlowski (1969) sugirió que la altura H del escalón debería ser la misma que para el caso de torsión (vertical asimétrico).

Tabla 2.5 Factores H/R y PH/PV

H/R	PH/PV (Estático)
0.1	0.48
0.25	0.88
0.293	1.00
0.5	1.73
0.75	3.87
1.0	∞

Fuente: [24]

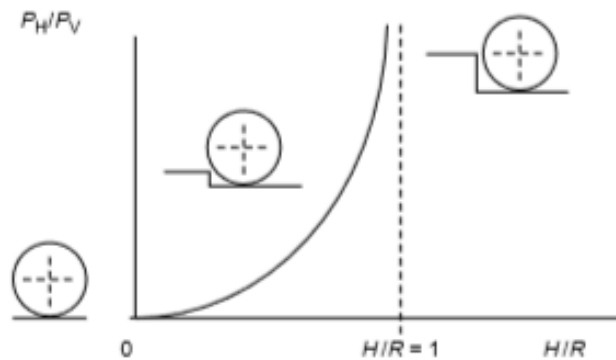


Figura 2.24 Carga longitudinal graficada contra la altura del paso (sin factor dinámico)

Fuente: [24]

2.2.4.4.- Cargas laterales.

Las cargas laterales en el vehículo pueden verse limitadas por una serie de situaciones.

a.- Deslizamiento de llantas (tomar curvas)

$$\text{Máxima fuerza} = \mu Mg$$

Ec. (2.27)

Donde:

Mg = peso del vehículo

μ = coeficiente de fricción (ver Tabla 2.4).

b.- Empujón de acera (volcar)

La fuerza lateral alcanza un máximo cuando la rueda (A) opuesta a la acera se levanta. (El vuelco real del automóvil no ocurrirá a menos que haya suficiente energía antes del impacto para levantar el centro de gravedad del vehículo al punto B por encima del punto de contacto C de la acera después del impacto). Usando los símbolos en la Figura 2.30 y tomando momentos sobre el punto C:

$$F_{(LAT)}h = Mg \frac{B}{2} * K \quad \text{Ec. (2.28)}$$

$$F_{(LAT)} = Mg \frac{B}{2h} * K \quad \text{Ec. (2.29)}$$

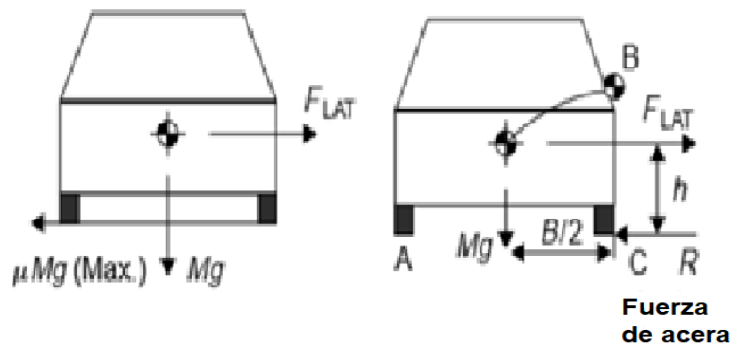


Figura 2.25 Casos de carga lateral

Fuente: [24]

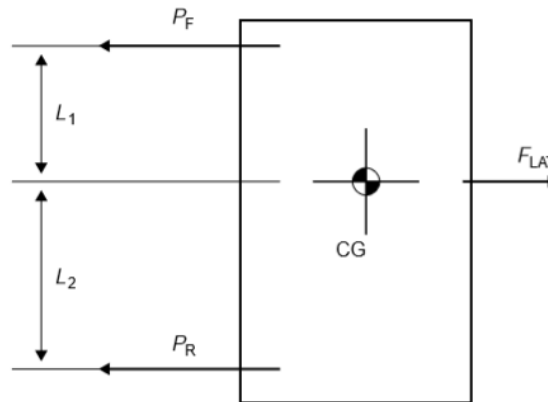


Figura 2.26 Distribución hacia adelante y atrás de las cargas de las ruedas en las curvas

Fuente: [24]

Donde:

$F_{(LAT)}$ = fuerza lateral

h = altura del CG sobre el suelo

B = Ancho de vía

K = factor de seguridad dinámico (debido al pulso de corta duración y la inercia rotacional).

Garrett (1953) sugirió K = 1.75. Otros trabajadores sugirieron K = 1.4. Debe tenerse en cuenta que las fórmulas anteriores no pretenden ser un medio para predecir o evaluar un evento de renovación. Por el contrario, está destinado a hacer una estimación preliminar de la fuerza lateral que actúa sobre la carrocería y los accesorios del vehículo.

c.- Distribución hacia adelante y atrás de cargas laterales.

Como primera aproximación para la distribución lateral de la carga adelante-atrás, hay que tomar momentos sobre el eje vertical a través del centro de gravedad del vehículo (esto supone un equilibrio estático en la orientación). Utilizando la nomenclatura en la Figura 2.31

$$P_F L_1 - P_R L_2 = 0 \quad (\text{momentos sobre el centro de gravedad})$$

$$P_F + P_R = F_{LAT} \quad (\text{equilibrio de fuerza lateral})$$

Combinando y reorganizando:

$$P_F = \frac{F_{(LAT)}L_2}{(L_1+L_2)} \quad \text{Ec. (2.30)}$$

$$P_R = \frac{F_{(LAT)}L_1}{(L_1+L_2)} \quad \text{Ec. (2.31)}$$

Al igual que con las cargas longitudinales, en las cargas laterales habrá transferencia de peso en las ruedas exteriores debido a la compensación h entre el suelo y el centro de gravedad del vehículo.

2.2.4.5.- Combinaciones de casos de carga.

Por el bien del cálculo los casos de carga usualmente se dividen en casos idealizados separados y los resultados se combinan luego, por adición (es decir, usando el principio de superposición) para dar el efecto de las cargas reales. Los casos de carga idealizados principales son: (1) flexión (como en caso de carga vertical simétrica); (2) torsión pura; (3) los casos laterales; (4) los casos longitudinales.

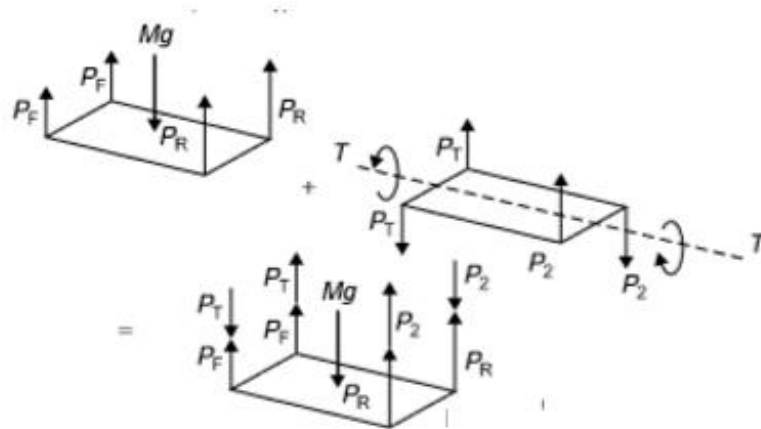


Figura 2.27 Carga vertical asimétrica como una combinación de casos.

Fuente: [24]

2.2.5.-MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO

Los automóviles en su proceso de fabricación utilizan materiales que van desde el acero fundido hasta el aluminio para las maquinas dependiendo del tipo, calidad y modelo del automóvil o si este es para uso personal o comercial.

Otros metales pueden contener cantidades de cobre para los conectores eléctricos, las ruedas pueden ser de aluminio o de acero al carbón.

Pues dependiendo del tipo de uso al que este destinado el automóvil, las aleaciones a utilizar para cada uno de estos componentes particulares puede ser simple o grandemente compleja para automóviles de alto rendimiento.

Creeríamos que en sus orígenes el cuerpo principal y el chasis del automóvil fue hecho de acero al carbón. Esto llevaría consigo el hecho de que en zonas muy frías donde la utilización de sales para el tratamiento térmico de los caminos llevaría a corroer en muy corto tiempo casi la totalidad del vehículo.

En nuestros días la utilización de cubiertas tales como el galvanizado o incluso el pinto-armonizado aportan a la vida del automóvil muchos años de utilidad volviéndolo mucho más efectivo en costo tanto de obtención como de mantenimiento.

El desarrollo de estos metales, aluminio, acero al carbón, acero inoxidable, cobre, da como resultado grandes obras de ingeniería mecánica que podemos observar en las calles y pistas de competencia automotriz. [25]

No todos los carros son iguales, pero la mayoría está fabricada con los mismos materiales que son los siguientes

2.2.5.1.-Acero.

Las puertas, el techo y los paneles de la carrocería están hechos de acero. Incluso algunas partes para acomodar el motor, y los escapes son hechos de acero inoxidable. Este material también se lo emplea para formar el chasis subyacente del vehículo o parte del esqueleto del coche, para así proteger a sus ocupantes en caso de un accidente. El peso de un auto proviene principalmente del acero, que en promedio puede contener cerca de 1.350 kg. Las camionetas, por otro lado, llegan a tener alrededor de 1.800 Kg. [26]

Se establecen tipos de acero en función de su composición o su aplicación; existen los siguientes aceros:

a.- Acero dulce o acero al carbono. - caracterizado por ser un acero muy maleable y por que su porcentaje de carbono es inferior al 0.2%. Por encima de este porcentaje el acero se vuelve mas duro, pero menos maleable; también existen los aceros aleados con distintos materiales como cromo, el vanadio, el molibdeno, etc., que proporcionan ciertas propiedades, por lo que adquiere gran resistencia a la compresión y a la torsión. [27]

b.- Aceros de baja aleación o aceros ultrarresistentes, los cuales tienen menos componentes en la aleación, pero se les somete a ciertos tratamientos para conseguir mayor dureza

c.- Acero de alto límite elástico (ALE). - es muy utilizado en la fabricación de carrocerías. Si se utilizan aceros ALE en lugar de acero convencional, se reducen los espesores de las chapas en torno al 25%, a igual resistencia.

En los procesos de reparación, estos aceros no se pueden ni calentar ni enderezar dado que ello supondría una pérdida de la resistencia del material. Su reparación se realiza en frío o se sustituyen [27]

2.2.5.2.-Plástico.

Manijas, tapetes, interruptores, ventilas del aire acondicionado, las bolsas de aire, entre otros, están fabricados de plástico. Este material se lo utiliza mayormente en la manufactura de los coches pues según el American Chemistry Council de Estados Unidos, son durables, baratos de fabricar y se moldean en casi cualquier forma. [26] .

2.2.5.3.-Aluminio.

El aluminio se utiliza en automoción principalmente debido a que es aproximadamente un 55% menos pesado que el acero, aunque resulte más caro. Es más maleable, lo que es una ventaja para las carrocerías de acero, ya que absorbe más esfuerzos en su deformación cuando se sufre un accidente, por lo que resulta más seguro para los ocupantes del vehículo. [27]

Si bien es un material “nuevo” en la fabricación de autos, su uso se implementó por ser liviano y resistente. Se implementa para crear paneles de carrocería y así tener un coche más ligero y con mejor desempeño; se lo usa también en los rines de los autos y en ciertos motores.

2.2.5.4.-Hule.

Las llantas de los autos están hechas con este material. De ahí su importancia, pues cerca del 75% de la producción mundial de hule se usa para fabricar los neumáticos de los

vehículos. Otros componentes del auto que usan hule son: limpiaparabrisas, molduras del motor, sellos, mangueras y bandas. [26]

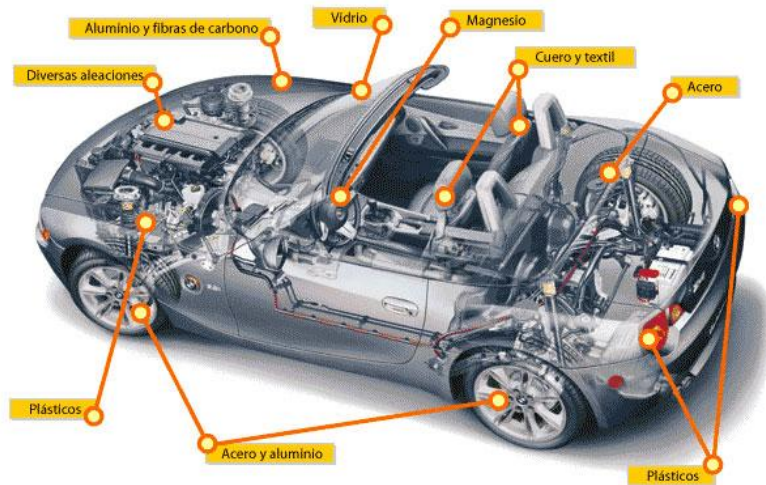


Figura 2.28 Diferentes materiales utilizados en la construcción de vehículos

Fuente: [28]

2.2.6.-GRADOS DE ACERO PARA SECCIONES ESTRUCTURALES HUECAS

Las normas de acero estructural aprobadas por la ASTM para secciones estructurales huecas (HSS) son ASTM A500, A501, A618, A847 y la A53.

2.2.6.1.-ASTM A 53.

El acero A53 está disponible en tipos E y S, donde E denota secciones fabricadas con soldadura por resistencia y S indica soldadura sin costura. El grado B es conveniente para aplicaciones estructurales; con esfuerzo de fluencia y resistencia a la ruptura en tensión, respectivamente de 35 y 50 ksi (2400 y 3515 kg/cm²).

2.2.6.2.-ASTM A 500.

Este tipo de acero está disponible en tubos de sección circular hueca HSS formados en frío en tres grados, y también en los mismos grados de tubos HSS formados en frío, con o sin costura, de sección redonda, cuadrada y rectangular. Las propiedades para tubos

cuadrados y rectangulares HSS difieren de los circulares HSS. El grado más común tiene un esfuerzo de fluencia y una resistencia de ruptura a la tensión de 46 y 58 ksi (320 MPa o 3200 kg/cm² y 405 MPa o 4100 kg/cm²). La tabla 2.6 muestra algunas de las propiedades para el acero ASTM -500.

Tabla 2.6 Tabla de propiedades mecánicas de aceros ASTM A-513 y ASTM A-500

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO	ASTM A-513		ASTM A-500					
	Calidad Comercial	Alta Resistencia	Tubería Redonda			Tubería cuadrada y rectangular		
	Tipo 1a, 1b y 2	HSLA G50	Grado A	Grado B	Grado C	Grado A	Grado B	Grado C
Esfuerzo de Tensión Min, Psi [MPa]	42000 [290]	65000 [290]	45000 [310]	58000 [400]	62000 [425]	45000 [310]	58000 [400]	62000 [425]
Esfuerzo de Cedencia Min, Psi [MPa]	30000 [207]	50000 [345]	33000 [230]	42000 [290]	46000 [315]	39000 [270]	46000 [315]	50000 [345]
Elongación en 2 pulg. [50 mm], mín.%	15	22	25	23	21	25	23	21

Fuente: [29]

2.2.6.3.-ASTM A 501.

Para fines prácticos El A501 es similar al acero A36. Se usa para tubos HSS de sección circular, cuadrada y rectangular. Para el diseño de miembros estructurales de acero formados en caliente, con o sin costura, cuyos perfiles tienen esquinas redondeadas y elementos planos esbeltos, se recomienda consultar las especificaciones del Instituto Americano del Hierro y del Acero (American Iron and Steel Institute, AISI). [30]

2.2.7.-CONSIDERACIONES SOBRE SOLDABILIDAD DE LOS MATERIALES.

Básicamente es la composición química de un tipo de acero la que determina su soldabilidad. Para la soldabilidad de los aceros sin alear, el utilizado generalmente para la construcción de un chasis, son decisivos el contenido de carbono ($C \leq 0,22\%$) que

presentan y la pureza del acero indicada por el contenido de azufre ($S \leq 0,045\%$), fósforo ($P \leq 0,045\%$) y N_2 ($N_2 \leq 0,009\%$).

La soldabilidad mejora, no sólo por el bajo porcentaje de carbono ($\leq 0,20\%$), sino que también por la microestructura de grano fino del material, el cual reduce la susceptibilidad a la fractura frágil. La composición química, la cual influye sobre la susceptibilidad a la rotura en frío de la zona afectada por el calor, se mide a menudo por el Valor del Carbono Equivalente CEV tal y como se indica a continuación:

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$$

Para espesores de pared inferiores a 16mm, generalmente se acepta que si $CEV < 0,40$ no aparecen grietas. Para $0,40 < CEV < 0,45$, hay que tomar algunas precauciones dependiendo del proceso de soldadura. Para un CEV mayor que 0,45 normalmente se necesita un precalentamiento.

2.2.7.1.-Principios de la soldadura MIG/MAG.

La soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible es un proceso en el que el arco se establece entre un electrodo de hilo continuo y la pieza a soldar, estando protegido de la atmósfera circundante por un gas inerte (proceso MIG) o por un gas activo (proceso MAG)

MIG = METAL INERTE GAS

MAG = METAL ACTIVO GAS

GMAW = GAS METAL ARC WELDING

El proceso puede ser:

a. SEMIAUTOMÁTICO: La tensión de arco, la velocidad de alimentación del hilo, la intensidad de soldadura y el caudal de gas se regulan previamente. El avance de la antorcha de soldadura se realiza manualmente.

b. AUTOMÁTICO: Todos los parámetros, incluso la velocidad de soldadura, se regulan previamente, y su aplicación en el proceso es de forma automática.

c. ROBOTIZADO: Todos los parámetros de soldeo, así como las coordenadas de localización de la junta a soldar, se programan mediante una unidad específica para este fin. La soldadura la efectúa un robot al ejecutar esta programación.

Este tipo de soldadura se utiliza principalmente para soldar aceros de bajo y medio contenido de carbono, así como para soldar acero inoxidable, aluminio y otros metales no férricos y tratamientos de recargue.

Produce soldaduras de gran calidad en artículos para la industria del automóvil, calderería y recipientes a presión o estructura metálica en general, construcción de buques y un gran número de otras aplicaciones, día a día en aumento.

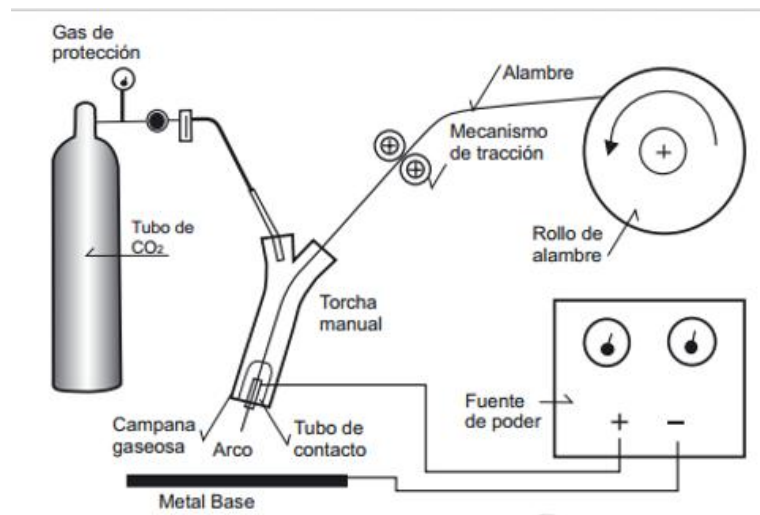


Figura 2.29 Diagrama de suelda GMAW

Fuente: [31]

2.2.7.2.-Parametros de la soldadura.

En la soldadura MIG/MAG el proceso es controlado por varios parámetros de soldadura, a saber.

a. Tensión (longitud de arco)

- b. Velocidad de alimentación del alambre (que determina a su vez la intensidad de la corriente)
- c. Inductancia (ajustable en la mayor parte de las fuentes de corriente)
- d. Tipo de gas protector
- e. Velocidad del balance f. Inclinación de la pistola g. Longitud libre del alambre.

2.2.7.3.-Ventajas.

- Se ahorra tiempo en detalle, fabricación y montaje de la obra.¹²
- Protege el arco y el baño de la acción oxidante.
- Las estructuras soldadas son más rígidas.
- Hilo consumible del sistema.
- Suelda piezas de más elevado espesor.
- Gran rendimiento de trabajo (al aportar 10 veces superior al depositado con el electrodo de arco manual).
- Se evita el movimiento descendente, conforme se consume el electrodo revestido.
- Puesto que no hay escoria, se reducen las operaciones de limpieza.
- Bajo aporte de calor en la pieza de trabajo (evita deformaciones en las piezas).
- No son necesarias las interrupciones para el cambio de electrodo en cualquier posición

2.2.7.4.-Desventajas.

- El método MIG/MAG es a la vez sencillo y difícil de aprender y usar (si se trata de soldar dos chapas sin ninguna exigencia especial sobre el resultado, el método es fácil. En cambio, sí hay exigencias sobre problemas en la unión, existencias de poros, etc., el método MIG/MAG requiere del soldador habilidad y experiencia).
- El método MIG/MAG es que el equipo es más complejo y por lo tanto más costoso y menos portátil que el equipo MMA.
- El diseño de la pistola hace que la accesibilidad en algunas posiciones sea difícil.
- El gas no puede exponerse a la corriente de aire.

CAPITULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1.-SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

La estructura tubular junto con los componentes de un auto eléctrico biplaza brindará protección a sus ocupantes y seguridad a todo el vehículo, siendo esta su principal función.

Para la selección de alternativas de la estructura tubular de un auto eléctrico biplaza, se determinó la función de la estructura tubular para el auto eléctrico que se construyó.

En la **tabla 3.1** se muestra los objetivos que se derivan de la función principal de la estructura tubular del auto eléctrico, los mismos que nos permiten generar las restricciones y variables.




Tabla 3.1 Objetivos que se derivan de la función principal de la estructura

FUNCIÓN PRINCIPAL	Soportar las cargas y ofrecer resistente protección al vehículo y ocupante, además de montar y sujetar los subsistemas
RESTRICCIONES	Bajo costo, alta resistencia, alta rigidez, bajo peso
OBJETIVOS	Minimizar peso y optimizar espacio
VARIABLES LIBRES	Seleccionar el material adecuado

Fuente: [1]

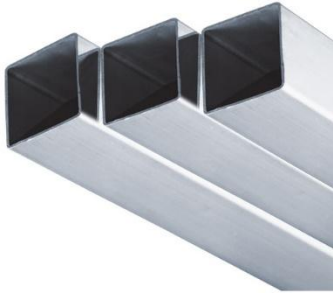

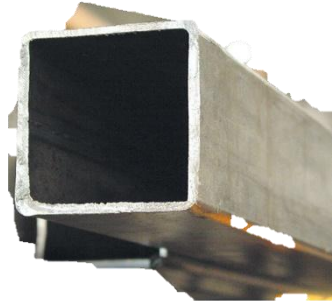
3.1.1.- Análisis de Alternativas

Tabla 3.2 Análisis de alternativas para el sistema estructural tubular del auto eléctrico

Sistema Estructural Tubular del Auto Eléctrico		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Estructura tubular con piso de material compuesto	Estructura tubular autoportante con separaciones emperradas	Estructura tubular autoportante
Esta alternativa es innovadora ya que reemplaza el chasis tradicional de un automóvil por un piso de material compuesto con fibra de carbono o fibra de vidrio con resina, haciendo que el sistema estructural sea mucho más liviano ya que reemplaza el chasis de tubo metálico por chasis de material compuesto de fibra además se puede evidenciar que no existen separaciones parte frontal, cabina y parte posterior	Esta alternativa es similar a la del auto eléctrico Sero-Electric que es un vehículo eléctrico argentino que claramente se puede evidenciar la separación de tres partes del automóvil la parte frontal, el habitáculo y la parte posterior. La parte frontal con la cabina y la cabina con la parte posterior están separadas por planchas de tol con conexiones emperradas a la tubería de las partes frontal y posterior, además posee buena rigidez	Esta alternativa presenta largueros longitudinales que conectan desde la parte frontal atravesando la cabina hasta llegar a la parte posterior, muy similar también a Sero-Electric argentino, pero en este caso las separaciones entre la parte frontal y posterior a la cabina son mediante tubos laterales que a su vez refuerzan la estructura, esta alternativa posee alta rigidez y resistencia y las uniones son mediante soldadura.
		

Fuente: Autor

Tabla 3.3 Análisis de alternativas para el material de la estructura tubular

Material de la estructura tubular		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Tubo de acero inoxidable	Tubo de aluminio	Tubo de acero estructural galvanizado
Tubo de acero inoxidable de calidad AISI 304, posee alta rigidez así mismo como elevada resistencia, peso medio y costo elevado	Tubo de aluminio AISI/ASTM 6005, posee una rigidez media, resistencia media, peso liviano y costo elevado	Tubo de acero estructural galvanizado de calidad ASTM A-500, posee alta rigidez, también tiene elevada resistencia, peso medio y bajo costo
		

Fuente: Autor

3.1.2.-Criterios de Ponderación de las alternativas

Criterios para evaluar en el sistema estructural tubular del auto eléctrico:

1. Rigidez
2. Peso del sistema
3. Costo del sistema
4. Facilidad de conexiones entre miembros estructurales
5. Facilidad de construcción
6. Mantenimiento
7. Innovación

Criterios para evaluar en el material de la estructura tubular:

1. Rigidez
2. Resistencia
3. Peso de la estructura
4. Costo del material
5. Soldabilidad
6. Resistencia a la corrosión
7. Disponibilidad comercial

Método ordinal corregido de criterios ponderados

Es un método recomendado, debido a que permite obtener resultados globales significativos, está basado en tablas donde cada criterio se compara con los demás criterios y se asignan valores.

- Si el criterio de las filas es superior o mejor que el de las columnas el valor es 1
- Si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas el valor es 0.5
- Si el criterio de las filas es inferior que el de las columnas el valor es 0

Luego para cada criterio se suman los valores asignados en relación con los restantes criterios al que se añade una unidad (evitando una valoración nula); después en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio. Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

3.1.2.1.-Selección de la mejor alternativa para el sistema estructural tubular del auto eléctrico

Tabla 3.4 Ponderaciones para selección del sistema estructural tubular

CRITERIO	Rigidez	Peso del sistema	Costo del sistema	Facilidad de unión entre sus miembros	Facilidad de construcción	Mantenimiento	Innovación	Σ +1	Ponderado
Rigidez		0.5	0	1	1	1	1	5.5	0.196
Peso del sistema	0.5		0	1	1	1	1	5.5	0.196
Costo del sistema	1	1		1	1	1	1	7	0.25
Facilidad de unión entre sus miembros	0	0	0		0.5	0.5	1	3	0.107
Facilidad de construcción	0	0	0	0.5		0.5	1	3	0.107
Mantenimiento	0	0	0	0.5	0.5		1	3	0.107
Innovación	0	0	0	0	0	0		1	0.036
								28	1

Fuente: Autor

Tabla 3.5 Criterio para evaluar la rigidez

1.-CRITERIO PARA EVALUAR RÍGIDEZ					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0.167
ALTERNATIVA 2	1		0	2	0.333
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0.5
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.6 Criterio para evaluar el peso del sistema

2.-CRITERIO PARA EVALUAR PESO DEL SISTEMA					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0.5
ALTERNATIVA 2	0		0.5	1.5	0.25
ALTERNATIVA 3	0	0.5		1.5	0.25
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.7 Criterio para evaluar el costo del sistema

3.-CRITERIO PARA EVALUAR COSTO DEL SISTEMA					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0.167
ALTERNATIVA 2	1		0.5	2.5	0.417
ALTERNATIVA 3	1	0.5		2.5	0.417
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.8 Criterio para evaluar facilidad de unión entre miembros

4.-CRITERIO PARA EVALUAR FACILIDAD DE UNIÓN ENTRE SUS MIEMBROS					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0.167
ALTERNATIVA 2	1		0	2	0.333
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0.5
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.9 Criterio para evaluar facilidad de construcción

5.-CRITERIO PARA EVALUAR FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0.167
ALTERNATIVA 2	1		0.5	2	0.417
ALTERNATIVA 3	1	0.5		3	0.417
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.10 Criterio para evaluar mantenimiento

6.-MANTENIMIENTO					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0.167
ALTERNATIVA 2	1		0.5	2	0.417
ALTERNATIVA 3	1	0.5		3	0.417
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.11 Criterio para evaluar innovación

7.-INNOVACIÓN					
CRITERIO	ALTERNATIVA	ALTERNATIVA	ALTERNATIVA	Σ+1	Ponderado
	1	2	3		
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0.5
ALTERNATIVA 2	0		0.5	1.5	0.25
ALTERNATIVA 3	0	0.5		1.5	0.25
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.12 Selección de la mejor alternativa para el sistema estructural tubular

	Rigidez	Peso del sistema	Costo del sistema	Facilidad de unión entre sus miembros	Facilidad de construcción	Mantenimiento	Innovación	Σ	PRIORIDAD
ALTERNATIVA 1	0.032	0.098	0.042	0.018	0.018	0.018	0.018	0.244	3
ALTERNATIVA 2	0.065	0.049	0.104	0.036	0.045	0.045	0.009	0.353	2
ALTERNATIVA 3	0.098	0.049	0.104	0.054	0.045	0.045	0.09	0.485	1

Fuente: Autor

3.1.2.2.-Selección de la mejor alternativa para el material de la estructura tubular

Tabla 3.13 Ponderaciones para selección del material de la estructura tubular

CRITERIO	Rigidez	Resistencia	Peso de la estructura	Costo del material	Soldabilidad	Resistencia a la corrosión	Disponibilidad comercial	Σ +1	Ponderado
Rigidez	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	5.5	0.196
Resistencia	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	5.5	0.196
Peso de la estructura	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	5.5	0.196
Costo del material	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	5.5	0.196
Soldabilidad	0	0	0	0	0.5	0.5	1	2.5	0.089
Resistencia a la corrosión	0	0	0	0	0.5	0.5	1	2.5	0.089
Disponibilidad comercial	0	0	0	0	0	0	0.5	1	0.036
								28	1

Fuente: Autor

Tabla 3.14 Criterio para evaluar rigidez

1.-CRITERIO PARA EVALUAR RÍGIDEZ					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		1	0	2	0.33
ALTERNATIVA 2	0		0	1	0.17
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0.5
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.15 Criterio para evaluar resistencia

2.-CRITERIO PARA EVALUAR RESISTENCIA					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1		1	0	2	0.33
ALTERNATIVA 2	0		0	1	0.17
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0.5
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.16 Criterio para evaluar peso de la estructura

3.-CRITERIO PARA EVALUAR PESO DE LA ESTRUCTURA					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1	2	0	1	2	0.33
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0.5
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0.17
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.17 Criterio para evaluar costo del material

4.-CRITERIO PARA EVALUAR COSTO DEL MATERIAL					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1	2	0	0	1	0.17
ALTERNATIVA 2	1		0	2	0.33
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0.5
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.18 Criterio para evaluar soldabilidad

5.-CRITERIO PARA EVALUAR SOLDABILIDAD					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1	2	1	0	2	0.33
ALTERNATIVA 2	0		0	1	0.17
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0.5
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.19 Criterio para evaluar corrosión

6.-CRITERIO PARA EVALUAR RESISTENCIA A LA CORROSIÓN					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1	2	1	1	3	0.5
ALTERNATIVA 2	0		1	2	0.33
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0.17
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.20 Criterio para evaluar disponibilidad comercial

7.-CRITERIO PARA EVALUAR DISPONIBILIDAD COMERCIAL					
CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderado
ALTERNATIVA 1	2	1	0.5	2.5	0.42
ALTERNATIVA 2	0		1	1	0.17
ALTERNATIVA 3	0.5	1		2.5	0.42
				6	1

Fuente: Autor

Tabla 3.21 Selección de la mejor alternativa para el material de la estructural tubular

	Rigidez	Resistencia	Peso de la estructura	Costo del material	Soldabilidad	Resistencia a la corrosión	Disponibilidad comercial	Σ	PRIORIDAD
Tubo de acero inoxidable	0.065	0.065	0.065	0.033	0.029	0.044	0.015	0.316	2
Tubo de aluminio	0.033	0.033	0.098	0.065	0.015	0.029	0.006	0.279	3
Tubo de acero estructural galvanizado	0.098	0.098	0.033	0.098	0.044	0.015	0.015	0.401	1

Fuente: Autor

3.2.- CÁLCULOS.

3.2.1.- UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD.

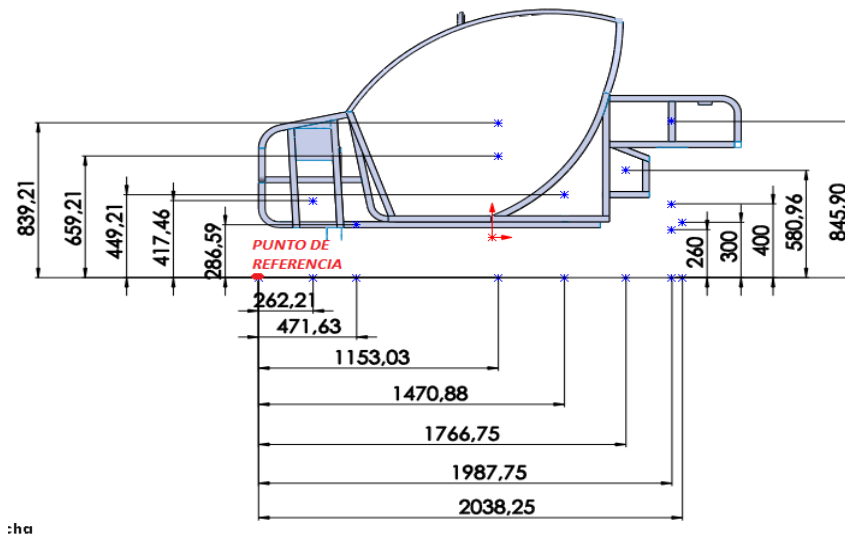
El centro de gravedad es el punto en el que el peso del vehículo está adecuadamente distribuido y donde se supone que actúa la fuerza de gravedad. Este es el punto donde el vehículo se encuentra en perfecto equilibrio

La ubicación del centro de gravedad juega un papel fundamental en la dinámica del vehículo eléctrico, por ello los cálculos y diseño deben estar orientados a que este esté lo más bajo posible para que el vehículo no tienda a volcarse en las curvas.

Para calcular el centro de gravedad del vehículo, hay que seguir los siguientes pasos:

1. Hallar El peso del vehículo
2. Hallar el peso de los objetos adicionales
3. Determinar el punto de referencia
4. Medir las distancias del punto de referencia desde el centro del vehículo, así como de los pesos de los objetos adicionales.
5. Multiplicar la distancia de cada objeto desde el punto de referencia por su peso para así hallar su momento
6. Sumar los momentos
7. Dividir el momento total entre el peso total
8. Hallar las coordenadas del centro de gravedad

A continuación, se detalla una tabla en la que se halla los pesos de cada uno de los componentes del vehículo y sus respectivas distancias desde el punto de referencia a cada uno de los ejes.



:ha

Figura 3.1 Distancias de las cargas desde el punto de referencia en los sentidos de los ejes X y Z

Fuente: Autor

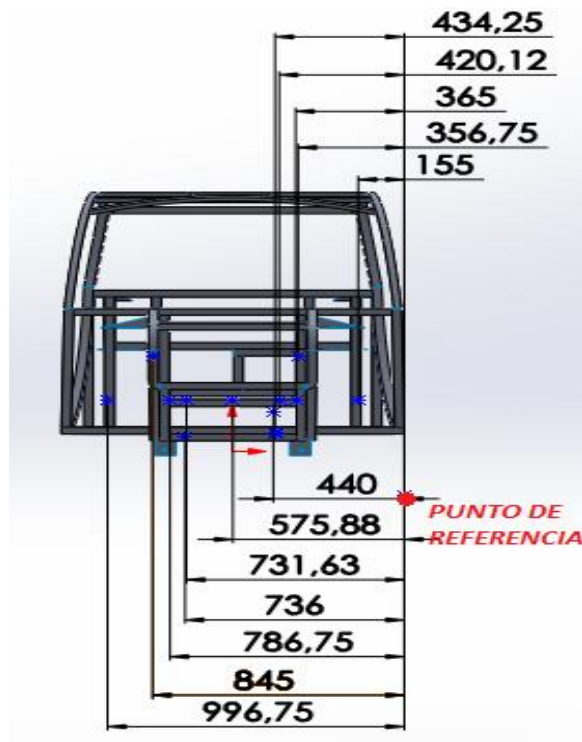


Figura 3.2 Distancias de las cargas desde el punto de referencia en el sentido del eje Y

Fuente: Autor

Tabla 3.22 Pesos de cada uno de los componentes del vehículo con sus respectivas distancias correspondiente a sus ejes

	Elemento	Masa del Elemento (Kg)	Distancia en el eje X (mm)	Distancia en el eje Y (mm)	Distancia en el eje Z (mm)
1	Primera batería	23	262.21	420.12	417.46
2	Segunda batería	23	262.21	731.63	417.46
3	Sistema de dirección	8.7	471.63	434.25	286.59
4	Primer asiento	10	1153.03	356.75	659.21
5	Segundo asiento	10	1153.03	845	659.21
6	Piloto	75	1153.03	356.75	839.21
7	Copiloto	75	1153.03	845	839.21
8	Estructura tubular	146	1139.33	608.14	576.14
9	Tercera batería	23	1470.88	155	308.38
10	Cuarta batería	23	1470.88	365	308.38
11	Quinta batería	23	1470.88	575.88	308.38
12	Sexta batería	23	1470.88	786.75	308.38
13	Séptima batería	23	1470.88	996.75	308.38
14	Octava batería	23	1766.75	575.88	580.96
15	Sistema electrónico	6	1987.75	575.88	824.25
16	Motor eléctrico	17	1987.75	440	400
17	Diferencial	34.1	1987.75	736	260
18	Transmisión	3.5	2038.25	736	300
19	Chapas de carrocería	80.7	1139.33	608.14	576.14

Fuente: Autor

3.2.1.1- Calculo de los momentos respecto a los ejes del centro de gravedad

Se requiere multiplicar la distancia de cada objeto desde el punto de referencia por su peso para así hallar su momento. De esta manera se obtiene el momento de cada objeto.

$$M_x = F * r_x \quad \text{Ec. (3.1)}$$

$$M_y = F * r_y \quad \text{Ec. (3.2)}$$

$$M_z = F * r_z \quad \text{Ec. (3.3)}$$

En la siguiente tabla podemos apreciar cada uno de los momentos de cada elemento con respecto a los ejes X, Y y Z.

Tabla 3.23 Momentos generados de cada uno de los componentes del vehículo correspondiente a sus ejes

Elemento		Momento respecto al eje X (Kg.mm)	Momento respecto al eje Y (Kg.mm)	Momento respecto al eje Z (Kg.mm)
1	Primera batería	6030,83	9662,76	9662,76
2	Segunda batería	6030,83	16827,49	16827,49
3	Sistema de dirección	4103,181	3777,975	3777,975
4	Primer asiento	11530,3	3567,5	3567,5
5	Segundo asiento	11530,3	8450	8450
6	Piloto	86477,25	26756,25	26756,25
7	Copiloto	86477,25	63375	63375
8	Estructura tubular	179359,54	84205,5	84205,5
9	Tercera batería	33830,24	3565	3565
10	Cuarta batería	33830,24	8395	8395
11	Quinta batería	33830,24	13245,24	13245,24
12	Sexta batería	33830,24	18095,25	18095,25
13	Séptima batería	33830,24	22925,25	22925,25
14	Octava batería	40635,25	13245,24	13245,24
15	Sistema electrónico	11926,5	3455,28	3455,28
16	Motor eléctrico	33791,75	7480	7480
17	Diferencial	67782,28	25097,60	25097,60
18	Transmisión	7133,875	2576	2576
19	Chapas de carrocería	179359,54	84205,5	84205,5
TOTAL		821099.47	381246.06	428510.21

Fuente: Autor

3.2.1.2- Calculo de las coordenadas del centro de gravedad.

Una vez obtenido el valor del momento total de cada objeto con respecto a cada uno de sus ejes procedemos a dividir para el peso total del vehículo con sus componentes.

Como se puede apreciar en la siguiente ecuación.

$$CG = \frac{M}{F} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Donde:

CG = Centro de Gravedad

M = Momento (Kg.mm)

F = Fuerza (Kg)

a. Coordenada del centro de gravedad respecto al eje X desde el punto de referencia.

Usando la **Ecuación 3.4** para calcular el centro de gravedad respecto al eje X tenemos:

$$CGx = \frac{M_x}{F}$$
$$CGx = \frac{821099.47 (Kg.mm)}{650 Kg}$$
$$CGx = 1263.23 mm$$

b. Coordenada del centro de gravedad respecto al eje Y desde el punto de referencia.

Usando la **Ecuación 3.4** para calcular el centro de gravedad respecto al eje Y tenemos:

$$CGy = \frac{M_y}{F}$$
$$CGy = \frac{381246.06(Kg.mm)}{650 Kg}$$
$$CGy = 586.53 mm$$

c. **Coordenada del centro de gravedad respecto al eje Z desde el punto de referencia.**

Usando la **Ecuación 3.4** para calcular el centro de gravedad respecto al eje Z tenemos:

$$CG_z = \frac{M_z}{F}$$

$$CG_z = \frac{428510.21 (Kg \cdot mm)}{650 Kg}$$

$$CG_z = 659.25 mm$$

Tabla 3.24 Coordenadas del centro de gravedad

VALORES DE UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD		
X	1263.23 mm	Desde adelante hacia atrás
Y	586.53 mm	Desde el lado izquierdo al lado derecho
Z	659.25 mm	Desde el suelo hacia arriba

Fuente: Autor

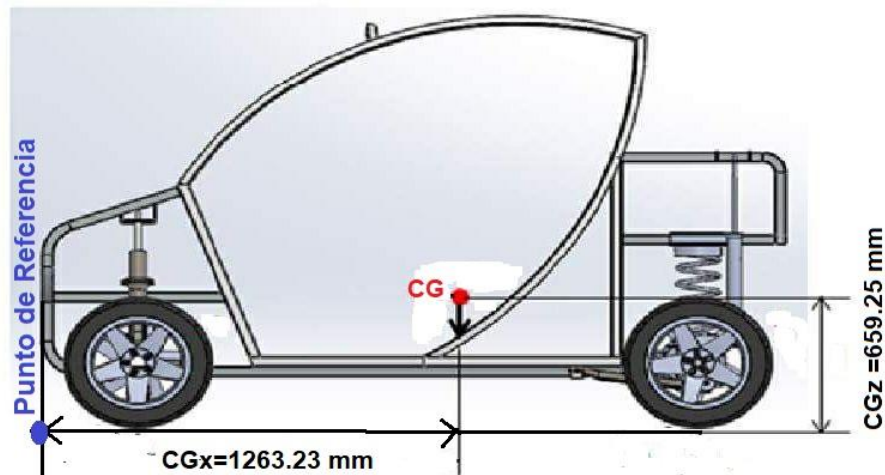


Figura 3.3 Distancias del punto de referencia al centro de gravedad en los ejes X y Z

Fuente: Autor

3.2.2.- DISTRIBUCIÓN DE MASAS EN EL VEHÍCULO.

Es fundamental conocer cómo se distribuyen las masas en los ejes del vehículo para realizar diversos cálculos y simulaciones en el software, por esta razón se utilizan las siguientes formulas:

$$\Sigma M_A = 0 \quad \text{Ec. (3.5)}$$

$$W_2 * b - W \left(\frac{b}{2} - dx \right) = 0 \quad \text{Ec. (3.6)}$$

$$\Sigma M_B = 0 \quad \text{Ec. (3.7)}$$

$$-W_1 * + W \left(\frac{b}{2} + dx \right) = 0 \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Se realiza una sumatoria de momentos en los puntos A y B, que corresponden a los ejes delantero y posterior respectivamente para despejar W1 y W2.

El valor de dx corresponde a la distancia desde el punto medio entre la longitud entre ejes o batalla y el centro de gravedad. En la **figura 3.4** se puede apreciar la distancia dx.

Donde:

$$L = 1725 \text{ mm y } L_F = 363.75 \text{ mm}$$

$$CGx = L_F + L_1 \quad \text{Ec. (3.9)}$$

Despejando L_1 de la **Ecuación 3.9** tenemos:

$$L_1 = CGx - L_F$$

$$L_1 = 1263.33 \text{ mm} - 363.75 \text{ mm}$$

$$L_1 = 899.48 \text{ mm}$$

Determinamos así el valor de dx con la **Ecuación 3.10**

$$dx = \frac{L}{2} - L_1 \quad \text{Ec. (3.10)}$$

$$dx = \frac{1725 \text{ mm}}{2} - 899.48 \text{ mm}$$

$$dx = -36.98 \text{ mm}$$

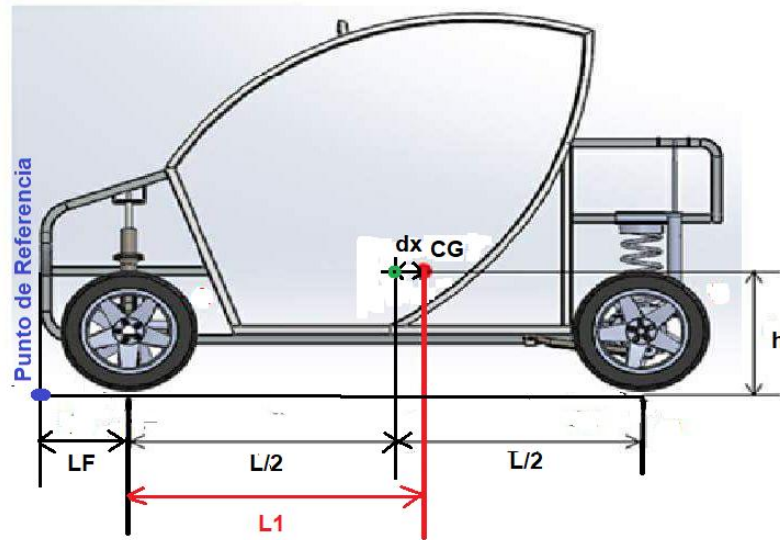


Figura 3.4 Distancia dx entre el centro de gravedad y la mitad de la longitud entre ejes o batalla

Fuente: Autor

Al despejar W_1 y W_2 de las **Ecuaciones 3.6 y 3.8** se obtiene:

$$W_1 = \frac{w}{2} + \frac{W \cdot dx}{b} \quad \text{Ec. (3.11)}$$

$$W_2 = \frac{w}{2} - \frac{W \cdot dx}{b} \quad \text{Ec. (3.12)}$$

Donde:

M_A = Momento en A

M_B = Momento en B

W_1 = Distribución de peso en el eje delantero

W_2 = Distribución de peso en el eje posterior

W = Peso total

El peso del vehículo será de 650 Kg obteniendo así:

$$W1 = \frac{650 \text{ Kg}}{2} + \frac{650 \text{ Kg} * (-36.98 \text{ mm})}{1725 \text{ mm}}$$

$$W1 = 311.07 \text{ Kg}$$

$$W2 = \frac{650 \text{ Kg}}{2} - \frac{650 \text{ Kg} * (-36.98 \text{ mm})}{1725 \text{ mm}}$$

$$W2 = 338.03 \text{ Kg}$$

3.2.3.- PORCENTAJE DE PESOS EN LOS EJES DELANTERO Y POSTERIOR.

Es la razón que existe entre el peso en cada eje con el peso total del vehículo.

$$\% W1 = \frac{w_1}{w} * 100 \quad \text{Ec. (3.13)}$$

Al reemplazar valores de la **Ecuación 3.13** se obtiene:

$$\% W1 = \frac{311.07 \text{ Kg}}{650 \text{ Kg}} * 100$$

$$\% W1 = 47.86\%$$

$$\% W2 = \frac{w_2}{w} * 100 \quad \text{Ec. (3.14)}$$

Al reemplazar valores de la **Ecuación 3.14** se obtiene:

$$\% W2 = \frac{338.03 \text{ Kg}}{650 \text{ Kg}} * 100$$

$$\% W2 = 52.14\%$$

El peso del vehículo está distribuido en 47.86% en el eje delantero y 52.14% en el eje posterior.

Para cada neumático delantero se divide esta masa para 2.

$$W_{td} = \frac{274.40 \text{ Kg}}{2} \quad \text{Ec. (3.15)}$$

$$W_{td} = 155.53 \text{ Kg}$$

El peso que soporta cada neumático delantero es 155.53 Kg. A continuación, el cálculo para los neumáticos posteriores:

$$W_{tp} = \frac{299.40 \text{ Kg}}{2} \quad \text{Ec. (3.16)}$$

$$W_{tp} = 169.47 \text{ Kg}$$

Cada neumático posterior soportará 169.47 Kg.

3.2.4.-DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTA LA ESTRUCTURA TUBULAR.

Para el diseño de la estructura tubular es importante evaluar las cargas que va a soportar la estructura, previo al análisis computacional estático, al que va ser expuesto el bastidor.

Las dimensiones y pesos exactos se desconocen y por ello se ha considerado pesos estimados de cada uno de los elementos que conforma el vehículo eléctrico, a continuación, se detalla cada una de las cargas vivas y muertas estimadas para su diseño.

3.2.4.1.- Carga vertical simétrica (flexión)

Un vehículo estructural se diseña considerando las siguientes cargas

a. Carga Permanentes (Pe).

Comprende el peso propio de la estructura y el de todas aquellas partes que están permanentemente ligadas la misma.

Por lo tanto:

$$Pe = \Sigma(\text{Peso del elemento} * \text{Nro. de elementos}) \quad \text{Ec. (3.17)}$$

El peso del auto se encuentra en la tabla 3.25 es de 500 Kg

Tabla 3.25 Peso de los elementos permanentes del vehículo

	Cargas Muertas en la estructura tubular	Masa (Kg)	Peso (N)
1	Motor Eléctrico	17	166.77
2	Sistema de dirección	8.7	85.35
3	Baterías (8)	184	1805.04
4	Asientos (2)	20	196.2
5	Estructura Tubular	146	784.8
6	Transmisión	3.5	34.34
7	Diferencial	34.1	334.52
8	Sistema Electrónico	6	58.86
9	Chapas de carrocería	80.7	791.67
	Carga Permanente Total	500	4905

Fuente: Autor

b.- Carga de Seguridad (Cs).

Se debe conocer el área total del habitáculo de carga (Ah) del prototipo, en este caso el habitáculo es para dos ocupantes. Para ello se puede verificar las medidas del piso de la estructura tubular en la **Figura 3.5**.

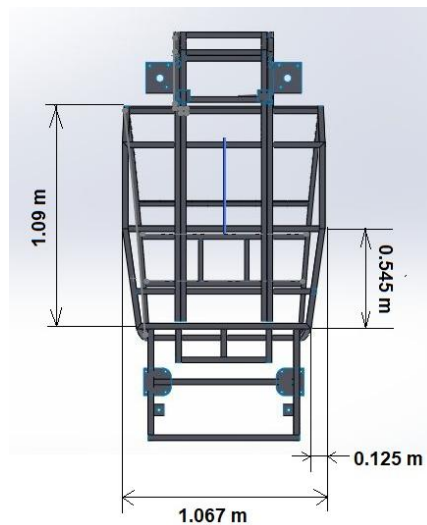


Figura 3.5 Medidas del área del piso de la estructura tubular del auto eléctrico

Fuente: Autor

$$Ah = (b * h) - (b_1 * h_1) \quad \text{Ec. (3.18)}$$

Donde:

Ah = Área del habitáculo (m²)

b = base del área mayor

h = altura del área mayor

b1 = base de las áreas triangulares menores

h1 = altura de las áreas triangulares menores

$$Ah = (1,09 * 1.00675) - (0.545 * 0.125)$$

$$Ah = 1.029 \text{ m}^2$$

Por lo normal esta carga es de 20 Kg por cada m² entonces tenemos:

$$Cs = 20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} * Ah \quad \text{Ec. (3.19)}$$

$$Cs = 20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} * 1.029 \text{ m}^2$$

$$Cs = 20.58 \text{ Kg}$$

c.- Carga Muerta (Cm).

Es la suma de la carga permanente más la carga de seguridad.

$$Cm = Pe + Cs \quad \text{Ec. (3.20)}$$

$$Cm = 500 \text{ Kg} + 20.58 \text{ Kg}$$

$$Cm = 520.58 \text{ Kg}$$

3.2.4.1.4.- Carga Viva (Cvi).

Es la carga a llevar más una sobrecarga de 10%, la carga a transportar es la del conductor más la del acompañante. [32]

La norma ISO 2410 asigna un total de 75 Kg por pasajero. [9]

$$C_{vi} = \text{Peso ocupantes} + (\text{peso ocupantes} * 0.1) \quad \text{Ec. (3.21)}$$

$$C_{vi} = 150 + (150 * 0.1)$$

$$\mathbf{C_{vi} = 165 \text{ Kg}}$$

Después de tener los valores de las cargas vivas y las cargas muertas obtenemos el valor de la carga vertical total.

$$C_v = C_m + C_{vi} \quad \text{Ec. (3.22)}$$

$$C_v = 520.58 \text{ Kg} + 165 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{C_v = 685.58 \text{ Kg}}$$

3.2.4.2.- Carga de torsión

Generalmente este caso se da cuando el vehículo atraviesa por algún bache. Para el caso de torsión se debe obtener primero el valor de K_{TOTAL} obtenida de la **Ecuación 2.5**

$$\frac{1}{K_{TOTAL}} = \frac{1}{K_{FRONTAL}} + \frac{1}{K_{CARROCE\acute{R}IA}} + \frac{1}{K_{POSTERIOR}}$$

Para este caso hay que revisar la **tabla 3.26** donde se puede apreciar la constante K de rigidez de la suspensión delantera o frontal y de la suspensión posterior.

La carrocería del vehículo suele ser mucho más rígido con respecto al eje longitudinal que las suspensiones delantera y trasera. Por lo tanto, su contribución al giro general θ es a menudo insignificante. En tales casos, el término $1 / K_{CARROCE\acute{R}IA}$ es pequeño y puede omitirse en la **Ecuación 2. 5**.

Tabla 3.26 Valores de K para la parte delantera y posterior de la suspensión

Espiral delantera		Espiral posterior		
Fuerza	Desplazamiento	Fuerza	Desplazamiento	
[Kg]	[cm]	[Kg]	[cm]	
59,8	0,5	62,8	0,5	
50	1	52,5	1	
143,4	1,5	150,6	1,5	
239	2	251,0	2	
179,3	2,5	188,3	2,5	
179,3	3	188,3	3	
227,1	3,5	231,6	3,5	
143,4	4	146,3	4	
239	4,5	243,8	4,5	
239	5	243,8	5	
262,9	5,5	268,2	5,5	
274,9	6	280,4	6	
239	6,5	227,1	6,5	
298,8	7	283,9	7	
358,6	7,5	340,7	7,5	
298,8	8	283,9	8	
298,8	8,5	283,9	8,5	
370,5	9	352,0	9	
322,7	9,5	306,6	9,5	
251	10	251,0	10	
322,7	10,5	322,7	10,5	
358,6	11	358,6	11	
382,5	11,5	382,5	11,5	
382,5	12	382,5	12	
382,5	12,5	382,5	12,5	
382,5	13	382,5	13	
418,3	13,5	418,3	13,5	
442,2	14	442,2	14	
442,2	14,5	442,2	14,5	
478,1	15	478,1	15	
Promedio	288,9	7,75	287,6	7,75
Rigidez K [Kg/cm]	37,28		37,11	

Fuente: Autor

Por lo tanto, los valores de $K_{Frontal}$ y $K_{POSTERIOR}$ son:

$$K_{FRONTAL} = 37.28 \text{ Kg/cm} = 3728 \text{ Kg/m}$$

$$K_{POSTERIOR} = 37.11 \text{ Kg/cm} = 3711 \text{ Kg/m}$$

Sustituyendo los valores de la Ecuación 2.5 obtenemos:

$$\frac{1}{K_{TOTAL}} = \frac{1}{3728 \text{ Kg/m}} + 0 \text{ Kg/cm} + \frac{1}{3711 \text{ Kg/m}}$$

$$\frac{1}{K_{TOTAL}} = \frac{7439}{13834608 \text{ Kg/m}}$$

$$K_{TOTAL} = 1859.74 \text{ Kg/m}$$

El par de torsión T generado por la altura de choque H (todas las ruedas en contacto) viene dado por la **Ecuación 2.6** [24]

$$T = K_{TOTAL}\theta$$

Donde:

T = El par de torsión causado por la transferencia de peso sobre la rueda en la protuberancia o bache que atraviesa la rueda en el otro lado.

K_{TOTAL} = Constante de rigidez total (sumatoria en serie de las constantes de rigidez de las suspensiones delantera, posterior y de la carrocería)

θ = Angulo girado en el eje que atraviesa el bache

Pero el giro en el utilizamos la **Ecuación 2.7** [24]. Además, revisamos la **Tabla 2.3** donde se sugiere un valor de $H = 0.2$ m, Siendo H la altura de tope de torsión para automóviles y B el ancho de vía que en este caso es igual a 1.25 m como se puede apreciar en el esquema de la **Figura 2.20**

Tabla 2.3 Altura de tope de torsión para automóviles

	Pawlowski (1969)	Erz (1957)
Altura del bache (H)	0.2 m	0.2 m
Factor inercial	1.3	
Factor inercial (fuera de carretera)	1.8	

Fuente: [24]

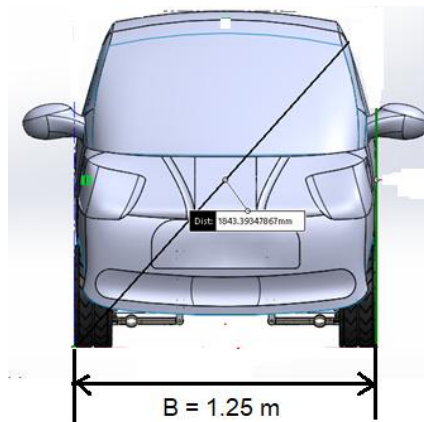


Figura 3.6 Medida del ancho de vía B

Fuente: Autor

$$\theta \approx \frac{H}{B} \quad \text{Ec. (2.7)}$$

$$\theta \approx \frac{0.2 \text{ m}}{1.25 \text{ m}}$$

$$\theta \approx 0.16$$

Con el valor del ángulo de giro en el eje que atraviesa el bache y la constante de rigidez podemos obtener el valor del par de torsión T

$$T = 1859.74 \text{ Kg/m} * 0.16$$

$$\mathbf{T = 297.56 \text{ Kg.m}}$$

El par de torsión T es causado por la transferencia de peso sobre la rueda en la protuberancia de la rueda en el otro lado del eje.

Para el equilibrio de fuerza vertical en el eje 1 revisamos las **Ecuaciones 2.9 y 2.10**

$$P_L + P_R = P_{EJE} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

$$P_L = P_{EJE} - P_R \quad \text{Ec. (2.10)}$$

Donde:

P_{EJE} es la carga total del eje

P_L y P_R son las reacciones de la rueda izquierda y derecha.

Para el equilibrio de momentos revisamos la **Ecuación 2.11**

$$T = (P_L - P_R) \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Sustituyendo de la **Ecuación 2.10** en la **Ecuación 2.11** tenemos:

$$T = (P_{EJE} - 2P_R) \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.12)}$$

$$P_R = \frac{P_{EJE}}{2} - \frac{T}{B} \quad \text{Ec. (2.13)}$$

Reemplazando así los valores de la **Ecuación 2.13** obtenemos:

$$P_R = \frac{299.40 \text{ Kg}}{2} - \frac{297.56 \text{ Kg.m}}{1.25 \text{ m}}$$

$$P_R = 8.74 \text{ Kg}$$

Lo mismo hacemos para obtener el valor de P_L en la **Ecuación 2.14**

$$P_L = \frac{P_{EJE}}{2} + \frac{T}{B} \quad \text{Ec. (2.14)}$$

El peso del eje delantero es 311.07 Kg.

$$P_l = \frac{311.07 \text{ Kg}}{2} + \frac{297.56 \text{ Kg.m}}{1.25 \text{ m}}$$

$$P_l = 393.58 \text{ Kg}$$

El par alcanzará un límite cuando la rueda R se levante, es decir, cuando $P_R = 0$ (y, por lo tanto, $P_I = P_{EJE}$).

Hay que tener en cuenta que siempre es una rueda en el eje cargado más ligero que se levanta. En este caso el valor de T sería máximo como indica la **Ecuación 2.15**

$$T_{MAX} = P_{EJE} \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.15)}$$

$$T_{MAX} = 393.58 \text{ Kg} * \frac{1.25 \text{ m}}{2}$$

$$T_{MAX} = 245.99 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 2413.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donde:

P_{EJE} = carga en el eje más ligero.

Por lo tanto, el par máximo TMAX. en este caso límite puede obtenerse de la **Ecuación 2.16**

$$T_{MAX} = K_{TOTAL} \frac{H_{MAX}}{B} = P_{EJE} \frac{B}{2} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

Donde:

H_{MAX} es la altura de choque para hacer que la rueda R se levante.

Así:

$$H_{MAX} = \frac{P_{EJE} B^2}{2 K_{TOTAL}} \quad \text{Ec. (2.17)}$$

$$H_{MAX} = \frac{393.58 \text{ Kg} * (1.25 \text{ m})^2}{2 (1859.74 \text{ kg/m})}$$

$$H_{MAX} = 0.212 \text{ m}$$

3.2.4.3.- Cargas longitudinales.

3.2.4.3.1.-Carga de Frenado.

La Tabla 2.4 muestra los factores generales de carga de frenado sugeridos por varios trabajadores. Dado que las fuerzas de frenado en los puntos de contacto con el suelo se compensan con una distancia vertical h desde el centro de gravedad del vehículo, habrá transferencia de peso desde la parte trasera a las ruedas delanteras. [24]

Tabla 2.4 Factores de carga para el frenado

	Pawlowski (1969)	Pruebas de campo (Tidbury 1966)	Garret (1953)
Carros	1.1	1.84	1.75
Camiones	0.75		

Fuente: [24]

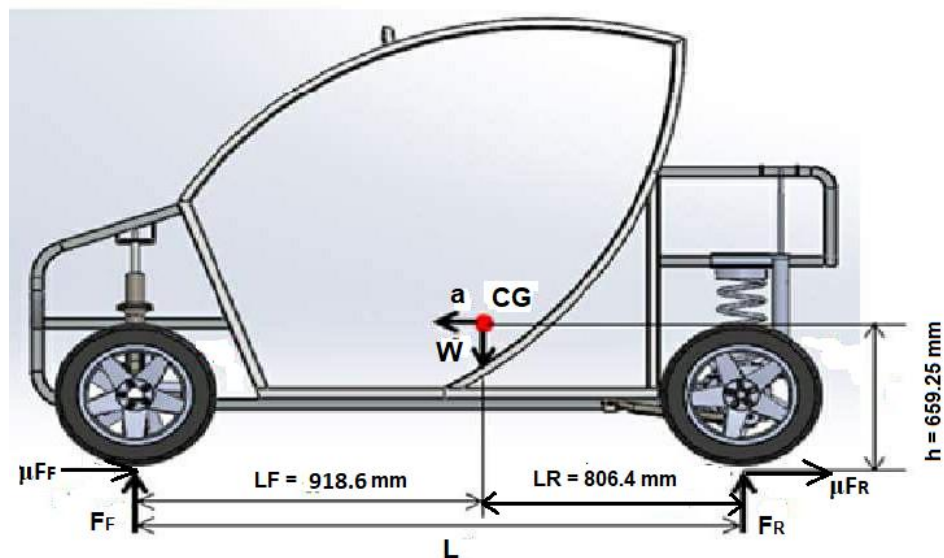


Figura 3.7 Reacciones en las ruedas delanteras y posteriores durante el frenado

Fuente: Autor

Usando la notación en la **Figura 3.6**, para el equilibrio de fuerza longitudinal como se indica en la **Ecuación 2.18**:

$$Ma = \mu Mg = \mu F_F + \mu F_R \quad \text{Ec. (2.18)}$$

Donde:

μ = coeficiente de fricción del neumático.

M = masa del vehículo.

a = desaceleración del frenado

Mg = peso del vehículo.

Para equilibrio de momento sobre el punto de contacto posterior revisamos la **Ecuación 2.19**

$$F_F L = Mg L_R + Mah \quad \text{Ec. (2.19)}$$

El coeficiente de rozamiento para un camino hecho de asfalto es de 0.67, ya que es en este piso por donde va caminar el auto eléctrico. [1]

Por lo tanto, a partir de las **Ecuaciones 2.18 y 2.19**, la reacción vertical del eje delantero F_F es:

$$F_F = \frac{Mg(L_R + \mu h)}{L} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

$$F_F = \frac{650 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 (0.806\text{m} + 0.67 * 0.66\text{m})}{1.725\text{m}}$$

$$F_F = 4614 \text{ N} = 470.34 \text{ Kg}$$

Del mismo modo, la reacción vertical del eje trasero F_R es:

$$F_R = \frac{Mg(L_F - \mu h)}{L}$$

$$F_R = \frac{650 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 (0.919\text{m} - 0.67 * 0.61\text{m})}{1.725\text{m}}$$

$$F_R = 1762.5 \text{ N} = 179.66 \text{ Kg} \quad \text{Ec. (2.21)}$$

Por lo tanto, la carga de frenado de acuerdo a la **Ecuación 2.18** es:

$$F = \mu Mg = \mu F_F + \mu F_R$$

$$F = (0.67)4614 N + (0.67)1762.5 N$$

$$F = 4272.26 N$$

3.2.4.3.2.-Carga longitudinal de aceleración.

Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado, pero en sentido contrario.

$$CA_b = -4272.26 N$$

3.2.4.3.3. Cargas de viento (CRaf).

Es la fuerza actuante del aire sobre un área correspondiente a la proyección del vehículo en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

En la imagen se puede apreciar la vista frontal de la carrocería en la cual va a impactar el viento.

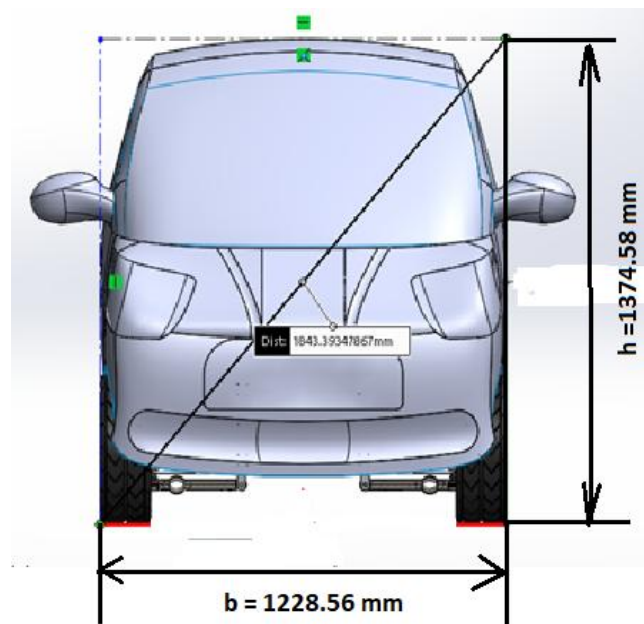


Figura 3.8 Área frontal del vehículo eléctrico

Fuente: Autor

Para calcular el área frontal de impacto con el viento, se lo debe hacer por secciones, por ejemplo, se obtiene el área del rectángulo mayor, y se restan las cuatro secciones de los dos triángulos y los dos rectángulos pequeños.

$$A_1 = B * h \tag{Ec. (3.22)}$$

$$A1 = 1228.56 \text{ mm} * 1374.58 \text{ mm}$$

$$A1 = 1688754,01 \text{ mm}^2$$

Se aplica la **Ecuación 3.23** por la razón que existen dos áreas triangulares que restar del área frontal mayor

$$A2 = \frac{B2 \cdot h2}{2} \quad \text{Ec. (3.23)}$$

$$A2 = \frac{164.5 \text{ mm} * 507.77 \text{ mm}}{2}$$

$$A2 = 41764.08 \text{ mm}^2$$

$$A3 = \frac{B3 \cdot h3}{2}$$

$$A3 = \frac{360.69 \text{ mm} * 43.09 \text{ mm}}{2}$$

$$A3 = 7771.07 \text{ mm}^2$$

$$A3 = 0.008 \text{ m}^2$$

Se aplica la misma fórmula de la **Ecuación 3.22** ya que las áreas menores también son rectangulares

$$A4 = B4 * h4$$

$$A4 = 924.42 \text{ mm} * 144.74 \text{ mm}$$

$$A4 = 133800.55 \text{ mm}^2$$

Para sacar el área Neta frontal de impacto restamos del área rectangular mayor menos las áreas pequeñas utilizando la **Ecuación 2.24**

$$Af = A1 - A2 * 2 - A3 * 2 - A4 \quad \text{Ec. (3.24)}$$

$$Af = 1688754,01 \text{ mm}^2 - 41764.08 \text{ mm}^2(2) - 7771.07 \text{ mm}^2(2) - 133800.55 \text{ mm}^2$$

$$A_f = 1455883.16 \text{ mm}^2$$

$$A_f = 1.46 \text{ m}^2$$

Donde:

A1= Área del rectángulo mayor exterior (m²)

A2 = Área del triángulo mayor superior (m²)

A3 = Área del triángulo menor superior (m²)

A4 = Área del rectángulo inferior (m²)

B = Base (m)

h = Altura (m)

Af = Área frontal (m²)

La fórmula para calcular las cargas de resistencia al aire frontal según la Norma 1323 es:

$$C_f = \frac{C_x * \rho * A_f * v^2}{2} \quad \text{Ec. (3.25)}$$

Donde:

Cf = Carga de resistencia al aire frontal(N)

C_x = Coeficiente de resistencia aerodinámica

ρ = Densidad del aire (Kg/m³)

Af = Área frontal del vehículo (m²)

v = Velocidad del vehículo (m/s)

Para el cálculo para la densidad del aire en la ciudad de Ambato, nos ayudamos con la siguiente tabla.

Tabla 3.27 Calculo de la densidad del aire en la ciudad de Ambato

Presión atmosférica:	1015	hPa	incertidumbre ±	0.1	hPa
Temperatura ambiente:	18	°C	incertidumbre ±	1.0	°C
Humedad relativa en:	80.85	%	incertidumbre ±	10	%
Densidad del aire:	1.2073	kg/m ³	incertidumbre ±	0.0043	kg/m ³

Fuente: Fórmula CIPM

“El coeficiente de resistencia aerodinámica es 0.29

$$CRaf = \frac{0.29 * 1.207 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 1.46 (m^2) * [13.89 (m/s)]^2}{2}$$

$$CRaf = 49,29 N$$

3.2.4.4.- Cargas laterales.

Las cargas laterales en el vehículo pueden verse limitadas por una serie de situaciones

a. Cargas de giro (CG).

“Debe calcularse en función de la fuerza centrífuga que se genera al ingresar el vehículo en una curva de determinado radio de giro y a cierta velocidad, esta fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre el peso total del vehículo a plena carga y su centro de gravedad. La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90Km/h y el radio de giro se establece en la tabla a continuación” [33]

Por las características del vehículo no va a llegar a 90Km/h (25m/s), en virtud que el diseño y selección de los sistemas del vehículo eléctrico están para una velocidad máxima de 50 Km/h (13,89 m/s)

Tabla 3.27 Radio de curvatura de la carretera

Velocidad del vehículo (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)
80	250
85	300
90	350
95	400
100	450
105	500
110	550
115	600
120	700
125	800
130	900
135	1050
140	1250
145	1475
150	1725

Fuente: [33]

La fórmula para calcular la aceleración centrípeta es:

$$a_c = \frac{v^2}{r_c} \quad \text{Ec. (3.26)}$$

Donde:

a_c = aceleración centrípeta (m/s²).

V= velocidad del vehículo (m/s).

r_c = radio de curvatura (m).

$$a_c = \frac{[25(m/s)]^2}{350 \text{ m}}$$

$$a_c = 1.78 \text{ m/s}^2$$

Para el cálculo de la carga de giro se usa.

$$CG = m_T * a_c \quad \text{Ec. (3.27)}$$

$$CG = 650 \text{ Kg} * 1.78 \text{ m/s}^2$$

$$CG = 1157 \text{ N}$$

. b.- Empujón de acera (volcar)

La fuerza lateral alcanza un máximo cuando la rueda (A) opuesta a la acera se levanta. (El vuelco real del automóvil no ocurrirá a menos que haya suficiente energía antes del impacto para levantar el centro de gravedad del vehículo al punto B por encima del punto de contacto C de la acera después del impacto). Usando los símbolos en la Figura 2.22 y tomando momentos sobre el punto C: [24]

$$F_{(LAT)} = Mg \frac{B}{2h} * K \quad \text{Ec. (3.28)}$$

$$F_{(LAT)} = 650Kg(9.8m/s^2) \frac{1.25m}{2(0.61m)} * 1.75$$

$$F_{(LAT)} = 11421.62 \text{ N}$$

Donde:

$F_{(LAT)}$ = fuerza lateral

h = altura del CG sobre el suelo

B = pista

K = factor de seguridad dinámico (debido al pulso de corta duración y la inercia rotacional).

Garrett (1953) sugirió K = 1.75.

3.2.5.-SELECCIÓN DEL TUBO.

En la **Figura 3.8** se indica la estructura con todos sus elementos principales que se analizaron

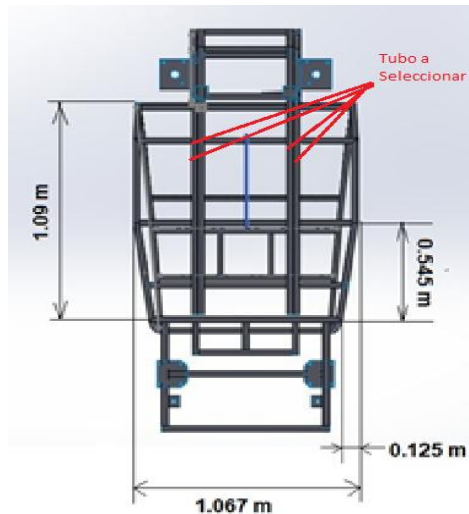


Figura 3.9 Estructura tubular vehículo eléctrico

Fuente: Autor

El bastidor se diseñó en tubo de sección cuadrada, se lo analizó como una viga simplemente apoyada donde las cargas de diseño sobre el bastidor (carga del motor, componentes, ocupantes, peso propio de la estructura, etc.) se considera como carga vertical distribuida

$$w = \frac{Wd}{L} \quad \text{Ec. (3.29)}$$

Donde:

Wd = Carga de diseño puntual (5628.98 N)

w = Carga total distribuida (N/m)

L = Longitud (distancia entre ejes = 1.725 m)

$$w = \frac{5698.28 \text{ N}}{1.725 \text{ m}}$$

$$w = 3303.35 \text{ N/m}$$

Como el bastidor consta de cuatro vigas simplemente apoyadas se divide esta carga para cuatro para analizar fácilmente una sola viga $w_1 = 825.83 \text{ N/m}$. Se determina el diagrama de esfuerzos cortantes y el diagrama de momentos

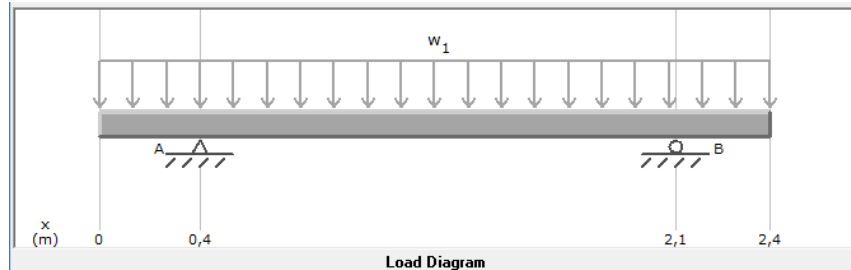


Figura 3.10 Diagrama de cargas en los tubos del piso

Fuente: Autor

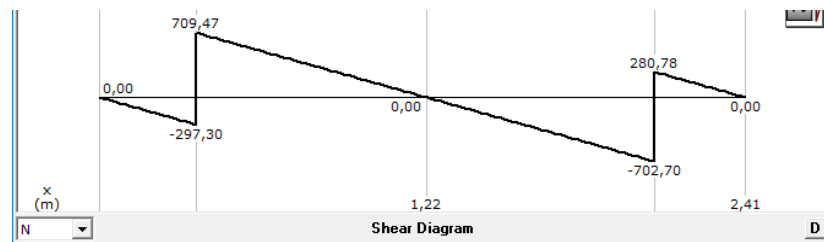


Figura 3.11 Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Autor

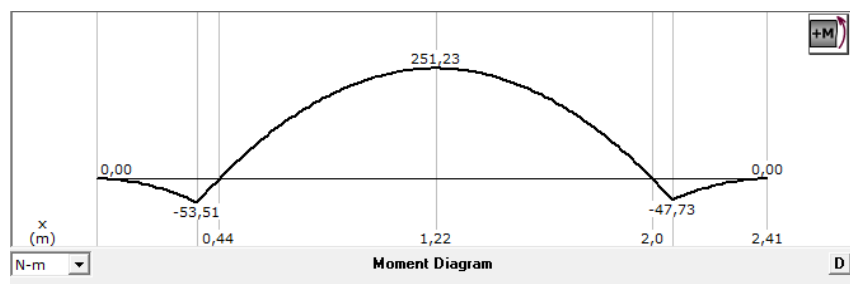


Figura 3.12 Diagrama de momento máximo

Fuente: Autor

El momento máximo del bastidor es de: $M_{\text{máx}} = 251.23 \text{ N.m}$

Para encontrar el esfuerzo máximo se parte de la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{máx}}}{S_{xx}} \quad \text{Ec. (3.30)}$$

Características del acero al carbono estructural ASTM 500 Grado A

- Límite de tensión = 400 MPa
- Límite elástico = 290 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 315 MPa

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ec. (3.31)}$$

Utilizando un valor tentativo de factor de seguridad $\eta = 2$, para encontrar el esfuerzo máximo que puede soportar el material y determinar el tipo de perfil a utilizar.

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{270 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 135 \text{ MPa}$$

Calculo de la sección de inercia de un material tubular.

$$S_{xx} \geq \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{max}}} \quad \text{Ec. (3.32)}$$

$$S_{xx} = \frac{251.23 \text{ N.m}}{135 \text{ MPa}}$$

$$S_{xx} = 1.76 \text{ cm}^3$$

Utilizando un catálogo de perfilería se selecciona un perfil estructural adecuado que tenga un valor superior al calculado. Siendo este un tubo de 30x30x2 mm con W o $S_{xx} = 3.46 \text{ cm}^3$

$$\sigma_{max} = \frac{251.23 \text{ N.m}}{3.46 * 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{max} = 72.61 \text{ MPa}$$

Por lo tanto despejando η de la ecuación tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad \text{Ec. (3.33)}$$

$$\eta = \frac{315 \text{ MPa}}{72.61 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 4.33$$

De acuerdo con el valor de factor de seguridad calculado, se determina que el perfil es adecuado para soportar el esfuerzo máximo

3.2.6.- ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA TUBULAR.

En el desarrollo del proyecto se va a realizar el estudio estático de la estructura tubular, con el fin de obtener resultados del comportamiento de la estructura bajo cargas como lo son: el peso de los ocupantes, peso de las baterías, del tren motriz, etc.

El análisis se realizó en un software CAE, ya que ofrece resultados con una muy buena exactitud, donde ayudará a resolver y entender si el diseño es seguro y fiable.

La estructura se analizó en un software confiable para conocer de la manera mas exacta posible las deformaciones, el esfuerzo máximo y el factor de seguridad dependiendo del tipo de carga que se aplique a la estructura.

Tabla 3.29 Tabla de Propiedades Mecánicas del acero ASTM A -500 usadas en el software ANSYS academic

Outline of Schematic B2, C2, D2, E2, F2, G2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source		Description
2	Material				
3	ACERO ASTM A 500				
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: ACERO ASTM A 500					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7890	kg m ⁻³		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's Modulu...			
6	Young's Modulus	2E+11	Pa		
7	Poisson's Ratio	0,3			
8	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
9	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
10	Tensile Yield Strength	350	MPa		
11	Tensile Ultimate Strength	330	MPa		

Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tipo de Elemento = Shell 181

3.2.6.1.-Cargas Verticales

Tabla 3.30 Esquema de cargas verticales y desplazamiento total de cargas verticales

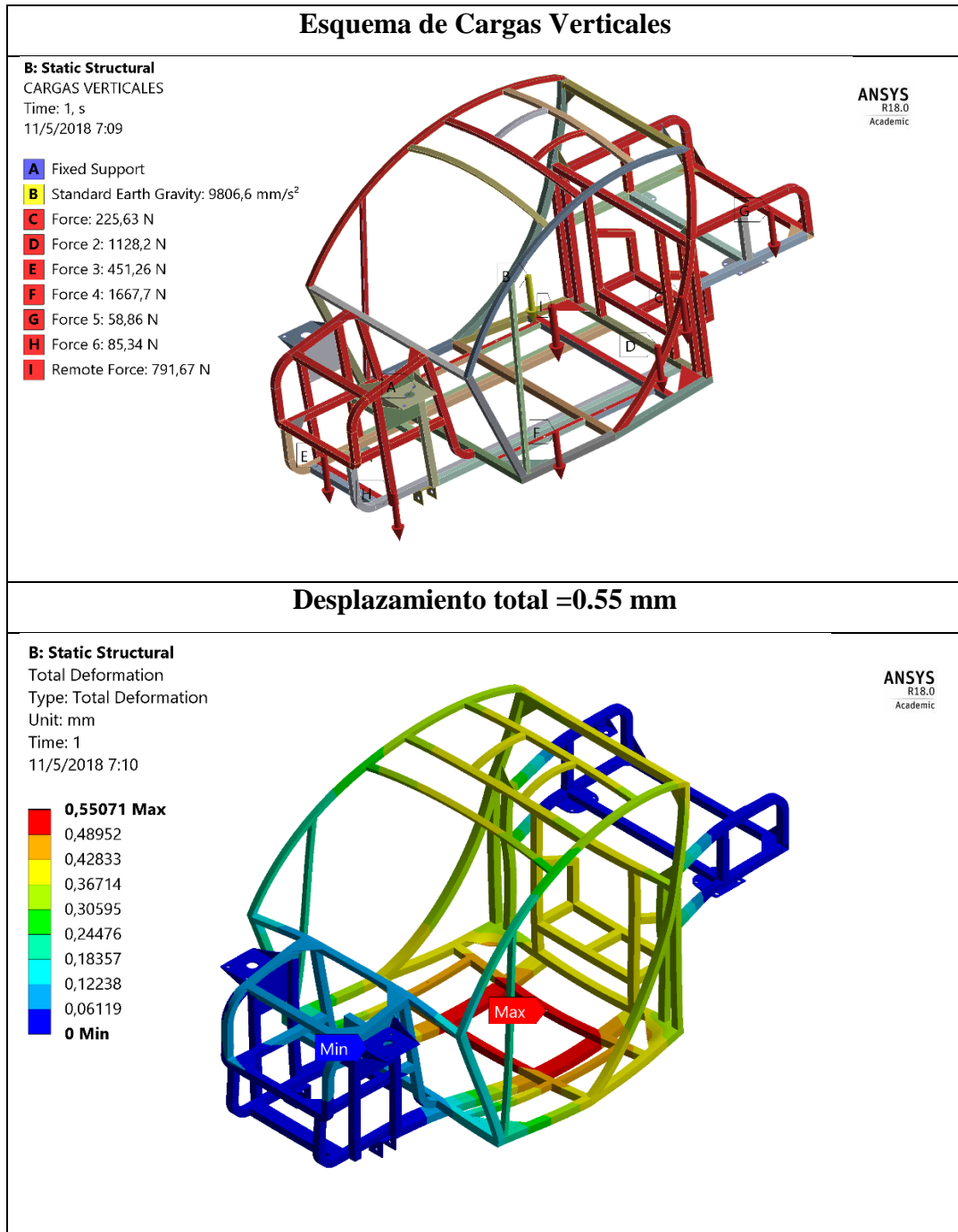
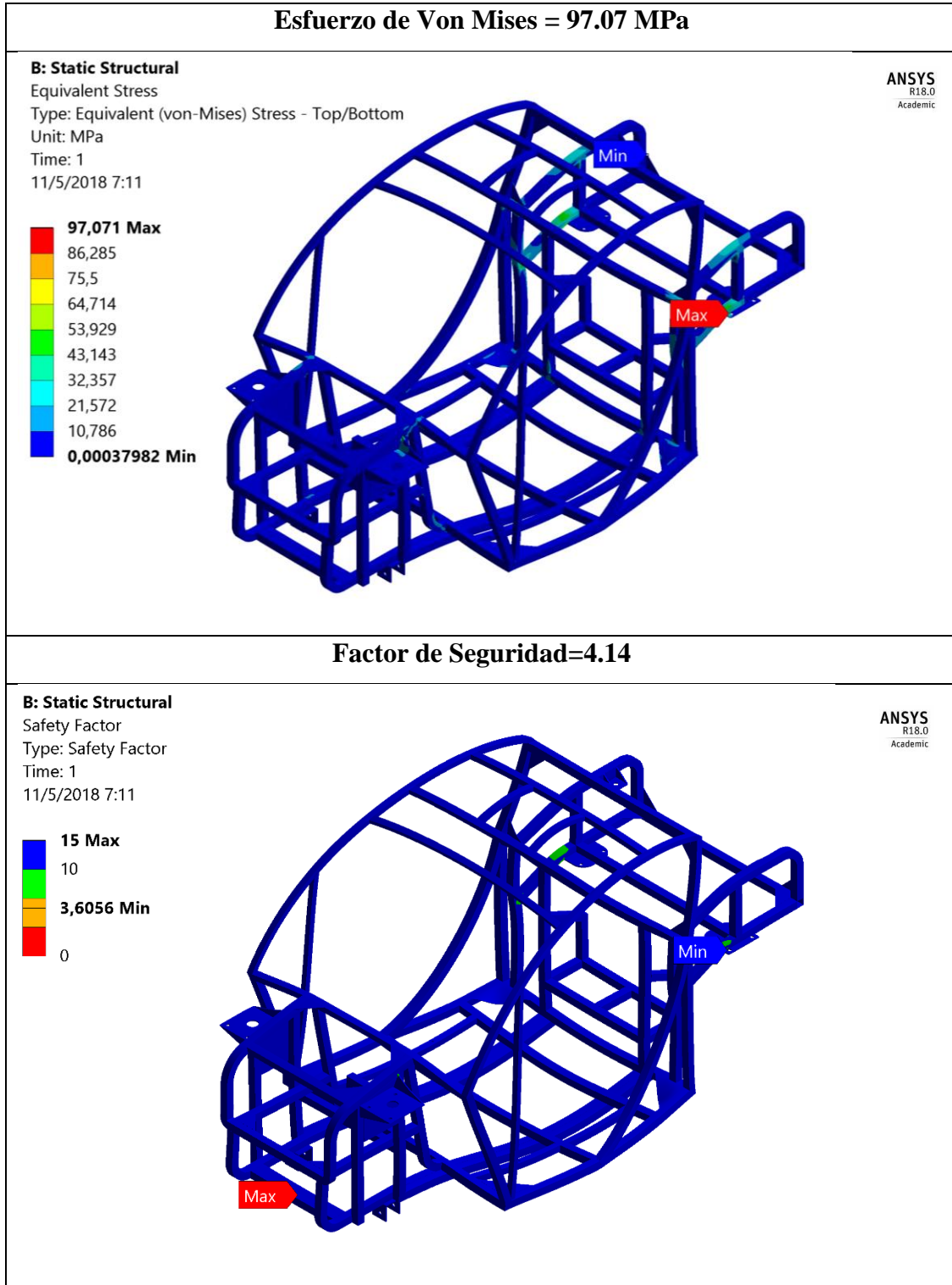


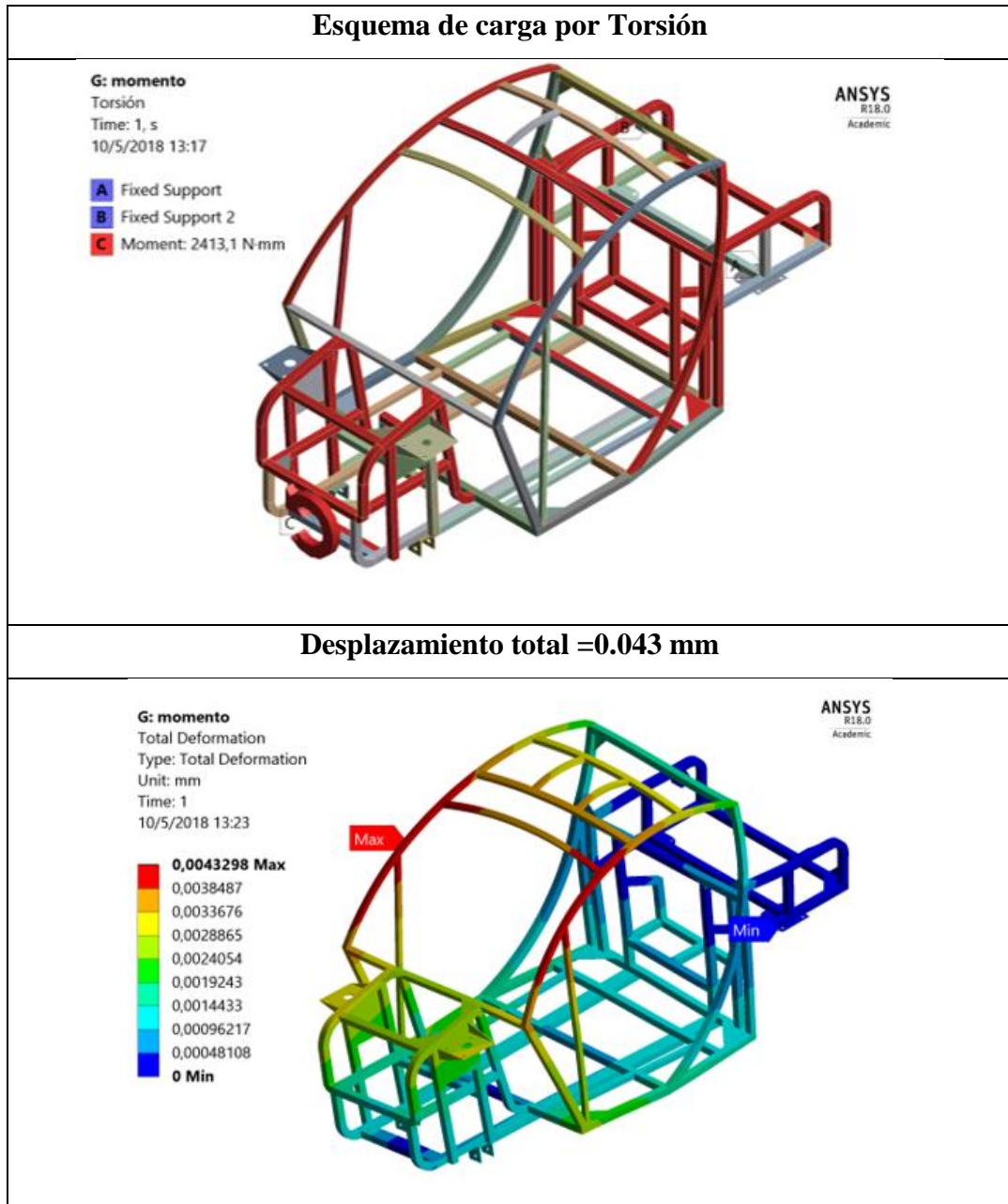
Tabla 3.31 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales



Fuente: ANSYS Academic R18.0

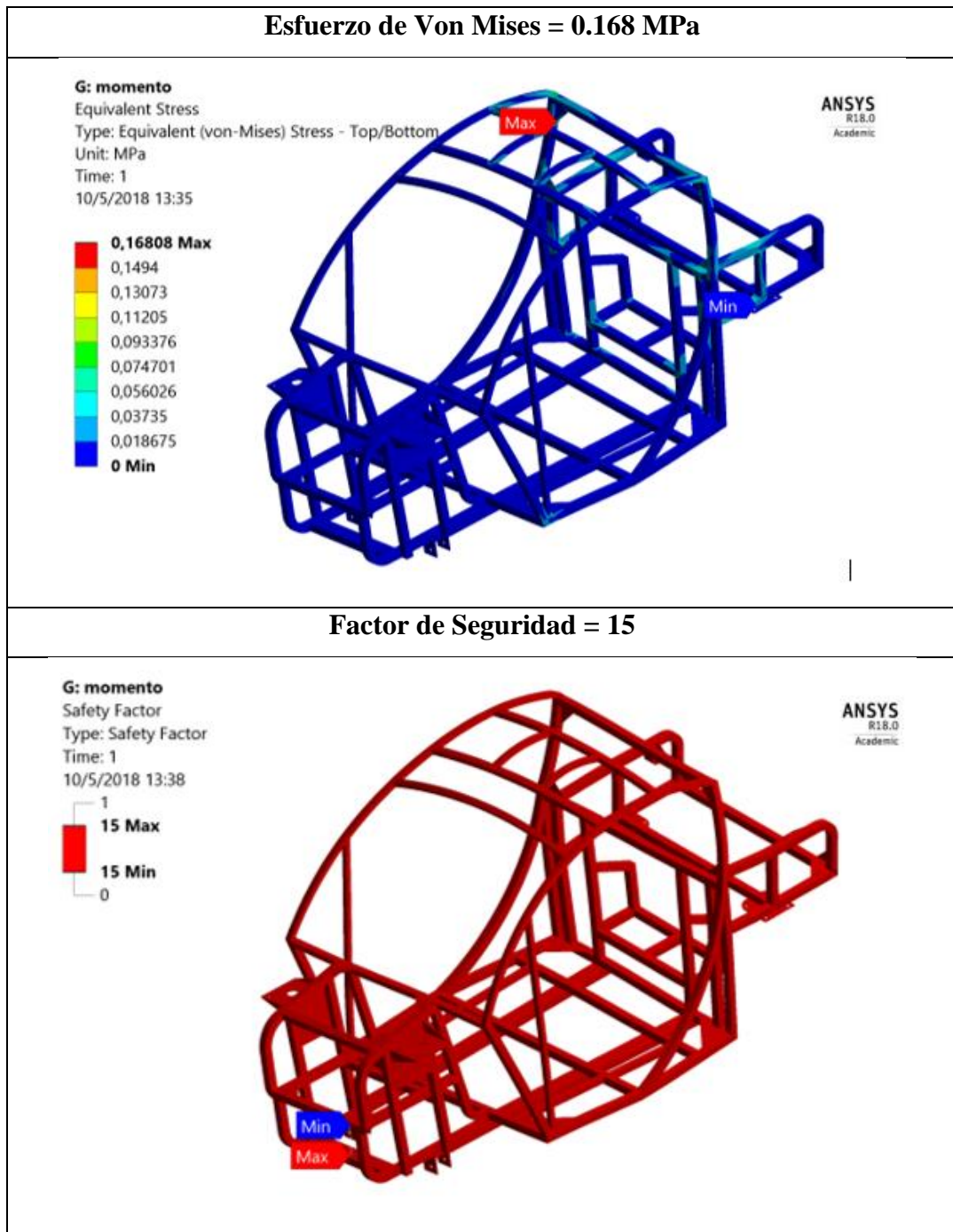
3.2.6.2.-Cargas por Torsión

Tabla 3.32 Esquema de carga por torsión y desplazamiento total de carga por torsión



Fuente: ANSYS Academic R18.0

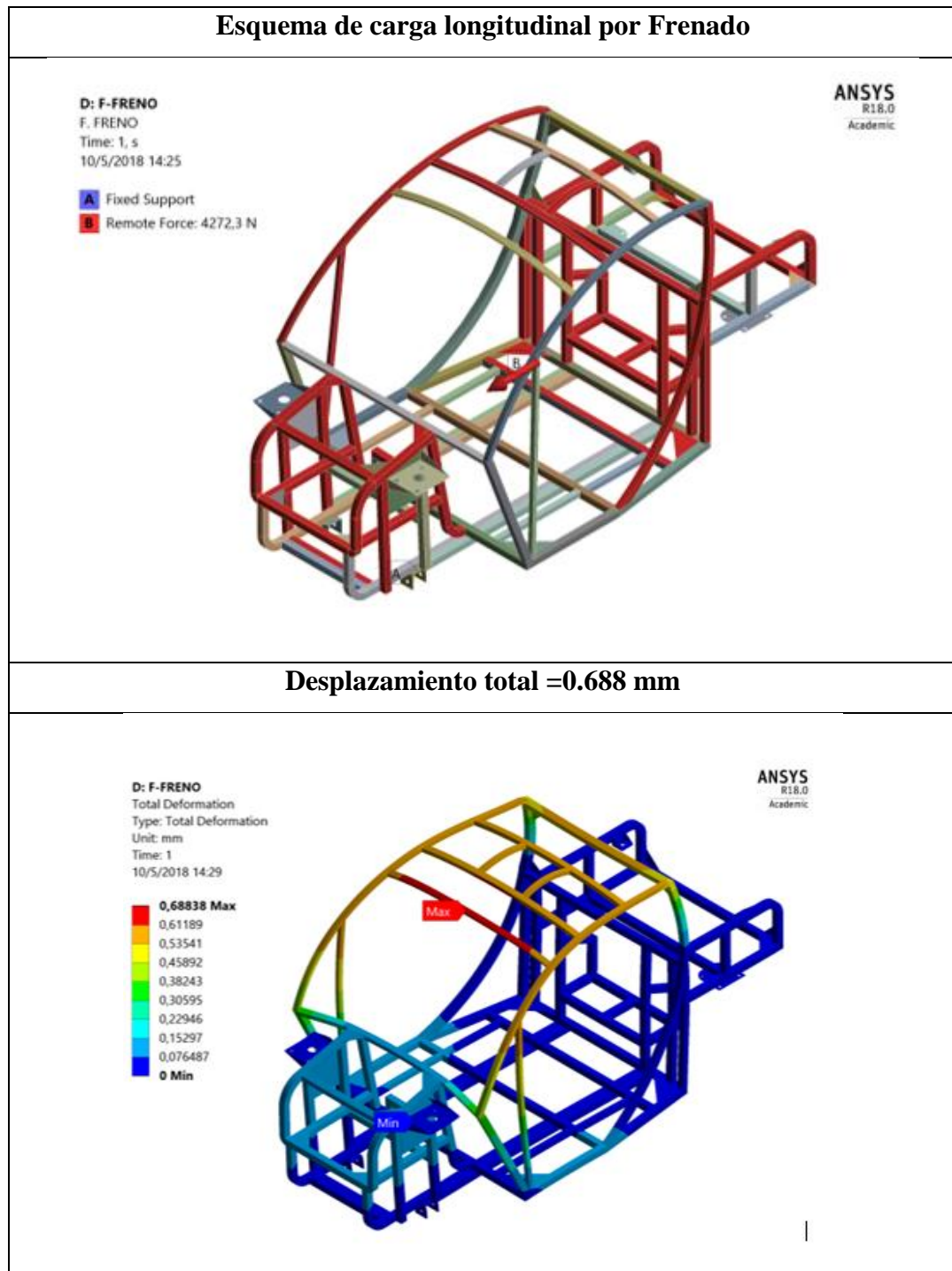
Tabla 3.32 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga por torsión en la estructura tubular



Fuente: ANSYS Academic R18.0

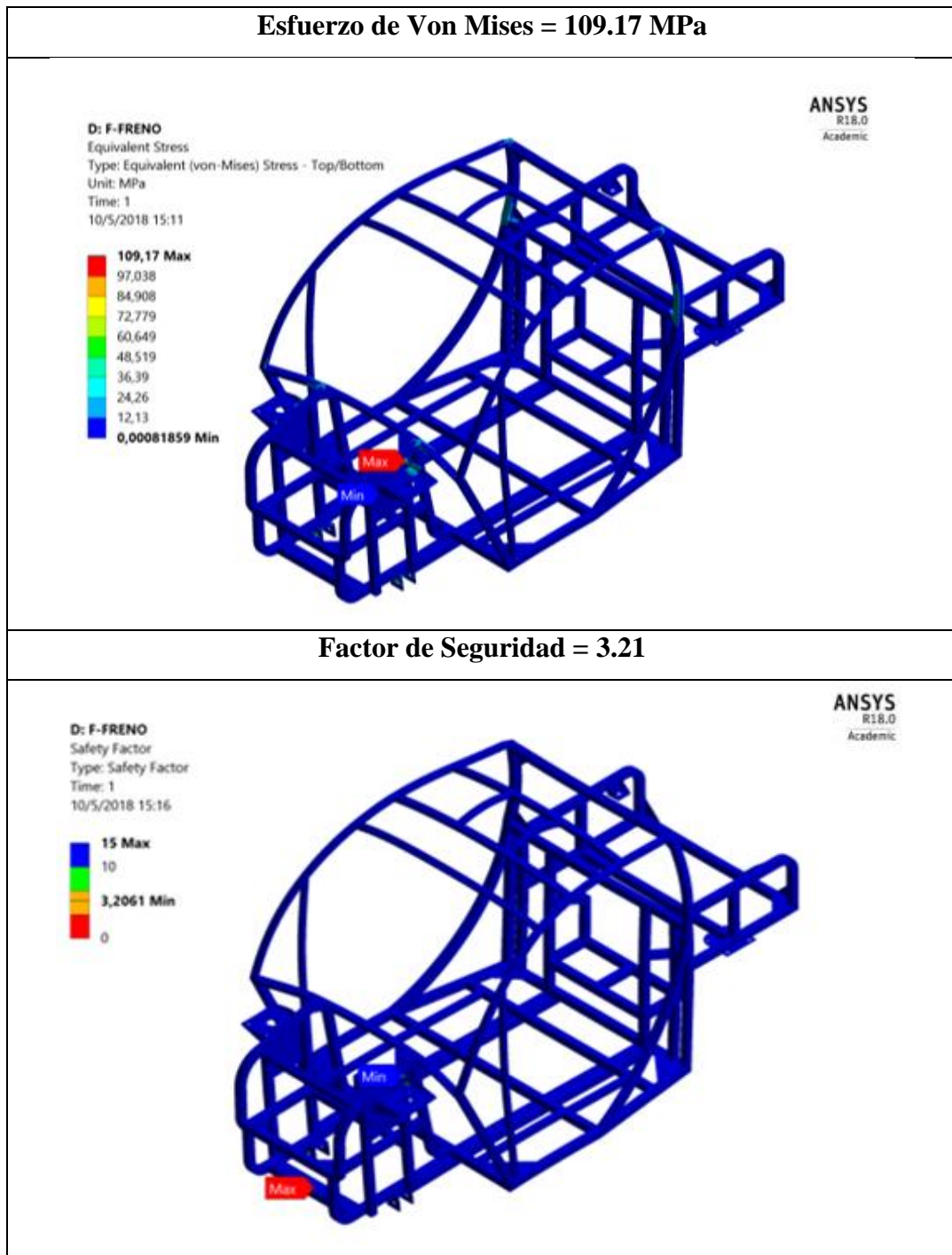
3.2.6.3.-Análisis de carga longitudinal de frenado

Tabla 3.34 Esquema de carga longitudinal de frenado y desplazamiento total de carga longitudinal de frenado



Fuente: ANSYS Academic R18.0

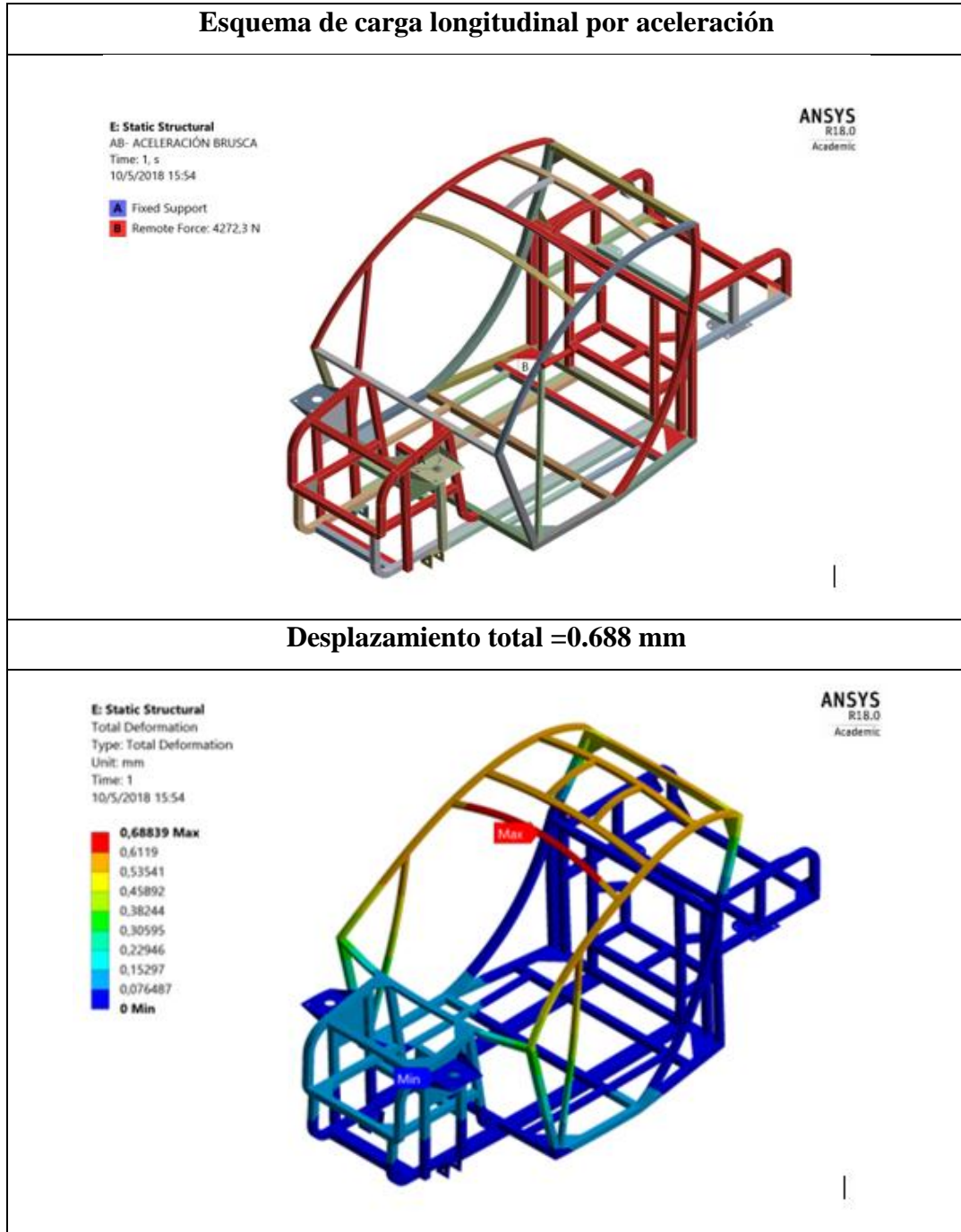
Tabla 3.35 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga longitudinal de frenado



Fuente: ANSYS Academic R18.0

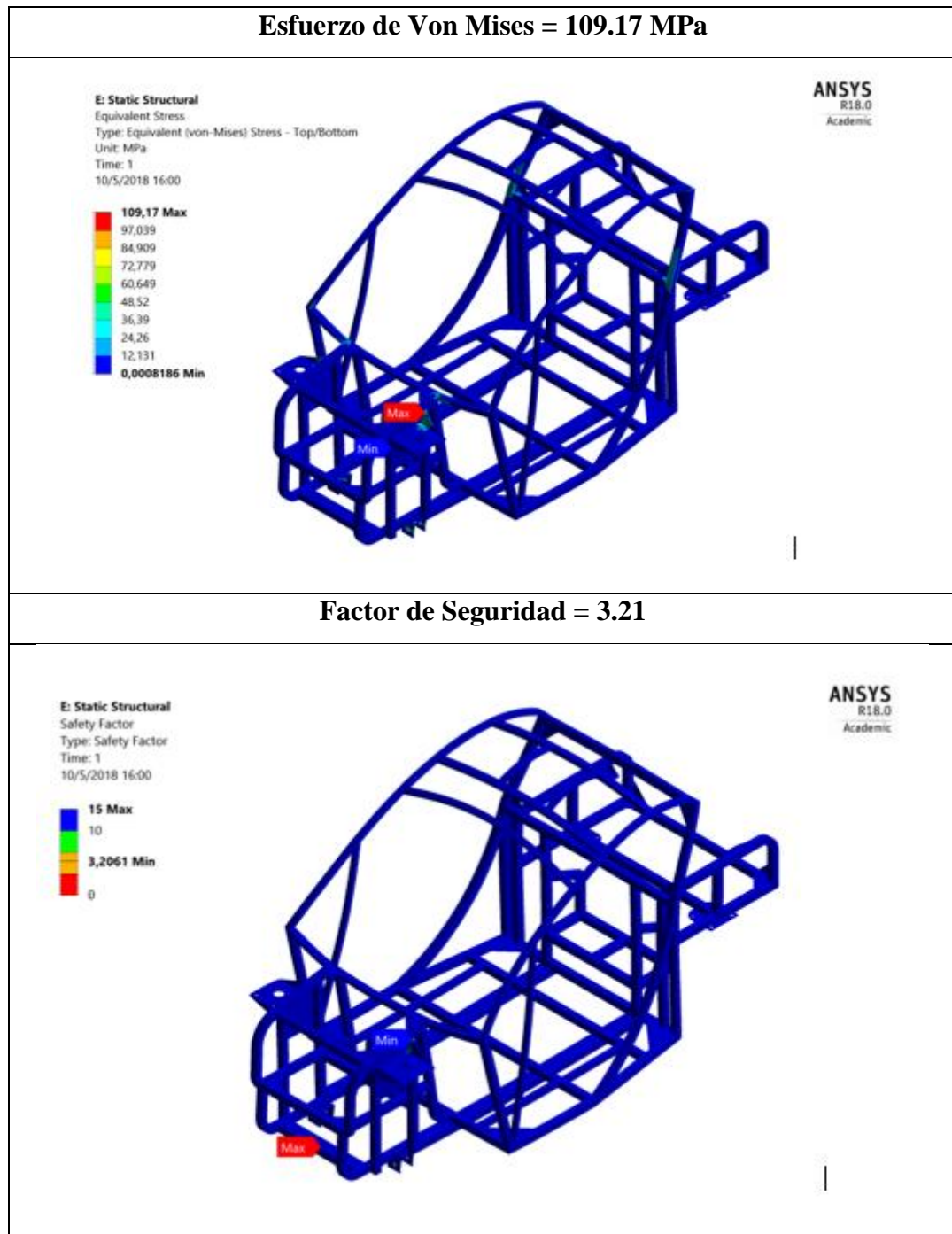
3.2.6.4.-Análisis de carga longitudinal de aceleración

Tabla 3.36 Esquema de carga longitudinal de aceleración y desplazamiento máximo de carga longitudinal de aceleración



Fuente: ANSYS Academic R18.0

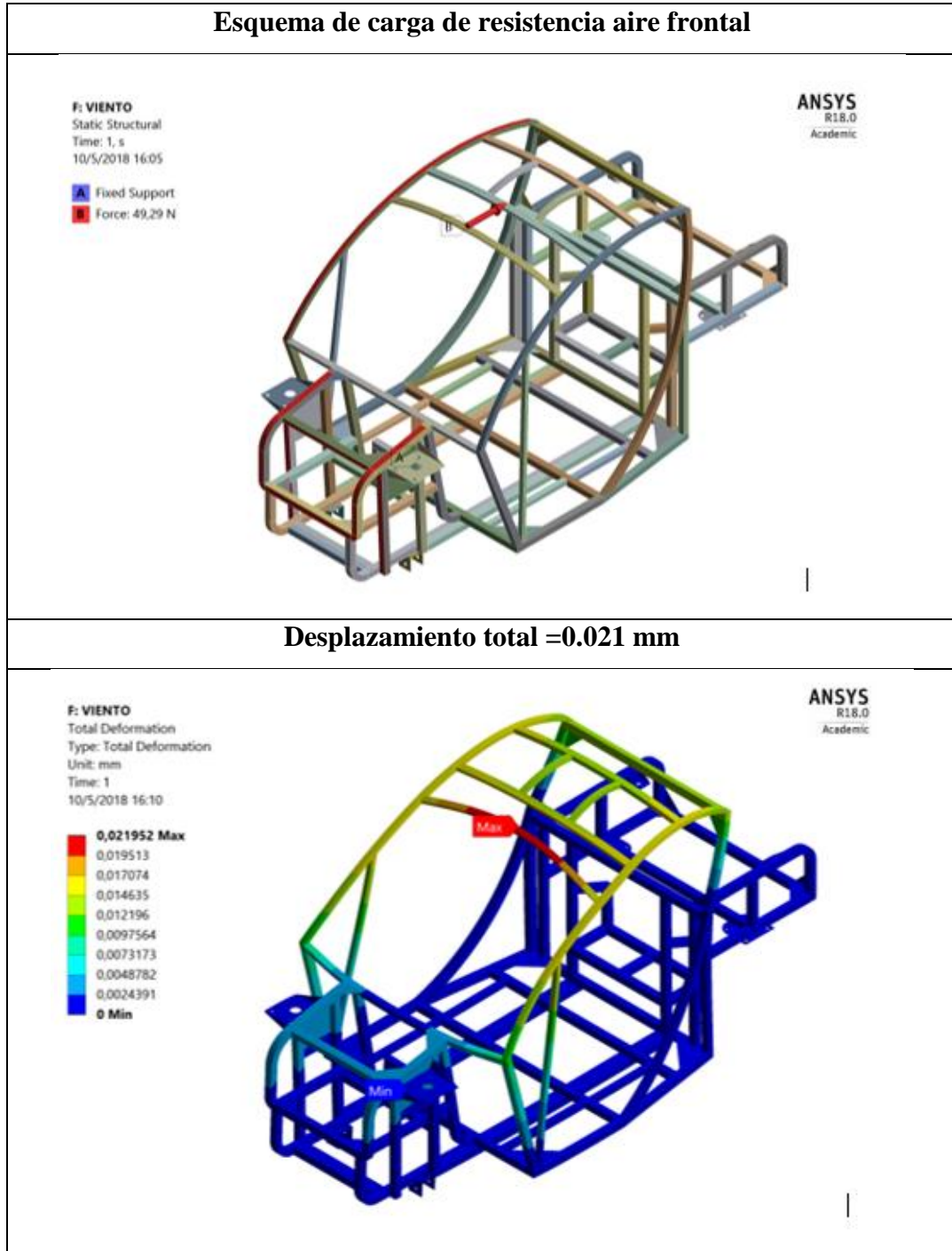
Tabla 3.37 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga longitudinal de aceleración



Fuente: ANSYS Academic R18.0

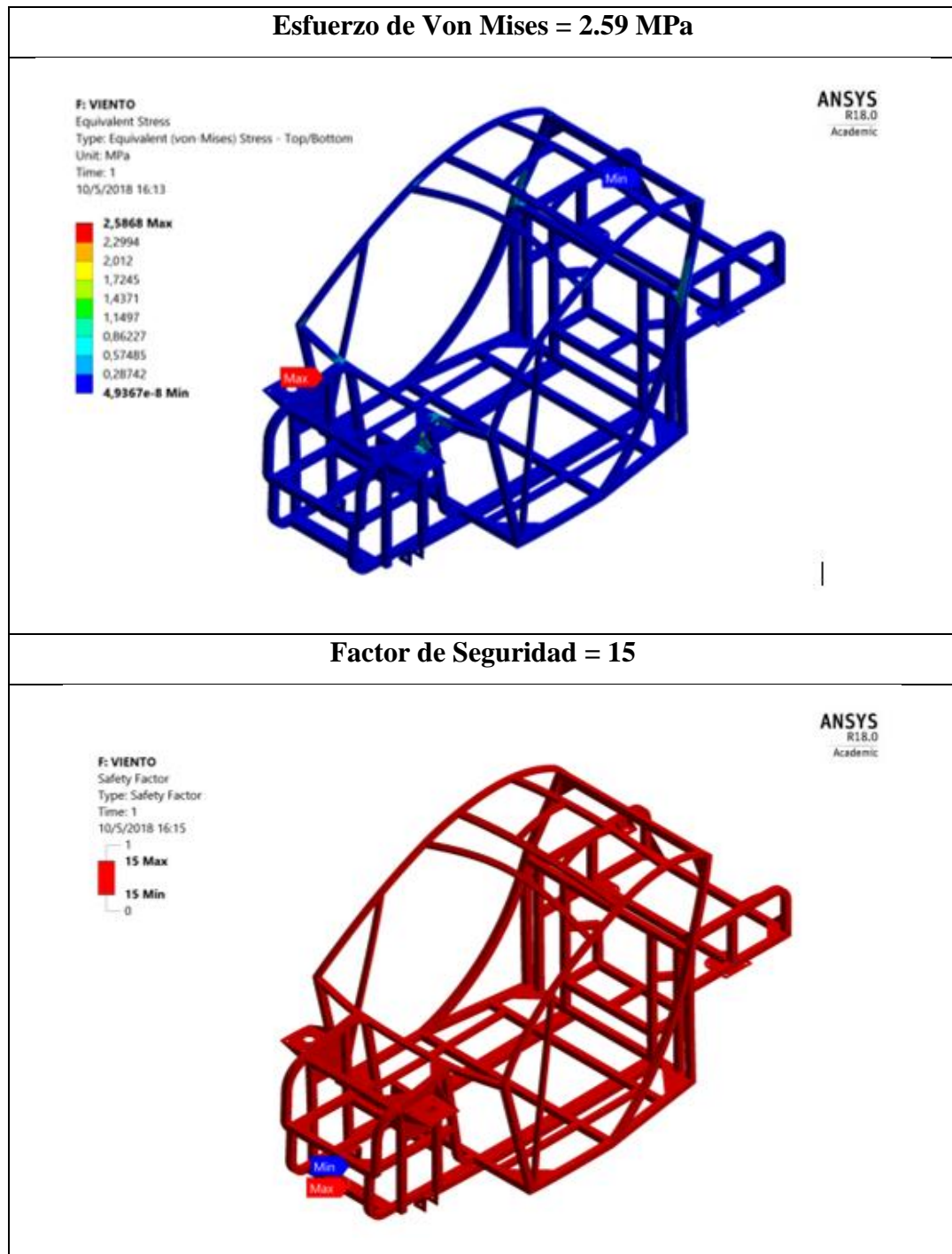
3.2.6.5.-Análisis de carga de resistencia al aire frontal

Tabla 3.38 Esquema de carga de resistencia al aire frontal y desplazamiento de carga de resistencia de aire frontal



Fuente: ANSYS Academic R18.0

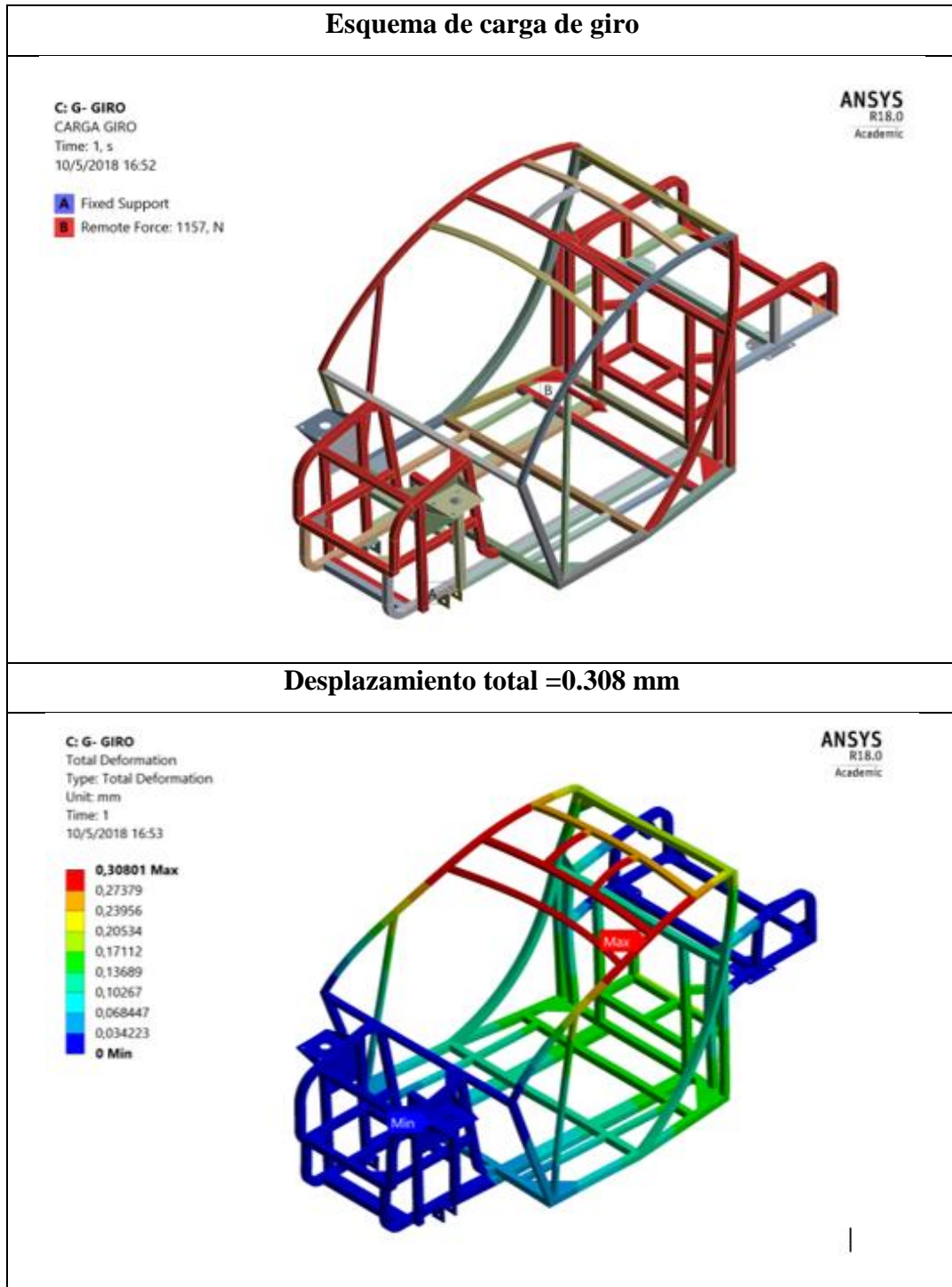
Tabla 3.37 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga de resistencia de aire frontal



Fuente: ANSYS Academic R18.0

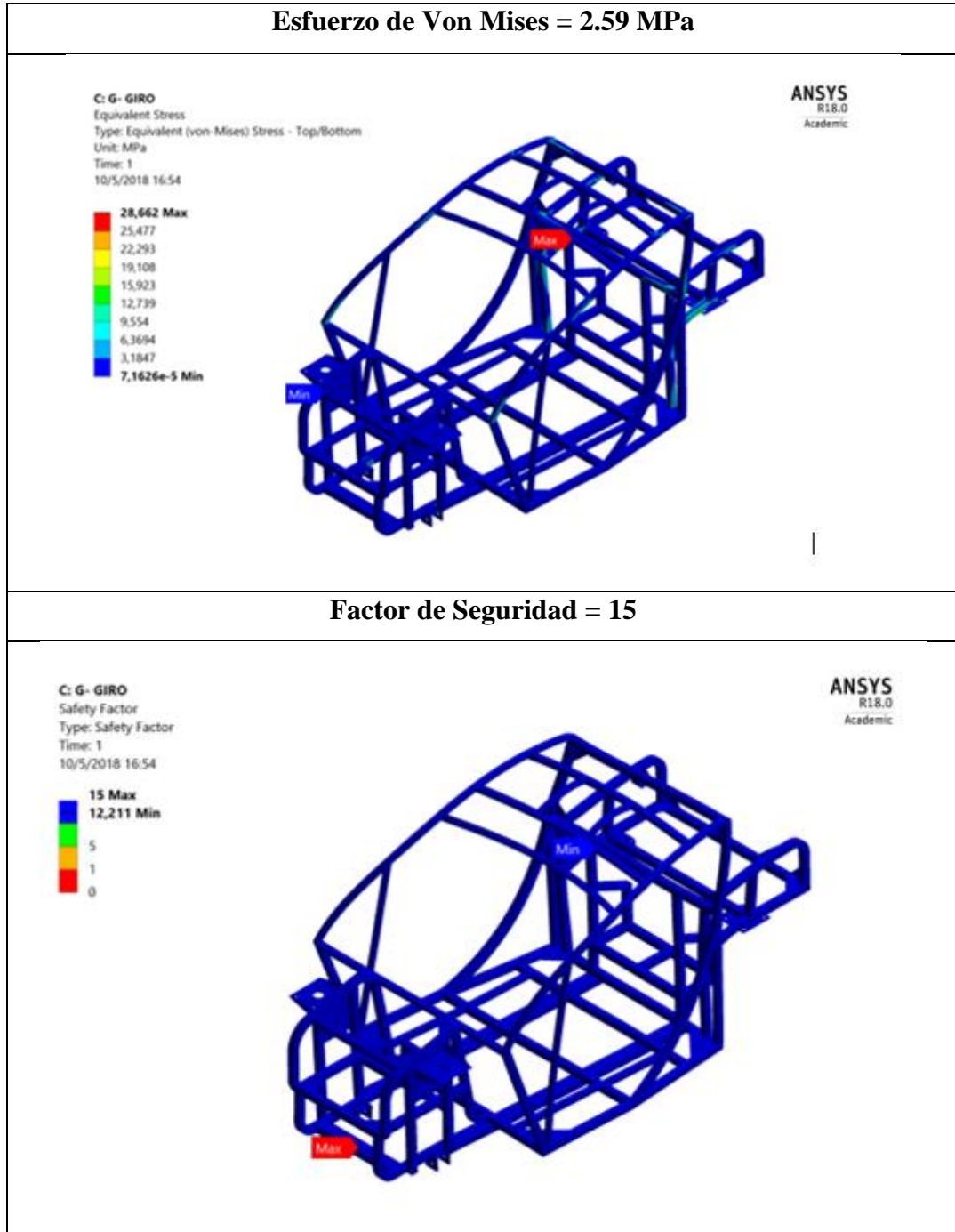
3.2.6.6.-Análisis de carga de giro

Tabla 3.40 Esquema de carga de giro y desplazamiento total de carga de giro



Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.41 Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de carga de giro



Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.42 Tabla resumida de las cargas que soporta la estructura

Cargas	Valor de la carga	Desplazamiento total (mm)	Esfuerzo de Von-Mises (MPa)	Factor de seguridad mínimo
Vertical (Peso propio y sus componentes)	1430.8 N peso propio 1803.2 N peso de baterías 1470 N peso de pasajeros 196 N peso de asientos 58.8 N sistema electrónico 85.26 N peso del sistema de dirección 791.67 N peso de chapas de carrocería	0.551	97.07	3.61
Longitudinal de frenado	4272.3 N	0.688	109.17	3.21
Longitud aceleración	-4272.3 N	0.688	109.17	3.21
Resistencia al aire	1157 N	0.021	2.59	15
Lateral al tomar una curva	1024.64 N	0.308	2.59	15
Torsión	2413.1 N	0.043	0.168	15

Fuente: Autor

3.2.6.7.- Combinaciones de cargas

Para la combinación de cargas hay que tener en cuenta que las cargas usualmente se dividen en casos idealizados separados y los resultados se combinan luego, por adición (es decir, usando el principio de superposición) para dar el efecto de las cargas reales.

A continuación, se realizó algunas combinaciones para simular los casos más críticos de diseño que puede experimentar el vehículo a criterio del autor.

a.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga lateral al tomar una curva

Para esta combinación se utiliza un factor de seguridad adicional de 1.5 según Pawlowski y para la carga lateral al tomar una curva un factor de 1.84 según Tidbury

b.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga longitudinal de frenado + Carga de resistencia al aire frontal

Para esta combinación se utiliza un factor de seguridad adicional de 1.5 según Pawlowski y para la carga longitudinal al frenar de 1.1 según Pawlowski

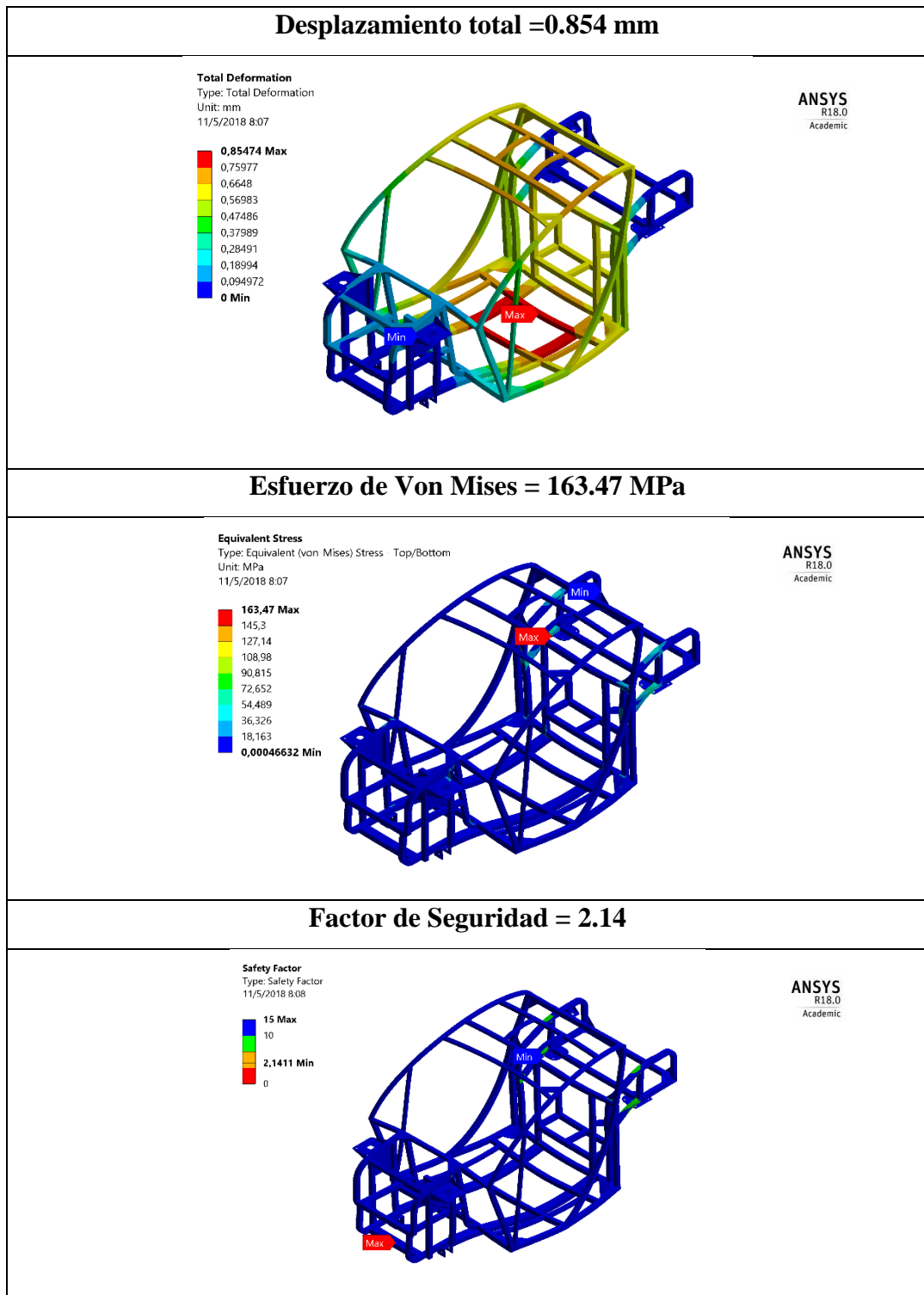
c.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga longitudinal de aceleración + Carga lateral al tomar una curva

Para esta combinación se utiliza un factor de seguridad adicional de 1.5 según Pawlowski y para la carga lateral al tomar una curva es de 1.84 según Tidbury

d.- Carga vertical propia de la estructura y sus componentes + Carga de torsión

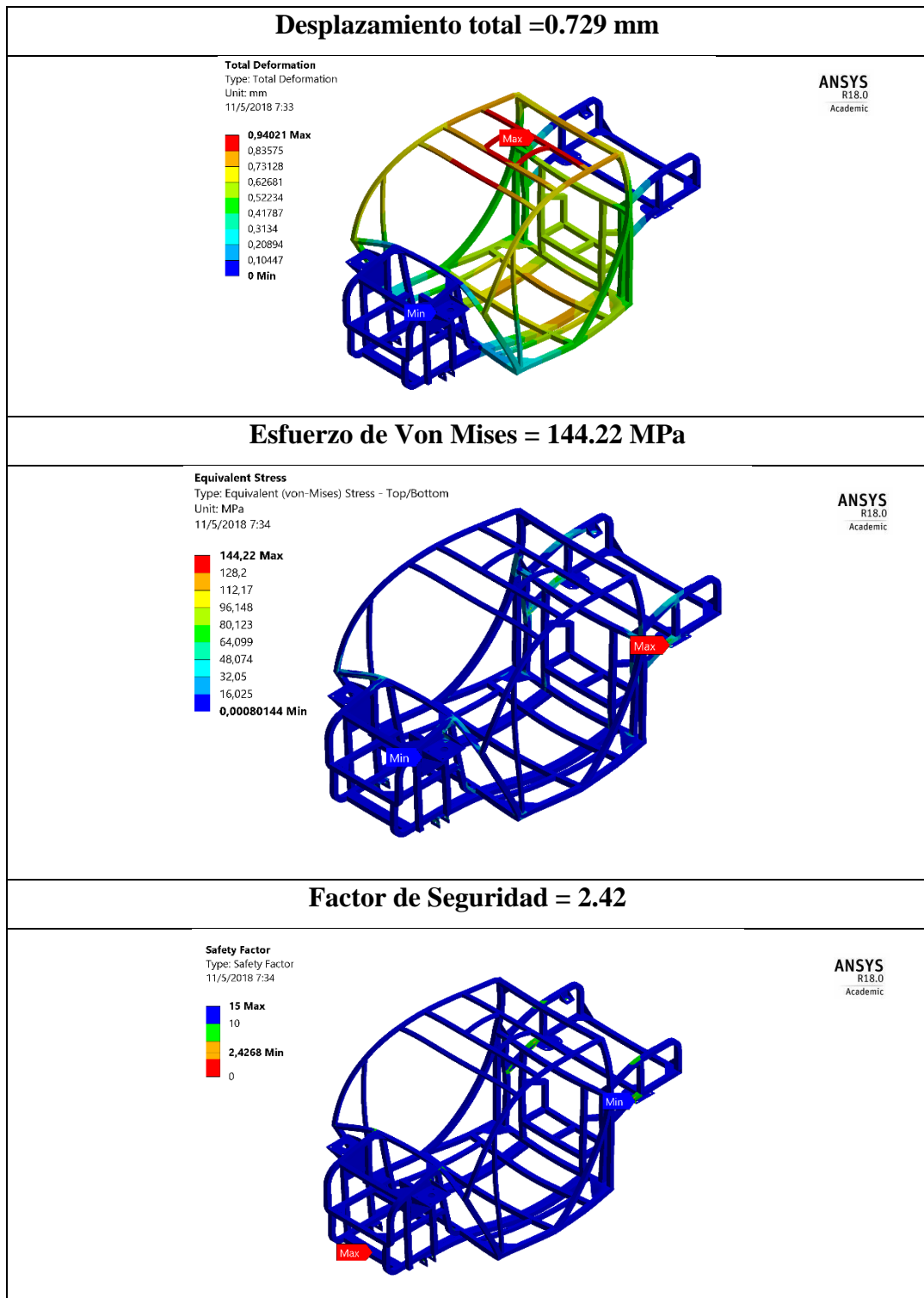
Para esta combinación se utiliza un factor de seguridad adicional de 1.5 según Pawlowski y para la carga de torsión 1.8 fuera de carretera según Pawlowski

Tabla 3.43 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de Cargas verticales (1.5) + Carga de giro (1.84)



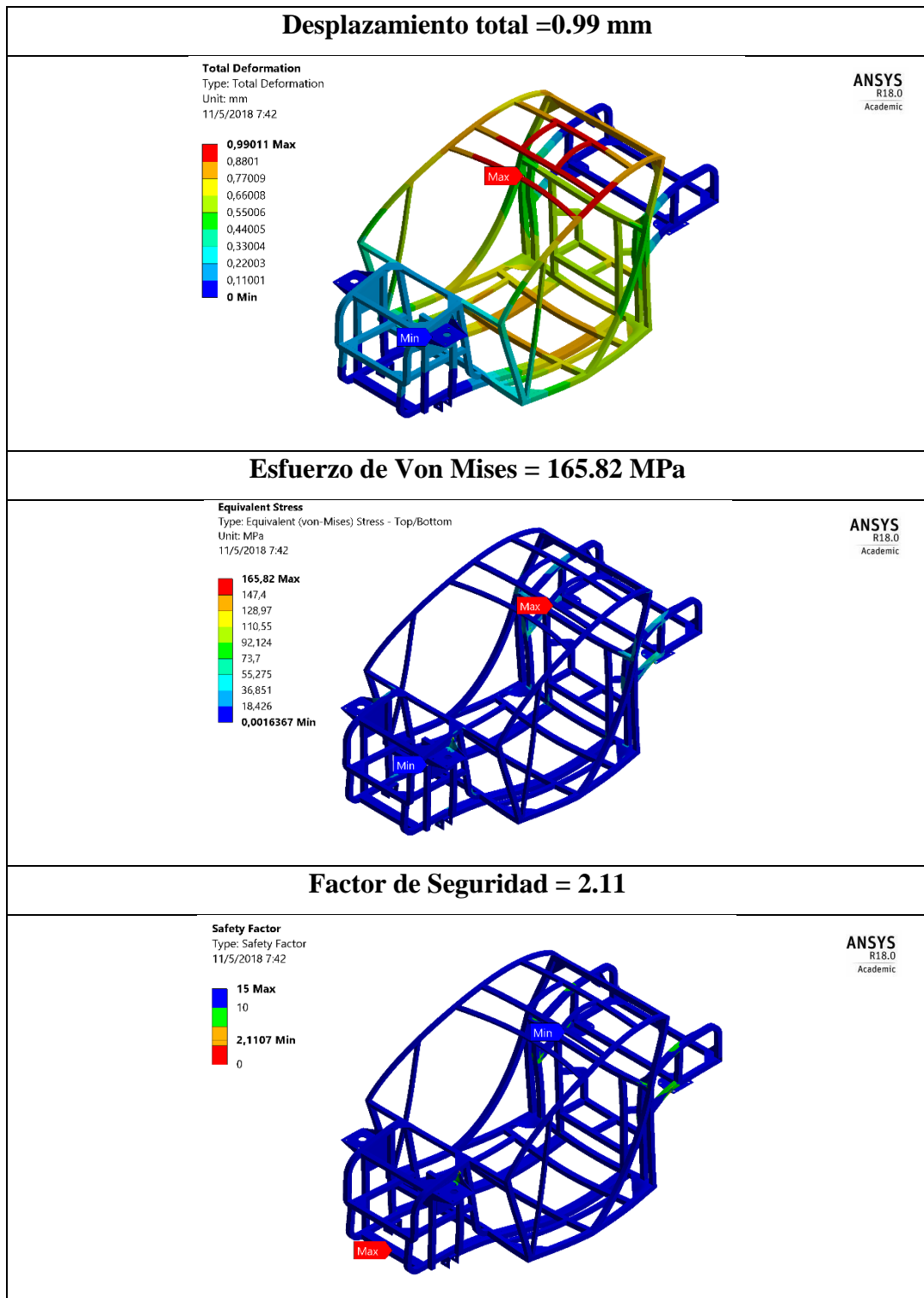
Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.44 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales + Carga longitudinal de frenado + Carga de resistencia al aire frontal



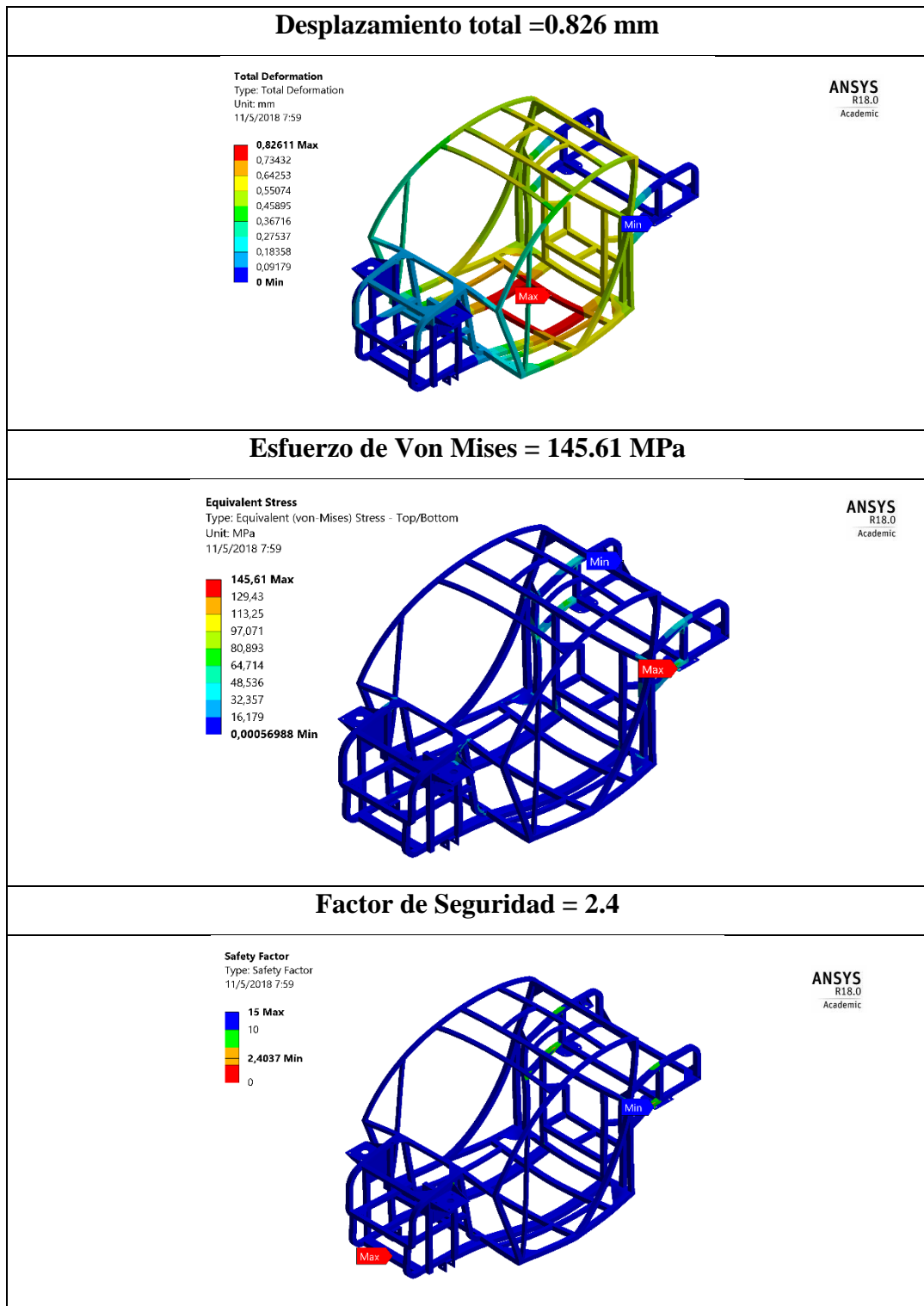
Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.45 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales + Carga longitudinal de aceleración + Carga de giro



Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.46 Desplazamiento total, Esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad de cargas verticales + Carga de torsión



Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.47 Tabla resumida de las combinaciones de cargas que soporta la estructura

Combinaciones de las cargas	Cargas		Deformación total máxima (mm)	Esfuerzo de Von-Mises (MPa)	Factor de seguridad mínimo
	Nombre de la carga	Factor			
Combinación 1	Vertical	1.5	0.854	163.47	2.14
	Giro	1.84			
Combinación 2	Vertical	1.5	0.94	125.8	2.42
	Frenado	1.1			
	Aire	1			
Combinación 3	Vertical	1.5	0.99	165.82	2.11
	Aceleración	0.5			
	De giro	1.84			
Combinación 4	Vertical	1.5	0.826	145.61	2.4
	Torsión	1.3			

Fuente: Autor

3.2.6.6.- Análisis Modal.

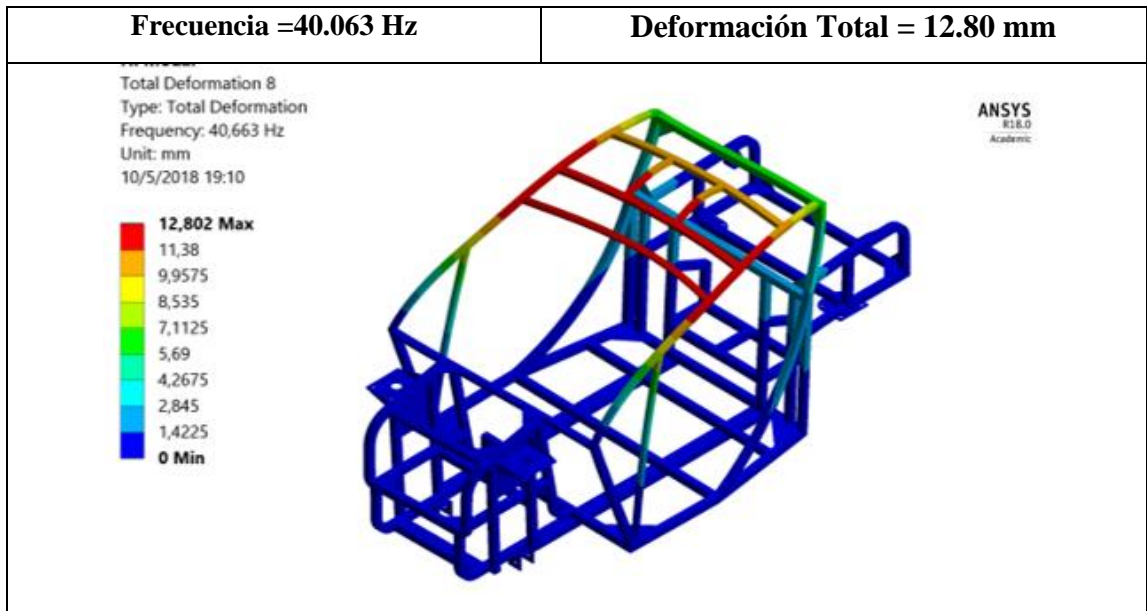
El análisis modal es una técnica de análisis dinámico de estructuras, es muy importante por que determina frecuencias naturales y modos a vibrar,

Es una herramienta que permite predecir con confianza el comportamiento de los elementos reales en el mundo.

Determina las posibles respuestas que puede tener una estructura a partir de sus deformadas y sus respectivas frecuencias

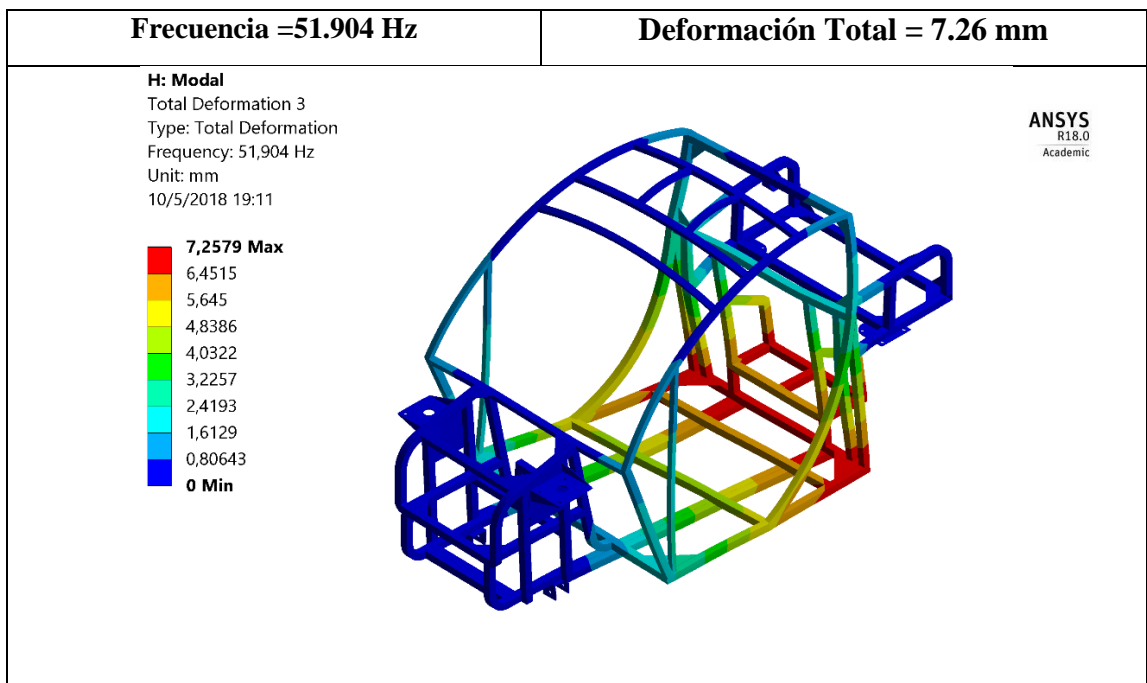
Para ello se ha tomado las 10 primeras frecuencias dentro de este análisis modal.

Tabla 3.48 Análisis Modo 1



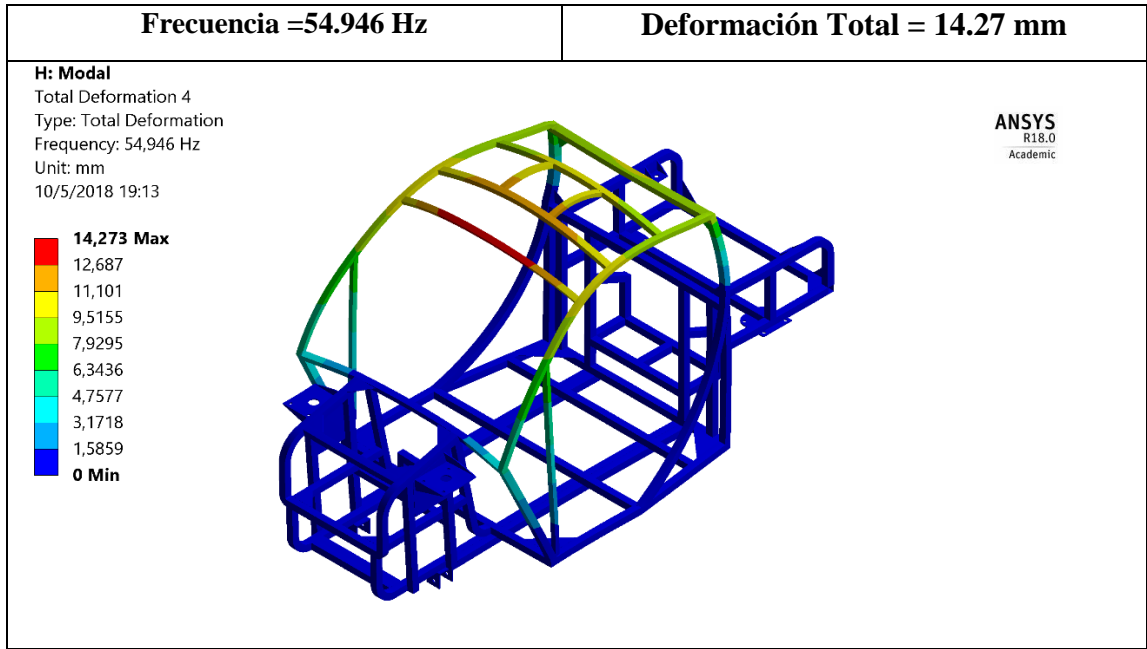
Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.49 Análisis Modo 2



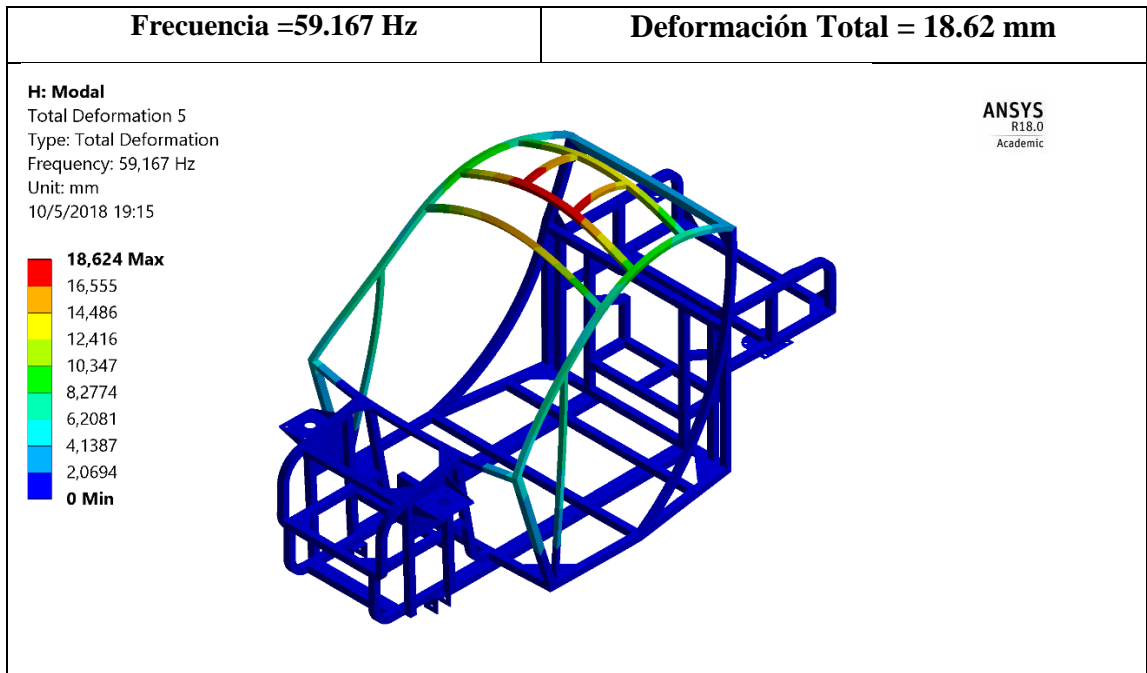
Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.50 Análisis Modo 3



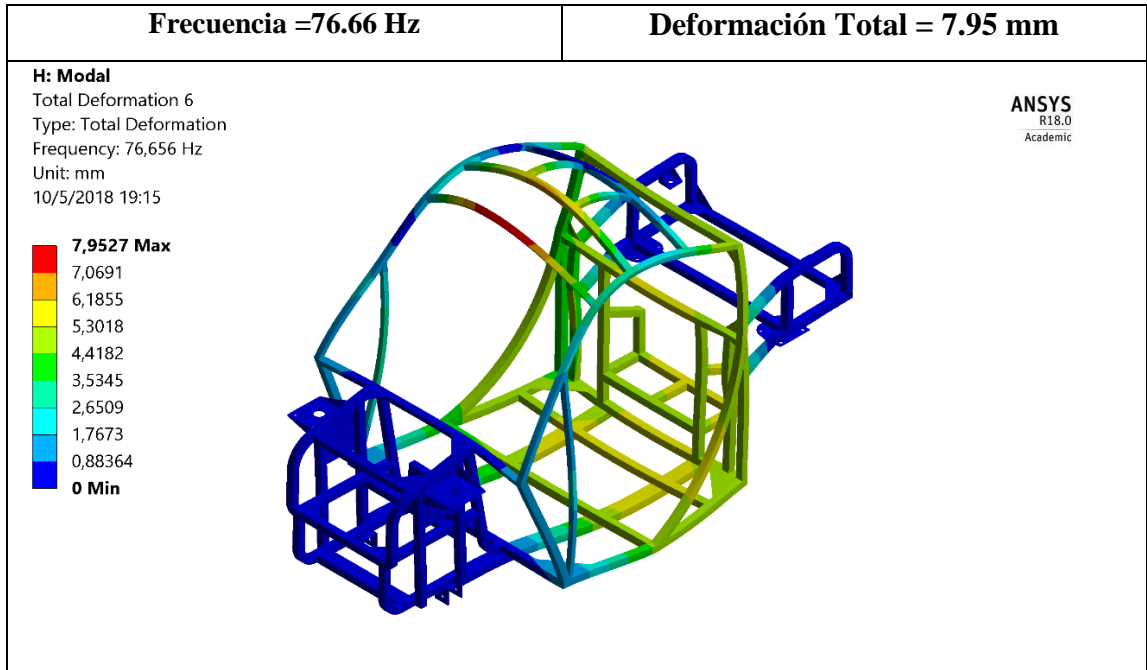
Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.51 Análisis Modo 4



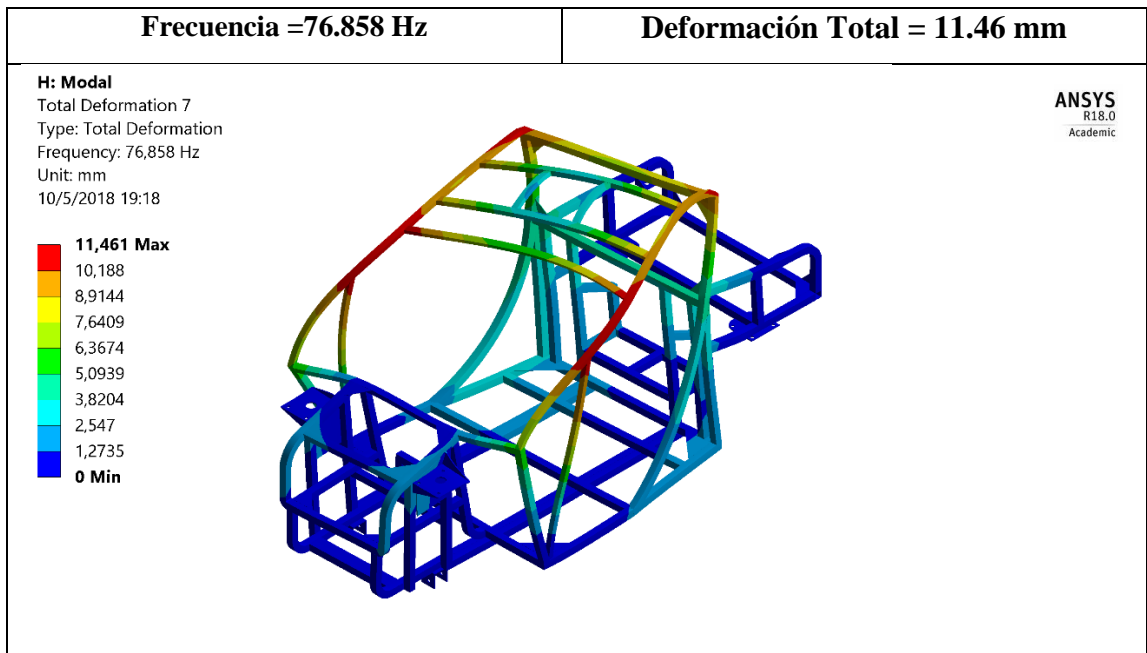
Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.52 Análisis Modo 5



Fuente: ANSYS

Tabla 3.53 Análisis Modo 6



Fuente: ANSYS Academic R18.0

Tabla 3.54 Tabla resumida de los modos de vibración con sus respectivas frecuencias y desplazamientos

Desplazamiento (mm)	Frecuencia (Hz)
12.8	40.063
7.26	51.904
14.27	54.946
18.62	59.167
7.95	76.66
11.46	76.858

Fuente: Autor

3.3.- PRESUPUESTO.

Se consideran los costos directos materiales, mano de obra, alquiler de máquinas y costos de operación

Tabla 3.55 Tabla de presupuesto del proyecto técnico

Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario	Precio Total
Tubo cuadrado galvanizado ASTM A 500 (30 x 2) mm	7	Tubo de 6m	15.37	107.59
Tubo cuadrado galvanizado ASTM A 500 (25 x 1.5) mm	3	Tubo de 6m	11.25	33.75
Electrodos 6011	5	Kg	5.20	26.00
Electrodos 6013	3	Kg	5.45	16.35
Discos de corte para amoladora 4"	4	unidades	2.75	11.00
Discos de corte para amoladora 7"	2	unidades	4.85	9.70
Pletinas (5mm de espesor)	12	unidades	8.50	102.00
Fondo anticorrosivo adherencia metal	2	unidades	16.85	33.70
Mano de obra soldador	10	días	20.00	200.00
Materiales Varios				20.00
Transporte				50.00
Internet				50.00
Costo de copias e impresiones				100.00
	COSTO TOTAL			760.09

Fuente: Autor

3.4.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.

En las siguientes tablas se detallan las especificaciones técnicas del vehículo eléctrico UTA-CIM 17

Tabla 3.56 Tabla de especificaciones técnicas de la estructura

Estructura	Material	Perfil estructural cuadrado galvanizado ASTM A 500 (30X30X2) mm Perfil estructural cuadrado galvanizado ASTM A 500 (25X25X1.5) mm
	Longitud total	2321 mm
	Altura Total	1200 mm
	Ancho Total	1152 mm
	Peso de la estructura con anclajes	146.6 Kg
	Distancia entre ejes	1275 mm
	Porcentaje de pesos ejes delantero y posterior	47% eje delantero /53% eje posterior
	Coordenadas del centro de gravedad con la estructura vacía	Cgx =1139.33 mm Cgy =576.00 mm Cgz =608.14 mm
	Coordenadas del centro de gravedad de la estructura con sus componentes	Cgx =1268.15 mm Cgy =587.92 mm Cgz =629.35 mm

Fuente: Autor

Tabla 3.51 Tabla de especificaciones técnicas del auto eléctrico UTA-CIM17

PROPULSIÓN		PANEL DE INSTRUMENTOS		SEGURIDAD		APARIENCIA EXTERIOR	
MOTOR	Motor eléctrico Motenergy ME-1003	CONTROLES Y MEDIDORES		Barra de protección de acero en puertas	X	Emblema "CIM 17"	X
Eficiencia	90%	Odómetro parcial	Digital	Cinturones de seguridad retráctiles de tres puntos en asientos delanteros	X	Mascarilla frontal Plástica	X
Voltaje	48 V	Nivel Batería	Análogo	Compuerta trasera con apertura remota desde el interior del vehículo	X	Espejos retrovisores abatibles manualmente	X
Corriente continua máxima	400 A por minuto	Reloj	Digital	Mecanismo de apertura de capó desde el interior del vehículo	X	Manillas de puertas	X
Torque máximo	27.56 Nm	Tacómetro	Digital	Luces de retroceso	X	Parachoques delantero y trasero compactos	X
Rotación máxima	2600 RPM	Velocímetro	Digital Km/h	Vidrio del parabrisa laminado	X	Faros delanteros	X
Díámetro	28 cm	SISTEMA DE DIRECCION		Camara de retroceso	X		
Máxima temperatura de Funcionamiento	155 °C	TIPO	Mecanica				
Dirección de rotación	Bi-direccional	Mecanismo	Piñón y cremallera				
Potencia	11.50w	Seguridad pasiva	Columna de dirección colapsable				
		Valante	NARDI italiano (25 cm de diámetro) con base de desacople rígido				
CHASIS		LUCES INDICADORAS <td colspan="4">DIMENSIONES EXTERNAS (mm)</td>		DIMENSIONES EXTERNAS (mm)			
Estructura	Perfil estructural cuadrado galvanizado	Bajo nivel de BATERIA	X	VISTA FRONTAL	VISTA LATERAL	VISTA TRASERA	
Suspensión	Trasera Tipo Rígida delanteras Tipo McPherson	Carga de batería	X				
Barra estabilizadora	Delanteras AJSI 1320 - 3/4"	Freno de mano	X				
Sistema de Frenos	Delantero Hidraulico ABS Dorsteror mecanicos (zapatas)	Luces altas	X				
Llantas	155/70 R13 Rines 13 x 4.5 acero	Posición y direccionales	X				
		Puertas abiertas	X				
		Cinturón de seguridad	X				
TRANSMISION		INTERRUPTORES		Tecnología amigable con el medio ambiente			
Transmisión	Automatica	Interruptor de luces de emergencia	X				
Relacion	4.02	Interruptor de luces delanteras	X	Tecnología amigable con el medio ambiente			
Reversa	()	Interruptor en la columna de dirección para luces altas, bajas y direccionales	X				
		luces altas, bajas y direccionales	X				
		Interruptor en la columna de dirección para limpiador de parabrisas	X				
		Interruptor avance/retroceso	X				
		Palanca apertura de tapa motor	X				
		Palanca apertura de cajales	X				
SISTEMA ELECTRICO		PESOS Y CAPACIDADES					
Baterías	6 48 V @ 200 Ah	Peso Vacio	500 Kg				
Controlador	marca Kelly modelo PM48301	Capacidad de carga	150 Kg				
		Capacidad de Pasajeros	2				
COMODIDAD Y APARIENCIA INTERIOR							
Asientos delanteros tipo butaca con apoyo cabeza y espaldar ajustable manualmente							
Luz interior de techo	X						
Radio AM/FM+ MP3 + Entrada AUX+ USB	X						
3 pafentes Estano	X						
Vidrios manuales	X						

Fuente: Autor

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1.-CONCLUSIONES.

- Los estados de carga a los que va a estar sometida la estructura tubular en los cuales se determinó la carga vertical propia del vehículo con sus componentes, la carga longitudinal por frenado, la carga por longitudinal por aceleración brusca, la carga de giro, la carga por resistencia al aire frontal y la carga por torsión.
- Los elementos constitutivos de la estructura tubular mediante el software ANSYS Academic R18.0, después de analizar los estados de carga se concluyó que el desplazamiento máximo fue de 0.688 mm, el esfuerzo equivalente de Von Mises provocado en la estructura fue de 109.17 MPa y el límite de fluencia del acero ASTM A 500 grado A es de 270 MPa, lo que indica que el material seleccionado soporta las cargas estáticas y el factor de seguridad mínimo fue de 2.59 lo que aseguró fiabilidad en el diseño de la estructura tubular
- La combinación 3 fue la más crítica correspondiente a la carga vertical con sus componentes adicionalmente la carga longitudinal de aceleración y además la carga de giro con factores de adicionales para la carga vertical de 1.5, para la carga de aceleración de 0.5 y para la carga de giro 1.84 alcanzando así un desplazamiento máximo de 0.99 mm, dando un esfuerzo de Von Mises de 165.82 MPa y un factor mínimo de seguridad de 2.11 que garantiza seguridad en las condiciones de servicio de la estructura
- El prototipo de la estructura tubular del auto eléctrico biplaza UTA-CIM17 se construyó en base al diseño previamente establecido. La construcción se la hizo por fases, en la primera fase se midió, cortó y soldó los perfiles seleccionados para formar el habitáculo de la estructura, la siguiente fase fue construir la parte

delantera y posterior de la estructura junto con los anclajes de la suspensión y finalmente se acopló los demás subsistemas que acompañan a la estructura como son la suspensión, propulsión, dirección y frenos, utilizando para el piso del habitáculo y partes delantera y posterior perfiles de acero galvanizado ASTM A-500 de (30x30x2mm) y para el techo perfiles de acero galvanizado ASTM A-500 de (25x25x1.5mm)

4.2.-RECOMENDACIONES.

- Tener en cuenta la distribución de pesos a la hora de realizar el diseño de la estructura tubular para que el centro de gravedad sea el más óptimo y el reparto de cargas en la estructura sea el apropiado
- Se debe considerar los espacios en el habitáculo de la estructura en el momento de diseñar ya que de lo contrario conllevará cambios en el diseño
- Tener en cuenta el factor de seguridad que como mínimo debe ser 2 para garantizar un buen servicio de la estructura durante su vida útil
- En el momento de la construcción evitar en la medida que se pueda defectos en la soldadura para evitar la corrosión en los perfiles estructurales
- Se debe trabajar en conjunto con los otros sistemas asociados a la estructura como suspensión, dirección y propulsión ya que estos elementos intervienen directamente en el diseño y la construcción
- Revisar las condiciones de borde en el momento de la simulación en ANSYS para que los datos arrojados por el software sean confiables
- Tomar dos o tres veces la medición de las dimensiones de la estructura para su poder realizar correctamente la geometría del modelado de la estructura

BIBLIOGRAFIA.

- [1] C. Cunalata y V. Téran, «Diseño y construcción del bastidor y carrocería, de un vehículo eléctrico biplaza plagable, usando software CAD-CAE y manufactura ecuatoriana,» Latacunga, 2014.
- [2] A. Armas y P. Castillo, «Diseño y construcción de un vehículo automotor personal,» Latacunga, 2015.
- [3] C. Aguirre, O. Hidalgo, C. Panamá, Padilla, U.J.A. y Veintimilla, D.D.F., «Diseño de un vehículo eléctrico prototipo monoplaza para una persona parapléjica y construcción de su chasis,» Cuenca, 2014.
- [4] A. Leon y Silva, C.D.G., «Diseño y construcción del bastidor y carrocería de un vehículo prototipo biplaza tipo roadster,» Latacunga, 2016.
- [5] A. Andrade y Jaramillo, M.G.A., «Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria (FAU),» Riobamba, 2009.
- [6] P. Luque y Álvarez, D., Investigación de Accidentes de Tráfico Estudio del Automovil, Netbiblo, S.L., 2007.
- [7] El Motor, «elespañol.com,» 13 Marzo 2017. [En línea]. Available: https://www.elespanol.com/motor/coches/kia/20170309/199480254_0.html. [Último acceso: 08 mayo 2018].
- [8] «Significados.com,» 22 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <https://www.significados.com/automovil/>. [Último acceso: 08 Mayo 2018].
- [9] P. Luque, Álvarez, D. y Vera, C., Ingeniería del Automovil. Sistemas y Comportamiento, Segunda ed., Madrid: Paraninfo, 2008.
- [10] «motor.es,» FIAT, 05 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <https://www.motor.es/ fiat/panda/medidas>. [Último acceso: 08 Mayo 2018].


- [11] O. Vivas y Rios, O.E.D., «Diseño y construcción de la estructura de una tricicleta impulsada por energía solar,» Latacunga, 2014.
- [12] C. García y Álvarez, R.M., «Diseño y optimización del chasis de un vehículo eléctrico autónomo,» Barcelona, 2016.
- [13] Ingemecánica, «mecanicaautomotriz.blogspot.com,» 29 Enero 2012. [En línea]. Available: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>. [Último acceso: 08 Mayo 2018].
- [14] Proingetec, «proingetec.com,» [En línea]. Available: https://www.google.com.ec/search?q=ancho+de+v%C3%ADas&rlz=1C1CAFA_enES769EC769&source=Inms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwicwIqRyPfaAhXM21MKHc_dDzAQ_AUICigB&biw=1366&bih=637#imgsrc=Cdw999RP9SIURM:. [Último acceso: 08 Mayo 2018].
- [15] D. Gutierrez, «Monografias.com,» 23 04 2012. [En línea]. Available: <http://www.monografias.com/trabajos95/sistema-suspension-direccion-y-frenos/sistema-suspension-direccion-y-frenos.shtml>. [Último acceso: 05 01 2018].
- [16] T. Gómez, Estructuras del vehículo, Madrid: Paraninfo, 2012.
- [17] Motorgiga, «motorgiga.com,» 2014. [En línea]. Available: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/x-bastidor-en-definicion-significado/gmx-niv15-con195990.htm>. [Último acceso: 06 01 2018].
- [18] J. Alonso, Técnicas del automovil-chasis, España: Paraninfo, 2008.
- A. Ortiz, «EAF del automovil,» 2012. [En línea]. Available: <http://ortizalvarosua12.blogspot.com/2012/10/tipo-de-carrocerias.html>. [Último acceso: 06 01 2018].
- [19] «1FP Automoción,» 23 Octubre 2012. [En línea]. Available: <http://eafflealsua12.blogspot.com/2012/10/tipos-de-carrocerias.html>. [Último acceso: 24 Marzo 2018].

- [20] J. Calvo y Miravete de Marco, A., Mecánica del Automovil Actuaizada, Zaragoza: INO Reproducciones S.A., 1997.
- [21] K. Guerrero, «Antropometría,» 01 Agosto 2016. [En línea]. Available: <http://antropometrialorena.blogspot.com/2016/08/>. [Último acceso: 24 Marzo 2018].
- [22] J. McCormac, Diseño de estructuras metálicas, Alfa Omega grupo editor, 2009.
- [23] J. Brown, Robertson, A.J. y Sarpento, S.T., Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals, Primera ed., Planta Tree, 2002.
- [24] Continental Steel & Tube Company, «Sales@ContinentalSteel.com,» ThomasNet RPM, 2018. [En línea]. Available: <https://latinamerica.continentalsteel.com/metales-utilizados-en-la-fabricacion-de-automoviles/>. [Último acceso: 08 Abril 2018].
- [25] Toyot, «Noticias Toyota,» toyocostnoticia, 19 Mayo 2014. [En línea]. Available: <http://www.toyocosta.com/blog/materiales-usados-para-fabricar-un-auto/>. [Último acceso: 06 Abril 2018].
- [26] G. Vizán, Elementos estructurales del vehículo, Madrid: Editex, 2014.
- [27]«Coches,» Rony, 21 Abril 2011. [En línea]. Available: <http://todosobrecohes.blogspot.com/2011/04/material-de-fabricacion-de-coches.html>. [Último acceso: 15 Abril 2018].
- [28] Prolamsa, «Tubería y perfiles Prolamsa,» [En línea]. Available: http://www.prolamsa.com/cali_normas.aspx. [Último acceso: 08 Mayo 2018].
- [29] ALUMSA, «Manual de diseño para la construcción con acero,» 03 12 2006. [En línea]. Available: http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_1.pdf.. [Último acceso: 12 01 2018].
- [30] E. Asta, Fundamentos de soldadura por arco eléctrico, México: Noriega, 2012.


- [31] M. Pauta y Villacís, A.J.P., «Diseño y Construcción de un vehículo biplaza de estructura tubular con motor monocilindrico Yamaha YFM 200,» Cuenca, 2012.
- [32] INEN NTE 1323, «Vehículos automotores, carrocerías de buses requisitos,» Quito, 2009.
- [33] J. Merchán, «Tertulias de formula 1,» WordPress.com, 31 marzo 2011. [En línea]. Available: [tps://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/](https://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/). [Último acceso: 10 enero 2018].
- [34] Técnico en mecánica y electrónica automotriz, «gual.ddns.net,» 2012. [En línea]. Available: <http://gual.ddns.net/Server/Manuales/AA%20-%20curso%20de%20mecanica%20automotriz/Superpack%20Mec%C3%A1nica%20Automotriz/CURSO%20MULTIMEDIA%20DE%20MECANICA/Xtras/mecanica/suspension.htm>. [Último acceso: 05 01 2018].
- [35] J. Alonso, Técnicas del automovil-chasis, Madrid: Mc Graw Hill, 2011.
- [36] MIRA UK, «ResearchGate,» 2018. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/figure/28-Vertical-symmetric-bending-load-case-courtesy-of-MIRA-UK-2_fig119_313475487. [Último acceso: 2018 abril 16].
- [37] Marks, Manual del ingeniero mecánico, Madrid, 2008.
- [38] J. Shigley y Mitche, L., Diseño en Ingeniería Mecánica, Tercera ed.
- [39] M. Montoya, «blog.utp.edu.co,» 06 28 2013. [En línea]. Available: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/28/5-5-diagrama-hierro-carbono-puntos-criticos-y-ejemplos-de-regla-de-la-palanca-2-2/>. [Último acceso: 09 01 2018].

ANEXOS

ANEXO 1.- Tubo de acero galvanizado ASTM A 500. Catalogo DIPAC



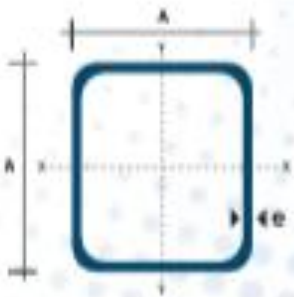
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO



Especificaciones Generales

Calidad: ASTM A500
Recubrimiento: Acero o Galvanizado
Largo Normal: 6.00 m
Otros Largos: Precio Consulto
Dimensiones: Desde 20.00 mm a 200.00 mm
Espesor: Desde 1.20 mm a 5.00 mm

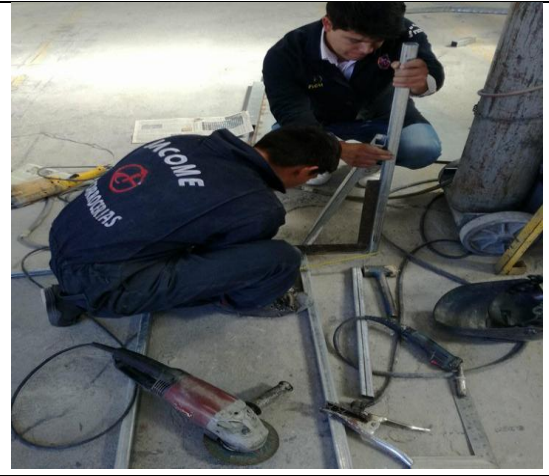
TUBERÍA



Dimensiones			Area		Ejes X-Y	
A mm	Espesor mm (t)	Peso Kg/m	Area cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴
20	1.2	0.72	0.90	0.51	0.51	0.77
20	1.5	0.90	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.24	0.69	0.69	0.70
25	1.2	0.90	1.14	1.28	0.87	0.87
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.87	0.85
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.80
30	1.2	1.08	1.36	1.91	1.26	1.18
30	1.5	1.26	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.28	2.19	1.25
40	1.5	1.80	2.25	5.48	2.74	1.26
40	2.0	2.41	2.94	6.95	3.46	1.24
40	3.0	3.54	4.44	10.29	5.10	1.02
50	1.5	2.25	2.85	11.26	4.48	1.37
50	2.0	3.00	3.74	16.13	5.66	1.24
50	3.0	4.48	5.61	21.28	8.48	1.01
60	2.0	3.66	3.74	21.28	7.06	2.06
60	3.0	5.40	5.61	35.93	11.44	2.24
75	2.0	4.50	5.74	50.47	15.44	2.20
75	3.0	6.71	8.41	71.54	18.88	2.00
75	4.0	8.28	10.95	89.88	24.59	2.87
100	3.0	6.17	7.76	122.88	24.59	3.98
100	3.0	6.17	11.45	178.28	35.39	3.94
100	4.0	12.53	14.95	229.09	45.22	3.89
100	6.0	14.43	18.39	272.57	54.11	3.24

ANEXO 2.- Construcción de la estructura tubular

Medición y corte de tubo estructural galvanizado ASTM A 500 (30X30X 2)

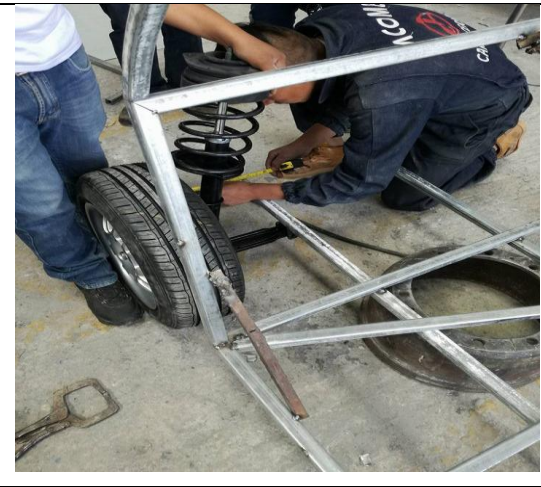


Suelda por puntos en las conexiones en el tubo estructural galvanizado ASTM A 500 (30X30X2) para formar el habitáculo



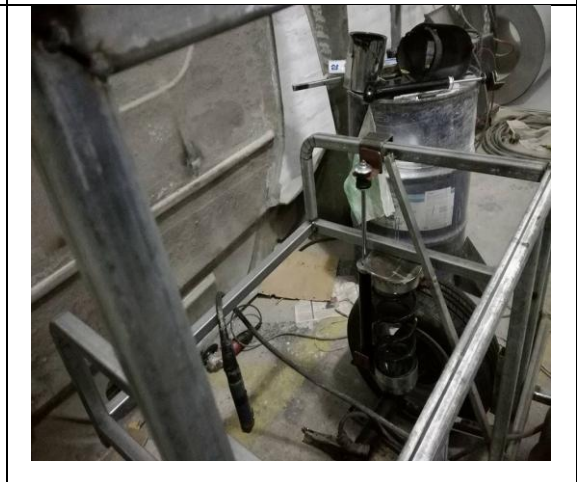


Conformación de la parte frontal de la estructura y anclajes con la suspensión





Conformación de la parte posterior de la estructura y anclajes con la suspensión





Corte y doblado de planchas de acero galvanizado para refuerzos en la estructura



Remate y pulida de soldadura



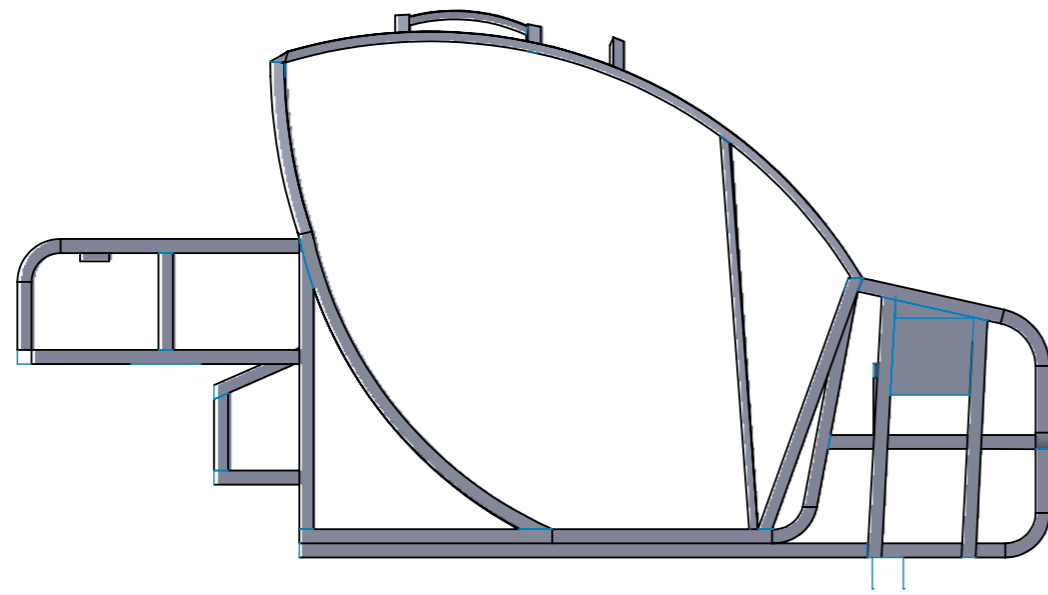
Acoplamiento de la estructura con los sistemas de dirección, propulsión y frenos



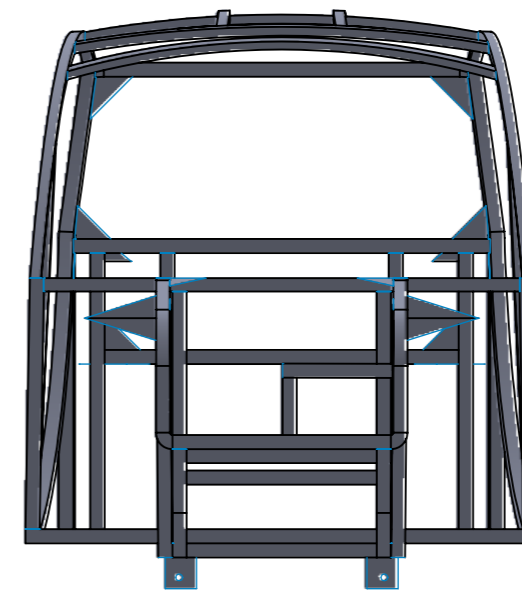


ANEXO 3

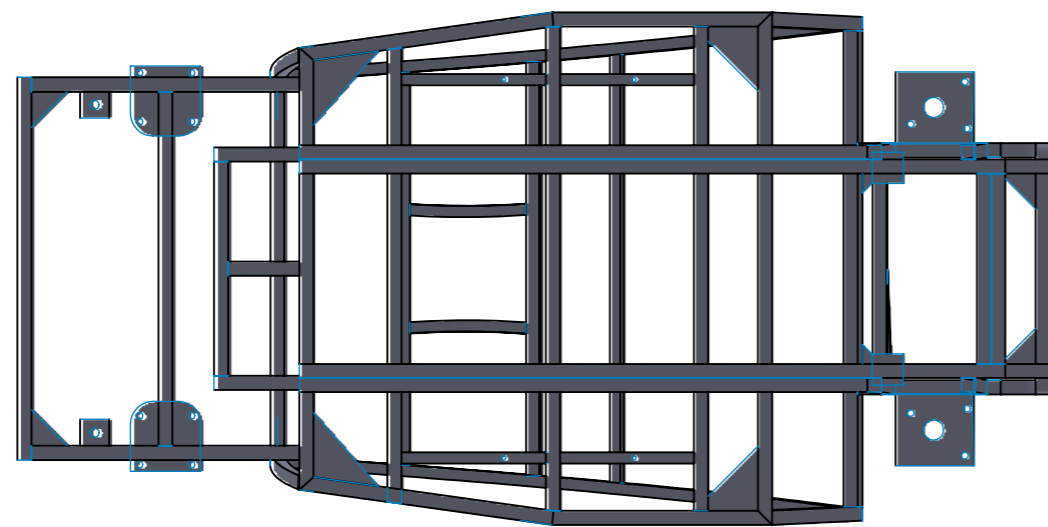
PLANOS



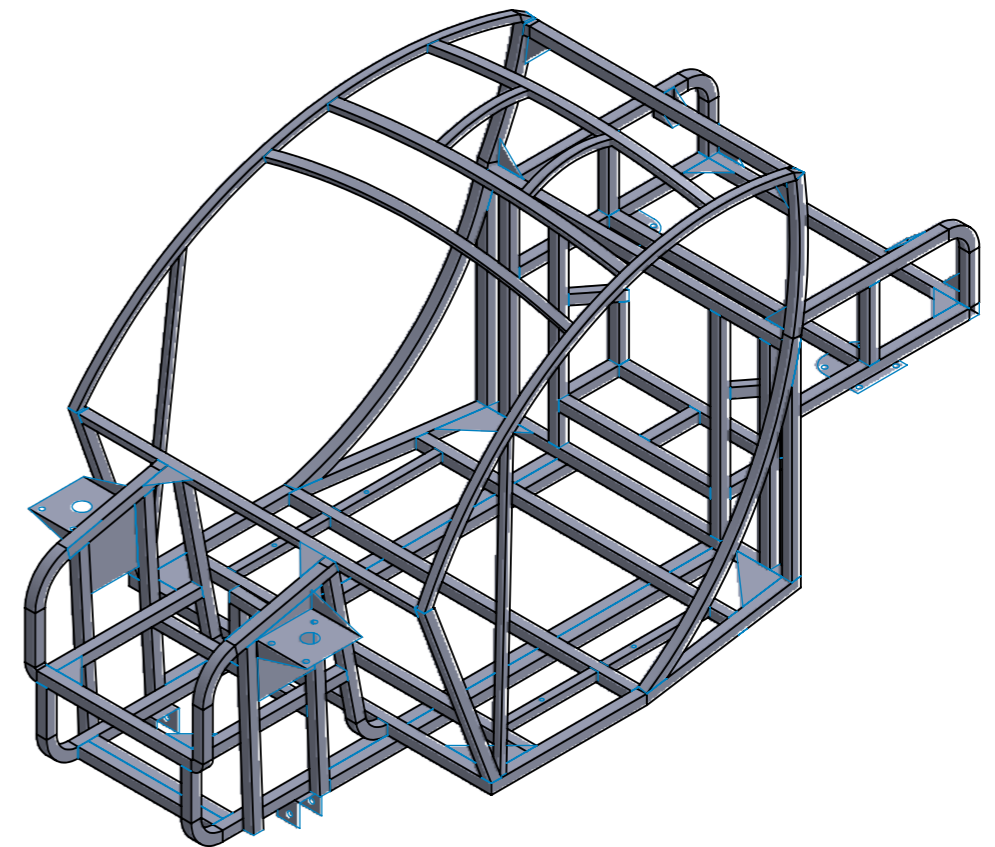
VISTA DERECHA



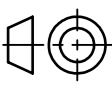
VISTA FRONTAL

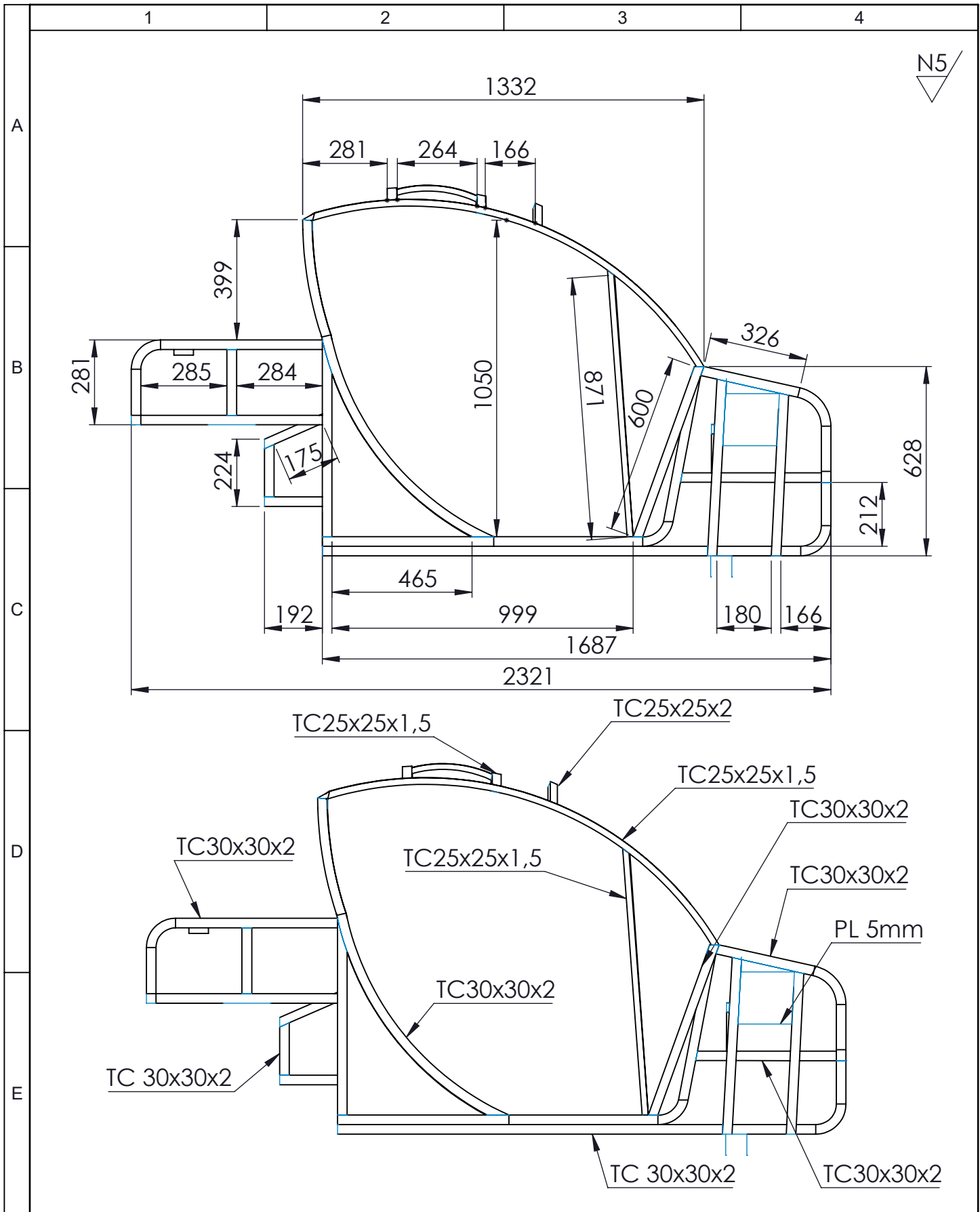


VISTA INFERIOR



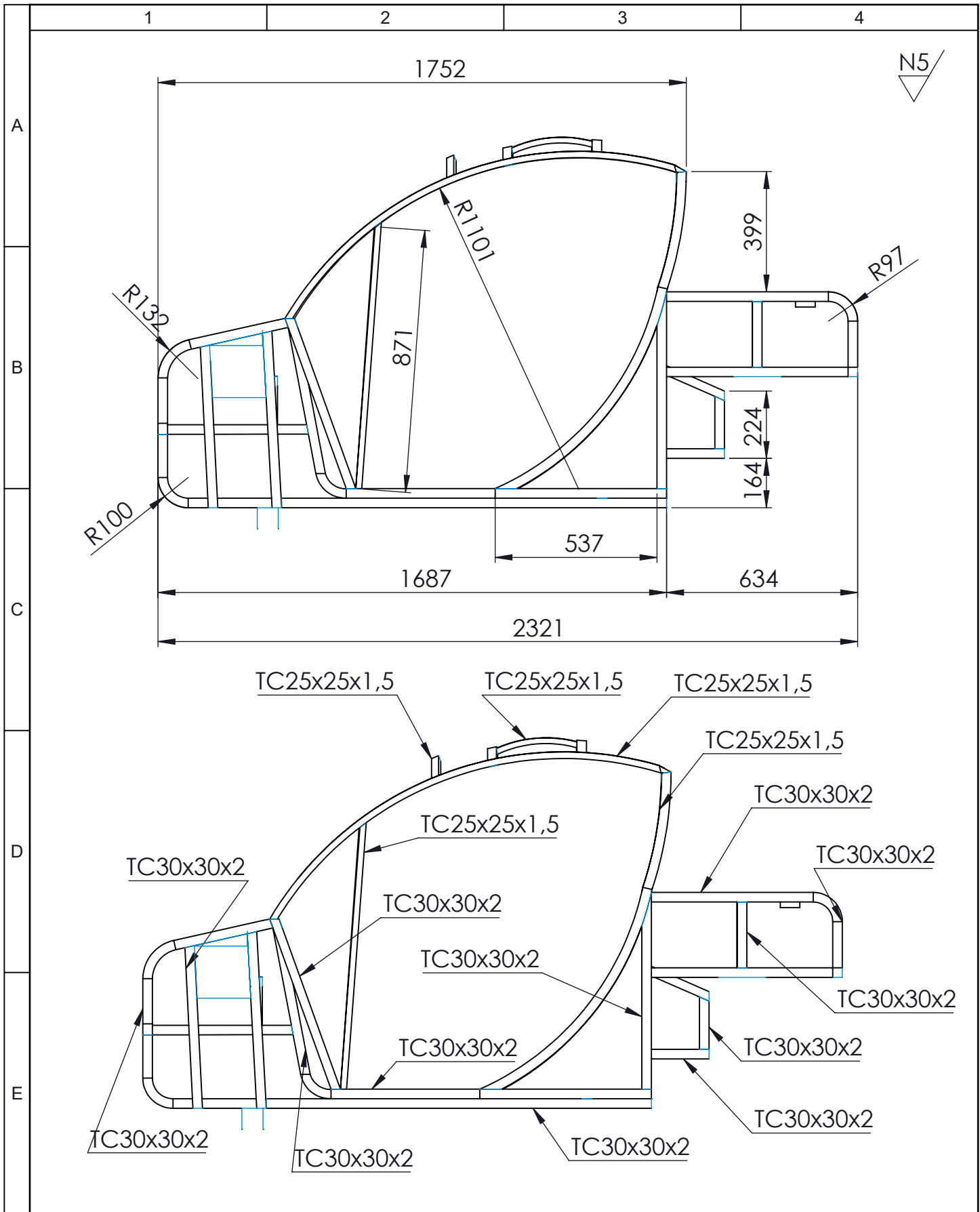
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	146,7Kg	ACERO ASTM A-500	
					Fecha	Nombre	Denominación: ESTRUCTURA CARROCERÍA
				Dibujó:	22/04/18	Lizano C.	
				Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	Número del dibujo: 01 de 15
				UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:15	





N5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	10 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	22/04/18	Lizano C.		
			Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	1:15
				UTA		Número del dibujo:	
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



N5

Tolerancia	(Peso)
±0,1	10 Kg

Materiales:
ACERO ASTM A 500

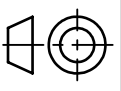
Fecha	Nombre
Dibujó: 22/04/18	Lizano C.
Revisó: 22/04/18	Ing. Arroba C.
Aprobó: 22/04/18	Ing. Arroba C.

Denominación:
ESTRUCTURA LATERAL IZQUIERDO

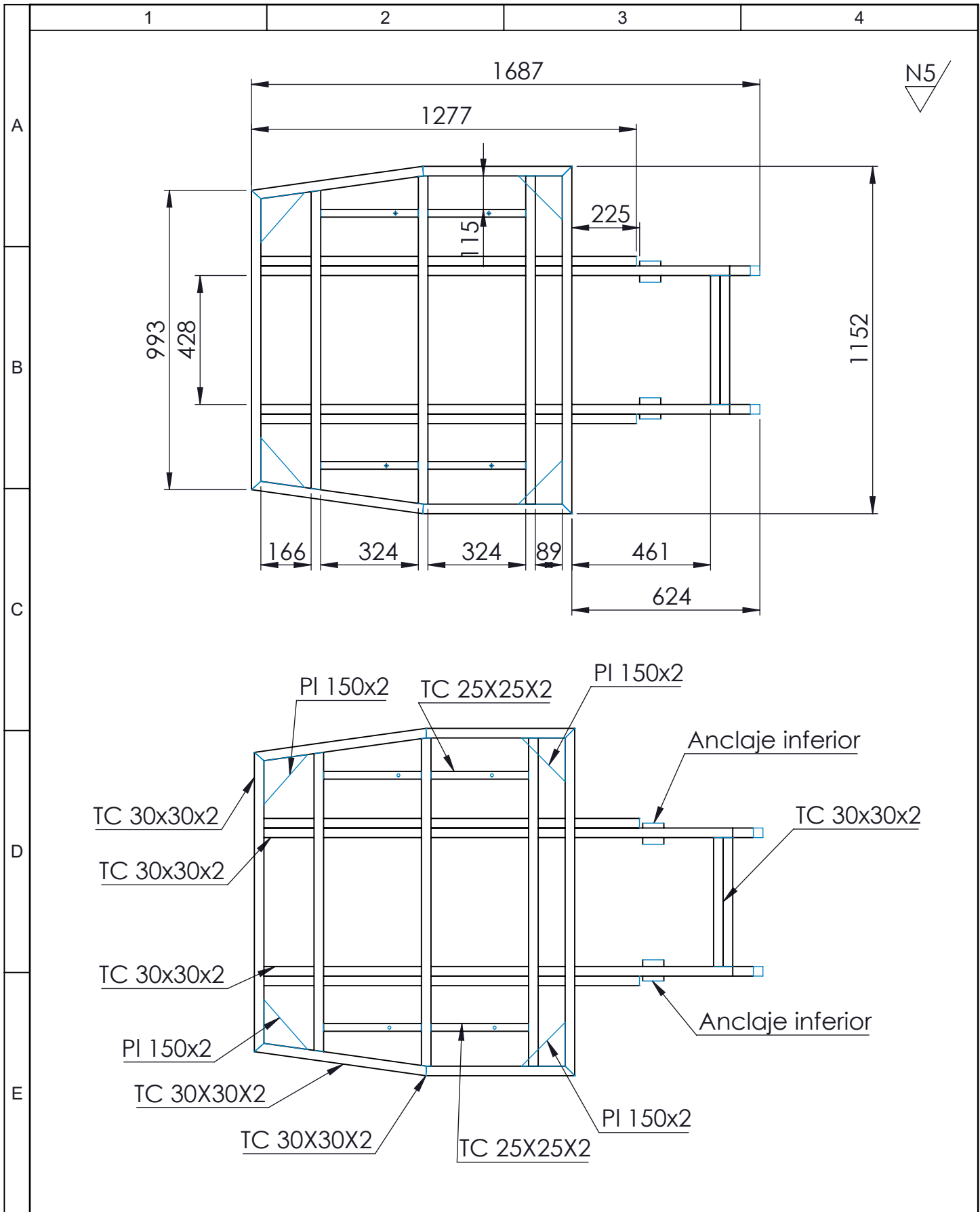
Escala:
1:15

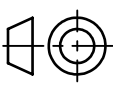
UTA
Ingeniería Mecánica

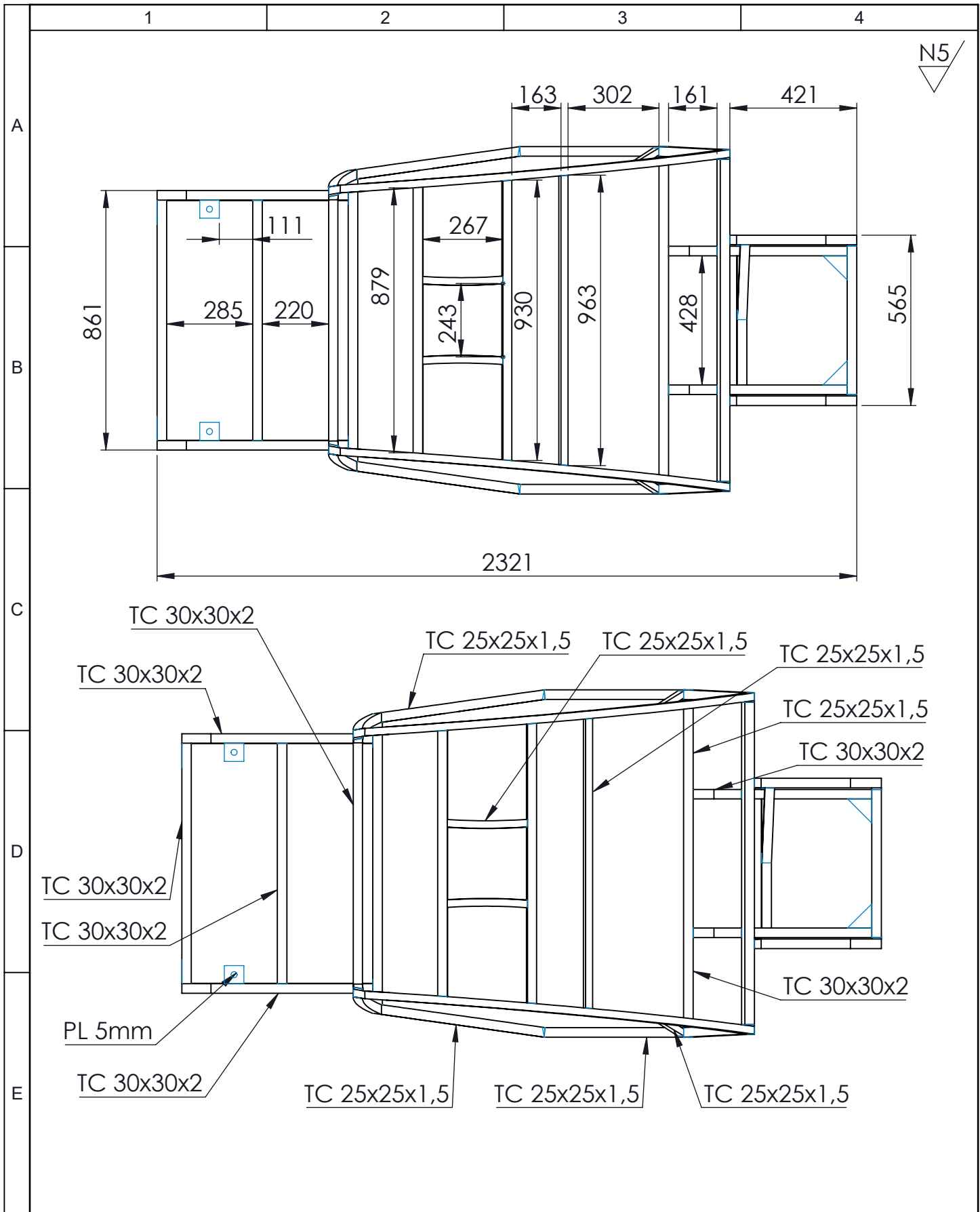
Número del dibujo: 03 de 15
(Sustitución)



Edición	Modificación	Fecha	Nombre

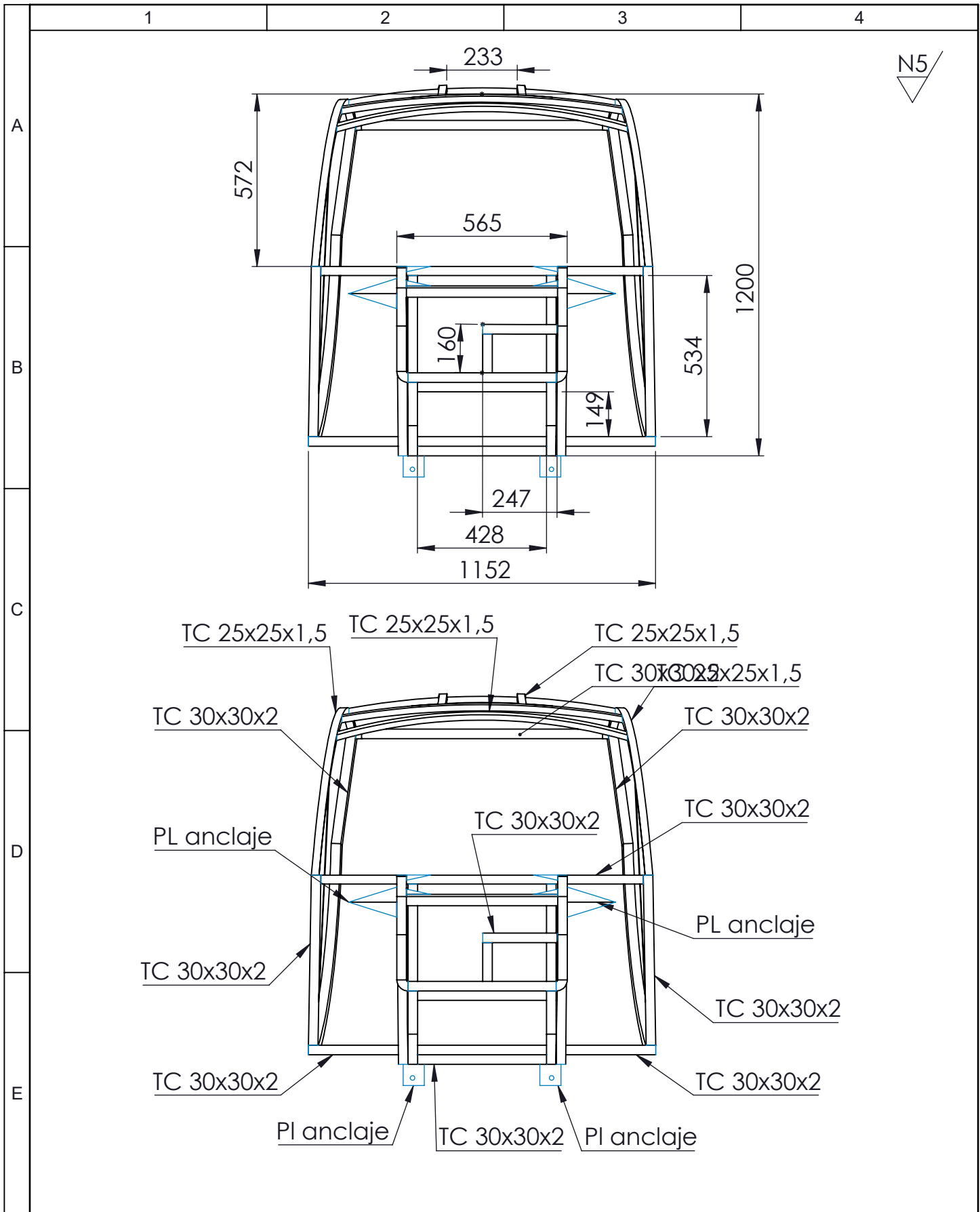


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,659 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 22/04/18	Lizano C.	PISO ESTRUCTURA	
				Revisó: 22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó: 22/04/18	Ing. Arroba C.		
				UTA		Número del dibujo:	04 de 15
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala:	
						1:15	
							

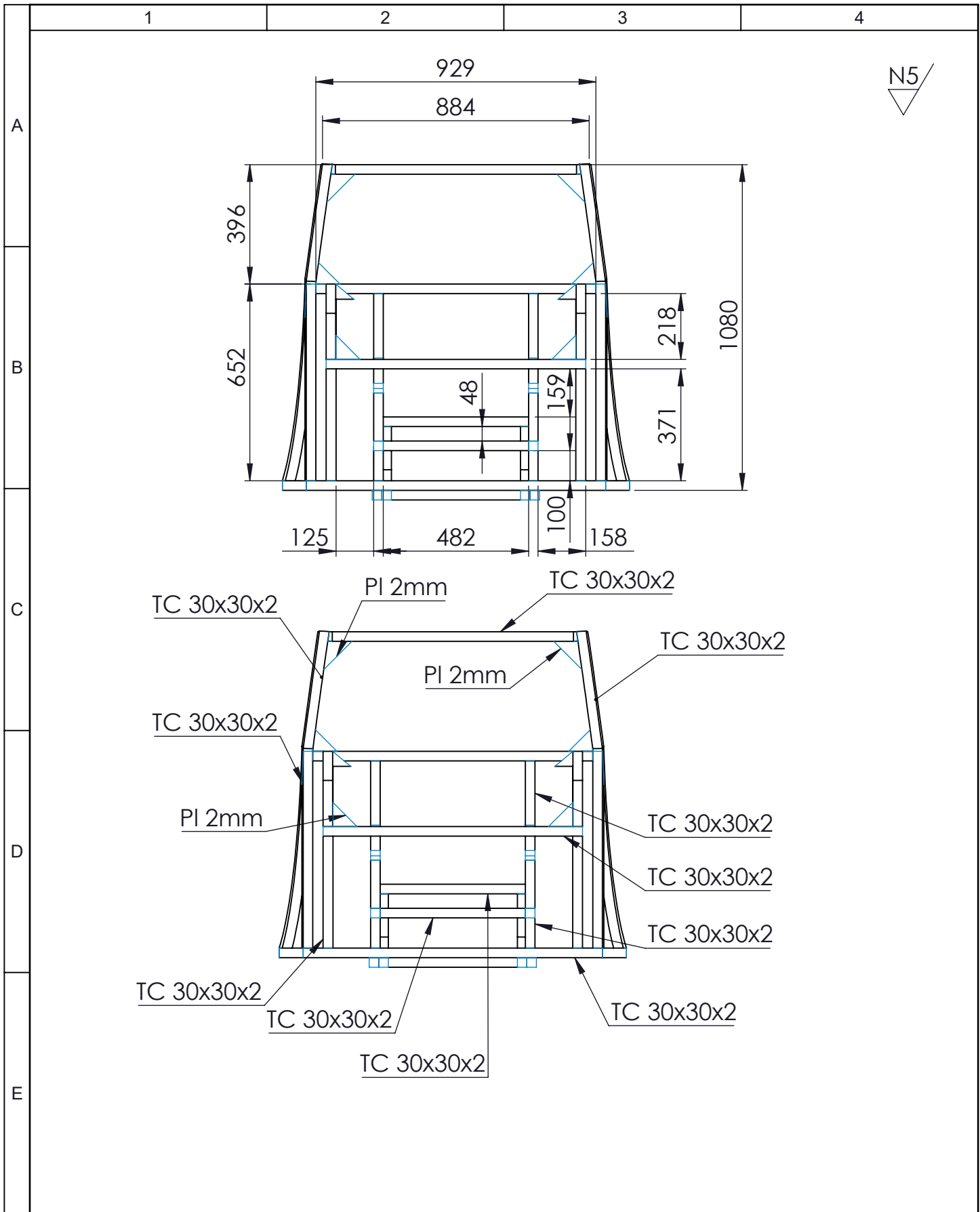


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,325 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	22/04/18	Lizano C.		
			Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	1:15
				UTA		Número del dibujo:	05 de 15
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

TECHO ESTRUCTURA



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,7589 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 22/04/18	Lizano C.	FRENTE ESTRUCTURA	
				Revisó: 22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó: 22/04/18	Ing. Arroba C.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	06 de 15
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	
						Escala: 1:15	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,858 Kg	ACERO ASTM A 500	
					Fecha	Nombre	Denominación: RESPALDO ESTRUCTURA
				Dibujó:	22/04/18	Lizano C.	
				Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	Escala: 1:15
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	07 de 15
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N5

A

B

C

D

E

1

2

3

4

929

884

396

652

218

1080

48

159

371

125

482

100

158

TC 30x30x2

PI 2mm

TC 30x30x2

TC 30x30x2

PI 2mm

TC 30x30x2

PI 2mm

TC 30x30x2

TC 30x30x2

TC 30x30x2

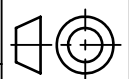
TC 30x30x2

TC 30x30x2

TC 30x30x2

TC 30x30x2

Edición Modificación Fecha Nombre



1

2

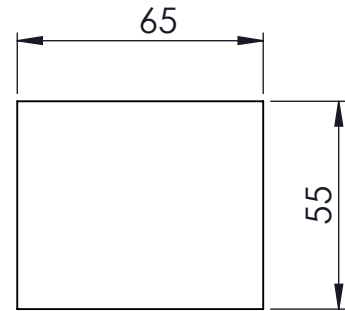
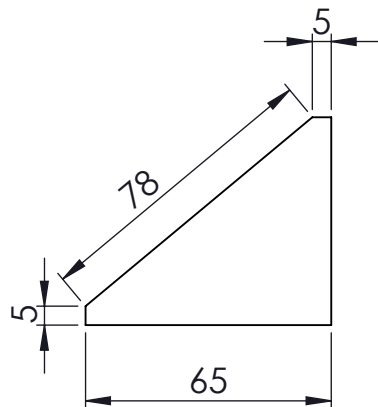
3

4

A

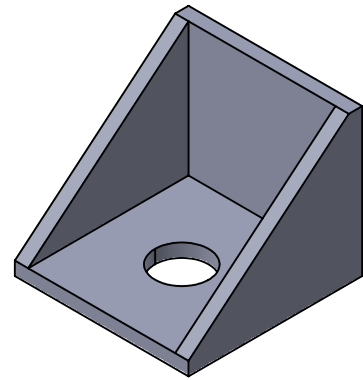
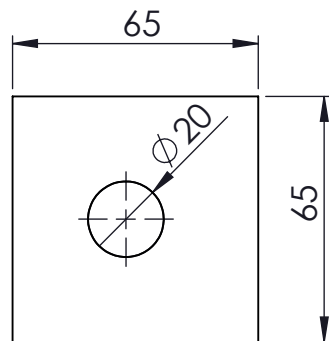
N5

B



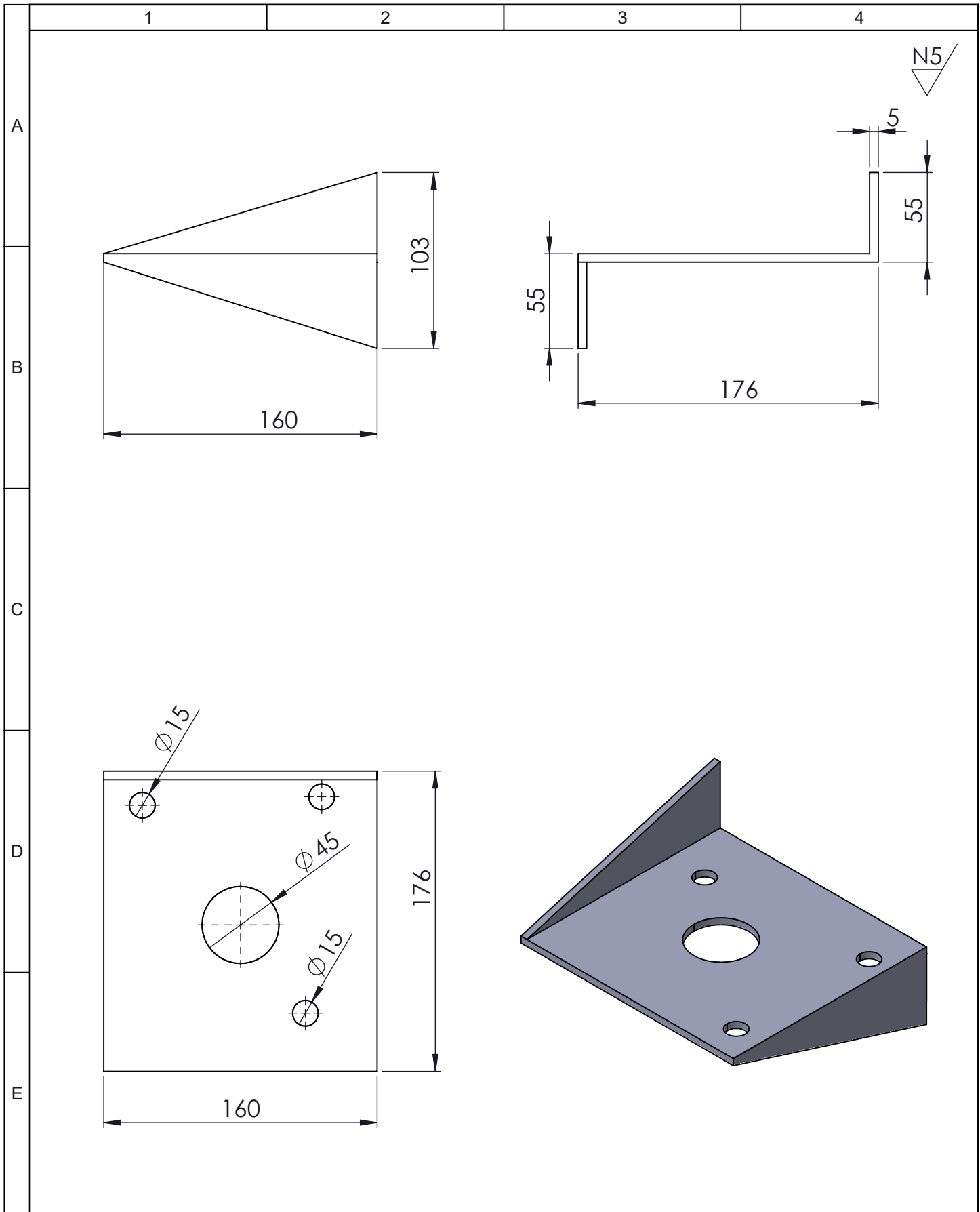
C

D



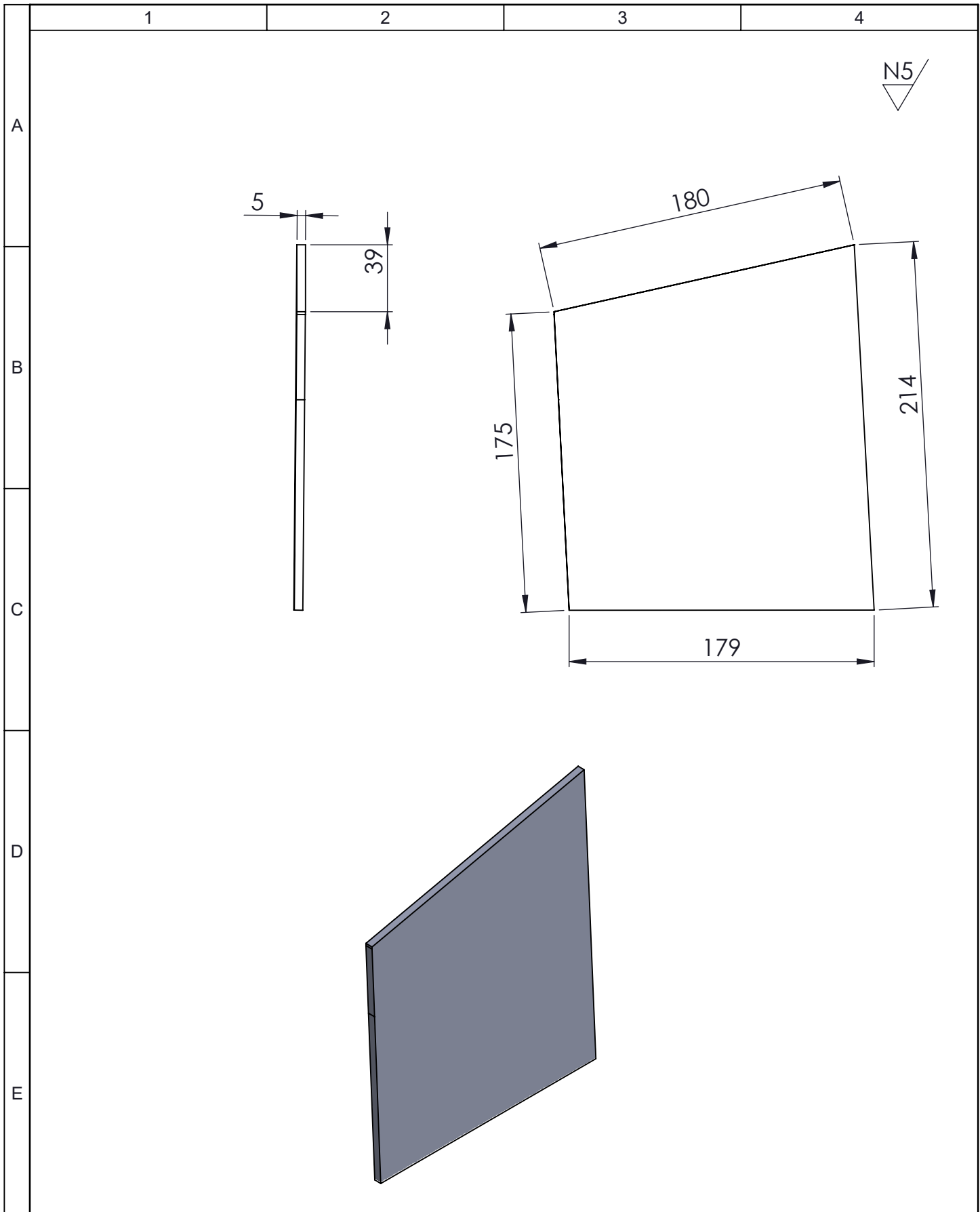
E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,0250 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 22/04/18	Lizano C.		
				Revisó: 22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó: 22/04/18	Ing. Arroba C.	ANCLAJE POSTERIOR	1:2
				UTA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	

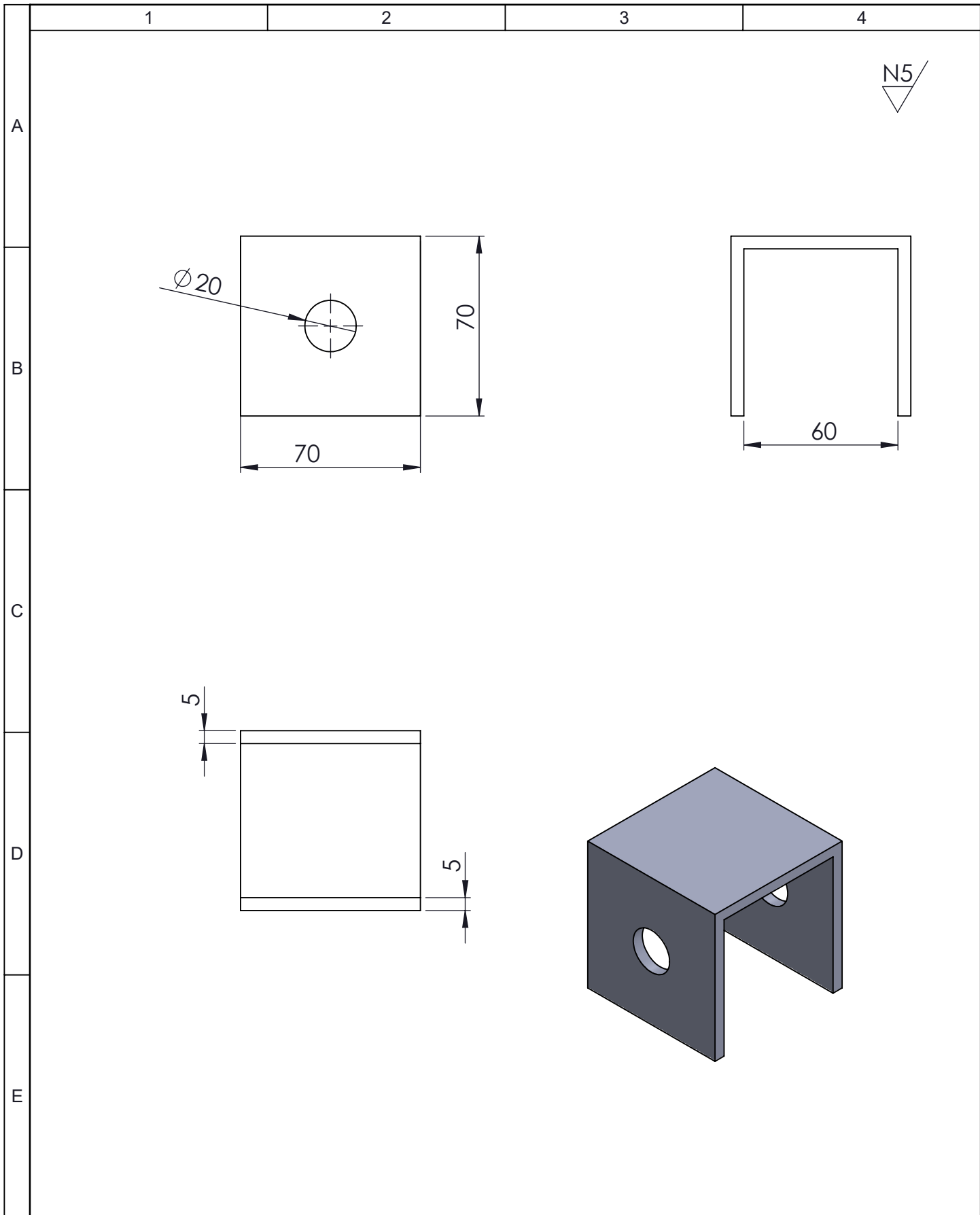


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,0378 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	22/04/18	Lizano C.		
			Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	1:5
				UTA		Número del dibujo: 09 de 15	
				Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

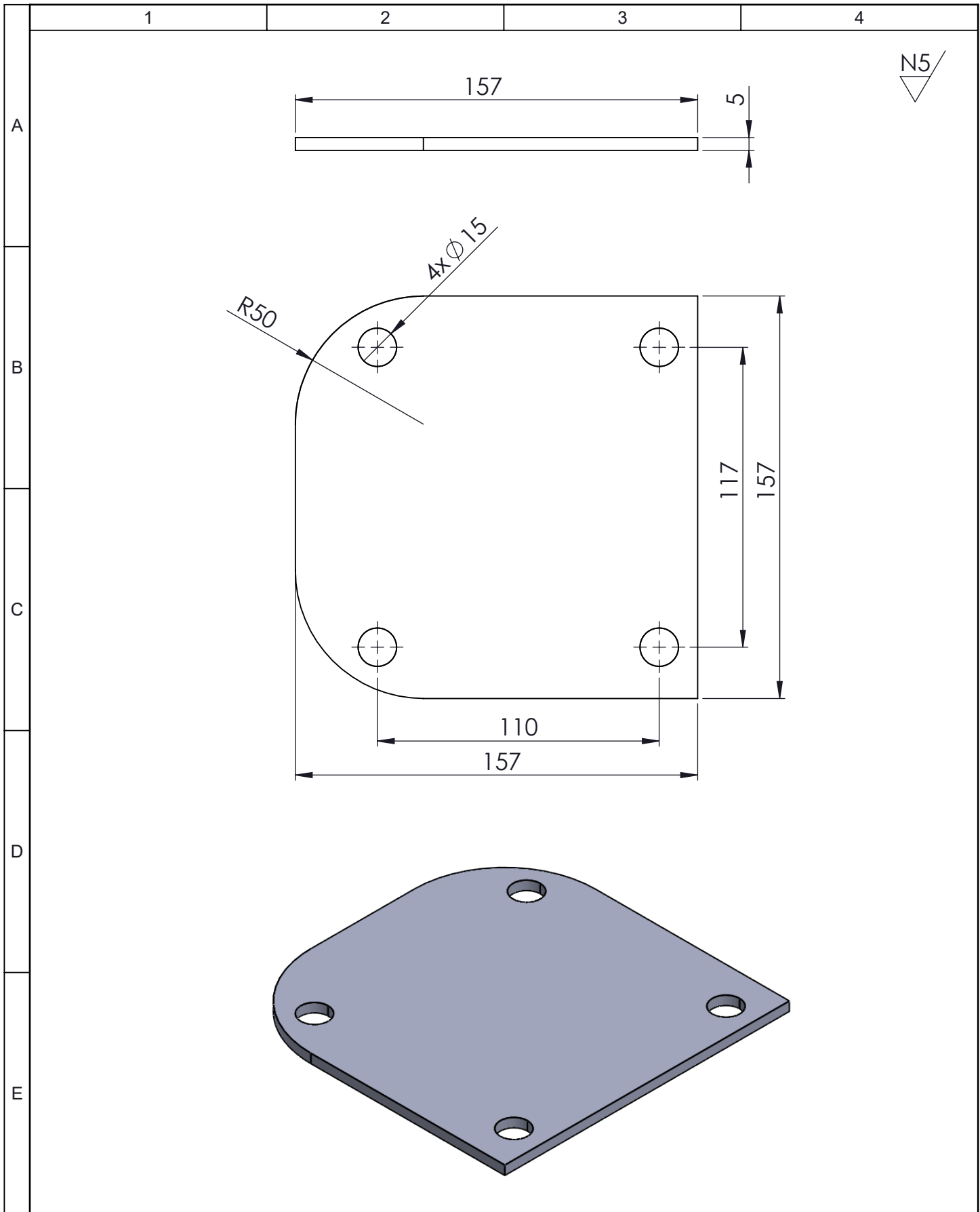
ANCLAJE DELANTERO



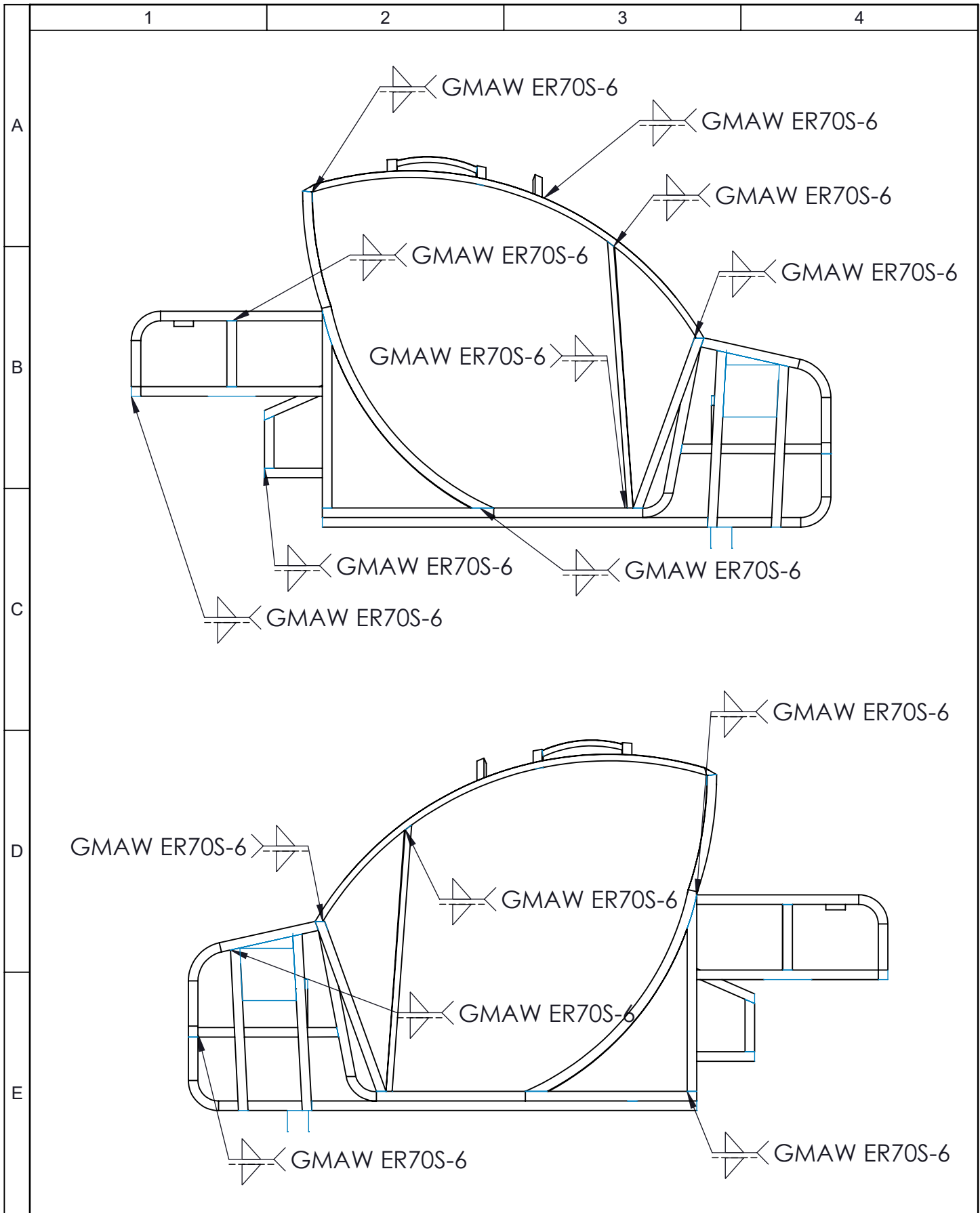
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,0175 Kg	ACERO ASTM A 500	
					Fecha	Nombre	Denominación: PLACA ANCLAJE DELANTERO
				Dibujó:	22/04/18	Lizano C.	
				Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	Escala: 1:5
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 10 de 15	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



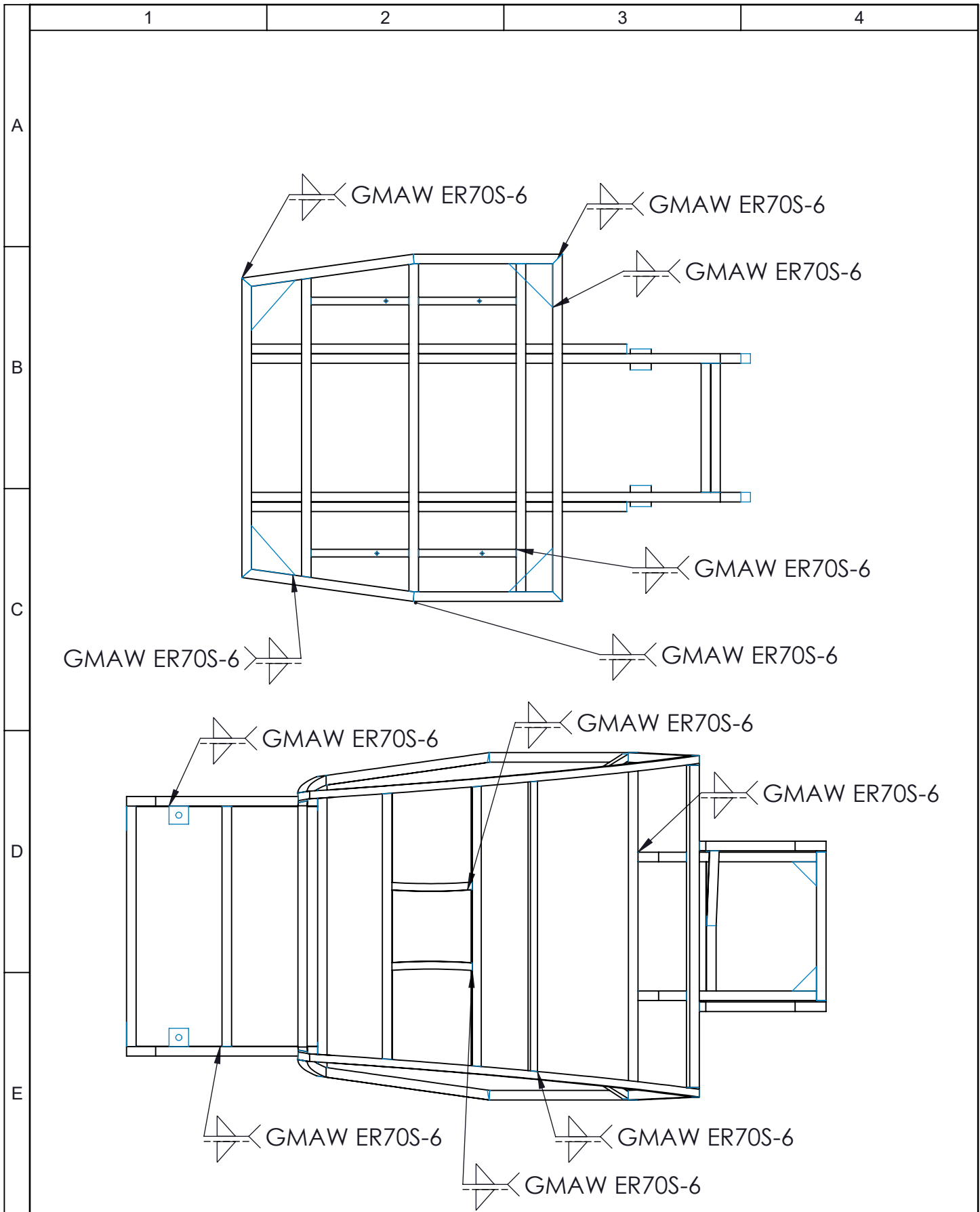
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	0,06618 Kg	ACERO ASTM A 500	
					Fecha	Nombre	Denominación: PLACA ANCLAJE DELANTERO
				Dibujó:	22/04/18	Lizano C.	
				Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	Escala: 1:2
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 11 de 15	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



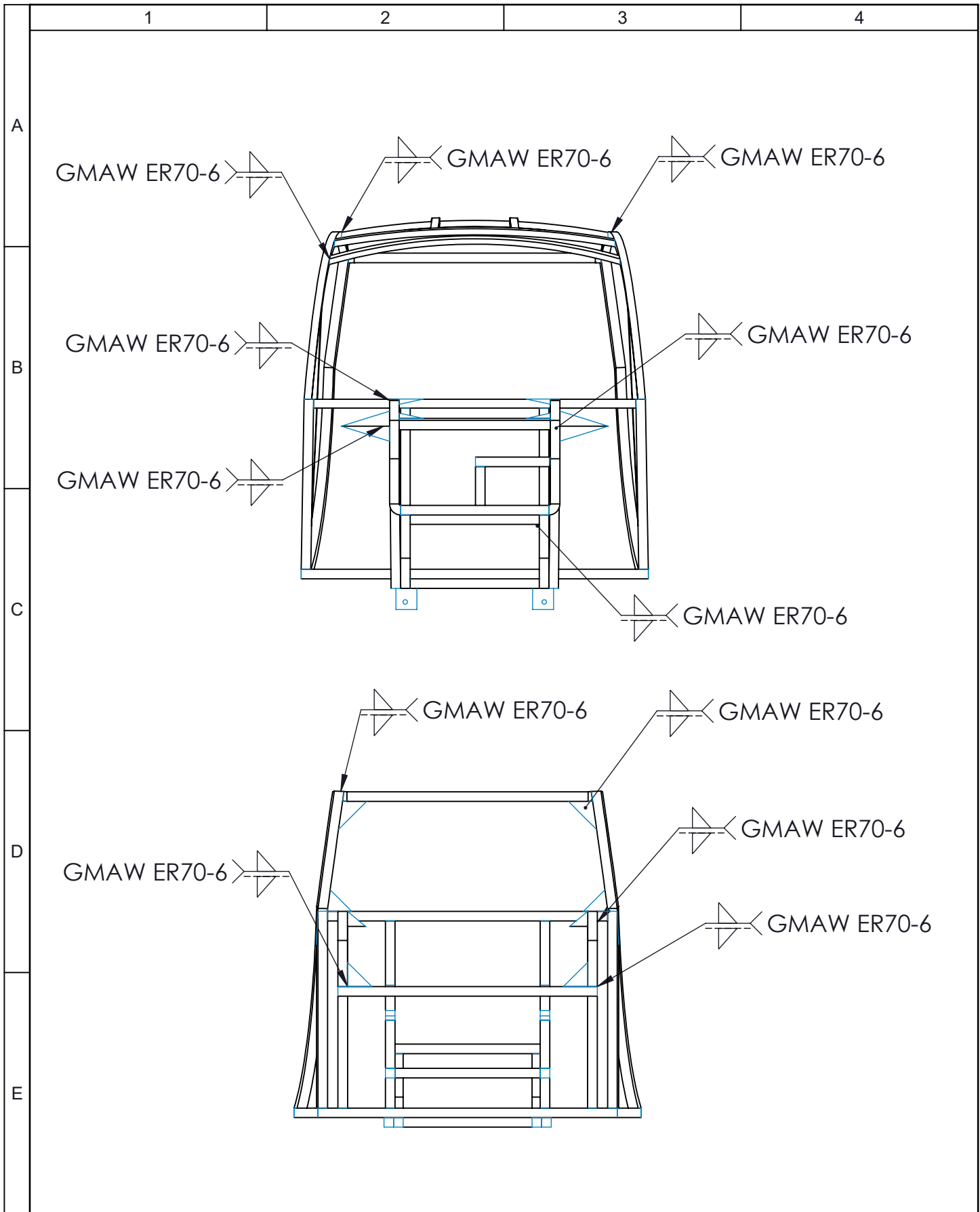
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,0778 Kg	ACERO ASTM A 500	
					Fecha	Nombre	Denominación: PLACA ANCLAJE POSTERIOR
				Dibujó:	22/04/18	Lizano C.	
				Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	Escala: 1:2
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 12 de 15	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	10 Kg	ACERO ASTM A 500	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	22/04/18	Lizano C.	SOLDADURA ESTRUCTURA
				Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				UTA		Número del dibujo:	13 de 15
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:15	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,659 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación: SOLDADURA TECHO Y PISO	Escala: 1:15
			Dibujó:	22/04/18	Lizano C.		
			Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	14 de 15
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,7589 Kg	ACERO ASTM A 500	
				Fecha	Nombre	Denominación: SOLDADURA FRENTE Y RESPALDO	Escala: 1:15
			Dibujó:	22/04/18	Lizano C.		
			Revisó:	22/04/18	Ing. Arroba C.		
				Aprobó:	22/04/18	Ing. Arroba C.	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	15 de 15
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	