



FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

**“Diseño y manufactura de un chasis para el prototipo de
competencia Shell Eco-Marathon”**

**Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ**

Autor:

CARLOS ANDRÉS MINGA PAUTA

Director:

ROBERT ESTEBAN ROCKWOOD IGLESIAS

CUENCA – ECUADOR

2016

DEDICATORIA

Como testimonio de cariño y eterno reconocimiento, por el apoyo moral y estímulos brindados con infinito amor, dedico esta monografía a mis padres Sr. Santiago Minga y Sra. Deysi Pauta, quienes sin escatimar esfuerzos han sacrificado gran parte de su vida, para formarme y educarme. A quienes la ilusión de su vida ha sido convertirme en persona de provecho, es por ello que quiero que sientan que el objetivo logrado también les pertenece. Ahora más que nunca se acredita mi admiración y respeto.

Carlos Andrés

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar doy las gracias a Dios por tomar control de mi vida proveyendo de salud y darme la oportunidad de culminar exitosamente la carrera universitaria, agradezco a toda mi familia la cual ha sido testigo del continuo trabajo durante el periodo como estudiante.

Expreso además mi más sincero agradecimiento al Ing. Robert Rockwood director del presente proyecto de grado, el cual estuvo siempre dispuesto a aclarar las dudas generadas durante el desarrollo de este documento, pendiente del avance e invirtiendo tiempo y conocimiento.

Carlos Andrés

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	iv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xix
RESUMEN.....	xxi
ABSTRACT.....	xxii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I ESTADO TECNOLÓGICO DE LOS PROCESOS DE DISEÑO Y MANUFACTURA DEL CHASIS AUTOMOTRIZ	4
1.1 Shell Eco-Marathon	4
1.2 Historia.....	4
1.3 Estado del arte	5
1.3.1 Diseño de chasis prototipo para Shell Eco-Marathon (Nevado, 2011)	5
1.3.2 Diseño, Análisis y Pruebas en un chasis de un vehículo de la Formula SAE (B & R, 2002).....	5
1.3.3 Diseño y Análisis de un chasis de vehículo “Eco” (Mat & Ghani, 2012).....	6
1.3.4 Diseño y Desarrollo de un chasis kart plegable (Raghuvanshi Srivastav & Kumar mishra, 2015)	7
1.4 Marco Teórico.....	8
1.4.1 Chasis	8
1.4.2 Tipos de chasis	8

1.4.2.1	Chasis escalera o bítubo	8
1.4.2.2	Chasis multitubular.....	9
1.4.2.3	Chasis cercha.....	10
1.4.2.4	Chasis monocasco	10
1.5	Principios para el diseño del chasis.....	11
1.6	Recolección de datos.....	11
1.7	Metodologías para el diseño de chasis	20
1.8	Definiciones importantes	22
1.8.1	Concepto de “Diseño”	22
1.8.2	Diseño en ingeniería mecánica.....	23
1.8.3	Fases de diseño	23
1.8.3.1	Diseño conceptual	23
1.8.3.2	Diseño preliminar	23
1.8.3.3	Diseño detallado	23
1.8.4	Factores importantes para el diseño	24
1.8.4.1	Resistencia.....	24
1.8.4.2	Esfuerzo.....	24
1.8.4.3	Factor de diseño y factor de seguridad	25
1.8.4.4	Confiabilidad	25
1.8.5	Propiedades de los materiales que afectan al diseño	26
1.8.5.1	Resistencia última a la tensión (S_u)	26
1.8.5.2	Resistencia de fluencia (S_y)	27
1.8.5.3	Límite de proporcionalidad	28
1.8.5.4	Límite elástico	28
1.8.5.5	Módulo de elasticidad en tensión (E).....	28

1.8.5.6	Ductilidad y porcentaje de elongación	28
1.8.5.7	Resistencia al corte (Sys) (Sus)	29
1.8.5.8	Relación de Poisson (ν)	29
1.8.5.9	Módulo de elasticidad en cortante (G)	30
1.8.5.10	Módulo de flexión.....	30
1.8.5.11	Dureza.....	30
1.8.5.12	Maquinabilidad	31
1.8.5.13	Tenacidad.....	31
1.8.5.14	Resistencia a la fatiga	31
1.8.5.15	Arrastramiento	31
1.8.5.16	Relajación	31
1.9	Caracterización de las cargas	32
1.9.1	Cargas muertas	32
1.9.2	Cargas vivas	32
1.9.3	Cargas estáticas	33
1.9.4	Cargas dinámicas.....	33
1.9.5	Cargas de Aceleración.....	33
1.9.6	Cargas de Frenado	34
1.9.7	Cargas en Curva	35
1.10	Transmisión de cargas a los apoyos de rueda	36
1.11	Ángulos de rueda.....	41
1.11.1	Akerman	41
1.11.2	Ángulo de inclinación del pivote (ángulo de salida).....	41
1.11.3	Ángulo de caída de la rueda (Camber).....	42
1.11.3.1	Desventaja del camber negativo	43

1.11.4	Ángulo incluido	43
1.11.5	Radio de rodadura	43
1.11.6	Ángulo de avance del pivote (Caster)	44
1.11.6.1	Desventajas de caster positivo	45
1.11.7	Convergencia.....	45
1.12	Metodología para la selección de materiales y perfiles comerciales	45
1.12.1	Acero	46
1.12.2	Clasificación del Acero	46
1.12.2.1	Aceros al carbono	46
1.12.2.2	Aceros aleados	47
1.12.2.3	Acero estructural.....	47
1.12.3	Ventajas de acero.....	47
1.12.4	Desventajas del acero	49
1.12.5	Propiedades físicas del acero A 36.....	49
1.12.6	Aluminio.....	50
1.12.7	Ventajas del aluminio	50
1.12.8	Desventajas del aluminio.....	51
1.12.9	Propiedades físicas y mecánicas del aluminio estructural 6005 T6	52
1.12.10	Propiedades geométricas de los perfiles tubulares	52
1.12.10.1	Carga de tracción	53
1.12.10.2	Carga de compresión	53
1.12.10.3	Torsión.....	57
1.12.10.4	Flexión	57
1.13	Soldadura	57
1.13.1	Afectación metalográfica de elementos soldados.....	58

1.13.2	Deformaciones durante el proceso de soldadura	59
1.14	Pruebas y ensayos normados para la validación de los procesos de soldadura	61
1.14.1	Pruebas mecánicas	61
1.14.2	Pruebas químicas	63
1.14.3	Pruebas metalográficas	63
1.14.4	Inspección superficial	64
1.14.5	Inspección volumétrica	65
1.14.6	Inspección de la integridad o hermeticidad	66
1.15	Método de alivio de tensiones residuales	66
1.15.1	Martilleado	67
1.15.2	Granallado “Shoot peening”	67
1.15.3	Tratamiento térmico	67
1.15.4	Mediante vibraciones	67
 CAPÍTULO II REQUERIMIENTOS PUNTUALES DEL CHASIS EN EL MARCO DE LA COMPETENCIA.....		68
2.1	Diseño del vehículo	68
2.2	Rigidez del chasis	70
2.3	Aislamiento de la propulsión y sistema de almacenamiento de energía	74
2.4	Visibilidad	76
2.5	Cinturones de seguridad	77
2.6	Acceso al vehículo	81
2.7	Posición del conductor	81
2.8	Dimensiones	82

2.9	Medidas del consumo de energía	82
-----	--------------------------------------	----

CAPÍTULO III DISEÑO DEL CHASIS Y VALIDACIÓN MEDIANTE TÉCNICAS CAE.....

83

3.1	Selección del tamaño de rueda.....	84
3.2	Definición de los ángulos de rueda	85
3.3	Consideraciones de diseño según el piloto.....	86
3.4	Selección del perfil.....	87
3.4.1	Diagrama de cuerpo libre	88
3.5	Modelado	91
3.6	Estudio de distribución de masas del cuerpo humano	99
3.7	Análisis del chasis según la distribución de masas	103
3.7.1	Malla.....	103
3.7.2	Definición del tamaño de elemento.....	104
3.7.3	Generación del mallado en el modelo	106
3.7.4	Aplicación de las cargas	111
3.7.5	Análisis preliminar	112
3.7.6	Modificación del chasis.....	114
3.7.7	Análisis de chasis modificado	115
3.8	Optimización de peso del chasis	117
3.8.1	Modelado optimizado.....	123
3.8.1.1	Análisis con lámina de 3 mm	123
3.8.1.2	Análisis con lámina de 2 mm	125
3.8.2	Optimización 2	127

3.8.2.1	Análisis segunda optimización.....	129
3.9	Análisis parte posterior	132
3.10	Análisis carga de 700N en el mamparo.....	137
3.11	Modelado de los anclajes para el cinturón de seguridad.....	139
3.11.1	Análisis de los puntos de anclaje del cinturón de seguridad	140
3.12	Configuración final del espaldar	142
CAPÍTULO IV MANUFACTURACIÓN DEL CHASIS.....		144
4.1	Materiales.....	144
4.2	Planos	145
4.3	Preparación del material.....	146
4.3.1	Corte material	146
4.3.2	Fresado	148
4.3.3	Preparación de los bordes para la soldadura.....	150
4.3.4	Ensamble de los perfiles a soldar	155
4.4	Proceso de soldadura.....	156
4.4.1	Material de aporte empleado para la soldadura	157
4.4.2	Metodología para definir el orden de la soldadura.....	158
4.5	Tipo de inspección de soldadura aplicada.....	161
4.6	Reducción de peso en pernos y tuercas.....	162
4.7	Ensamblaje de la parte posterior	163
4.8	Pruebas dinámicas	164
4.9	Pruebas durante la competencia	167
4.10	Presupuesto	170

CONCLUSIONES	171
RECOMENDACIONES	174
BIBLIOGRAFÍA	175
ANEXOS	179

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Chasis tipo escalera	9
Figura 1.2 Chasis tipo multitubular.....	9
Figura 1.3 Chasis tipo cercha	10
Figura 1.4 Chasis monocasco.....	11
Figura 1.5 Algoritmo para el desarrollo de un chasis	21
Figura 1.6 Modelo descriptivo lineal del diseño.....	24
Figura 1.7 Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitaria para el acero	26
Figura 1.8 Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitaria para aluminio y otros metales que no tienen punto de fluencia	27
Figura 1.9 Diagrama del centro de gravedad	37
Figura 1.10 Diagrama transmisión de cargas desde la parte frontal hacia la posterior durante la aceleración.....	38
Figura 1.11 Diagrama transmisión de cargas desde la parte posterior hacia la frontal durante la frenada.....	39
Figura 1.12 Distribución de fuerzas generadas en apoyos de rueda y brazos de articulación al circular en una curva	40
Figura 1.13 Geometría Akerman.....	41
Figura 1.14 Ángulo de inclinación del pivote (ángulo de salida)	42
Figura 1.15 Ángulo de caída de rueda (camber).....	42
Figura 1.16 Ángulo incluido	43
Figura 1.17 Radio de rodadura a) positivo, b) negativo y c) cero.....	44
Figura 1.18 Ángulo de avance del pivote (caster).....	44
Figura 1.19 Convergencia positiva	45
Figura 1.20 Curvas europeas de pandeo	54
Figura 1.21 Comparación de los pesos de perfiles cerrados y abiertos sometidos a compresión en relación con la carga.	56
Figura 1.22 Unión de placa a perfil RHS.....	58
Figura 1.23 Isotermas de soldeo.....	60
Figura 1.24 Origen de tensiones residuales durante el proceso de soldadura.....	60

Figura 2.1 Piso solido del vehículo según la normativa Shell Eco- Marathon.	69
Figura 2.2 Dimensión que debe sobre salir la barra antivuelco sobre el casco del piloto.	71
Figura 2.3 Dimensión de debe extenderse la barra antivuelco sobre el ancho de los hombros.....	72
Figura 2.4 Carga puntual de 700 N que debe soportar la barra antivuelco.	73
Figura 2.5 Carga lateral de 700 N que debe soportar la barra antivuelco.	73
Figura 2.6 Dimensión que debe sobre salir el mamparo de protección sobre la propulsión y almacenamiento de energía.	74
Figura 2.7 Configuración ideal que debe poseer el mamparo de protección.	75
Figura 2.8 Configuración ideal para pasar el cableado desde la parte posterior hacia la cabina de mando.....	76
Figura 2.9 Cinturón de seguridad de cinco puntos según la normativa de la competencia.	77
Figura 2.10 Configuración ideal de los puntos de anclaje para los cinturones de seguridad.	78
Figura 2.11 Punto de montaje de la correa en la entrepierna.	79
Figura 2.12 Angulo de 10 ° que debe formar la correa del cinturón por debajo de la línea del hombro.	79
Figura 2.13 Angulo que debe formar los anclajes laterales con respecto al piso del vehículo.....	80
Figura 2.14 Arnés de seguridad firme y sin extremos de correas libres.	80
Figura 3.1 Aros de 20 pulgadas seleccionados para utilizar en el prototipo de competencia Shell Eco Marathon.....	85
Figura 3.2 Modelado de los ángulos de rueda, a) camber negativo de 3 ⁰ , b) caster positivo de 6 ⁰	86
Figura 3.3 Toma de medidas del piloto seleccionado, según el posicionamiento dentro del vehículo.	87
Figura 3.4 Modelado de la parte anterior del chasis, basado en las medidas de un piloto específico.....	91
Figura 3.5 Altura del mamparo de protección “barra antivuelco”.	93

Figura 3.6 Ancho del mamparo de protección “barra antivuelco”.....	93
Figura 3.7 Utilización de los perfiles estructurales en el chasis.	94
Figura 3.8 Altura del chasis con respecto al suelo.	95
Figura 3.9 Modelado de la parte posterior del chasis y configuración del sistema de propulsión.....	96
Figura 3.10 Disposición de láminas de aluminio de diferente espesor en el piso del chasis.	96
Figura 3.11 Ancho de vía del vehículo.	97
Figura 3.12 Distancia entre ejes, desde el eje delantero al eje posterior.....	98
Figura 3.13 Ancho máximo del vehículo.....	98
Figura 3.14 Curva de la distribución de peso del piloto.	101
Figura 3.15 Refuerzo de la estructura del chasis, cercano al punto donde se encuentra el centro de gravedad del cuerpo.....	103
Figura 3.16 Curva de la variación de esfuerzo según el tamaño del elemento.	105
Figura 3.17 Componentes del modelo con su respectiva malla: a) estructura, b) malla estructura, c) mamparo, d) malla mamparo, e) soporte posterior, f) malla soporte posterior, g) piso, h) malla piso.....	108
Figura 3.18 Refinamiento localizado, a) mayor densidad de la malla, b) adaptación de la malla a la forma de la geometría.	109
Figura 3.19 Calidad de la malla	110
Figura 3.20 Disposición de la carga del piloto en el chasis.	112
Figura 3.21 Disposición de los soportes tanto en el eje delantero como posterior.	112
Figura 3.22 Análisis de desplazamiento que experimenta el chasis en función de las cargas aplicadas.....	113
Figura 3.23 Análisis de esfuerzo de von Mises que soporta el chasis en función de las cargas aplicadas (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).....	113
Figura 3.24 Análisis de esfuerzo cortante que soporta el chasis en función de las cargas aplicadas.....	114
Figura 3.25 Modificación del modelo inicial.....	115
Figura 3.26 Análisis de deformación que experimenta el chasis modificado en función de las cargas aplicadas.	115

Figura 3.27 Análisis de esfuerzo de von Mises que soporta el chasis modificado en función de las cargas aplicadas (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	116
Figura 3.28 Análisis de esfuerzo cortante que soporta el chasis modificado en función de las cargas aplicadas.	116
Figura 3.29 Aplicación de cargas estáticas conjuntamente con cargas dinámicas.	118
Figura 3.30 Optimización topológica del 40% generada por el programa en base a las cargas aplicadas (estructura).	118
Figura 3.31 Optimización topológica del 40% generada por el programa en base a las cargas aplicadas.	119
Figura 3.32 Aplicación de la carga uniforme a lo largo del perfil tubular para el análisis de optimización.	119
Figura 3.33 Análisis de optimización topológica del 50% del material.	120
Figura 3.34 Análisis de optimización, configuración que debe poseer el perfil tubular.	121
Figura 3.35 Análisis de optimización, detalles tanto en la parte superior como inferior del tubo.	121
Figura 3.36 Análisis de desplazamiento del perfil tubular en función de la carga aplicada.	122
Figura 3.37 Análisis del esfuerzo de von Mises generado en el tubo, en función de la carga aplicada. (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	122
Figura 3.38 Modelado de la primera optimización.	123
Figura 3.39 Análisis de desplazamiento del modelo optimizado, con lámina de 3 mm de espesor “piso 3”	124
Figura 3.40 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado, con lámina de 3 mm de espesor “piso 3” (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	124
Figura 3.41 Análisis de esfuerzo cortante del modelo optimizado, con lámina de 3 mm de espesor (piso 3).	125
Figura 3.42 Análisis de desplazamiento del modelo optimizado, con lámina de 2 mm de espesor (piso 3).	126
Figura 3.43 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado, con lámina de 2 mm de espesor “piso 3” (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	126

Figura 3.44 Análisis de esfuerzo cortante del modelo optimizado, con lámina de 2 mm de espesor (piso 3).....	127
Figura 3.45 Modelado de la segunda optimización.	128
Figura 3.46 Modelado de la segunda optimización (parte inferior largueros perforados).	128
Figura 3.47 Análisis de desplazamiento del modelo optimizado 2.....	129
Figura 3.48 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado 2 (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	130
Figura 3.49 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado 2 “parte estructural” (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	130
Figura 3.50 Análisis de esfuerzo cortante del modelo optimizado 2.	131
Figura 3.51 Centro de gravedad del modelo de chasis a lo largo del eje longitudinal “z”.	133
Figura 3.52 Aplicación de las cargas en el soporte posterior.....	135
Figura 3.53 Análisis de desplazamiento de la parte posterior del chasis.	135
Figura 3.54 Análisis de esfuerzo de von Mises para la parte posterior del modelo de chasis (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	136
Figura 3.55 Análisis de esfuerzo cortante para la parte posterior del modelo de chasis.	137
Figura 3.56 Análisis de desplazamiento del mamparo en función de la carga de 700N.	138
Figura 3.57 Análisis del esfuerzo de von Mises en el mamparo en función de la carga de 700N (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).	138
Figura 3.58 Análisis del esfuerzo cortante en el mamparo en función de la carga de 700N.....	139
Figura 3.59 Modelado de los puntos anclaje para el cinturón de seguridad.	140
Figura 3.60 Modelado de la esfera “gancho” para analizar los soportes de los cinturones de seguridad.	141
Figura 3.61 Análisis de los puntos de anclaje (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa). ...	141
Figura 3.62 Análisis de los puntos de anclaje (puntos de anclaje traseros).	142

Figura 3.63 Modelado de las cavidades para pasar los cinturones de seguridad por el mamparo de protección.	143
Figura 4.1 Perfiles tubulares cortados a sobre medida.....	147
Figura 4.2 Corte mediante plasma CNC de la lámina de 6 mm para el soporte posterior.	147
Figura 4.3 Soportes posteriores cortados mediante plasma CNC.....	148
Figura 4.4 Corte del contorno del mamparo mediante plasma CNC.....	148
Figura 4.5 Proceso de fresado, ranuras en el perfil cuadrado (optimización de peso)...	149
Figura 4.6 Parte posterior del mamparo de protección fresado (optimización de peso).	149
Figura 4.7 Tipos de nudos entre perfiles de CHS soldados.	151
Figura 4.8 Tipos de nudos entre perfiles de RHS soldados.	152
Figura 4.9 Nudos de celosía soldados entre barras de relleno de perfiles tubulares y cordones de perfiles abiertos.....	153
Figura 4.10 Uniones de Vierendeel de esquinas extremas CHS y RHS.	154
Figura 4.11 Chaflanado de un perfil sección cuadrada mediante limado.	155
Figura 4.12 Ensamble de la estructura del chasis previo al proceso de soldadura.....	156
Figura 4.13 Máquina soldadora TIG y ejecución de la soldadura realizado en el chasis de aluminio diseñado.	157
Figura 4.14 Orden de la soldadura establecido “primera etapa”.....	159
Figura 4.15 Proceso de soldadura del chasis “primera etapa”.	159
Figura 4.16 Orden de la soldadura establecido “segunda etapa”.	160
Figura 4.17 Proceso de soldadura del chasis “segunda etapa”.....	161
Figura 4.18 Cordón de soldadura mediante un proceso TIG.	162
Figura 4.19 Taladrado de pernos de sujeción mediante un torno.	163
Figura 4.20 Pernos de sujeción alivianados.	163
Figura 4.21 Ensamblaje del soporte posterior.....	164
Figura 4.22 Primer chasis Shell Eco Marathon de la Universidad del Azuay.	165
Figura 4.23 Prueba dinámica de descenso para la validación del chasis.	165
Figura 4.24 Prueba de resistencia en los puntos de anclaje de los cinturones de seguridad previo a la competencia.....	166

Figura 4.25 Prueba dinámica de conducción previa a la competencia.	167
Figura 4.26 Inspección técnica: Peso del vehículo.	168
Figura 4.27 Inspección técnica: Resistencia de los puntos de sujeción de los cinturones de seguridad.	169

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Cinco equipos líderes de cada uno de los tres continentes	12
Tabla 1.2 Orden jerárquico de equipos lideres.....	13
Tabla 1.3 Características principales de cinco equipos líderes en el ranking mundial	13
Tabla 1.4 Escala jerárquica de niveles de importancia propuesto por Saaty	16
Tabla 1.5 Asignación de una letra del alfabeto a cada uno de los criterios de selección.	16
Tabla 1.6 Análisis de la matriz de comparación en función de los criterios de decisión	17
Tabla 1.7 Resolución de la matriz normalizada de comparación según los criterios de decisión	17
Tabla 1.8 Asignación de una letra del alfabeto a cada una de las alternativas	18
Tabla 1.9 Resolución, porcentaje de importancia que posee cada alternativa	18
Tabla 1.10 Valores de las propiedades físicas del acero	49
Tabla 1.11 Valores de las propiedades físicas del aluminio	52
Tabla 3.1 Parámetros ingresados según el perfil estructural, para obtener el módulo de resistencia a la flexión.	90
Tabla 3.2 Parámetros obtenidos del perfil estructural cuadrado de 25.4 mm de lado (S_{xx} $= 1.24 \text{ cm}^3$).	90
Tabla 3.3 Porcentajes de masa corporal y centros de gravedad de las principales partes del cuerpo humano	99
Tabla 3.4 Peso de las partes del cuerpo según un peso de estimado de 65 kg y 1.68 m de altura.....	100
Tabla 3.5 Ubicación del centro de gravedad de las tres partes donde se concentra el mayor peso del cuerpo	101
Tabla 3.6 Valor de esfuerzos generados según el tamaño y número de elementos.	105
Tabla 3.7 Componentes del modelo con sus respectivas características	106
Tabla 3.8 Propiedades del material utilizado para las simulaciones	106
Tabla 3.9 Análisis de la calidad de malla mediante los valores de los parámetros de malla.....	110
Tabla 3.10 Rango de valores aceptables para el parámetro de malla.....	111
Tabla 3.11 Carga equivalente por nodo.	111

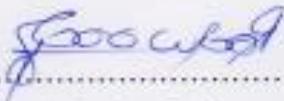
Tabla 3.12 Comparación de prestaciones del modelo inicial vs el modelo modificado	117
Tabla 3.13 Ubicación de las cargas adicionales.....	117
Tabla 3.14 Resultados de las optimizaciones.....	131
Tabla 3.15 Cargas aplicadas en el apoyo de rueda posterior.	134
Tabla 4.1 Lista de materiales utilizados para la fabricación.	145
Tabla 4.2 Costo de manufacturación del chasis.....	170

**DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN CHASIS PARA EL PROTOTIPO DE
COMPETENCIA SHELL ECO-MARATHON**

RESUMEN

Este proyecto utiliza herramientas ingenieriles para diseñar el chasis del prototipo "Shell eco marathon" de la universidad del Azuay. El estudio contempla las fases de: estudio del estado del arte enfocado en conocer las técnicas de diseño que se utilizan en este tipo de competencias, análisis del reglamento y normativa de la competencia, fase de diseño complementado con técnicas CAE para analizar esfuerzos y deformaciones; así como para optimizar la relación peso – rigidez del chasis, por último se describe el proceso de su manufactura. Los resultados obtenidos muestran que el diseño conseguido es altamente eficiente considerando la relación resistencia, rigidez y peso, además el diseño fue validado al superar todas las pruebas reglamentarias y a través de ensayos dinámicos.

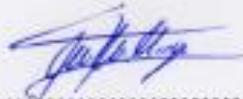
Palabras clave: Optimizar, Peso, Resistencia, Rigidez, Técnicas CAE.



.....
Robert Esteban Rockwood Iglesias
Director del Trabajo de Titulación



.....
Diego Francisco Torres Moscoso
Director de escuela



.....
Carlos Andrés Minga Pauta

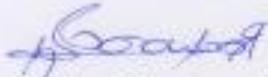
Autor

CHASSIS DESIGN AND MANUFACTURING FOR THE SHELL ECO-MARATHON PROTOTYPE COMPETITION

ABSTRACT

This project uses engineering tools to design the "Shell Eco Marathon" prototype chassis of Universidad del Azuay. The research includes the following steps: a state of the art study aimed at knowing the design techniques used in this type of competition; analysis of the rules and regulations of the competition; design phase complemented with CAE software techniques in order to analyze stress and distortions; as well as optimize the chassis weight - stiffness ratio. Finally, the manufacture process is described. The results show that the design achieved is highly efficient considering strength, stiffness and weight ratio. In addition, the design was validated by exceeding all regulatory tests and through dynamic tests.

Keywords: Optimize, Weight, Strength, Stiffness, CAE Software Techniques.



Robert Esteban Rockwood Iglesias
Thesis Director



Diego Francisco Torres Moscoso
School Director



Carlos Andrés Minga Pauta
Author



Translated by,
Lic. Lourdes Crespo

Minga Pauta Carlos Andrés

Trabajo de Titulación

Ing. Robert Esteban Rockwood Iglesias M.Sc.

Octubre, 2016

DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN CHASIS PARA EL PROTOTIPO DE COMPETENCIA SHELL ECO-MARATHON

INTRODUCCIÓN

Hoy en día los vehículos se diseñan pensando en su rendimiento energético, y cada vez tienden a ser más eficientes, es decir utilizan menor cantidad de energía para lograr su propósito. Para promover este enfoque y contar con la participación de diseñadores profesionales, universidades y centros especializados, se ha concebido la competencia “Shell Eco-Marathon” (SEM), la cual pone a prueba la capacidad de estudiantes de ingeniería, para diseñar y construir un vehículo eficiente, el mismo que deberá permanecer íntegro durante y después de la competencia. La competencia Shell Eco-Marathon se celebra cada año en tres continentes (América, Europa y Asia), esta competencia desafía a jóvenes estudiantes de ingeniería y escuelas técnicas a reducir el consumo energético de un vehículo, para este concurso existen dos categorías, la primera se enfoca a los prototipos en el que la aerodinámica y su peso toman un papel importante, mientras que la segunda es para los vehículos de concepto urbano los cuales se asemejan a un micro coche de carretera de cuatro ruedas y dos asientos tanto para el conductor como para el acompañante. (Shell Eco-marathon, 2016)

La principal función de un chasis es soportar los principales elementos que conforman el vehículo, conjuntamente con las cargas que actúan sobre el mismo, es por esta razón que

este elemento tiende a ser el más pesado de todos, el objetivo planteado, es diseñar un chasis lo más liviano posible que cumpla con las características estructurales y de seguridad establecidas en la competencia SEM Américas. El reto está en conseguir un balance entre la rigidez necesaria respecto al peso. Por otro lado, hay que tomar en cuenta los procesos de manufactura y costos asociados, los mismos que deben resultar viables para el medio donde se desarrolla el proyecto. Este trabajo de titulación está enfocado al desarrollo del diseño y construcción de un chasis para el prototipo de competencia Shell Eco-Marathon, cuyo evento se realiza el mes de abril de 2016 en la ciudad de Detroit (EEUU). Para poder ejecutar este tema de la manera más apropiada se ha dividido en cuatro capítulos los mismos que deberán cumplir con ciertas actividades preestablecidas.

En primer lugar se levanta información referente a los procesos actuales enfocados al diseño de chasis, acompañado de una revisión teórica sobre el mismo, esta revisión se basa en experiencias de equipos participantes en eventos similares, también se consideran las técnicas aplicadas por los equipos líderes.

Los requerimientos que debe cumplir el chasis tienen que ser analizados y puestos en consideración al momento de diseñarlo, además poner en práctica las experiencias contadas por equipos que han participado en este evento años anteriores. Con el fin de que el vehículo sea aceptado se pretende analizar cada ítem del reglamento SEM 2016, ya que este varía año tras año. Por otro lado conocer las técnicas que permiten caracterizar las cargas tanto estáticas como dinámicas, que soporta el chasis; ya que estas son determinantes para la caracterización del modelo de análisis computacional.

El diseño está en función de varios aspectos, entre estos se pueden citar: Su peso, la posición del piloto, visibilidad, ancho de vía, altura del vehículo respecto al suelo, rigidez estructural entre otros. Los resultados obtenidos deben ser analizados y mejorados en caso de ser necesario. El propósito es tener un chasis eficiente para la competencia SEM.

Finalmente para la construcción del chasis se adquiere el material requerido, para luego dar paso a la fase de preparación, medición, corte, ensamble y ajuste, seguidamente se realiza un estudio del proceso de soldadura necesario para lograr condiciones de montaje adecuadas, a partir de ello se inicia el proceso de soldadura para posteriormente analizar la necesidad de someter al chasis a un alivio de tensiones residuales.

CAPÍTULO I

ESTADO TECNOLÓGICO DE LOS PROCESOS DE DISEÑO Y MANUFACTURA DEL CHASIS AUTOMOTRIZ

1.1 Shell Eco-Marathon

La competencia Shell Eco-Marathon se celebra cada año en tres continentes (Asia, América y Europa), esta competencia desafía a jóvenes estudiantes de ingeniería y escuelas técnicas a reducir el consumo energético de un vehículo, para este concurso existen dos categorías, la primera se enfoca a los prototipos en el que la aerodinámica y su peso toman un papel importante, mientras que la segunda es para los vehículos de concepto urbano los cuales se asemejan a un micro coche de carretera de cuatro ruedas y dos asientos tanto para el conductor como para el acompañante, estas dos categorías se subdividen en siete subcategorías según el tipo de energía que emplean, tanto para vehículos con motor de combustión interna (MCI) como para vehículos con motor eléctrico, en los vehículos de MCI se encuentran los propulsados por: gasolina, diésel, etanol, gas licuado de petróleo, y gas natural, mientras que para los motores eléctricos se tiene baterías de litio y celdas de hidrogeno. (Shell Eco-marathon, 2016)

1.2 Historia

Esta competencia inicia en el año de 1939, cuando científicos compañeros del laboratorio de Shell Company localizado Wood River (Illinois, EEUU), deciden hacer una apuesta amistosa, para ver quién podía desarrollar un vehículo que llegara lo más lejos posible utilizando la menor cantidad de combustible, la actuación ganadora fue el vehículo que alcanzó una eficiencia de 49.7 millas recorridas con un galón de combustible (21.12 Km/l). Desde entonces esta competencia se siguió desarrollando hasta llegar a Europa en el año de 1985, siendo la primera Shell Eco-Marathon oficial, la primera SEM Américas se dio en el año 2007, mientras que para Asia fue en el año 2010. (Shell Eco-marathon, 2016).

1.3 Estado del arte

1.3.1 Diseño de chasis prototipo para Shell Eco-Marathon (Nevado, 2011)

Este texto describe el diseño y construcción del chasis para el prototipo de competencia SEM Europa de la Universidad de Coventry (Gran Bretaña), el equipo inició el diseño con un proceso de optimización, el mismo que consistía en generar un volumen del contorno del chasis, en función de las medidas del piloto y las restricciones de la competencia, en el que el programa después de analizar las cargas que soporta el chasis, da como resultado una aproximación de cómo debería ser la estructura del mismo, con el fin de obtener menores dimensiones y por ende una estructura “ligera”. Una vez realizada esta optimización el equipo pudo conocer las bases estructurales, las cuales, les sirvió de guía para obtener un diseño favorable. El material seleccionado para la construcción de este chasis fue tubo de aluminio de sección circular y cuadrado (6082 T6 1”1/4; $e = 1.62$ mm), después de haberse realizado los diferentes análisis se observó que todos los esfuerzos se situaban por debajo del criterio de falla del material, el cual era de 160 MPa, con un factor de seguridad de 1,5. Para soldar el chasis se utilizó el método de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas) debido a la obtención de cordones de soldadura más uniformes y resistentes. Durante la competencia el vehículo alcanzó una eficiencia de 172 km/L, quedando en el puesto n^o 75 de 145 equipos inscritos provenientes de todas las partes de Europa. (Nevado, 2011)

1.3.2 Diseño, Análisis y Pruebas en un chasis de un vehículo de la Formula SAE (B & R, 2002)

El presente artículo es tomado de la compilación del primer autor, el cual fue miembro del equipo de la universidad de Cornell (USA) para la competencia “Formula SAE”, este estudio se basa en un análisis entre la rigidez estructural versus la rigidez de la suspensión. Aquí se integran varios conceptos claves para el diseño de un chasis, tanto analíticos como experimentales. Las condiciones de carga y requerimientos del vehículo son cuestionados centrándose en las condiciones de la vía y las cargas de carretera sobre el chasis. En este bastidor se examina la torsión y la rigidez relativa del mismo, para facilitar el análisis se utiliza un modelo de elementos finitos. La técnica experimental consiste en analizar dos casos, la primera se centra solamente en el chasis mientras que la segunda consiste en

analizar el chasis con todo su conjunto incluyendo el sistema de suspensión. Para la caracterización de las cargas se realiza de manera independiente con cada elemento que conforma la suspensión, como son los brazos de articulación tanto superior como inferior, ejes que soporta las ruedas, manzana o cubo, entre otros, en los que primeramente se define su funcionamiento para luego definir las reacciones que estos elementos generan al producirse una carga sobre ellos, a continuación se aplica fuerzas críticas, es decir se realiza el análisis suponiendo que el vehículo se encuentra en el peor de los casos, tanto en curvas como en frenadas, para este estudio el equipo de la universidad de Cornell propone una carga en curva de 1.3g y una carga de frenada de 1.4g, este análisis se realiza con cada uno de los elementos que componen el sistema de suspensión de este vehículo, dando así la capacidad de conocer la rigidez estructural y el factor de seguridad de cada uno de ellos. Con las mismas restricciones que se realiza para el conjunto de suspensión, se realiza el análisis de chasis de manera independiente. En el análisis de chasis conjuntamente con el sistema de suspensión, el equipo logra definir que el factor de seguridad es mayor al factor de seguridad de solamente el chasis, dando a conocer la importancia que tiene el sistema de suspensión en un vehículo en cuanto a la absorción de cargas que genera la carretera sobre el bastidor, ya que, con ayuda de este sistema se puede disminuir la capacidad que tienen los esfuerzos sobre la estructura. El chasis fue modelado y analizado en el programa ANSYS®, en el cual, se constató la contribución del sistema de suspensión para la estructura del chasis, ya que los esfuerzos generados con este sistema son considerablemente menores a los esfuerzos que se generan al carecer de este sistema. (B & R, 2002)

1.3.3 Diseño y Análisis de un chasis de vehículo “Eco” (Mat & Ghani, 2012)

La facultad de ingeniería mecánica, de la universidad tecnológica MARA (Malaysia) ha desarrollado un vehículo de carrera para la competencia “Eco-Challenge”, cuyo objetivo es alcanzar la máxima eficiencia del vehículo, para esto el equipo analizó tres tipos de bastidores el primero consistía en un chasis cercha, el segundo se basaba en un chasis de planchas de aluminio prensado y el tercero en un monocasco de fibra de carbono, estos dos últimos fueron descartados después de hacerse el estudio previo, por su complejidad de construcción y altos costos, además de prestar similares condiciones estructurales. El

material seleccionado para la construcción fue perfilaría en tubo cuadrado y circular de acero dulce, debido a su eficiencia y bajo costo. Para determinar la resistencia y rigidez del chasis se realizó mediante FEA (Análisis de Elementos Finitos), los resultados obtenidos mostraron que el chasis era capaz de soportar las cargas requeridas con desviaciones mínimas. Aunque no llegó en los primeros lugares, este vehículo tuvo un buen desempeño dentro de pista. La pregunta que se plantea este equipo es ¿Por qué no llegó en los primeros lugares el vehículo? Esto se debe a que los equipos líderes emplearon materiales de menor peso específico con similares características de rigidez, como es la fibra de carbono y aleaciones de aluminio, los cuales dotan al vehículo de una significativa ligereza frente a una estructura de acero. Por otro lado hay que tener en cuenta que para elaborar un vehículo con este tipo de materiales se requiere de recursos tecnológicos y de apoyo económico, los cuales presentan un nivel de riesgo alto, ya que la inversión es mucho mayor que al construir con acero. (Mat & Ghani, 2012)

1.3.4 Diseño y Desarrollo de un chasis kart plegable (Raghuvanshi Srivastav & Kumar mishra, 2015)

El departamento de ingeniería mecánica, de la universidad Guatam Buddha (Nagar), ha diseñado y desarrollado un GO KART nombrado como “ASHVA” cuyo chasis se puede plegar por la mitad con la ayuda de una articulación que conecta su parte posterior con la parte frontal. El propósito de esta idea es hacer que el vehículo forme parte del equipaje, y de esta forma disminuir los costos asociados al transporte del vehículo. El análisis de resistencia de la unión se ha realizado con la ayuda del software ANSYS®, llegando a la conclusión de que el vehículo puede ser desarrollado con este tipo de unión y plegarse fácilmente con el fin de adquirir menores dimensiones totales. Para el desarrollo del chasis se utilizó tubos redondos de acero inoxidable AS-202 con 30 mm diámetro y 2.5 mm de espesor, la técnica de unión de estos tubos fue mediante el proceso de soldadura de arco eléctrico, debido a que esta era la única opción barata y fiable disponible, con el fin de abaratar el costo de producción del vehículo. Para la validación del GO KART, el departamento de ingeniería mecánica de dicha universidad realizó pruebas, entre las que se mencionan: la prueba de dirección, la misma que se llevó a cabo mediante la eliminación del juego excesivo y medición del radio de giro del kart. Por otra parte

también se realizó la prueba de frenos mediante el cálculo de la distancia de frenado, en este cálculo, la distancia de frenado resultó ser 98cm. También se comprobó la alineación de las ruedas con el fin de asegurarse de que todas las ruedas tanto delanteras como posteriores tienen fijados adecuadamente sus ángulos. El resultado de las pruebas realizadas en el vehículo ratificó los análisis realizados con anterioridad al proceso de construcción. (Raghuvanshi, Srivastav, & kumar mishra, 2015)

1.4 Marco Teórico

1.4.1 Chasis

El chasis hace referencia a un conjunto de elementos unidos de tal manera que forman una estructura “intraslacional”, es decir, una estructura completamente rígida o considerada rígida (Garzon, 2012). El chasis del vehículo es un elemento de suma importancia ya que además de soportar todo el peso de los principales elementos tales como el tren motriz, la dirección, la suspensión, la carrocería, etc. Éste debe de estar diseñado para soportar sobrecargas de uso; es decir, debe soportar las cargas dinámicas originadas por el funcionamiento de los elementos que sostiene y sobretodo soportar las fuerzas dinámicas originadas por el propio movimiento del vehículo. (Alonso, 2008)

1.4.2 Tipos de chasis

1.4.2.1 Chasis escalera o bítubo

Los perfiles tubulares son altamente resistentes a la torsión, en un principio se empezaron a usar montados sobre largueros en I, es decir, que la viga utilizada para los largueros posee una sección con forma de I. Este chasis normalmente está configurado por dos vigas de sección tubular, unidas por refuerzos transversales, diagonales, o los dos. (Garzon, 2012)



Figura 1.1 Chasis tipo escalera

Fuente: (Garzon, 2012)

1.4.2.2 Chasis multitubular

El nombre en sí podría referirse a casi cualquier tipo de chasis, ya que muchos de los tipos utilizan perfiles tubulares como elementos de formación del bastidor, pero en este caso se refiere a un bastidor con cuatro elementos laterales con poca o ninguna triangulación. (Garzon, 2012)



Figura 1.2 Chasis tipo multitubular

Fuente: (Garzon, 2012)

1.4.2.3 Chasis cercha

En ingeniería, una “cercha o estructura articulada” no es más que una estructura conformada por elementos rectos conectados entre sí, conexiones llamadas nudos, los cuales se colocan siempre en los extremos con el objetivo de obtener una estructura rígida e intraslacional. Por lo general, los elementos a unir suelen ser delgados y soportan poca carga lateral, porque la finalidad de la cercha es soportar cargas directamente en los nudos, y no sobre los elementos. Este tipo de chasis no es más que una estructura articulada aplicada al automóvil, en otras palabras, el bastidor del vehículo es una cercha. Un chasis cercha ideal consistiría en una caja rectangular con barras diagonales en todas sus caras, pero debido a que esto es completamente imposible, se suele dividir en 3 o 4 subchasis que se hacen a partir de estructuras articuladas. (Garzon, 2012)



Figura 1.3 Chasis tipo cercha

Fuente: (Garzon, 2012)

1.4.2.4 Chasis monocasco

Probablemente sea el chasis más utilizado para fabricación de automóviles actualmente. El principio básico de funcionamiento y de diseño de un monocasco es simplemente pensar que las cargas son absorbidas por toda la periferia del mismo, ya que el chasis y la carrocería son un solo elemento. (Garzon, 2012)



Figura 1.4 Chasis monocasco

Fuente: (Garzon, 2012)

1.5 Principios para el diseño del chasis

Generalmente se tiene en cuenta dos aspectos: la rigidez a flexión y la rigidez a torsión. La primera se refiere a cuanto flexiona el chasis debido al peso de los diferentes elementos, que conforman el vehículo. La segunda se refiere a cuanto se deforma un chasis debido a una carga asimétrica, un ejemplo práctico puede ser cuando una de las ruedas delanteras pasa por un bache mientras las demás no, este es un aspecto que se debe cuidar al momento de validar la rigidez de un chasis; por lo que depende mucho del tipo de competencia ya que según esto se decidirá cuantos grados se requerirá que se deforme como máximo, cuando se genere el par de torsión. (Andrade & Jaramillo, 2009)

1.6 Recolección de datos

Con el propósito de conocer las estrategias favorables para el diseño de chasis del prototipo, se utiliza la técnica benchmarking, la cual tiene como propósito imitar o considerar varias ideas de equipos que obtuvieron un buen desempeño durante la competencia, para esto es necesario contar con la tabla de posicionamiento 2015 de los equipos líderes de la competencia en los tres continentes (Asia, América y Europa) pertenecientes a la categoría prototipos eléctricos. En los cuales se realiza un análisis de las configuraciones estructurales de chasis. Considerando también la posición del piloto dentro del vehículo, para así de esta manera facilitarnos el trabajo y estudio al momento

de seleccionar una configuración idónea de diseño. A continuación en la Tabla 1.1 se presenta el posicionamiento de los equipos líderes Shell Eco-Marathon 2015.

Tabla 1.1 Cinco equipos líderes de cada uno de los tres continentes

SEM AMERICAS				
Equipo	Organización	Pais	Resultado Km/KWh	Posición
Master dei supermileage 3	master dei high school	Estados Unidos	723,88	3
Duke electric vehicles	Duke university	Estados Unidos	345,61	9
Thunderhawks	Grand Rapids high school	Estados Unidos	341,26	10
Team Carbonair II	Milwaukee school of engineering	Estados Unidos	225,42	12
Cedarville supermilage-Sting	Cedarville university	Estados Unidos	193,88	15
SEM ASIA				
Equipo	Organización	Pais	Resultado Km/KWh	
NSTRU Eco-Racing	Nakhon Si Thammarat Rajabhat University	Tailandia	451,30	7
Ratanakosin Technological College	Rattanakosin Tecnological College	Tailandia	368,70	8
Eco Traveller	Institute of technical Education (ITE)	Singapur	324,50	11
Nanyan E Drive	Nayang Technological University	Singapur	218,40	13
Apatte 62 Team	Universitas Brawijaya	Indonesia	205,00	14
SEM EUROPA				
Equipo	Organización	Pais	Resultado Km/KWh	
TUfast Eco Team	Technische Universitaet Muenchen	Alemania	863,10	1
Ruppin-Jet	Oberstufenzennttrum Ostspringnitz Ruppin S	Alemania	815,70	2
ECO- DIMONI	I.E.S Cotes Baixes	España	649,00	4
Schluckspecht	University of applied sciences Offenburg	Alemania	640,50	5
Augustine	Lycee Leonard da Vinci	Francia	602,20	6

Fuente: (Shell Eco-marathon, 2015)

A partir de esta tabla se jerarquiza las alternativas, dependiendo de la eficiencia energética alcanzada, como se puede observar entre los cinco primeros equipos que alcanzan la mayor eficiencia, se encuentran cuatro de Europa, y un equipo de América seguidos por el resto de equipos que provienen de Asia y más equipos de América, (véase la Tabla 1.2). A partir de ello se recolecta la información pertinente acerca de cada equipo con el propósito de conocer las características más relevantes que hacen que estos obtengan tales resultados.

Tabla 1.2 Orden jerárquico de equipos líderes

SEM				
Equipo	Organización	País	Mejor Resultado Km/KWh	
TUfast Eco Team	Technische Universitaet Muenchen	Alemania	863,10	1
Ruppín-Jet	Oberstufenzentrum Ostspringnitz Ruppín School	Alemania	815,70	2
Master dei supermileage 3	master dei high school	Estados Unidos	723,88	3
ECO- DIMONI	I.E.S Cotes Baixes	España	649,00	4
Schluckspecht	University of applied sciences Offenburg	Alemania	640,50	5
Augustine	Lycee Leonard da Vinci	Francia	602,20	6
NSTRU Eco-Racing	Nakhon Si Thammarat Rajabhat University	Tailandia	451,30	7
Ratanakosin Technological College	Ratanakosin Technological College	Tailandia	368,70	8
Duke electric vehicles	Duke university	Estados Unidos	345,61	9
Thunderhawks	Grand Rapids high school	Estados Unidos	341,26	10
Eco Traveller	Institute of technical Education (ITE)	Singapur	324,50	11
Team Carbonair II	Milwaukee school of engineering	Estados Unidos	225,42	12
Nanyan E Drive	Nayang Technological University	Singapur	218,40	13
Apatte 62 Team	Universitas Brawijaya	Indonesia	205,00	14
Cedarville supermilage-Sting	Cedarville university	Estados Unidos	193,88	15

Fuente: (Shell Eco-marathon, 2015)

Del top 15 de equipos ganadores se tiene la información de algunos equipos, en la Tabla 1.3 se muestra el resumen de estos equipos.

Tabla 1.3 Características principales de cinco equipos líderes en el ranking mundial.

Nombre	Imagen	Características
TUfast Eco Team		<p>País de origen: Alemania</p> <p>Eficiencia de: 863.10 km/kWh</p> <p>Motor eléctrico de: 140W</p> <p>Materiales para la estructura de Chasis: fibra de carbono configuración monocasco y aluminio para el brazo basculante de la rueda posterior</p> <p>Peso de vehículo: 26.5kg</p> <p>Posición del piloto: (acostado)</p> <p>Disposición de las ruedas directrices: Ruedas delanteras cubiertas externas a la carrocería.</p>

Fuente: (Shell Eco-marathon, 2015)

Continuación Tabla 1.3

Ruppin-Jet		<p>País de origen: Alemania Eficiencia de: 815.70 km/kWh Materiales para la estructura de Chasis: fibra de carbono configuración monocasco Posición del piloto: (acostado) Disposición de las ruedas directrices: Ruedas delanteras internas a la carrocería.</p>
Master dei supermileage 3		<p>País de origen: EEUU Eficiencia de: 723,88 km/kWh Materiales para la estructura de Chasis: aluminio estructural con una configuración tipo escalera. Posición del piloto: (acostado) Disposición de las ruedas directrices: Ruedas delanteras internas a la carrocería.</p>
ECO-DIMONI		<p>País de origen: España Eficiencia de: 649 km/kWh Materiales para la estructura de Chasis: fibra de carbono configuración monocasco Posición del piloto: (acostado) Disposición de las ruedas directrices: Ruedas delanteras internas a la carrocería.</p>
Schluckspecht		<p>Eficiencia de: 640 km/kWh Materiales para la estructura de Chasis: fibra de carbono configuración monocasco. Posición del piloto: (acostado) Disposición de las ruedas directrices: Ruedas delanteras externas a la carrocería.</p>

Continuación Tabla 1.3

<p>NSTRU Eco-Racing</p>		<p>País de origen: Tailandia Eficiencia de: 451.30 km/kWh Materiales para la estructura de Chasis: fibra de carbono configuración monocasco. Posición del piloto: (acostado) Disposición de la ruedas directrices: Ruedas delanteras internas a la carrocería</p>
-------------------------	---	--

Con la información adquirida sobre las características de estos equipos, se procede a formular un listado de criterios, los mismos que son sometidos a discusión por los integrantes del equipo, con el fin de tomar una decisión técnica. Para evaluar estos criterios se aplica el método de análisis jerárquico planteado por *thomas Saaty* el cual establece el nivel de importancia mediante una matriz de comparación de pares de criterios, comparando la importancia que tiene cada uno de ellos según la escala establecida y a partir de ello establecer el eigenvector, el mismo que mediante valores numéricos define el peso de cada criterio, según la opinión de los integrantes de equipo. Este procedimiento se aplica con el fin de ponderar el porcentaje de las características más relevantes que hacen que un vehículo sea eficiente, así como el porcentaje que obtienen las alternativas existentes, (Saaty, 2008). Hay que tener en cuenta que no precisamente el que alcance mayor puntuación será el modelo a seguir, sino más bien que servirá como base, ya que los modelos en su mayoría utilizan materiales ultra eficientes difíciles de conseguir debido a sus altos costos y escasos en el medio. A continuación en la Tabla 1.4, se muestra la escala propuesta por Saaty.

Tabla 1.4 Escala jerárquica de niveles de importancia propuesto por Saaty

Escala de Saaty	
Escala numérica	Escala verbal
1	Igual importancia
3	Ligeramente más importante
5	Notablemente más importante
7	Demostablemente más importante
9	Importancia absoluta de un criterio sobre otro

Fuente: (Saaty, 2008)

Después de establecer el orden jerárquico según el nivel de importancia, se da paso a asignar una letra del alfabeto a cada criterio, esto se realiza con el propósito de evitar obtener una matriz demasiado extensa, para este caso las letras asignadas han sido colocadas en orden alfabético como se muestra en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5 Asignación de una letra del alfabeto a cada uno de los criterios de selección

Criterio de decisión	Letra asignada
Autonomía	A
Material (chasis)	B
Facilidad de construcción (chasis)	C
Aerodinámica	D
Material (carrocería)	E
Facilidad de construcción (carrocería)	F
Visibilidad del piloto	G
Seguridad del piloto	H

El análisis de la matriz de comparación entre los criterios de decisión se presenta en la Tabla 1.6.

Tabla 1.6 Análisis de la matriz de comparación en función de los criterios de decisión.

Matriz de comparación en función de los criterios de decisión								
	A	B	C	D	E	F	G	H
A	1	1	3	1	1	3	1/3	1/9
B	1	1	3	1	1	3	1/5	1/9
C	1/3	1/3	1	1/3	1/3	1	1/5	1/9
D	1	1	3	1	1	1	1/3	1/9
E	1	1	3	1	1	3	1/5	1/9
F	1/3	1/3	1	1	1/3	1	1/5	1/9
G	3	5	5	3	5	5	1	1
H	9	9	9	9	9	9	1	1
	50/3	56/3	28	52/3	56/3	26	52/15	8/3

A continuación se normaliza la matriz, para esto es necesario sumar los valores de cada columna, y el resultado es dividido en cada valor de la columna pertinente, por ejemplo de la Tabla 1.6, la sumatoria de la columna A es igual a $50/3$, este valor se divide luego para cada valor de la columna, en este caso el primer valor es 1, y el resultado de la división es 0.06, a partir de esto es posible conocer el peso o el porcentaje de importancia, para ello se suma cada fila y se saca un promedio por fila, en la Tabla 1.7, se muestra la matriz normalizada de comparación, en función de los criterios establecidos.

Tabla 1.7 Resolución de la matriz normalizada de comparación según los criterios de decisión.

Matriz normalizada de comparación en función de los criterios de decisión									
	A	B	C	D	E	F	G	H	Peso
A	0.06	0.05	0.10	0.05	0.05	0.11	0.09	0.04	0.068
B	0.06	0.05	0.10	0.05	0.05	0.11	0.06	0.04	0.065
C	0.02	0.017	0.03	0.019	0.017	0.03	0.06	0.04	0.028
D	0.06	0.05	0.10	0.05	0.05	0.03	0.09	0.04	0.058
E	0.06	0.05	0.10	0.05	0.05	0.11	0.06	0.04	0.065
F	0.02	0.017	0.03	0.05	0.017	0.03	0.06	0.04	0.032
G	0.18	0.26	0.17	0.17	0.26	0.19	0.28	0.37	0.23
H	0.54	0.48	0.32	0.51	0.48	0.34	0.28	0.37	0.41

De igual manera que los criterios de decisión es indispensable analizar también las alternativas presentes, en la que se inicia asignando una letra del alfabeto, para este caso se considera la primera letra del nombre del Equipo, en la Tabla 1.8 se muestra las alternativas.

Tabla 1.8 Asignación de una letra del alfabeto a cada una de las alternativas

Alternativas	Letra asignada
TUfast Eco Team	T
Ruppin-Jet	R
Eco-Dimoni	E
Schluckspecht	S
NSTRU Eco Racing	N
Mater dei Supermileage 3	M

El análisis respecto a las alternativas se realiza en base a cada uno de los criterios, las matrices pertinentes a este análisis se muestran en el Anexo 1. Una vez que se tiene el peso de cada criterio y el peso de cada alternativa en base a cada criterio, es posible concluir el análisis mediante el producto entre cada criterio por la calificación de cada alternativa en base a cada criterio, en la Tabla 1.9 Se muestra el porcentaje de importancia de cada una de las alternativas.

Tabla 1.9 Resolución, porcentaje de importancia que posee cada alternativa.

	A	B	C	D	E	F	G	H	
T	0.068×0.29	0.065×0.18	0.028×0.18	0.058×0.20	0.065×0.18	0.032×0.18	0.23×0.125	0.41×0.16	0.16
R	0.068×0.23	0.065×0.18	0.028×0.18	0.058×0.16	0.065×0.18	0.032×0.18	0.23×0.125	0.41×0.16	0.15
E	0.068×0.17	0.065×0.18	0.028×0.18	0.058×0.14	0.065×0.18	0.032×0.18	0.23×0.125	0.41×0.16	0.14
S	0.068×0.13	0.065×0.18	0.028×0.18	0.058×0.14	0.065×0.18	0.032×0.18	0.23×0.375	0.41×0.16	0.20
N	0.068×0.08	0.065×0.18	0.028×0.18	0.058×0.16	0.065×0.18	0.032×0.18	0.23×0.125	0.41×0.16	0.14
M	0.068×0.06	0.065×0.06	0.028×0.06	0.058×0.16	0.065×0.06	0.032×0.06	0.23×0.125	0.41×0.16	0.12

Después de analizar los resultados se conoce que el diseño con mayores prestaciones es del equipo Alemán Schluckspecht con un 20% seguido por el equipo TUfast Eco Team, con el 16%, uno de los aspectos más importantes de estos equipos, es la postura que adopta el piloto, la cual se caracteriza por tener una posición horizontal del conductor “acostado” a lo largo del eje longitudinal del vehículo, permitiendo mejorar algunas variables de gran interés para permitir alcanzar una eficiencia en el consumo de energía, por ejemplo esta configuración ayuda a reducir el área frontal del vehículo, el tener una área frontal mínima beneficia, a que el vehículo tenga un menor coeficiente aerodinámico, es decir, la resistencia que ejerce el aire sobre el vehículo cuando este se encuentra en movimiento será menor en comparación si se adoptaría una posición con el piloto sentado, por otra parte minimiza la altura máxima del vehículo con respecto al suelo, permitiéndole adquirir mayor estabilidad al circular en curvas, la estabilidad depende de varios factores entre los principales esta la ubicación del centro de gravedad, por lo tanto el tener la masa del piloto a una altura mínima y al mismo tiempo una menor altura máxima del vehículo su centro de gravedad se situará lo más cercano posible con respecto al centro de rotación, este centro de rotación no es más que un punto imaginario generado por la geometría de la suspensión, en este caso, debido a que los vehículos SEM carecen de suspensión, se define por medio de las manguetas de las ruedas, evitando que el CG genere una palanca con respecto al centro de rotación durante una curva, por tal razón el piloto es capaz de maniobrar el vehículo a altas velocidades, o bien circular por una curva sin tener que aplicar los frenos, permitiendo aprovechar la inercia generada durante el movimiento. Estos pequeños detalles son muy importantes ya que para este tipo de competencias en la que la eficiencia es el principal objetivo, suman mucho en los resultados finales.

Es interesante observar los diseños de las carrocerías de estos vehículos, ya que estas cuentan con ventanas laterales alargadas y un amplio visor delantero que cumple la función de parabrisas, permitiendo cumplir con el reglamento de la competencia en cuanto a la visibilidad que debe poseer el piloto, la desventaja de esta configuración es que la visibilidad es un tanto limitada aunque se cumpla con la normativa existe un riesgo, pues se generan puntos ciegos para el piloto en los parantes de la carrocería, además el piloto

debe permanecer con una ligera inclinación del cuello durante la competencia, para poder mirar hacia adelante, esta postura durante un periodo prolongado causa malestar y cansancio en cualquier persona, en fin comparando las ventajas y desventajas de la postura del piloto, se busca minimizar el cansancio en el cuello del conductor y tratar de que los puntos ciegos sean mínimos, de tal manera aprovechar la ventajas que ofrece este tipo de configuración.

En cuanto a los materiales se conoce que los equipos lideres utilizan la fibra de carbono para la estructura del vehículo, sin embargo, el equipo mater dei quien ocupa el tercer puesto en el ranking mundial de la categoría eléctricos utiliza una configuración tipo escalera de tubo de aluminio, el cual ha sido estratégicamente diseñado con el fin de adquirir la rigidez necesaria y un bajo peso, esto hace pensar que es posible alcanzar un buen desempeño tanto con la fibra de carbono como con el aluminio, por otra parte hay que tener claro que en Ecuador estos dos materiales son de difícil acceso, ya que muy pocas personas o empresas lo utilizan para fines estructurales, por lo cual, después de haber indagado en el medio, para ver si es posible adquirir uno de estos dos materiales, se ha encontrado que existe la posibilidad de adquirir aluminio estructural, mediante el patrocinio de CEDAL, la cual es una empresa dedicada a la construcción de perfilería de aluminio, la misma que se muestra interesada en proveer el material para la construcción del chasis. También se consta con información de proveedores de fibra de carbono, pero después de analizar varios puntos en los que se encuentra: la carencia de experiencia en realizar una estructura con este material, además el costo sobre pasa los recursos económicos disponibles, ya que para realizar la estructura se debe invertir primeramente en realizar un molde, generando así un costo final muy alto en comparación con la estructura de aluminio, también se considera la manufactura en aluminio, el mismo que presenta retos, pero que si es posible realizarlo con tecnología disponible en el medio.

1.7 Metodologías para el diseño de chasis

Para desarrollar el diseño de un chasis para competencia, no existe una metodología única, puesto que depende de varios factores, tales como: tipo de competencia, velocidad

promedio a la cual circula el vehículo, tipo de terreno, etc. Es por esta razón que se plantea el siguiente algoritmo.

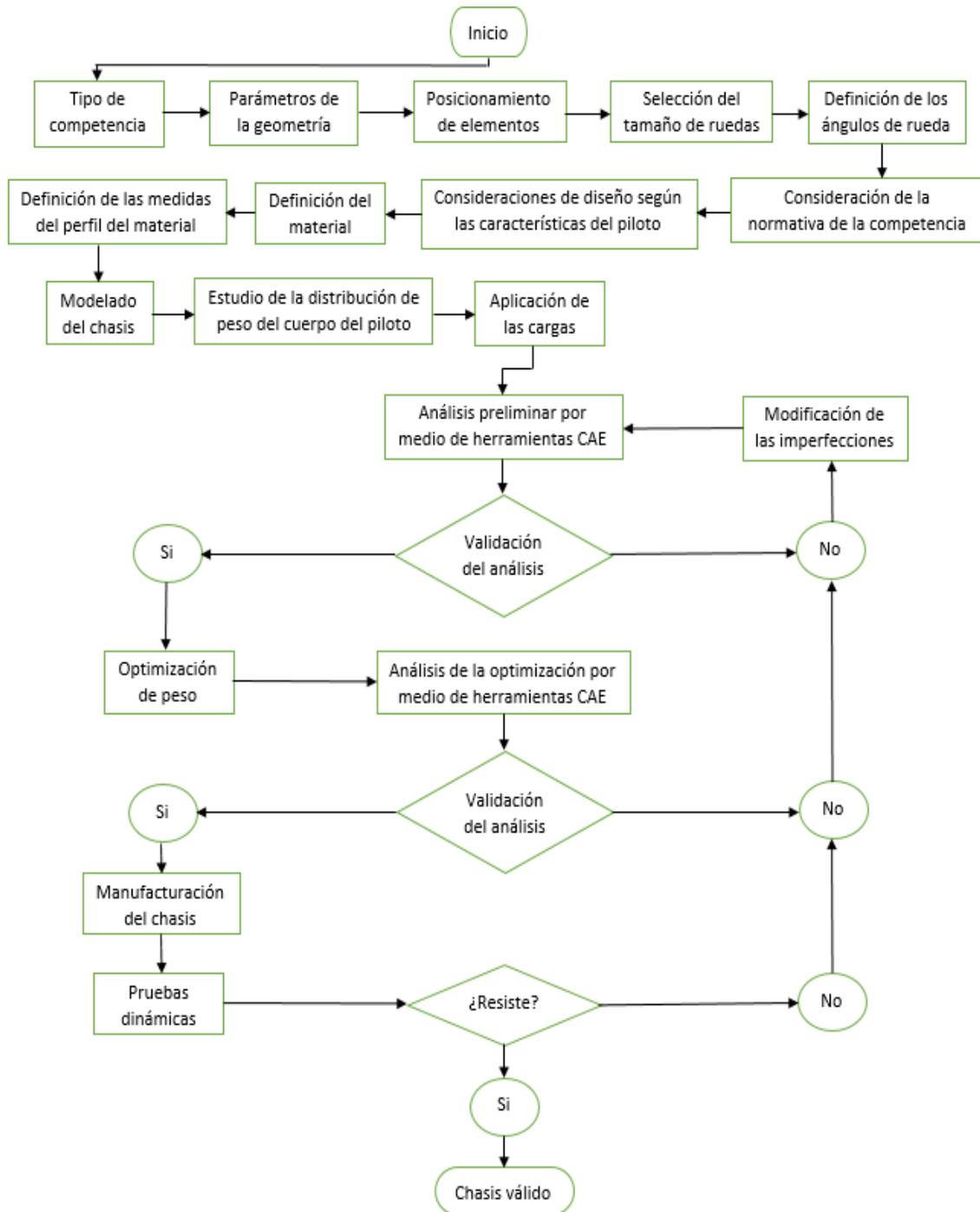


Figura 1.5 Algoritmo para el desarrollo de un chasis

Fuente: Autor basado en (Unzueta, 2002)

Para el proceso del diseño de chasis existen herramientas que facilitan el trabajo de los diseñadores, estas herramientas se denominan técnicas CAE (ingeniería asistida por computadora), la cual ha alcanzado un grado de importancia dentro de la industria automotriz, desde la investigación hasta la práctica comercial. La utilización de CAE otorga un factor de confiabilidad mayor en el diseño, debido a que el programa se basa en modelos matemáticos previamente establecidos, con lo cual evita errores por parte del diseñador, además con estas herramientas es factible plantear varias condiciones de uso de un chasis, y analizar cada una de estas condiciones en un tiempo mucho menor de lo que anteriormente requería un análisis estructural.

Los principales fabricantes de automóviles a nivel mundial han desarrollado nuevas tecnologías relacionadas a la construcción de chasis para vehículos, en la que se combina tecnología aeroespacial con la industria automotriz, el fin de esta práctica es mejorar la rigidez estructural y al mismo tiempo reducir su peso. El aluminio y sus aleaciones han ocupado un puesto significativo en el desarrollo de estas nuevas técnicas, aunque este material ya se venía utilizando en años anteriores, ha tomado fuerza conjuntamente con otros materiales como es la fibra de carbono, la misma que se utiliza para la fabricación de chasis en autos de competencia y vehículos de alto desempeño.

1.8 Definiciones importantes

1.8.1 Concepto de “Diseño”

El termino diseño hace referencia a toda actividad de desarrollo de un producto, es decir, el conjunto de planteamientos y acciones necesarias para llevar acabo y hacer realidad una idea. El diseño se entiende como el desarrollo de una estructura o un sistema que sea portador de características funcionales deseadas y que se logran básicamente por la transformación de información sobre condiciones, necesidades, demandas requisitos y exigencias. (Ingeniería del diseño, 2013). La primera idea que se le viene a las personas al escuchar la palabra diseño, es, imaginación de formas, colores, piensan que tan bonito es tal objeto, pero en realidad el diseño no solo es la parte externa si no que se trata de todo un proceso previamente planificado para hacer realidad una idea en común.

1.8.2 Diseño en ingeniería mecánica

El diseño mecánico es un proceso iterativo en el cual el ingeniero de diseño debe basar sus diseños en códigos y normas establecidas, además debe tener presente aspectos económicos, y de seguridad por cuestiones de responsabilidad legal del producto. La vida útil de un componente mecánico está frecuentemente relacionada con el esfuerzo y la resistencia. La incertidumbre aspecto que siempre ha estado presente en el diseño de ingeniería, se aborda de manera típica mediante el factor de diseño y el factor de seguridad, ya sea en la forma determinista o en un sentido estadístico. El enfoque estadístico se refiere a la confiabilidad del diseño y necesita buenos datos estadísticos. En el diseño mecánico existen otras consideraciones que incluyen las dimensiones, tolerancias, unidades y cálculos. (G. Budynas & Keith Nisbbet, 2008)

1.8.3 Fases de diseño

1.8.3.1 Diseño conceptual

Hace referencia a la búsqueda y aplicación de conceptos y principios para la solución del problema, una vez identificado el problema se sintetiza una o varias posibles soluciones, en esta fase se obtienen principios de solución pero no lo suficientemente como para dar por resuelto el problema. (Ingeniería del diseño, 2013)

1.8.3.2 Diseño preliminar

En esta fase se realiza la concretización de la solución de dicho problema, con el suficiente grado como para evaluarlo objetivamente. Se obtienen formas específicas, materiales propuestos y planos de conjunto con dimensiones generales, que representan al producto como un conjunto organizado de piezas, componentes enlaces y acoplamientos. (Ingeniería del diseño, 2013)

1.8.3.3 Diseño detallado

En esta fase es donde se generan todas las especificaciones necesarias para la producción del producto, la elaboración de planos de detalle, la determinación de etapas de fabricación, la identificación de proveedores, tiempos de producción, etc., esta fase se desarrolla más en ámbitos empresariales. (Ingeniería del diseño, 2013)

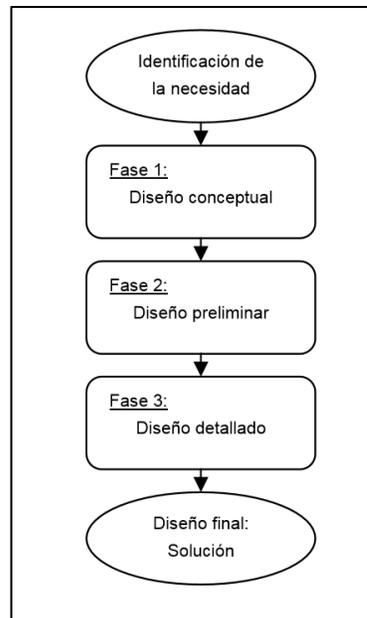


Figura 1.6 Modelo descriptivo lineal del diseño

Fuente: (Ingeniería del diseño, 2013)

1.8.4 Factores importantes para el diseño

1.8.4.1 Resistencia

La resistencia es una propiedad de un material o un elemento mecánico que depende de la elección, el tratamiento y el procesamiento del material, en otras palabras “*la resistencia es una propiedad inherente de una parte*”. Varios procesos en los metales y tratamientos térmicos influyen y causan variaciones de resistencia de punto a punto. (G. Budynas & Keith Nisbbet, 2008)

1.8.4.2 Esfuerzo

“*El esfuerzo es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo*” la misma que está en función de una carga, geometría, temperatura y el proceso de manufactura. Los conceptos de esfuerzo y resistencia dan una clara explicación al momento de diseñar, para que el diseño de un producto sea óptimo la resistencia debe superar al esfuerzo con un margen suficiente con el fin de evitar fallas. (G. Budynas & Keith Nisbbet, 2008)

1.8.4.3 Factor de diseño y factor de seguridad

El factor de diseño (nd) es el que controla la carga de pérdida de función, para esto deben analizarse todos los métodos de pérdida de función, y el que conduzca al factor de diseño más pequeño será el determinante, este factor se puede modificar por razones de redondeo, cambios de sección transversal o utilizar un material con mayores prestaciones, en este caso el factor se conoce como factor de seguridad (η), teniendo el mismo concepto pero difiriendo en su valor numérico. (G. Budynas & Keith Nisbbet, 2008)

$$nd = \frac{S}{\sigma}$$

Siendo:

- s = resistencia de pérdida de la función.
- σ = esfuerzo permisible.

1.8.4.4 Confiabilidad

La confiabilidad de diseño es necesaria para determinar la distribución de los esfuerzos y de las resistencias, relacionándose estas dos con el objeto de lograr un índice de éxito aceptable. La confiabilidad R puede expresarse mediante el intervalo $0 \leq R \leq 1$. Una confiabilidad de $R = 0.90$ indica que existe el 90 por ciento de probabilidad que la parte realice una función adecuada sin falla. Los análisis que permiten evaluar la confiabilidad traducen incertidumbres, o sus estimaciones, en parámetros que describen la situación, también es importante tomar en cuenta que los buenos datos estadísticos y las buenas estimaciones son esenciales para realizar un análisis de confiabilidad aceptable. (G. Budynas & Keith Nisbbet, 2008)

Ejemplo: la falla de 6 partes de cada 1000 fabricadas se puede considerar aceptable, lo que representa una confiabilidad de:

$$R = 1 - \frac{6}{1000} = 0.994$$

Entendiéndose como el 99.4%

1.8.5 Propiedades de los materiales que afectan al diseño

1.8.5.1 Resistencia última a la tensión (S_u)

La resistencia última se considera al punto máximo de la curva esfuerzo deformación, en este punto se mide el máximo esfuerzo aparente, ya que después de este punto la curva empieza a descender, indicando la falla del material, (véase la Figura 1.7). Para conocer el esfuerzo aparente se divide la carga para el área de sección. (Mott, 2006)

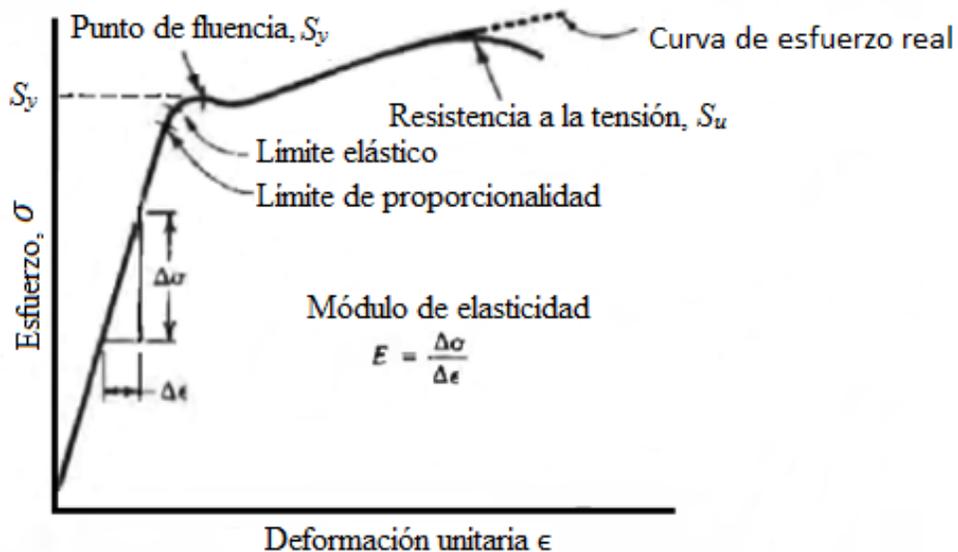


Figura 1.7 Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitaria para el acero.

Fuente: (Mott, 2006)

1.8.5.2 Resistencia de fluencia (S_y)

Se denomina a la parte del diagrama esfuerzo deformación, donde la deformación del material aumenta considerablemente con poco o ningún incremento de esfuerzo, el punto de fluencia indica que el material ya ha cedido en forma plástica y permanente, (véase la Figura 1.7). (Mott, 2006)

Los metales no ferrosos como el aluminio, titanio y ciertos aceros de alta resistencia no poseen punto de fluencia, sin embargo al llegar a un punto establecido por el método de compensación, el mismo que consiste en trazar una recta paralela a la derecha de la gráfica, esfuerzo - deformación, desplazada el equivalente a un 0.2% de la deformación unitaria, de tal manera que crean un punto al intersectarse estas dos líneas, indicando que el material ya ha cedido cerca del valor de esfuerzo S_y , (véase la Figura 1.8). (Mott, 2006)

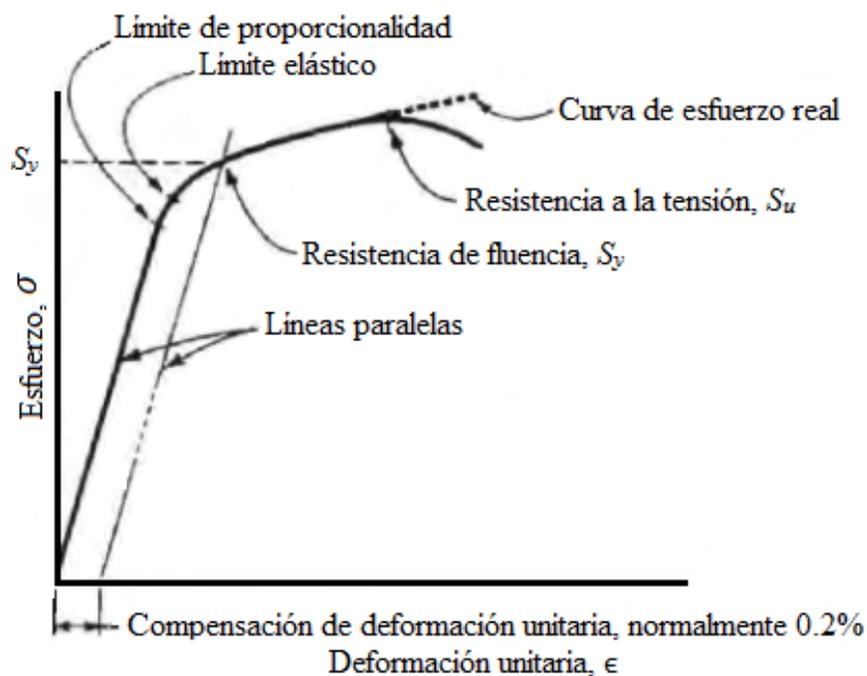


Figura 1.8 Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitaria para aluminio y otros metales que no tienen punto de fluencia

Fuente: (Mott, 2006)

1.8.5.3 Límite de proporcionalidad

Se denomina así al punto de la curva esfuerzo - deformación unitaria, donde termina el comportamiento de línea recta, es decir que el esfuerzo ya no es proporcional a la deformación, dentro de este o por debajo de este límite de proporcionalidad se aplica la ley de Hooke, (véase la Figura 1.7), en diseño mecánico es poco común utilizar los materiales por encima del límite de proporcionalidad. (Mott, 2006)

1.8.5.4 Límite elástico

Por debajo del límite elástico el material toma su forma original después de liberar la carga, el límite de proporcionalidad y el límite elástico se encuentran cercanos al punto de fluencia, debido a su dificultad de determinar rara vez se lo cita. Por arriba del límite elástico el material se comporta de forma plástica, es decir no regresa su forma original después de liberar la carga, (véase la Figura 1.7). (Mott, 2006)

1.8.5.5 Módulo de elasticidad en tensión (E)

En la zona de la línea de proporcionalidad de la curva esfuerzo deformación unitaria, el valor “E” es el módulo de elasticidad del material, siendo este la constante de proporcionalidad. El módulo de elasticidad indica la rigidez o resistencia de un material. También se lo conoce como módulo de Young. (Mott, 2006)

$$E = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformación unitaria}} = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

1.8.5.6 Ductilidad y porcentaje de elongación

Es el grado de deformación que sufre un material antes de su fractura, lo contrario a ductilidad es la fragilidad, los materiales dúctiles son muy utilizados en elementos de máquinas ya que son fácilmente detectables cuando existe una falla inminente, las fallas

repentinas en estos materiales son muy raras. La medida usual de ductilidad es el porcentaje de elongación, siendo esta la diferencia entre longitud final y la longitud inicial, dividido entre la longitud inicial y luego convertida a porcentaje. (Mott, 2006)

$$\text{Porcentaje de elongación} = \frac{L_f - L_o}{L_o} \times 100 \%$$

1.8.5.7 Resistencia al corte (Sys) (Sus)

Tanto la resistencia a la fluencia como la resistencia última al corte son propiedades importantes de los materiales cuyas estimaciones son:

$$S_{ys} = S_y/2 = 0.5 S_y \quad \text{Resistencia de fluencia al corte}$$

$$S_{us} = 0.75 S_u \quad \text{Resistencia última al corte}$$

(Mott, 2006)

1.8.5.8 Relación de Poisson (ν)

Cuando un material se somete a tensión, existe una contracción del área transversal, de manera que la relación de Poisson se denomina a la relación de deformación unitaria de contracción entre la deformación unitaria de tensión, sus valores típicos son: 0.25 a 0.27 para hierro colado, 0.27 a 0.30 para el acero, y 0.30 a 0.33 para el aluminio y el titanio. (Mott, 2006)

$$\text{Relación de Poisson} = \frac{-\epsilon_L}{\epsilon_a}$$

1.8.5.9 Módulo de elasticidad en cortante (G)

Es la relación del esfuerzo cortante entre la deformación unitaria por cortante, esta propiedad indica la resistencia de un material a cargas de esfuerzo de corte, en otras palabras es la resistencia a deformación por cortante. Existe una estrecha relación entre E, G y relación de Poisson. (Mott, 2006)

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Esta ecuación es válida dentro del intervalo elástico del material

1.8.5.10 Módulo de flexión

Otra medida de la rigidez es el módulo de elasticidad en flexión, el cual consiste en la relación de esfuerzo entre deformación unitaria. Los valores del módulo de flexión son muy distintos al módulo de tensión, porque el patrón de esfuerzos en el espécimen es una combinación de tensión y de compresión. Estos datos sirven para comparar la rigidez de distintos materiales de una pieza sometida a flexión. (Mott, 2006)

1.8.5.11 Dureza

Es la resistencia que tiene un material a ser penetrado por algún elemento, siendo Brinell y Rockwell los probadores de dureza que se utilizan con mayor frecuencia para elementos de máquinas. (Mott, 2006)

1.8.5.12 Maquinabilidad

Hace referencia a la facilidad de maquinar un material con la finalidad de obtener un buen acabado superficial y con una duración razonable de la herramienta, la facilidad de maquinado tienen una estrecha relación con las tasas de producción. (Mott, 2006)

1.8.5.13 Tenacidad

Es la capacidad de un material de absorber la energía que se le aplica sin fracturarse, los elementos de máquina sometidos a cargas repentinas o de impacto necesitan tener un alto nivel de tenacidad. (Mott, 2006)

1.8.5.14 Resistencia a la fatiga

Los elementos o piezas sometidas a cargas repetidas o a condiciones de esfuerzo que varían en función del tiempo, fallan debido al fenómeno de fatiga. Los materiales se someten y se prueban bajo condiciones controladas de carga cíclica, con el fin de determinar la resistencia a la fatiga de dichas materiales. (Mott, 2006)

1.8.5.15 Arrastramiento

Se conoce como arrastramiento cuando el material se somete continuamente a grandes cargas de tal forma que este experimenta una elongación progresiva con el paso del tiempo. (Mott, 2006)

1.8.5.16 Relajación

Un fenómeno relacionado con el arrastramiento es la relajación, el cual se da cuando un elemento bajo esfuerzo está limitado bajo carga, que le proporciona una longitud fija y una deformación unitaria fija. Con el paso del tiempo, el esfuerzo disminuiría mostrando el comportamiento de relajación. (Mott, 2006)

1.9 Caracterización de las cargas

Un factor importante al momento de diseñar un chasis es determinar las cargas gravitacionales que actúan sobre este durante su vida útil, ya que, de no ser así no sería posible realizar un análisis y diseño estructural, para esto, es necesario conocer varios aspectos que ayuden a estimar dichas cargas, como por ejemplo la utilidad del vehículo (competencia, turismo, carga o transporte) de igual forma se debe tener conocimiento de su velocidad máxima, tipo de terreno, peso bruto del vehículo, centro de gravedad entre otros. Una vez determinadas estas cargas es necesario analizar las combinaciones más desfavorables del chasis en un momento específico. Las cargas gravitacionales, debido a la acción de la gravedad sobre la estructura, también son denominadas como cargas muertas y vivas.

1.9.1 Cargas muertas

Son cargas permanentes es decir mantienen una magnitud constante en un tiempo de aplicación prolongado y que no son debidas al uso de la estructura. En esta categoría se pueden clasificar las cargas correspondientes al peso propio y al peso de los materiales que soporta la estructura. En general las cargas muertas se pueden determinar con cierto grado de exactitud conociendo la densidad de los materiales (Cabrera & Márquez, 2014). En el chasis las cargas muertas corresponden al peso propio del chasis, y al peso de cada uno de los componentes que conforman el vehículo es decir, todos sus accesorios como la carrocería, el motor, baterías, transmisión, sistema de dirección, etc.

1.9.2 Cargas vivas

Estas cargas corresponden a cargas gravitacionales debidas a la ocupación normal de la estructura y se la considera como distribuida uniformemente, son todo lo contrario a las cargas muertas, debido a que estas cargas sí pueden variar de lugar y magnitud con el paso del tiempo, en el caso del chasis, las posibles cargas vivas serían las cargas que se generan por la ocupación del chasis durante su vida útil, como lo es el peso ejercido por los

pasajeros y el equipaje, además también se puede considerar como carga viva a la carga aerodinámica entre otras (Cabrera & Márquez, 2014). Otra clasificación de las cargas es por la forma de aplicación: estáticas y dinámicas.

1.9.3 Cargas estáticas

Corresponden a una aplicación gradual de la carga, en otras palabras en un tiempo prolongado, en realidad las cargas estáticas son cuasiestáticas, ya que al decir estáticas se estaría refiriendo a un tiempo que tiende al infinito.

1.9.4 Cargas dinámicas

Son aquellas aplicadas súbitamente es decir en un corto periodo de tiempo causando un impacto sobre la estructura. Para el diseño del chasis es necesario considerar algunas de las cargas dinámicas que afectan al mismo durante su funcionamiento, tales como:

1.9.5 Cargas de Aceleración

Al acelerar se producen cargas gravitacionales sobre el chasis, que dependen principalmente de la aceleración alcanzada, los vehículos Shell Eco-Marathon tienden a alcanzar velocidades máximas que bordean los 30 km/h, de 0 a 12 segundos. A partir de ello se puede conocer las cargas generadas en el chasis.

$$a = \frac{vf - v_0}{t} = m/s^2$$

Siendo:

- **a** = aceleración (m/s²)
- **vf** = velocidad final (m/s)

- v_0 = velocidad inicial (0 m/s)
- t = tiempo (seg)

Una vez determinada la aceleración y se conoce la masa del vehículo es posible calcular la fuerza que se genera aplicando la segunda ley de Newton.

$$F = m \times a$$

Siendo:

- F = fuerza (N)
- m = masa (Kg)
- a = aceleración (m/s^2)

1.9.6 Cargas de Frenado

Para estimar las cargas de frenado que afectan al chasis, se parte de la velocidad máxima alcanzada por el vehículo y se supone que el piloto aplica de manera repentina los frenos, de tal modo que el vehículo experimenta una desaceleración brusca, hasta llegar a una velocidad cero en un determinado tiempo.

$$a_{fren} = -\frac{v_f - v_0}{t} = m/s^2$$

Siendo:

- a_{fren} = desaceleración (m/s^2)
- v_f = velocidad final (0 m/s)

- v_0 = velocidad inicial (m/s)
- t = tiempo (seg)

De la misma manera que se calcula la aceleración se determina la fuerza generada en el frenado a partir de la segunda ley de Newton.

1.9.7 Cargas en Curva

Cuando el vehículo se encuentra en una curva y circula a una determinada velocidad, este experimenta una fuerza centrífuga, la cual tiende a expulsar al vehículo de la curva, de igual forma aplicando una carga sobre el chasis la cual depende de la aceleración normal.

$$a_n = \frac{v^2}{r} = m/s^2$$

Siendo

- a_n = aceleración normal
- v = velocidad máxima
- r = radio de la curva

La velocidad máxima que puede circular un vehículo en una curva, debe determinarse a partir de varios factores, a continuación se muestra la ecuación que limita esta velocidad.

$$v = \sqrt{ud \times r \times g}$$

Siendo:

- v = velocidad máxima en curva (m/s)
- μ_d = coeficiente de rozamiento
- r = radio de la curva (m)
- g = gravedad (9.81 m/s^2)

1.10 Transmisión de cargas a los apoyos de rueda

Para definir las cargas en los apoyos de rueda lo que se debe tener claro y definido previamente es el centro de gravedad del vehículo, ya que este juega un papel fundamental en cuanto al comportamiento del vehículo sobre la pista, (véase la Figura 1.9).

El centro de gravedad (CG) de un cuerpo no es más que un punto imaginario que cuenta con dos propiedades importantes, la primera es que se puede unificar toda la masa de un cuerpo en ese único punto y que el reparto del peso seguiría siendo el mismo, por ejemplo en un vehículo que tenga un reparto de 100kg en cada apoyo de rueda, si concentramos una fuerza igual al peso del vehículo en el CG seguirá teniendo un reparto de 100 kg en cada apoyo de rueda, otro caso sería si se suspendiera al vehículo desde el CG, este quedaría en equilibrio. La utilidad de esta propiedad es muy interesante ya que para realizar los cálculos no es necesario considerar el reparto de pesos del vehículo sino más bien se utiliza la masa de todo el vehículo concentrada en el centro de gravedad. La segunda propiedad importante del CG es que las fuerzas que se aplican a un cuerpo las podemos aplicar directamente en el centro de gravedad y el comportamiento será el mismo. De igual manera la utilidad de esta propiedad es de gran ayuda ya que para aplicar cualquier tipo de fuerza se aplica directamente al centro de gravedad. (Zonagravedad, 2015)

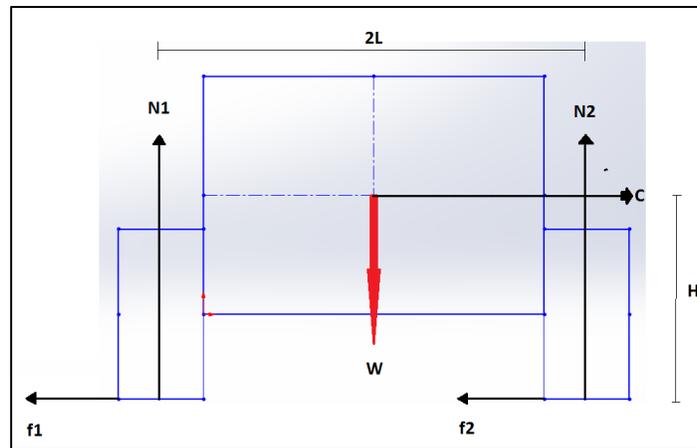


Figura 1.9 Diagrama del centro de gravedad

Fuente: (Zonagravedad, 2015)

Para determinar la posición del centro de gravedad hay varias maneras, tanto experimentales como analíticas, primeramente se puede decir que el CG de gravedad se sitúa en el centro del ancho de vía del vehículo, es decir a lo largo del eje longitudinal por el hecho de que la parte izquierda y la parte derecha del vehículo son iguales “siempre y cuando exista simetría”, para determinar a qué distancia se encuentra entre el eje delantero y el eje trasero se lo puede realizar de dos maneras, una es conociendo la geometría y si se trata de una geometría sencilla es simple de conocer, mientras más se complica la geometría se puede calcular de manera experimental, para esto es necesario contar con cuatro básculas donde se monta el vehículo y se toma la lectura de las medidas de cada rueda y luego mediante cálculo se puede localizar el centro de gravedad, cuanto más cercano se sitúa el CG a uno de los ejes mayor peso soportara dicho eje. Otra manera para encontrar el CG seria colocar un elemento por debajo del vehículo de tal manera que las ruedas no tengan contacto con el suelo, luego variar el punto de apoyo hasta que el vehículo quede en equilibrio, de tal manera que en ese punto se sitúa el CG. Otro método de conocer el CG del vehículo es en el proceso de diseño, mediante software de diseño, donde es fácil analizar su centro de gravedad ya que estas herramientas lo calculan a partir de ciertos parámetros como es la geometría y el material usado en dicho modelo. (Zonagravedad, 2015)

Una vez determinado la ubicación del CG se puede conocer las cargas que se transmiten a los apoyos de rueda, tanto para el caso estático como dinámico, para el segundo caso se puede citar como ejemplo una aceleración brusca, en la que se produce una transmisión de peso desde la parte frontal hacia la parte posterior, tal como se muestra en la Figura 1.10.

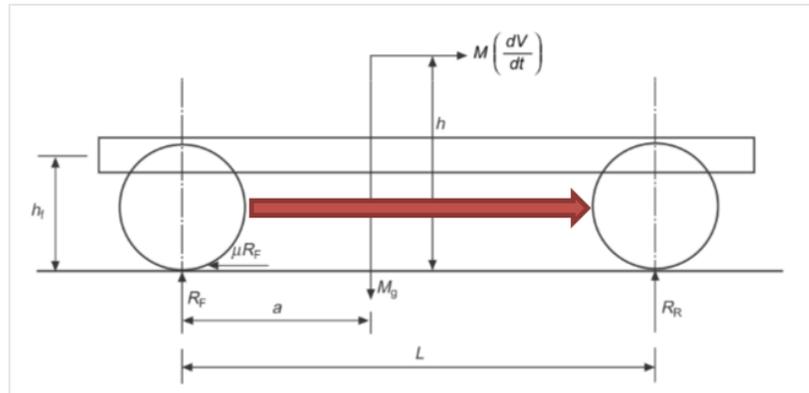


Figura 1.10 Diagrama transmisión de cargas desde la parte frontal hacia la posterior durante la aceleración

Fuente: (Desing Automotive, s.f)

A partir del diagrama de fuerzas se puede conocer las reacciones que se generan en cada apoyo de rueda, para esto es necesario realizar sumatoria de momentos con respecto a uno de los apoyos.

$$\sum M R_R = 0$$

$$-(R_F * L) + M_g(L - a) - Mh \left(\frac{dV}{dt} \right) = 0$$

$$R_F = \frac{M_g(L - a) - Mh \left(\frac{dV}{dt} \right)}{L}$$

Siendo:

- R_F = Resistencia del apoyo en la rueda delantera.
- M = Masa del vehículo.
- g = Gravedad.
- L = Distancia entre ejes.
- a = Distancia del eje delantero al centro de gravedad.
- h = Altura desde el suelo al centro de gravedad.
- dV/dt = Aceleración.

Para el caso de una frenada brusca (desaceleración) se produce un similar efecto únicamente que en sentido contrario, en este caso el peso se transmite desde la parte posterior hacia la parte frontal para este caso se analiza de la siguiente forma.

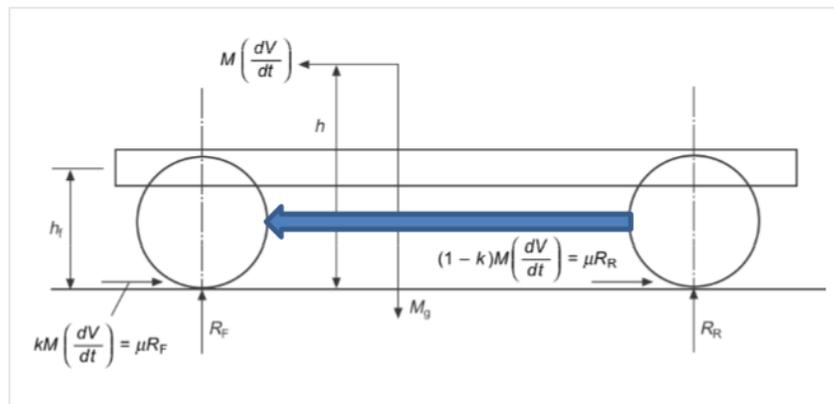


Figura 1.11 Diagrama transmisión de cargas desde la parte posterior hacia la frontal durante la frenada

Fuente: (Desing Automotive, s.f)

$$\sum M R_R = 0$$

$$-(R_F * L) + M_g(L - a) + Mh \left(\frac{dV}{dt} \right) = 0$$

$$R_F = \frac{M_g(L - a) + Mh \left(\frac{dV}{dt} \right)}{L}$$

Otra de las situaciones que también influyen considerablemente en el reparto de peso dinámico, sobre los apoyos de ruedas, es cuando el vehículo circula por una curva, en este caso es muy importante donde está ubicado el CG, ya que de este depende cuan estable es el vehículo, para esto es necesario que el CG esté lo más bajo posible de manera de evitar el balanceo del mismo. Por otra parte, durante la curva se generan esfuerzos en los apoyos de rueda, en el caso del eje delantero de suspensiones independientes se producen fuerzas $F_{Y,w,f}$, que provoca que se generen reacciones como $F_{Y,E}$ y $F_{Y,G}$, en los puntos donde se unen con el cuerpo del chasis, (véase la Figura 1.12). Tanto en el interior como exterior de la curva se generan momentos que afectan significativamente el balanceo del chasis. La distancia efectiva “c” entre los puntos E y G en una suspensión de doble horquilla debe ser tan grande como sea posible para conseguir pequeñas fuerzas en los apoyos del chasis y limitar la deformación de los elementos de goma. (Reimpell, Stoll, & Betzler, 2001)

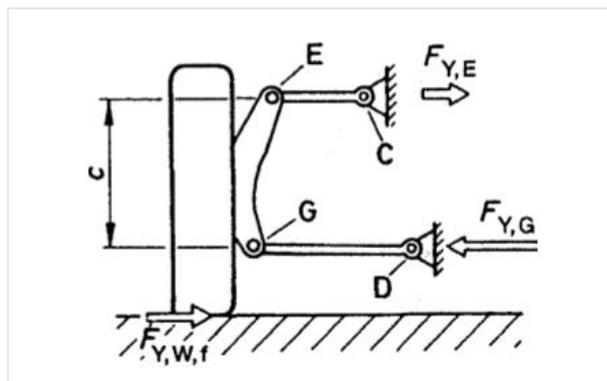


Figura 1.12 Distribución de fuerzas generadas en apoyos de rueda y brazos de articulación al circular en una curva

Fuente: (Reimpell, Stoll, & Betzler, 2001)

1.11 Ángulos de rueda

Para el diseño del chasis también es importante conocer los ángulos de rueda, ya que de estos dependen las cargas que se transmiten desde la superficie del terreno hasta la estructura del mismo.

1.11.1 Akerman

Este ángulo depende de varios factores, entre los principales se encuentra la distancia entre centros y el ancho de vía, este ángulo no es más que la prolongación de las manguetas cuya intersección se ubica en el centro del eje posterior. La función del ángulo Akerman consiste en hacer que tanto la rueda interior a la curva como la exterior a la misma tengan un único punto de giro, (véase la Figura 1.13).

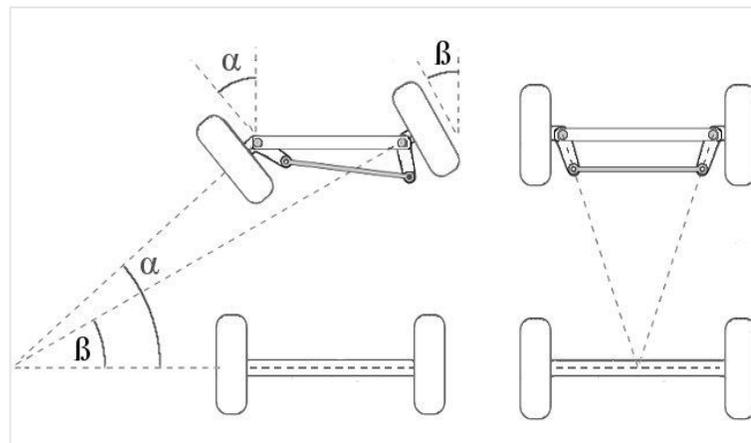


Figura 1.13 Geometría Akerman

Fuente: (Camós, 2011)

1.11.2 Ángulo de inclinación del pivote (ángulo de salida)

Su ángulo de inclinación pone la rueda en posición vertical cuando se da el viraje, llamado también efecto de recuperación de la rueda.

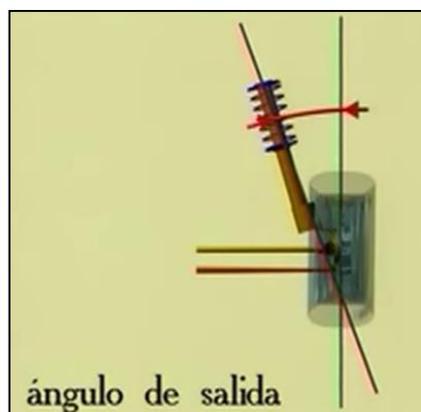


Figura 1.14 Ángulo de inclinación del pivote (ángulo de salida)

Fuente: (Cesvimap, 2014)

1.11.3 Ángulo de caída de la rueda (Camber)

Este ángulo conjuntamente con el ángulo de inclinación del pivote facilitan el viraje, este ángulo puede ser positivo, negativo o puede ser cero. El objetivo es utilizar suficiente camber negativo para proveer un buen rendimiento al tomar las curvas, y a la vez de no permitirle poner mucha carga en el borde interno de la rueda, cuando se circula en línea recta.

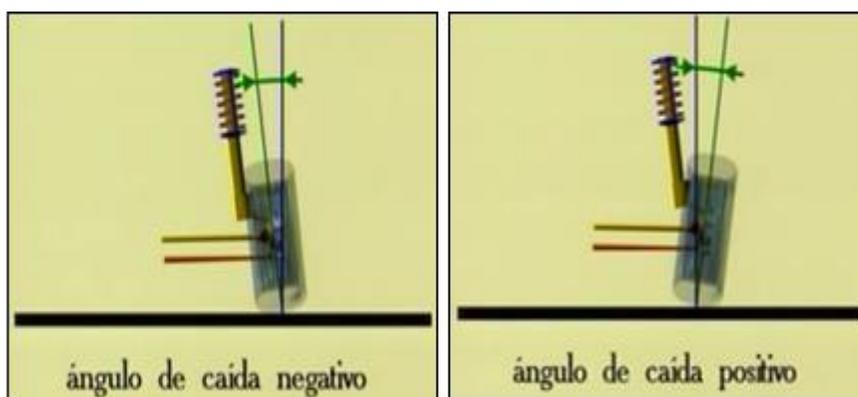


Figura 1.15 Ángulo de caída de rueda (camber)

Fuente: (Cesvimap, 2014)

1.11.3.1 Desventaja del camber negativo

- Si el vehículo experimenta un topetón que causa la pérdida de tracción de una rueda solamente, la otra rueda ejercerá presión hacia la rueda que perdió tracción y el auto se sentirá un poco "nervioso" y susceptible a doblar hacia dentro.
- Un excesivo ángulo camber negativo reducirá la tracción en línea recta requerida para una aceleración rápida y detener el auto súbitamente.

1.11.4 Ángulo incluido

Está formado por la suma de los ángulos de salida y caída, este ángulo mantiene la distancia entre la intersección del suelo con el eje de pivote y punto central con la zona de contacto del neumático con el suelo, esta distancia se llama radio de rodadura o de pivotamiento.

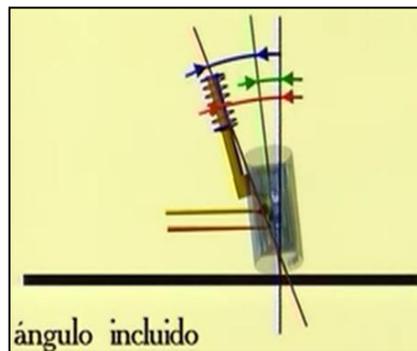


Figura 1.16 Ángulo incluido

Fuente: (Cesvimap, 2014)

1.11.5 Radio de rodadura

Este radio podrá ser positivo, negativo o cero, cabe mencionar que este radio tiene relación con el coeficiente a la rodadura.

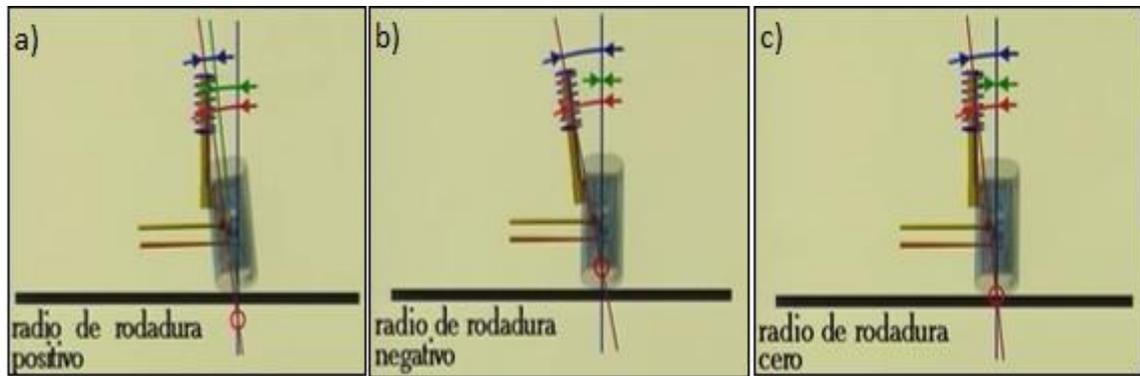


Figura 1.17 Radio de rodadura a) positivo, b) negativo y c) cero

Fuente: (Cesvimap, 2014)

1.11.6 Ángulo de avance del pivote (Caster)

Ayuda a mantener a las ruedas en línea recta es decir da estabilidad a la dirección, también ayuda a la recuperación de las ruedas después de tomar una curva. Este ángulo puede ser positivo, negativo o puede ser cero.

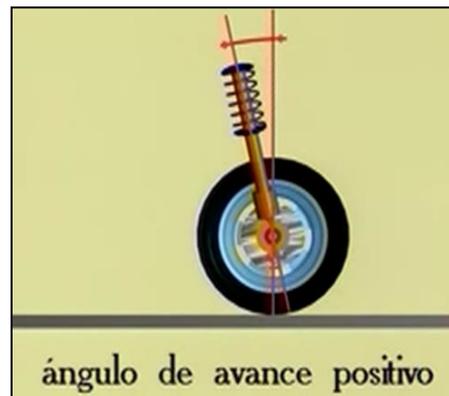


Figura 1.18 Ángulo de avance del pivote (caster)

Fuente: (Cesvimap, 2014)

1.11.6.1 Desventajas de caster positivo

- Si el vehículo no tiene dirección asistida, se tendrá que hacer un mayor esfuerzo al girar el volante para cambiar de dirección.

1.11.7 Convergencia

Es la desviación del plano longitudinal de la rueda hacia adentro o hacia afuera, si la desviación es hacia dentro se dice que es convergente mientras que si la desviación es hacia afuera se dice que es divergente. Un excesivo ángulo de convergencia o divergencia produce un desgaste anormal de los neumáticos.

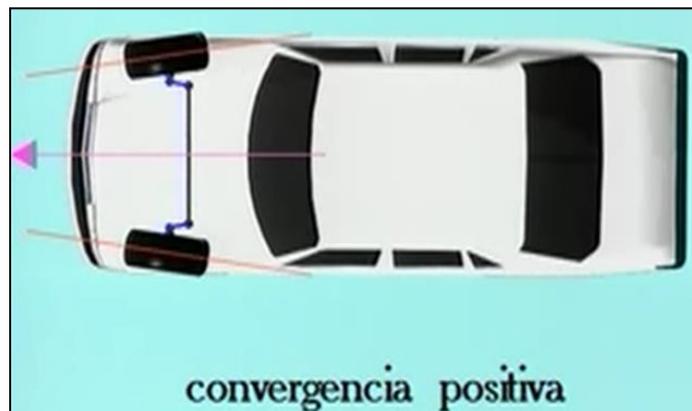


Figura 1.19 Convergencia positiva

Fuente: (Cesvimap, 2014)

1.12 Metodología para la selección de materiales y perfiles comerciales

Como ya se conoce, el peso es un factor importante para este chasis, debido a que el vehículo debe ser lo más eficiente posible, por tal razón se tiene en mente analizar las características principales de al menos dos materiales, en los que se defina perfiles y medidas.

Los materiales que mayores prestaciones ofrecen para este tipo de competencia son la fibra de carbono, el acero, el aluminio y el titanio. Entre los mencionados se descarta la fibra de carbono y el titanio debido a que no se cuenta con los recursos necesarios como para poder realizar una estructura en estos tipos de materiales, es por ello que se analiza simplemente entre el acero y el aluminio.

1.12.1 Acero

El Acero es una aleación entre Fe (Hierro) y C (Carbono), este último con alrededor de 0,05% hasta menos de un 2%, algunas veces posee otros elementos de aleación específicos tales como el Cr (Cromo) o Ni (Níquel) que se agregan con propósitos determinados. Ya que el acero es básicamente hierro altamente refinado (más de un 98%), su fabricación comienza con la reducción de hierro “producción de arrabio” el cual se convierte más tarde en acero. (Castro, 2009)

1.12.2 Clasificación del Acero

Los diferentes tipos de acero se clasifican de acuerdo a los elementos de aleación que producen distintos efectos en el Acero:

1.12.2.1 Aceros al carbono

Más del 90% de todos los aceros son aceros al carbono. Estos aceros contienen diversas cantidades de carbono y menos del 1,65% de manganeso, el 0,60% de silicio y el 0,60% de cobre. Entre los productos fabricados con aceros al carbono figuran máquinas, carrocerías de automóvil, estructuras de construcción, cascos de buques, etc. (Castro, 2009)

1.12.2.2 Aceros aleados

Estos aceros contienen una proporción determinada de vanadio, molibdeno y otros elementos, además cantidades mayores de manganeso, silicio y cobre que los aceros al carbono normales. Estos aceros de aleación se pueden sub-clasificar en: aceros estructurales, aceros para herramientas y aceros especiales. En este estudio se analiza el acero estructural. (Castro, 2009)

1.12.2.3 Acero estructural

El contenido de la aleación varía desde 0,25% a un 6%, estos aceros se emplean para diversas partes de máquinas, tales como engranajes, ejes y palancas, además se utilizan en las estructuras de edificios, construcción de chasis de automóviles, puentes, barcos, etc. (Castro, 2009)

1.12.3 Ventajas de acero

Alta resistencia

La alta resistencia del acero por unidad de peso, permite estructuras relativamente livianas, lo cual es de gran importancia en la construcción de puentes, edificios altos y estructuras cimentadas en suelos blandos. (Diseño de estructuras de acero, s.f)

Uniformidad

Las propiedades del acero no se alteran con el tiempo, ni varían con la localización en los elementos estructurales. (Diseño de estructuras de acero, s.f)

Elasticidad

El acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar esfuerzos considerables. (Diseño de estructuras de acero, s.f)

Ductilidad

El acero permite soportar grandes deformaciones sin falla, alcanzando altos esfuerzos en tensión, ayudando a que las fallas sean evidentes. (Diseño de estructuras de acero, s.f)

Tenacidad

El acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía en deformación (elástica e inelástica). Facilidad de unión con otros miembros: el acero en perfiles se puede conectar fácilmente a través de remaches, tornillos o soldadura con otros perfiles.

Rapidez de montaje

La velocidad de construcción en acero es muy superior al resto de los materiales.

Costo de recuperación

Las estructuras de acero de desecho, tienen un costo de recuperación en el peor de los casos como chatarra de acero.

Reciclable

El acero es un material 100 % reciclable además de ser degradable por lo que no contamina.

Permite ampliaciones fácilmente

El acero permite modificaciones y/o ampliaciones en proyectos de manera relativamente sencilla.

1.12.4 Desventajas del acero

Corrosión

El acero expuesto a intemperie sufre corrosión por lo que deben recubrirse siempre con esmaltes por ello este material es costoso en su mantenimiento.

Calor, fuego

En el caso de incendios, el calor se propaga rápidamente por las estructuras haciendo disminuir su resistencia hasta alcanzar temperaturas donde el acero se comporta plásticamente, debiendo protegerse con recubrimientos aislantes del calor y del fuego (retardantes) como mortero, concreto, asbesto, etc.

Pandeo elástico

Debido a su alta resistencia/peso el empleo de perfiles esbeltos sujetos a compresión, los hace susceptibles al pandeo elástico.

1.12.5 Propiedades físicas del acero A 36

Tabla 1.10 Valores de las propiedades físicas del acero

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7.85	g/cm ³
Resistencia última a la tracción	400-550	MPa
Resistencia a la fluencia	250	MPa
Porcentaje de elongación	20	%
Módulo de elasticidad	200	GPa
Relación de Poisson	0.26	
Módulo de corte	79.3	GPa

Fuente: (MatWeb, 2016)

1.12.6 Aluminio

El aluminio es el metal más abundante de la corteza terrestre pero no se lo puede encontrar en estado puro, más bien integrado en otros elementos como la Bauxita, para la extracción del aluminio se aplica un proceso electrolítico, el peso específico de este metal es igual a $2,7 \text{ kg/dm}^3$, es decir, aproximadamente tres veces más liviano que el acero ($7,87 \text{ kg/dm}^3$). Posee un color gris plateado, su conductividad eléctrica es un 60% de la del cobre y 3,5 veces mayor que la del hierro. Su punto de fusión es 660°C y el de ebullición 2.450°C . Este punto de fusión relativamente bajo, unido a su punto de ebullición bastante alto facilita su fusión y moldeo.

El aluminio tiene multitud de aplicaciones: su bajo peso específico lo hace útil para la fabricación de aleaciones ligeras, extensamente empleadas en construcciones aeronáuticas, y en general, cada vez más en los vehículos de transporte. Su resistencia a la corrosión lo hace útil para fabricación de depósitos e inclusive al no ser tóxico se utiliza en empaques de medicinas alimentos y bebidas.

1.12.7 Ventajas del aluminio

Mantenimiento bajo o nulo

Debido a su alta resistencia a la corrosión ayuda a que su durabilidad sea superior a la de otros metales.

Bajo peso

Su bajo peso en relación con el acero ($1/3$ el peso del acero) y alta relación resistencia/peso, hace que este sea utilizado en diferentes aplicaciones en donde el peso es un factor importante como es la aeronáutica, automovilismo, etc.

Facilidad de mecanizado

La facilidad con que este material se puede mecanizar ayuda a reducir los tiempos de fabricación y optimización de las herramientas de corte ya que estas no se ven afectadas durante el proceso de mecanizado.

Facilidad para el ensamble

Por su menor peso es útil para montajes de difícil acceso.

Alta reciclabilidad

El aluminio alcanza un costo significativo en cuanto a reciclabilidad, superando al costo que alcanza el hierro.

Propiedades anti-chispas

En ambientes inflamables o explosivos es necesario contar con materiales anti chispas o con una capacidad mínima de producir chispas. Es por ello que el aluminio es comúnmente utilizado para construir cajas protectoras de baterías de litio.

Baja emisividad

Tiene la capacidad para reflejar la luz solar, en el interior de una estructura de aluminio el ambiente es más fresco. (Peralta & Montanaro, s.f)

1.12.8 Desventajas del aluminio

- Posee una menor resistencia con respecto al acero.
- Existe dificultad en el proceso de soldabilidad ya que requiere técnicas de soldadura diferentes al del acero.

1.12.9 Propiedades físicas y mecánicas del aluminio estructural 6005 T6

Tabla 1.11 Valores de las propiedades físicas del aluminio

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	2.7	g/cm ³
Resistencia última a la tracción	260	MPa
Resistencia a la fluencia	240	MPa
Porcentaje de elongación	8	%
Módulo de elasticidad	69	GPa
Relación de Poisson	0.33	
Módulo de corte	26	GPa

Fuente: (MatWeb, 2016)

Después de analizar las características de estos dos materiales y teniendo en consideración el análisis realizado con respecto a la configuración de los equipos líderes en la competencia SEM, se decide realizar un chasis tipo escalera de aluminio, tratando de asemejarse un poco al chasis de fibra de carbono del equipo tailandés el cual consta de dos partes, una delantera y una posterior, las mismas que se unen mediante una junta empernada, esta configuración es muy interesante ya que ayuda a disminuir el largo total del vehículo, dando así la facilidad de que el vehículo pueda ser trasladado como parte del equipaje hacia Detroit, lugar donde se desarrolla la competencia, por otra parte ayuda a reducir el peso del vehículo por el hecho de utilizar menor material.

1.12.10 Propiedades geométricas de los perfiles tubulares

La selección de los perfiles tubulares depende principalmente de las propiedades geométricas y por ende de la resistencia del perfil para cada caso de carga. (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f)

1.12.10.1 Carga de tracción

La resistencia de cálculo de una barra bajo una carga de tracción depende del área de la sección transversal y del límite de fluencia, es decir que es independiente de la forma de la sección. No existe ventaja ni desventaja en la utilización de perfiles tubulares desde el punto de vista de la cantidad de material necesario. (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f)

1.12.10.2 Carga de compresión

Para las barras cargadas axialmente a compresión, la carga crítica de pandeo depende de la esbeltez λ y de la forma de la sección. (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f, pág. 5)

La esbeltez λ depende de la longitud de pandeo l_b y del radio de giro i .

$$\lambda = \frac{l_b}{i}$$

Debido a que el radio de giro en las secciones huecas es mayor que en el eje neutro de los perfiles abiertos provoca que la esbeltez en los perfiles tubulares sea menor que en los perfiles abiertos y por lo tanto un menor peso. El comportamiento de un perfil ante pandeo está influido por las excentricidades iniciales de las cargas, la rectitud, tolerancias geométricas, tensiones residuales, la no homogeneidad del material y por la relación tensión deformación. A continuación en la Figura 1.20, se muestran las curvas de pandeo basadas en una investigación efectuada por la convención Europea para la construcción metálica. Estas curvas proporcionan el valor para el coeficiente de reducción de pandeo χ , en función de la curva de pandeo apropiada al caso y de la esbeltez reducida λ . Tanto para la curva “a₀” como para “a” el proceso de fabricación de los perfiles es mediante la

conformación en caliente, mientras que para las curvas “b” y “c”, el proceso de fabricación se realiza mediante la conformación en frío.

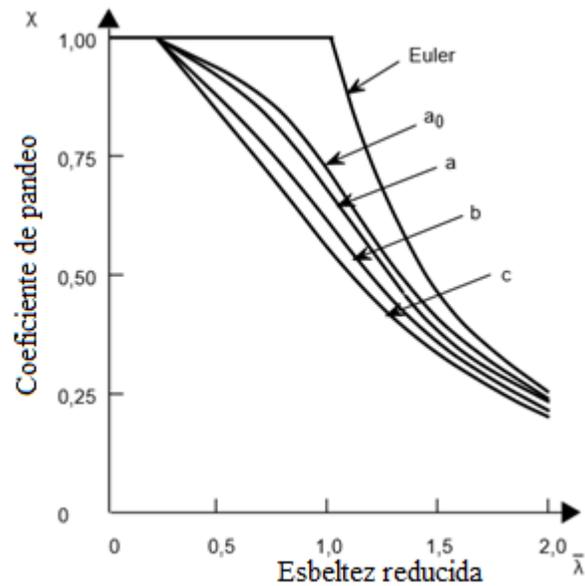


Figura 1.20 Curvas europeas de pandeo

Fuente: (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f, pág. 7)

$$\chi = \frac{f_{b,Rd}}{f_{yd}}$$

De donde

- χ Es el coeficiente de reducción por pandeo.
- $f_{b,Rd}$ Es la tensión de pandeo de cálculo.
- f_{yd} Es el límite elástico de cálculo.

$$\lambda = \frac{\lambda}{\lambda_E}$$

- λ Es la esbeltez adimensional.
- λ_E Es la esbeltez de Euler.

$$\lambda_E = \pi \times \sqrt{\frac{E}{f_y}}$$

Las curvas de pandeo están clasificadas de acuerdo a la tabla 1.12.

Tabla 1.12 Curvas europeas de pandeo de acuerdo con los procesos de fabricación

Sección transversal	Proceso de fabricación	Curvas de pandeo
	Conformación en caliente	a
	Conformación en frío (f_{yb} * utilizado)	b
	Conformación en frío (f_{ya} ** utilizado)	c

* f_{yb} = Límite elástico del material base sin conformar en frío.
 ** f_{ya} = Límite elástico del material después de la conformación en frío.

Fuente: (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f)

La mayoría de secciones abiertas corresponden a las curvas b y c, por tal razón en caso de pandeo la utilización de perfiles tubulares conformados en caliente favorecen debido a la disminución de peso.

Para el caso de una carga de compresión centrada dada se compara las curvas de longitud pandeo vs el límite elástico, en relación con la carga, en la cual se puede analizar el peso requerido por los perfiles. En la Figura 1.21, se muestra que para una longitud de pandeo de 3 m se tiene una comparación de la masa necesaria para una carga determinada tanto con perfiles abiertos como con perfiles cerrados.

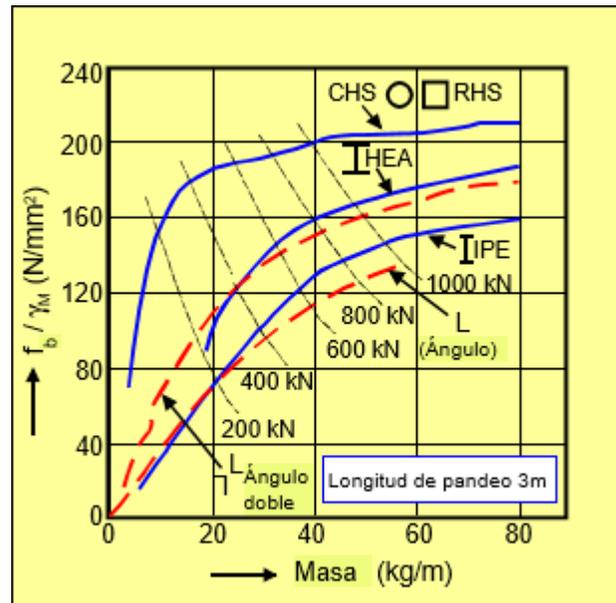


Figura 1.21 Comparación de los pesos de perfiles cerrados y abiertos sometidos a compresión en relación con la carga.

Fuente: (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f)

El comportamiento de los perfiles tubulares frente a pandeo mejora al aumentar el diámetro o la relación entre la anchura y el espesor de la pared.

1.12.10.3 Torsión

Los perfiles tubulares especialmente los circulares se comportan de manera eficaz frente a los momentos torsores, debido a que el material se encuentra uniformemente distribuido, alrededor del eje polar. Dando así un módulo de torsión superior de 200 a 300 veces sobre los perfiles de sección abierta. (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f)

1.12.10.4 Flexión

Los perfiles abiertos como perfil en I presentan mayores beneficios bajo flexión, debido a que su inercia máxima es mayor que la de los perfiles tubulares. Solo en el caso en que la tensión este en función del pandeo lateral los perfiles tubulares podrán ofrecer mayores beneficios que los perfiles abiertos. (Instituto técnico de la estructura en acero, s.f)

1.13 Soldadura

La soldadura es una técnica de unión importante que facilita el proceso de manufactura, sin embargo se requiere de comprensión para poder diseñar la soldadura, entre algunos factores se debe conocer el camino seguido por los esfuerzos, la distribución de la rigidez interna en el nudo y las propiedades de los materiales. El camino seguido por los esfuerzos muestra los elementos que transmiten los esfuerzos y en donde puede ocurrir el fallo, para aclarar de mejor manera se ilustra en la Figura 1.22 un caso de unión soldada entre una placa y un perfil tubular.

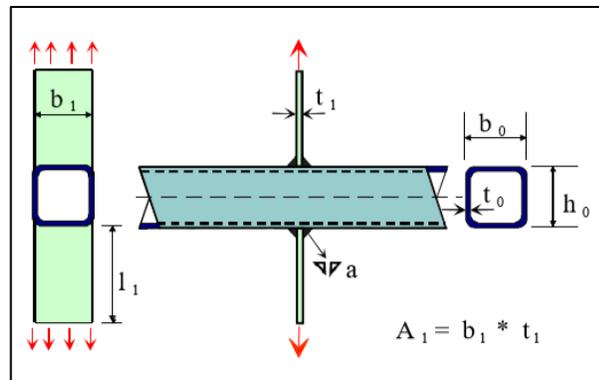


Figura 1.22 Unión de placa a perfil RHS

Fuente: (Wardenier, Perfiles Tubulares en Aplicaciones Estructurales, 2001)

En este caso los esfuerzos deberán pasar por la placa, la soldadura, cara del perfil tubular (a través del espesor) y la pared lateral del perfil tubular. Conociendo este camino se sabe que el fallo puede darse en cualquiera de estas partes. Si la anchura de la placa b_1 es pequeña en comparación con b_0 puede suscitarse varias fallas en la cara del cordón. La distribución de la rigidez interna en el nudo determina la distribución elástica de las tensiones. La importancia de las propiedades de los materiales se puede analizar con el mismo ejemplo, suponiendo que el fallo de la unión de la placa al perfil RHS este gobernado por el fallo de la placa justo antes de la soldadura. Esto quiere decir que la distribución de tensiones en la placa ha de ser considerada con relación al comportamiento del material.

1.13.1 Afectación metalográfica de elementos soldados

El flujo de temperatura, en el material base adyacente produce un ciclo térmico el cual afecta a su estructura y propiedades, estos ciclos térmicos determinan el crecimiento del grano, recristalización y los cambios tanto físicos como químicos. (García, 2014). Otro factor importante es la contaminación de la junta soldada ya sea por elementos externos o por la atmósfera. La pérdida de resistencia que puede ocurrir en la vecindad de la soldadura en algunas aleaciones debe considerarse en la selección de las aleaciones a usar

en una estructura soldada. El diseñador debe convencerse de que la combinación entre materiales base y de aportación es posible para lograr la resistencia y durabilidad requeridas en las condiciones de servicio de la estructura.

1.13.2 Deformaciones durante el proceso de soldadura

Cuando se somete un metal a un proceso de soldadura, este absorbe calor (energía) en un punto centralizado, de tal manera que cambia su microestructura, y por ende crea tensiones y deformaciones que afectan a la unión soldada, con la aportación de calor durante el proceso, el material base tiende a expandirse alterando su forma original o la deseada por el diseñador, para evitar o minimizar al máximo posible estas alteraciones se tiene que conocer las causas que provocan este fenómeno, para de esta manera plantear una solución viable con el propósito de lograr la mínima distorsión del material. (García, 2014)

Durante el proceso de soldadura los niveles de temperatura se distribuyen por todo el material desde el punto donde se está soldando hasta el punto que no es afectado mayormente por el calor, estos niveles se denominan isoterms los mismos adoptan formas de elipses, cada elipse une todos los puntos que tienen la misma temperatura en un momento específico, estos isoterms dependen de la conductividad térmica del material base y de la velocidad con la que se realiza la soldadura, cada punto del sector afectado experimenta una variación de temperatura, (véase la Figura 1.23).

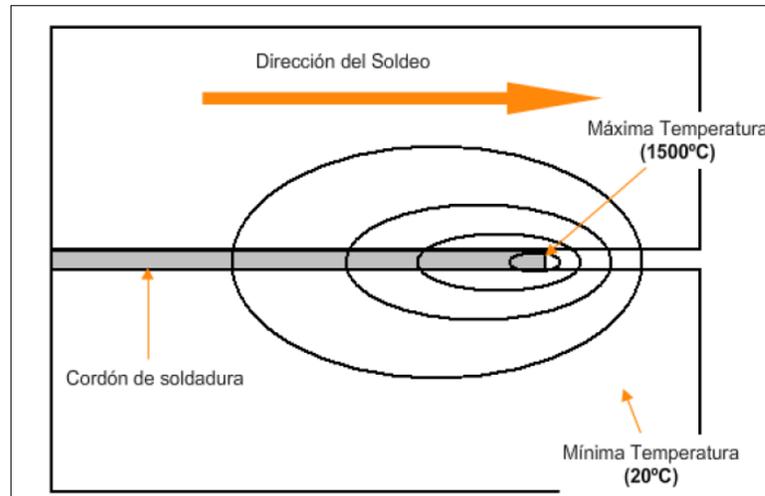


Figura 1.23 Isotermas de soldeo

Fuente: (García, 2014)

A consecuencia de las diferencias de temperatura se presentan dilataciones y contracciones dando origen a tensiones residuales, a continuación en la Figura 1.24 se muestra el origen de las tensiones longitudinales y transversales.

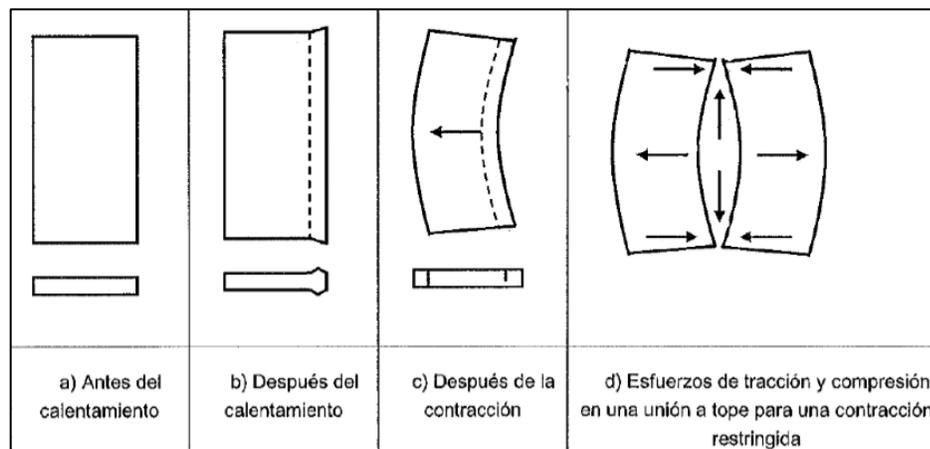


Figura 1.24 Origen de tensiones residuales durante el proceso de soldadura

Fuente: (García, 2014)

1.14 Pruebas y ensayos normados para la validación de los procesos de soldadura

La validación de los procesos de soldadura se realiza con el fin de verificar que las uniones soldadas cumplan con los requisitos de calidad y de integridad mecánica establecidos en el diseño original, para esto se tiene varios métodos, basados en una norma o especificación aplicable. Es obvio que la prueba ideal sería la operación de la estructura en sus condiciones reales de operación, pero desde el punto de vista económico resultaría caro y consumiría mucho tiempo, debido a esto se emplea pruebas estandarizadas mediante ensayos destructivos y no destructivos. (Diaz, G, 2009)

Los ensayos destructivos se realizan con el fin de calificar los procedimientos de soldadura y la habilidad de los soldadores, así como para el control de calidad. Las normas que cubre la mayor parte de las pruebas destructivas son: ANSI / AWS B4.0 “*Métodos Estándar para Pruebas Mecánicas de Soldadura*” y ASTM A370, “*Métodos Estándar y Definiciones para Pruebas Mecánicas de Productos de Acero*”. (Diaz, G, 2009)

Las pruebas destructivas a las que se someten las juntas soldadas se clasifican en mecánicas, químicas y metalográficas, cada una de estas clases involucra un número de pruebas particulares.

1.14.1 Pruebas mecánicas

Este tipo de pruebas involucran la deformación plástica o permanente de la probeta e indica si es apropiado para la función que fue diseñado (Diaz, G, 2009). Entre las pruebas mecánicas que se realizan con más frecuencia tenemos:

- Pruebas de tensión.

Estas pruebas se emplean para la resistencia de los materiales bajo esfuerzos de tracción, también se emplean pruebas de tensión a corte para determinar la resistencia al corte de las soldaduras de filete.

- Pruebas de doblado.

Esta prueba consiste en doblar un espécimen de prueba bajo cargas aplicadas de forma gradual y uniforme con el propósito de evaluar la ductilidad y sanidad de las juntas soldadas. La ductilidad se verifica observando si el espécimen de prueba se fracturo o no bajo las condiciones específicas de prueba.

- Pruebas de dureza.

Estas pruebas se emplean para evaluar los metales base, metal de soldadura depositado y zonas afectadas térmicamente. Estas pruebas proporcionan información relevante de acerca de los cambios metalúrgicos causados por las operaciones de soldadura. Los métodos de prueba de dureza que se emplean son los siguientes:

- Brinell.
- Vickers.
- Knoop.
- Rockwell (escalas).

- Pruebas de impacto.

Por la manera en que se comportan los materiales se realiza este tipo de pruebas ya que el material puede experimentar deformaciones plásticas relativamente elevadas antes de fracturar o fracturarse con una mínima o ninguna deformación es decir se comporta de

manera frágil, es por esta razón que la tenacidad y ductilidad se consideran propiedades distintas. La prueba de tenacidad es la de impacto Charpy en una probeta con ranura en “V” debido a que esta disposición puede reproducir un cambio de comportamiento de dúctil a frágil. Además de las pruebas mecánicas citadas se tiene las pruebas de fatiga y termo fluencia.

1.14.2 Pruebas químicas

Estas pruebas se emplean con el propósito de conocer la composición química de metales base y metales de la soldadura para de esta manera evaluar su resistencia a la corrosión de las juntas soldadas.

Las pruebas de corrosión de las juntas soldadas son necesarias debido a que muchas de las estructuras o componentes soldados cumplen su función en ambientes altamente corrosivos, de modo que puede atacar de manera uniforme a la junta soldada, al metal base o también la zona afectada térmicamente, donde pueden ocurrir varios tipos de corrosión entre los que se tiene: picadura, corrosión en línea, corrosión general, corrosión galvánica, ataque de hidrógeno, fragilización causada por hidrógeno y agrietamiento por corrosión bajo esfuerzo. (Diaz, G, 2009)

1.14.3 Pruebas metalográficas

Estas pruebas consisten en la evaluación de muestras metálicas de la estructura, la evaluación puede realizarse a simple vista, por medio de microscopios ópticos y por difracción de rayos x. Los exámenes metalográficos se usan para los siguientes aspectos: (Diaz, G, 2009)

- Ausencia de defectos de las juntas.
- La distribución de inclusiones no metálicas en la junta.

- El número de pasos de la soldadura.
- Penetración de la soldadura.
- Extensión de la zona térmicamente afectada.
- Estructura metalúrgica del metal de soldadura y de la zona térmicamente afectada.

Las pruebas o ensayos no destructivos tal como su nombre lo indica no alteran las propiedades físicas, químicas y mecánicas de un material. Los siguientes métodos no destructivos pueden facilitar información concluyente con respecto a la calidad de la soldadura:

1.14.4 Inspección superficial

Por medio de la técnica de inspección superficial se puede diagnosticar la integridad superficial del cordón de soldadura, es de gran ayuda para detectar discontinuidades que están en la superficie, esta técnica se realiza por medio de los siguientes ensayos no destructivos. (Diaz, G, 2009)

- Inspección visual.
- Líquidos penetrantes.
- Partículas magnéticas.
- Electromagnetismo.

La técnica no destructiva que más se aplica es la inspección visual donde el inspector inspecciona la costura de la soldadura, así como de la zona próxima a la soldadura, tanto antes como después de soldar; por lo tanto, se recomienda comprobar la separación de la raíz entre las partes que hay que soldar, el ángulo de inclinación entre los elementos estructurales, la uniformidad en la preparación de los bordes de la soldadura, el ángulo de

bisel, la distancia entre la alineación de las caras y la eliminación total de aceite, grasa, etc.

El ensayo con partículas magnéticas es un método rápido y práctico para descubrir los defectos superficiales como las pequeñas fisuras que, por supuesto, no son obviamente visibles. Este método se aplica principalmente para encontrar defectos de soldadura en las uniones de nudos, los cuales resultan difíciles de determinar con otros métodos. Se pulverizan finas partículas magnéticas en la superficie que hay que revisar, y se produce un flujo del campo magnético mediante una bobina o una horquilla magnética. Cuando una fisura distorsiona o produce una discontinuidad en el campo magnético, las partículas magnéticas anteriormente pulverizadas se alinean a lo largo de las fisuras indicando con claridad hasta las más finas de ellas (hasta 1/10000 mm). El registro de la medición se hace con fotografías.

En la práctica, el examen de las soldaduras se limita generalmente a la inspección visual, para cuya realización se precisa de un inspector con experiencia que juzgue la calidad de la soldadura.

1.14.5 Inspección volumétrica

La utilización de esta técnica ayuda a determinar la integridad de un material en su espesor y detectar discontinuidades que no son visibles a simple vista o en la superficie de la pieza. Esta técnica se realiza por medio de los siguientes ensayos: (Diaz, G, 2009)

- Radiografía industrial.
- Ultrasonido industrial.
- Radiografía neutrónica.
- Emisión acústica.

1.14.6 Inspección de la integridad o hermeticidad

Su aplicación es útil para verificar si un recipiente soldado tiene la capacidad de almacenar un fluido ya sea líquido o gaseoso, sin que exista pérdidas de presión o volumen dicho sea el caso en un tiempo determinado. Para esta técnica se aplican los siguientes métodos: (Diaz, G, 2009)

Pruebas por cambios de presión.

- Hidrostática.
- Neumática.

Pruebas por pérdidas de fluido.

- Cámara de burbujas.
- Detector de halógeno.
- Espectrómetro de masas.
- Detector ultrasónico.

1.15 Método de alivio de tensiones residuales

La aplicación del alivio de tensiones residuales conlleva varios beneficios para alcanzar la mayor rigidez, ya que de no ser así, las tensiones residuales se suman a la carga aplicada en la estructura, a más de eso la presencia de estas tensiones minimizan la resistencia a la corrosión en los metales y provoca un alto riesgo de generación de grietas alrededor del cordón de soldadura.

Existen varios métodos para el alivio de tensiones los mismos que se dividen en dos grupos estos son mecánicos y no mecánicos. Entre los alivios de tensión de forma mecánica más utilizados se tiene:

1.15.1 Martilleado

Consiste en impactar la superficie de soldadura mediante un martillo comúnmente neumático para eliminar las tensiones residuales a tracción, las mismas que provocan agrietamientos en el cordón de soldadura, remplazando por tensiones de compresión beneficiosas. (García, 2014)

1.15.2 Granallado “Shoot peening”

Consiste en generar una capa de tensión residual compresiva beneficiosa y modificar las propiedades mecánicas de los metales, mediante un disparo de perdigones a gran velocidad, estos pueden ser metálicos, de vidrio o cerámicos, con la fuerza suficiente para crear una deformación plástica. (García, 2014)

Por otra parte los alivios de tensión de manera no mecánica se obtiene mediante:

1.15.3 Tratamiento térmico

El alivio de tensiones mediante tratamiento térmico consiste en calentar la estructura soldada en un horno especial y controlar la velocidad de enfriamiento según las características estructurales que se requiera en la soldadura, lo que se logra con el tratamiento térmico es reorganizar la estructura molecular del material. (García, 2014)

1.15.4 Mediante vibraciones

Este método consiste en inducir vibraciones armónicas o sub armónicas, a una determinada frecuencia, en la estructura soldada mediante un instrumento, el cual es controlado por un acelerador según la frecuencia de vibración deseada, las cargas por vibración crean zonas de plasticidad minimizando el estado de tensión. (García, 2014)

CAPÍTULO II

REQUERIMIENTOS PUNTUALES DEL CHASIS EN EL MARCO DE LA COMPETENCIA

Para el desarrollo del prototipo de competencia SEM Américas, se debe de cumplir ciertas normas establecidas en el marco de la competencia, las mismas que están definidas para cada sistema del vehículo, a continuación se analiza los requerimientos más relevantes para el diseño del chasis.

2.1 Diseño del vehículo

Artículo 25: (Shell Eco-marathon, 2016)

a) Durante el diseño de vehículos, construcción y planificación de la competencia, los equipos participantes deberán prestar especial atención a todos los aspectos de la seguridad, es decir, la seguridad del conductor, la seguridad de otros miembros del equipo y seguridad de los espectadores.

a.i) Los vehículos Prototipos deben tener tres o cuatro ruedas para correr, que en condiciones normales de funcionamiento deben estar todas en contacto continuo con la carretera.

b) Los apéndices aerodinámicos, que se ajustan o son propensos a cambiar de forma debido a la fuerza del viento mientras el vehículo está en movimiento, están prohibidos.

c) Las carrocerías de los vehículos no llevarán apéndices externos que podrían ser peligrosos para otros miembros del equipo; por ejemplo parte puntiaguda de la carrocería del vehículo. Los puntos fuertes deben tener un radio de 5 cm o más, en su defecto deberán ser de espuma o material deformable similar.

- d) La carrocería del vehículo debe ser sólida, con una rigidez adecuada para no ser propensa a cambiar de forma debido a la fuerza del viento.
- e) El interior del vehículo no debe contener objetos que puedan lesionar al conductor durante una colisión.
- f) La ventana no debe estar hecha de cualquier material que pueda romperse en fragmentos afilados, material recomendado: policarbonato.
- g) Cualquier tapa del compartimento de la energía (motor / transmisión / batería, etc.) debe ser fácil de abrir para realizar una rápida inspección.
- h) Todas las partes del tren de transmisión, incluyendo el depósito de combustible, los componentes del sistema de hidrógeno, etc. debe estar dentro de los límites de la cubierta del cuerpo.
- i) Todos los objetos del vehículo deben estar montados de manera segura. Cuerdas elásticas u otro material elástico no se permiten para fijar objetos pesados como baterías.
- j) Todos los vehículos debe tener un piso sólido y el marco que impide que cualquier parte del cuerpo del conductor entre en contacto con el suelo, (véase la Figura 2.1).



Figura 2.1 Piso sólido del vehículo según la normativa Shell Eco- Marathon.

Fuente: (Shell, 2013)

k) Todos los vehículos (incluyendo prototipos) deben estar completamente cubiertos. Vehículos descubiertos no están permitidos. Vehículos que se parecen a las bicicletas, triciclos y sillas de ruedas no son aceptables.

l) La Organizadores proporcionarán a cualquier equipo, un equipo de telemetría y les solicitará que lo instale en su vehículo con el propósito de monitorear la competencia y calcular los resultados. En este caso será necesario un lugar específico en donde el equipo de telemetría pueda ser instalado en el interior del vehículo, además se debe proporcionar un agujero en la carrocería del vehículo de no más de 15 mm para el paso de cables en caso que se necesite colocar una antena en la parte externa superior del vehículo.

Los equipos serán informados durante la inspección técnica si se requiere una instalación de este tipo y recibirán pautas de instalación adicionales. Para garantizar la equidad competitiva, todos los equipos en una clase de energía y otros vehículos de categoría particular tendrán que instalar equipos idénticos.

2.2 Rigidez del chasis

Artículo 26: (Shell Eco-marathon, 2016)

a) Los equipos deben asegurarse de que el chasis del vehículo o monocasco está diseñado de ancho y el largo suficiente para proteger eficazmente el cuerpo del conductor en el caso de colisiones o vuelcos. Los organizadores tienen la potestad de excluir cualquier vehículo cuya construcción se considera que es peligroso.

Un monocasco es una construcción que soporta carga estructural mediante el uso de una estructura externa de un objeto en lugar de utilizar un marco.

b) El chasis del vehículo debe estar equipado con una barra antivuelco eficaz que se extiende 5 cm alrededor del casco del conductor sentado en posición normal de conducción con los cinturones de seguridad abrochados, (véase la Figura 2.2).

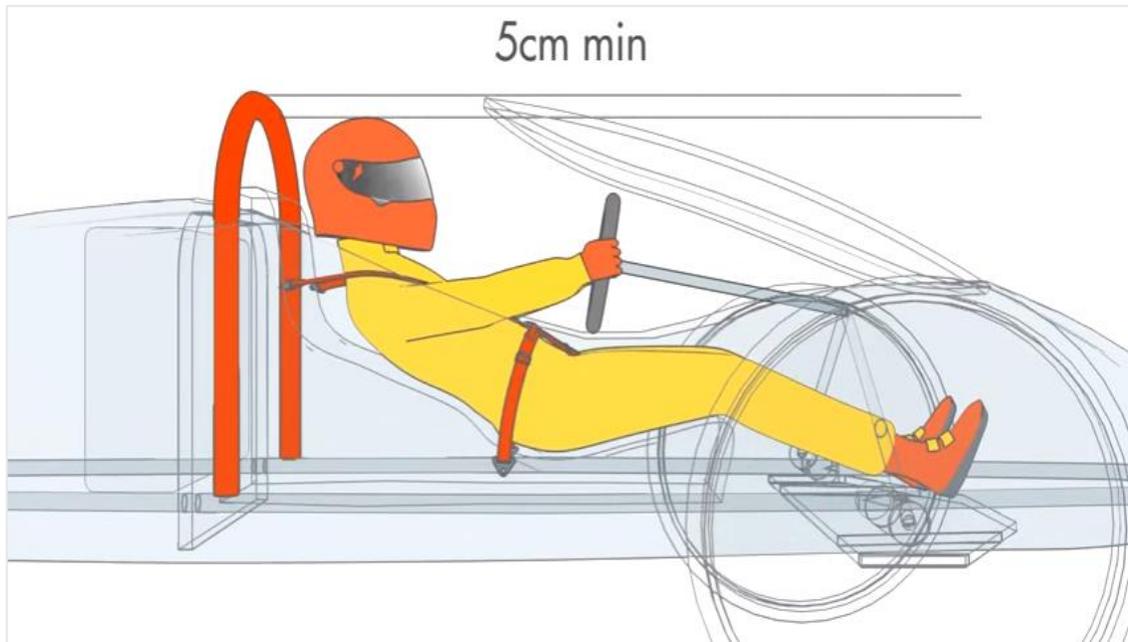


Figura 2.2 Dimensión que debe sobresalir la barra antivuelco sobre el casco del piloto.

Fuente: (Shell, 2013)

Si esta posición impide la visibilidad del conductor se considerará que la barra antivuelco no es adecuada. La eficacia del roll bar y la visibilidad deben ser evaluadas simultáneamente, es decir, el conductor no debe estar en tal posición que él o ella debe levantar la cabeza o el torso por encima de la barra antivuelco para pasar la prueba visibilidad.

c) Esta barra antivuelco debe extenderse más allá de la anchura de hombros del conductor cuando esté sentado en su posición normal de conducción con los cinturones de seguridad abrochados, (véase la Figura 2.3).

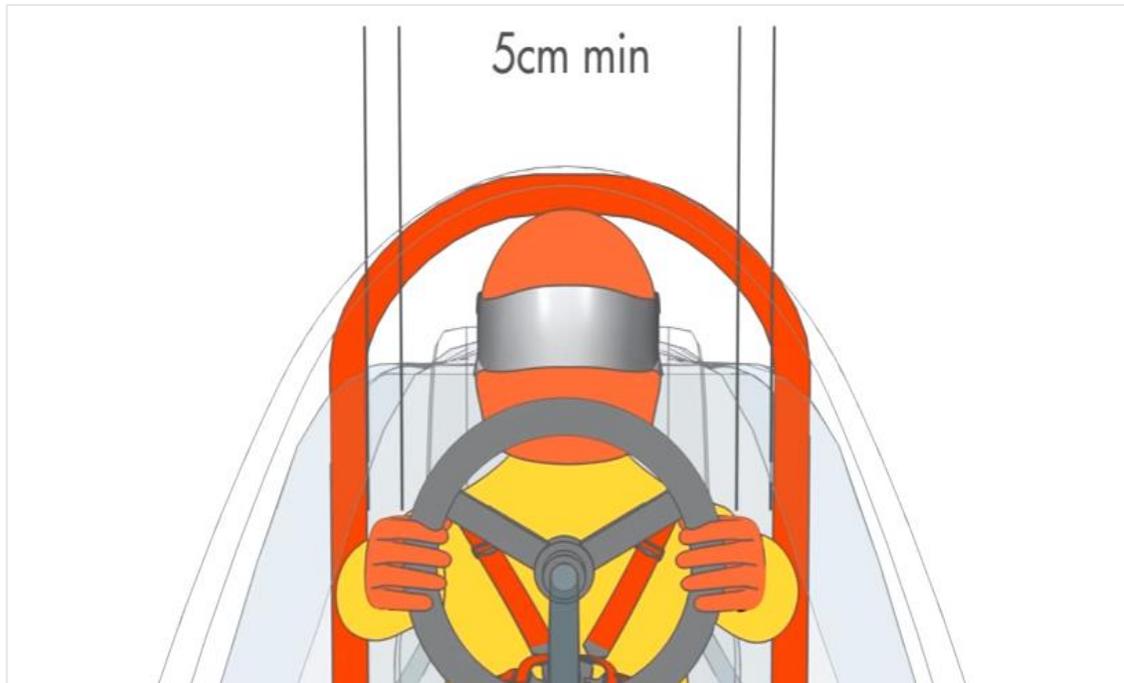


Figura 2.3 Dimensión de debe extenderse la barra antivuelco sobre el ancho de los hombros.

Fuente: (Shell, 2013)

Está permitido utilizar una barra estabilizadora tubular o de tipo panel. Si se utiliza una 'barra estabilizadora tubular', debe ser de metal. Una barra antivuelco panel es el tabique rígido que separa la cabina del compartimiento del motor. Dicha barra antivuelco panel debe ser una parte integral del chasis del vehículo o integrado en un monocasco.

d) Cualquier barra antivuelco debe ser capaz de soportar una carga estática de 700 N (~ 70 kg) aplicada en una dirección vertical, horizontal o perpendicular, sin deformar (en cualquier dirección), (véase las Figuras 2.4 y 2.5).

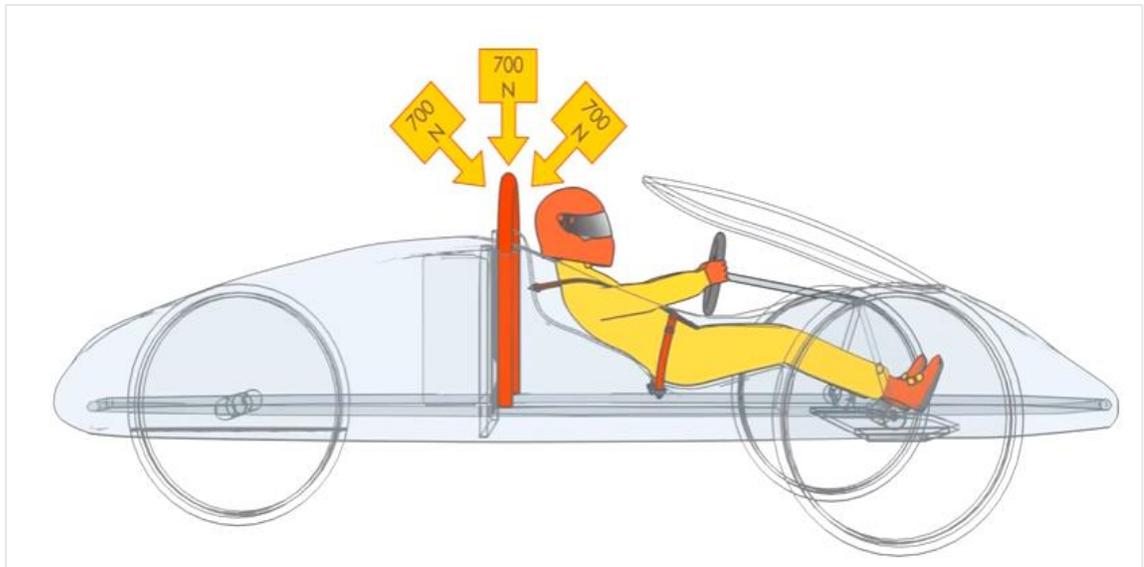


Figura 2.4 Carga puntual de 700 N que debe soportar la barra antivuelco.

Fuente: (Shell, 2013)

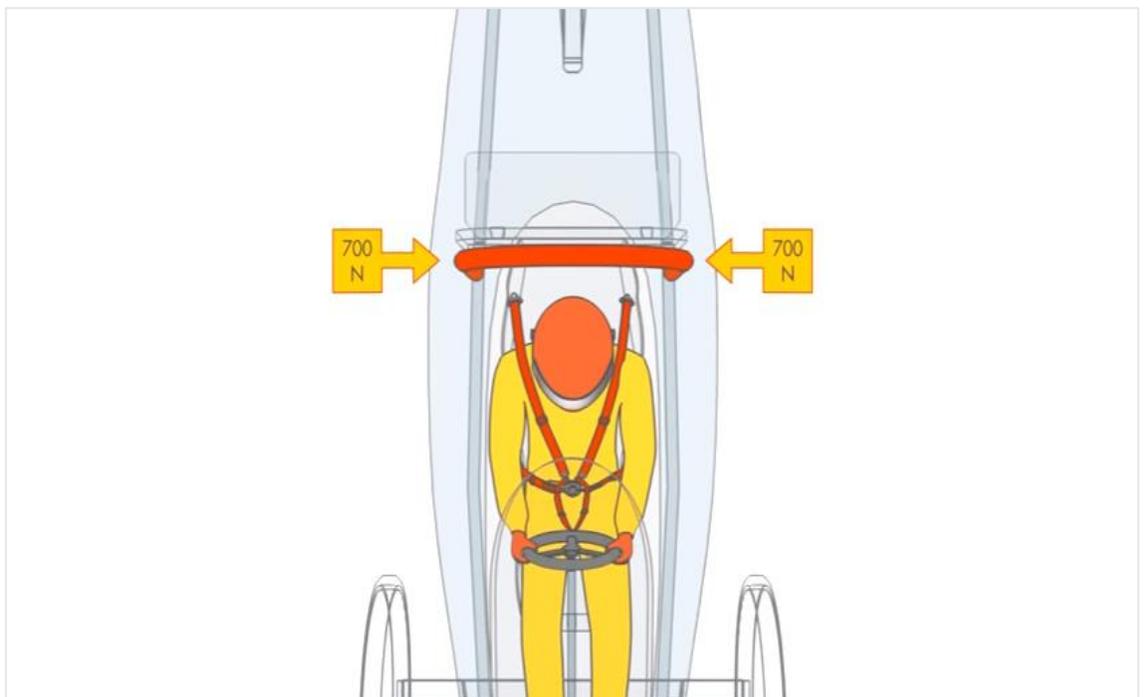


Figura 2.5 Carga lateral de 700 N que debe soportar la barra antivuelco.

Fuente: (Shell, 2013)

2.3 Aislamiento de la propulsión y sistema de almacenamiento de energía

Artículo 27: (Shell Eco-marathon, 2016)

a) Un mamparo permanente y rígido debe separar completamente los sistemas de propulsión y almacenamiento de energía del vehículo desde el habitáculo del conductor. Esto significa motores, pilas de combustible, tanques de combustible, baterías (tanto de propulsión y auxiliares), cilindros de hidrógeno, súper capacitores, etc, deben ser colocados fuera de la cabina del conductor, detrás de la cabeza. El propósito de este mamparo es que, en el caso de una fuga de combustible o un incendio, impida que los líquidos y / o llamas y / o humo lleguen al conductor, (véase la Figura 2.6). Prestar especial atención para evitar brechas y agujeros entre el cuerpo y la cabeza. Se recomienda sellar los espacios con materiales tales como metal / chapa de aluminio o cinta de aluminio.

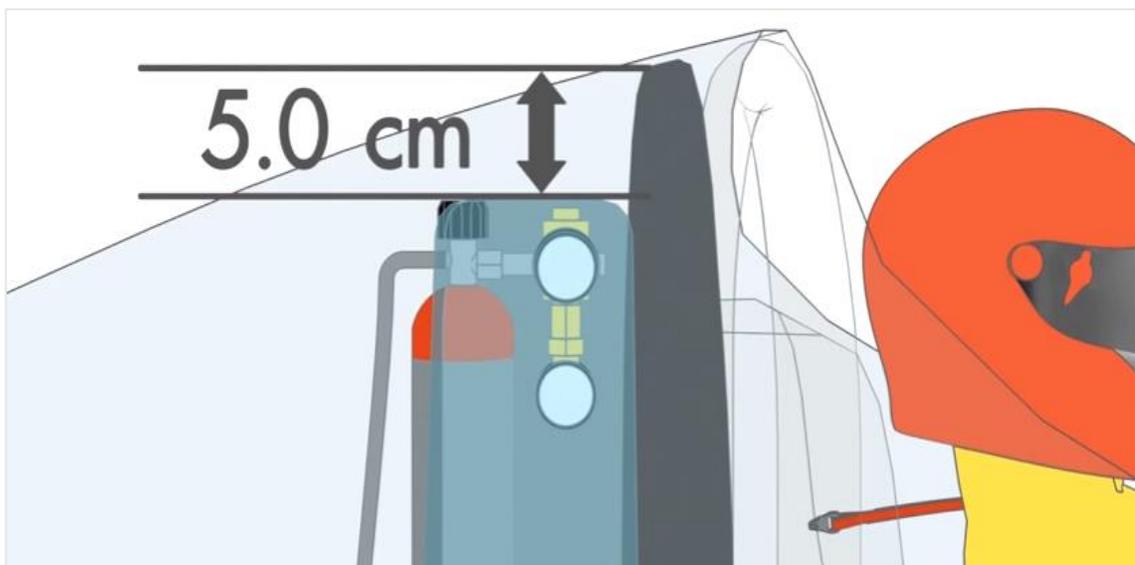


Figura 2.6 Dimensión que debe sobresalir el mamparo de protección sobre la propulsión y almacenamiento de energía.

Fuente: (Shell, 2013)

- b) Este mamparo debe ser construido de material resistente al fuego.
- c) El mamparo debe sellar efectivamente el compartimiento del conductor del sistema de propulsión y combustibles.
- d) El mamparo debe impedir el acceso manual por parte del conductor al compartimiento del motor /energía, (véase la Figura 2.7).



Figura 2.7 Configuración ideal que debe poseer el mamparo de protección.

Fuente: (Shell, 2013)

- e) Si hacen agujeros en el mamparo por el cual pasan alambres, cables, etc., a través de él, es esencial que los alambres, cables estén protegidos por un ojal o material similar para evitar el desgaste por fricción y daños. Todos los agujeros también deben ser llenados, (véase la Figura 2.8).

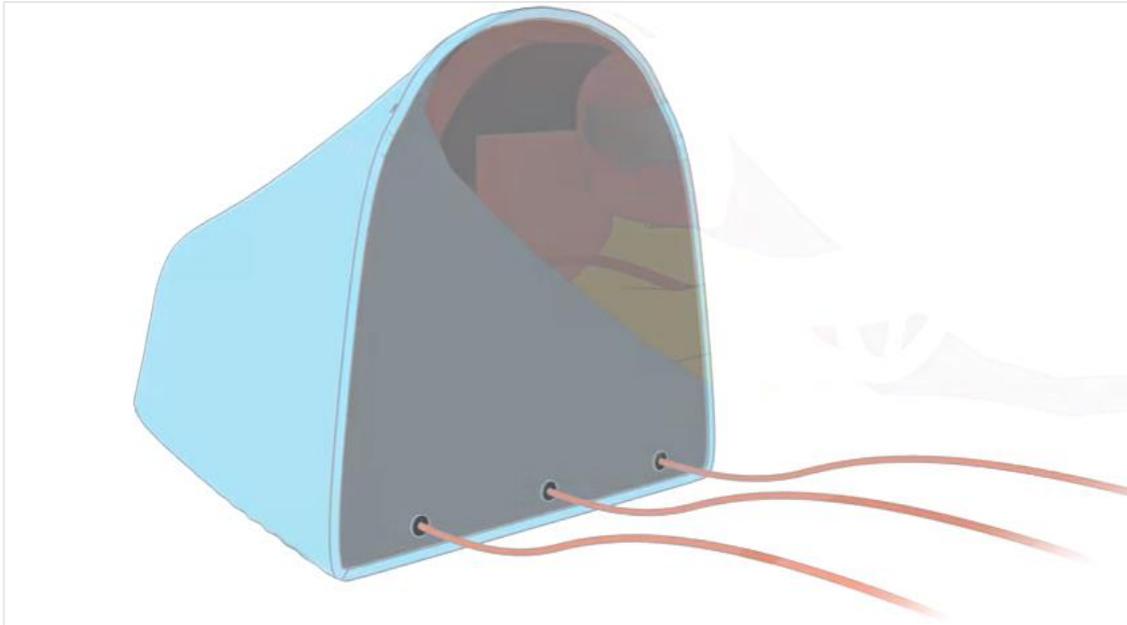


Figura 2.8 Configuración ideal para pasar el cableado desde la parte posterior hacia la cabina de mando.

Fuente: (Shell, 2013)

2.4 Visibilidad

Artículo 28: (Shell Eco-marathon, 2016)

a) El conductor debe tener acceso a un arco directo de visibilidad adelante y 90° en cada lado del eje longitudinal del vehículo. Este campo de visión debe lograrse sin la ayuda de ningún dispositivo óptico (o electrónico), tales como espejos, prismas, periscopios, etc. Está permitido el Movimiento de la cabeza del conductor dentro de los confines de la carrocería del vehículo para lograr un arco total de la visión. El casco del conductor debe estar 5 cm por debajo del arco de seguridad en todo momento.

b) El vehículo debe estar equipado con un espejo retrovisor en cada lado del vehículo, cada uno con una superficie mínima de 25 cm^2 (por ejemplo $5 \text{ cm} \times 5 \text{ cm}$). La visibilidad proporcionada por estos espejos, y su apego adecuado, estarán sujetos a inspección. Un dispositivo electrónico no debe sustituir a un espejo retrovisor.

c) En la inspección técnica de visibilidad se comprobará con el fin de evaluar la seguridad en la pista mediante el uso de postes de más de 60 cm de alto, que se extienden cada 30° en un semicírculo, con un radio de 4 m por delante del vehículo.

2.5 Cinturones de seguridad

Artículo 29: (Shell Eco-marathon, 2016)

a) El asiento del conductor debe estar equipado con un arnés de seguridad efectiva que tiene por lo menos cinco puntos de montaje para mantener al conductor de forma segura en su asiento, (véase la Figura 2.9). Los cinco cinturones independientes deben estar firmemente unidos a la estructura principal del vehículo y se instalarán en una sola hebilla, diseñado específicamente para este propósito. Los puntos de montaje deben estar equipados de manera que los cinturones se auto-alineen con la dirección de la carga (véase la Figura 2.10).

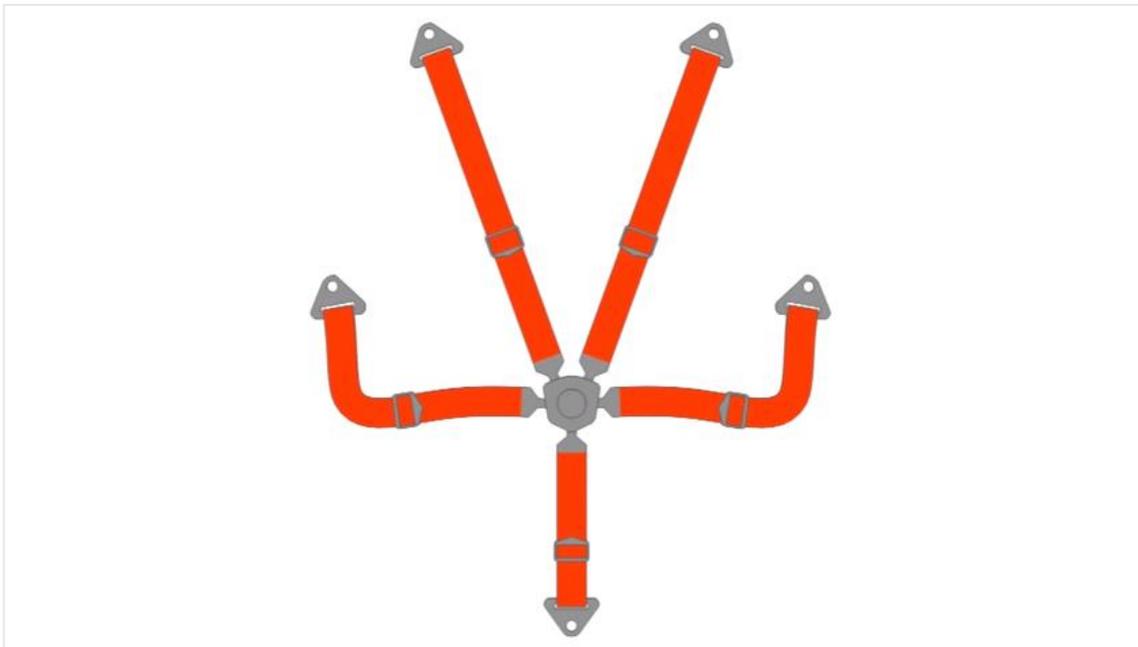


Figura 2.9 Cinturón de seguridad de cinco puntos según la normativa de la competencia.

Fuente: (Shell, 2013)

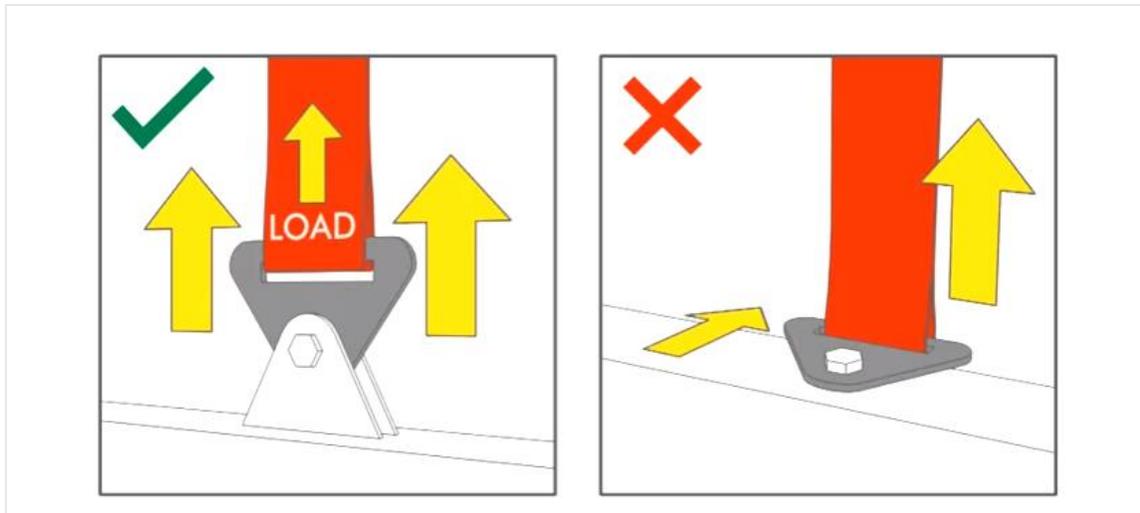


Figura 2.10 Configuración ideal de los puntos de anclaje para los cinturones de seguridad.

Fuente: (Shell, 2013)

b) El arnés de seguridad debe prevenir cualquier movimiento hacia arriba o hacia adelante del torso del conductor. Cualquier holgura en el arnés se debe modificar con el ajustador de longitud del cinturón de seguridad. El ajustador debe estar situado lo más cerca posible al punto de conexión. El punto de montaje de la correa de la entrepierna debe estar detrás de la línea del pecho y las correas más altas deben estar en un ángulo de al menos 10° por debajo de la línea del hombro, (véase las Figuras 2.11, 2.12 y 2.13).



Figura 2.11 Punto de montaje de la correa en la entrepierna.

Fuente: (Shell, 2013)

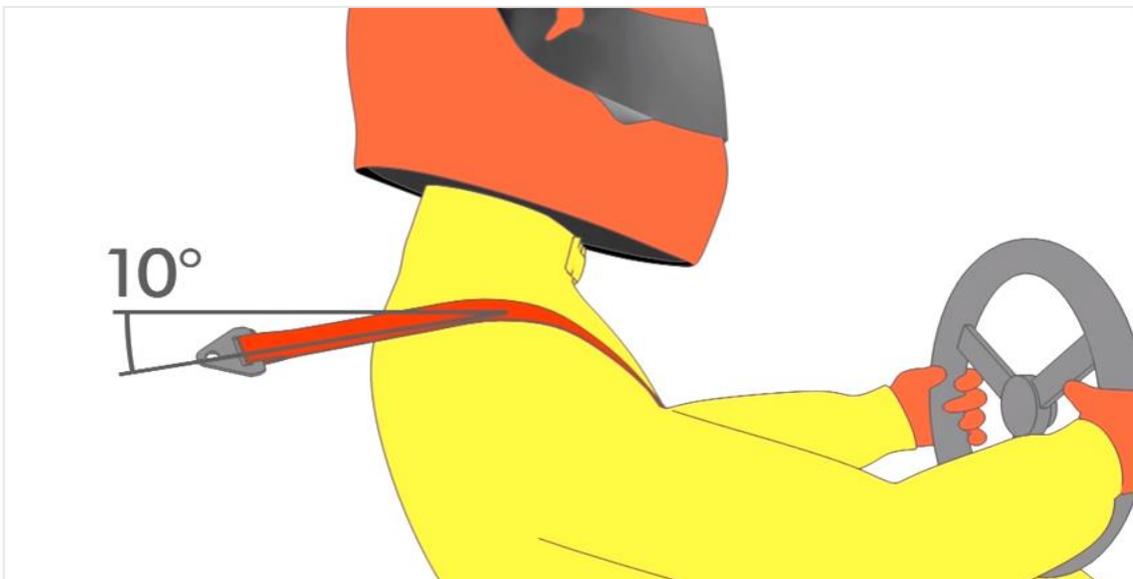


Figura 2.12 Angulo de 10 ° que debe formar la correa del cinturón por debajo de la línea del hombro.

Fuente: (Shell, 2013)

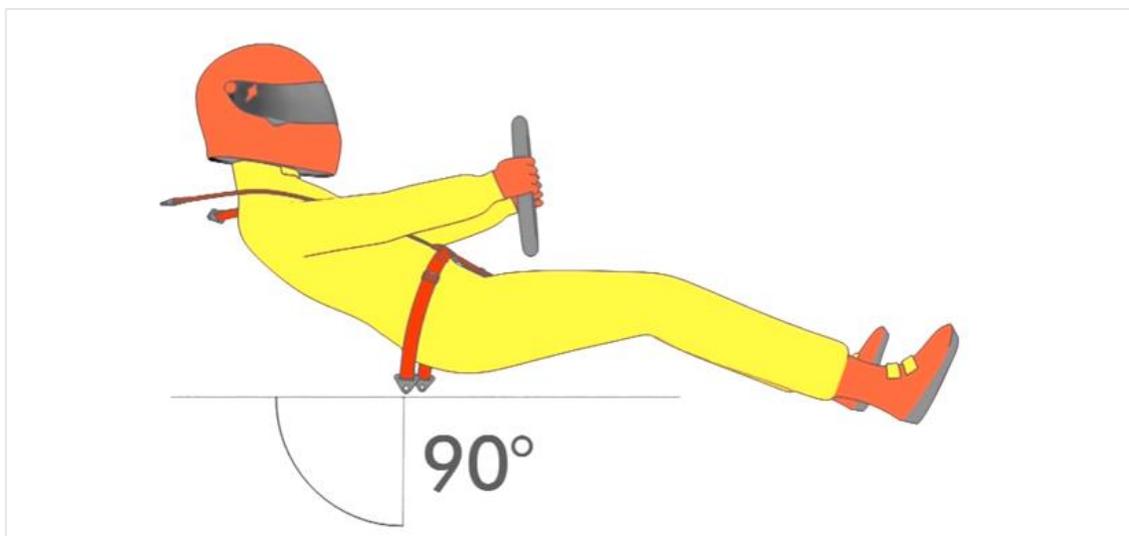


Figura 2.13 Ángulo que debe formar los anclajes laterales con respecto al piso del vehículo.

Fuente: (Shell, 2013)

c) El arnés de seguridad debe ser usado para sujetar en todo momento al conductor y evitar que este quede libre cuando el vehículo se encuentre en movimiento, (véase la Figura 2.14).

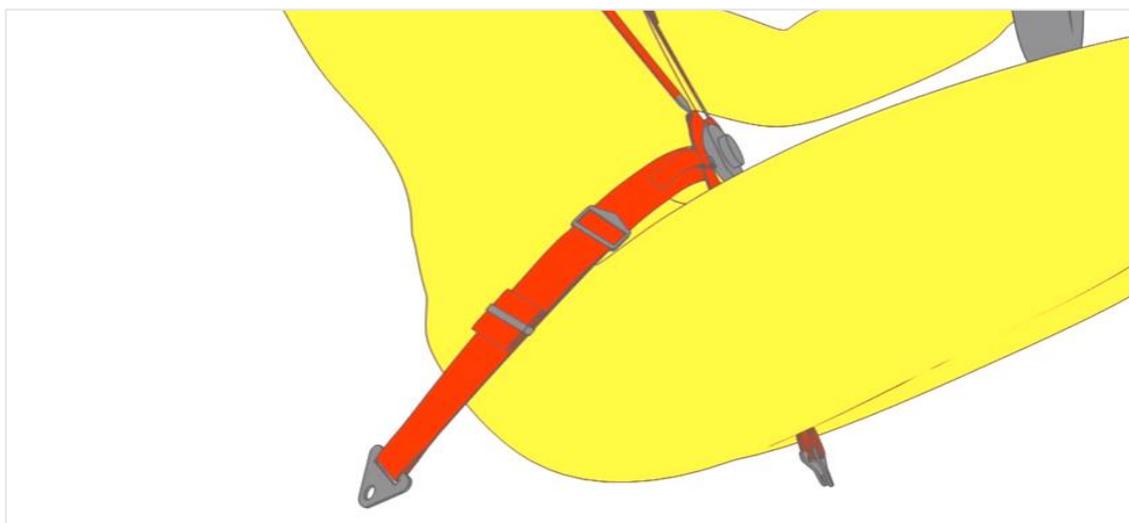


Figura 2.14 Arnés de seguridad firme y sin extremos de correas libres.

Fuente: (Shell, 2013)

d) La aprobación para el uso del arnés y su ajuste será evaluado durante la inspección técnica. Para los coches prototipos esto se hará elevando el vehículo con el conductor a bordo utilizando la hebilla de arnés de seguridad como el punto de elevación, esto debe ser capaz de soportar 1,5 veces el peso del conductor.

2.6 Acceso al vehículo

Artículo 30: (Shell Eco-marathon, 2016)

a) Es importante que los conductores, puedan abandonar sus vehículos en cualquier momento sin asistencia en menos de 10 segundos.

b) Los vehículos prototipos deben estar equipados con una abertura suficientemente grande de la cabina. El puesto de conducción deberá diseñarse de manera que el conductor pueda extraer los servicios de emergencia fácilmente, si es necesario.

c) Para los vehículos prototipo, dicha abertura puede estar encerrada en su totalidad o en parte por medio de bisagras, desmontable y / o puertas plegables, siempre que un mecanismo de liberación sea fácilmente operable desde el interior y que el método de la apertura desde el exterior esté claramente marcada por una flecha roja y no requiera ninguna herramienta.

e) Está prohibido el uso de cinta adhesiva para cerrar con seguridad la cabina de conducción desde el exterior.

2.7 Posición del conductor

Artículo 33: (Shell Eco-marathon, 2016)

Por razones de seguridad, se prohíbe la posición de conducción de cabeza. La posición del conductor deberá ser tal que el casco quede 5 cm por debajo de la barra antivuelco y que la visibilidad para el conductor este intacta al mismo tiempo.

2.8 Dimensiones

Artículo 39: (Shell Eco-marathon, 2016)

- a) La altura máxima del vehículo debe ser inferior a 100 cm.
- b) El ancho de vía del vehículo debe ser de al menos 50 cm, medidos entre los puntos medios en los neumáticos de las ruedas ultra periféricas tocando el suelo.
- c) La relación entre la altura máxima dividida por ancho de vía debe ser inferior a 1,25.
- d) La distancia entre ejes del vehículo debe ser de al menos 100 cm.
- e) La anchura total del vehículo máxima no debe superar los 130 cm.
- f) La longitud total máxima no debe superar los 350 cm.
- g) El peso máximo del vehículo, sin el conductor debe ser de 140 kg.
- h) Ninguna de las dimensiones del cuerpo por encima de todo debe ser alcanzado por las singularidades de diseño de tal modo que este quede atrapado en apéndices o recortes.

2.9 Medidas del consumo de energía

La medición del consumo de energía para la categoría vehículos eléctricos se realiza mediante un joulímetro, el cual mide la cantidad de energía consumida durante la carrera (Joules) para luego ser transformados internamente a kilowatts hora (1kWh = 3600000 J), para el cálculo de la eficiencia se divide la longitud total de kilómetros recorridos en la pista para la cantidad de kWh medidos.

$$eficiencia = \frac{km}{kwh}$$

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL CHASIS Y VALIDACIÓN MEDIANTE TÉCNICAS CAE

Tomando como base los conceptos necesarios en cuanto al diseño de un chasis y conociendo las normativas vigentes en el marco de la competencia, referentes al chasis, se procede a plantear un modelo inicial de chasis, en base al diagrama de flujo anteriormente descrito en el capítulo I.

Inicialmente se conoce para que tipo de competencia tiene que ser desarrollado el chasis, por lo cual se tiene conocimiento de algunos factores externos que afectan al chasis como es la velocidad promedio, pendientes, desniveles de la pista, entre otros factores que son necesarios para modelar el chasis “adecuado”. Además es indispensable modelar el chasis en función de las medidas de un piloto específico, que cumpla con la normativa de la competencia, en la que indica que él piloto debe de tener un peso no menor de 50 kg incluyendo el equipo, como casco, overol, guantes, zapatos, etc.

Algo muy importante al momento de diseñar un chasis, es conocer los ángulos de rueda que va a tener el vehículo por lo tanto es indispensable realizar un análisis previo para seleccionar los ángulos apropiados con los que debe contar el vehículo, puesto que, influyen de manera directa en las cargas que tiene que soportar el chasis. El error que cometen varios equipos es el querer empezar a diseñar desde el chasis, cuando en realidad no debe ser así, lo que se debe hacer es realizar la selección adecuada de las ruedas, a partir de ello poder definir correctamente la configuración de los demás sistemas del vehículo.

3.1 Selección del tamaño de rueda

Las ruedas del vehículo cumplen un papel fundamental, a más de ser el elemento que entra en contacto con el suelo, depende mucho de estas la cantidad de energía necesaria para poder mover el vehículo, es por eso que se debe prestar especial atención a la selección de las mismas. El tamaño de rueda ideal depende de varios factores entre estos se encuentran el tipo de carretera por el cual va a circular el vehículo, puesto que si la ruta tiene baches o peraltes y a la vez se busca suavidad de conducción, nada mejor que optar por aros de mayor diámetro, para el caso que nos compete se conoce que la pista por donde debe circular este prototipo es totalmente asfaltada por lo cual no se obtiene beneficio alguno al utilizar este tipo de aro.

Por otro lado uno de los factores que más se debate, es conocer que tamaño de aro de los que se encuentra en el mercado favorece a reducir el consumo de energía en la pista, estableciendo como diámetro medio al aro de 20" y como diámetro mayor al aro de 26". La ventaja de un aro de mayor diámetro es que al girar una vuelta el motor se consigue que la rueda recorra mayor distancia con respecto a un aro de menor diámetro, otra ventaja de este tipo de aro es que, al circular por una pendiente cuesta abajo, la rueda adquiere mayor inercia, lo cual favorece para reducir el consumo de energía, por otro lado el tener aros de mayor diámetro equivale a aumentar el peso, que si bien en algunos casos no es considerable, para este propósito en el cual la eficiencia es el principal objetivo, el peso toma un papel muy importante, hay que tener claro que para mover ruedas de mayor diámetro es necesario aplicar mayor torque, además el tener ruedas de mayor diámetro significa reducir la maniobrabilidad del vehículo, otra característica que se encuentra para las ruedas de mayor diámetro es que aumenta la distancia entre eje delantero y posterior, lo cual equivale a más material y por ende mayor peso.

Una vez puesto en conocimiento las características favorables según el tamaño de rueda, y en base a la disposición de neumáticos Michelin propiamente para competencias "eco

maratón” mismos que cuentan con un coeficiente de rodadura menor que los neumáticos convencionales, se opta por utilizar ruedas con aro de 20”, (véase la Figura 3.1).



Figura 3.1 Aros de 20 pulgadas seleccionados para utilizar en el prototipo de competencia Shell Eco Marathon.

3.2 Definición de los ángulos de rueda

Para definir los ángulos de rueda hay que tener en cuenta que este vehículo carece del sistema suspensión y por ello se limita hacer uso de ángulos mayores o que normalmente se encuentran en vehículos convencionales que si cuentan con un sistema de suspensión, por ejemplo la ventaja de tener camber negativo es de gran ayuda para adquirir mayor estabilidad en curvas, y de igual manera el tener un caster pronunciado ya sea positivo o negativo ayuda a que las ruedas regresen a su posición de línea recta, después de circular por una curva, pero como ya se indicó anteriormente de la carencia de suspensión, estos ángulos al girar el volante causarían un desnivel entre las ruedas, es decir provocaría que una rueda quede en contacto con el suelo, mientras que la otra se levantaría del suelo, generando el vuelco del vehículo, por esta razón se pretende analizar un ángulo mínimo en el que la diferencia sea un tanto despreciable o que sea absorbida por la elasticidad de los neumáticos.

Después de hacer un análisis con ángulos de rueda en el que, el camber y caster tienen 8 y 15 grados respectivamente, al momento de girar el volante al máximo, se produce un

desnivel entre ruedas de aproximadamente 14 mm, lo cual es bastante inseguro de conducir el vehículo en esas condiciones, luego de probar con diferentes ángulos se opta por definir los ángulos camber y caster de 3 y 6 grados respectivamente, obteniéndose un desnivel entre rueda de 3 mm al momento de girar el volante al máximo, lo cual es un tanto despreciable por el hecho que el neumático es capaz de absorber parte de esta variación, (véase las Figura 3.2).

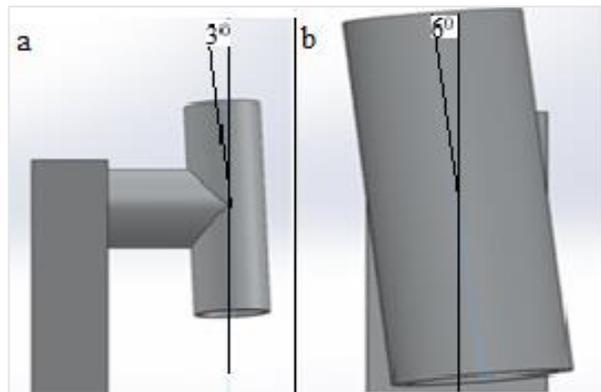


Figura 3.2 Modelado de los ángulos de rueda, a) camber negativo de 3° , b) caster positivo de 6° .

3.3 Consideraciones de diseño según el piloto

El piloto seleccionado para el prototipo, mide aproximadamente 1.68 metros de altura, en base a las medidas del mismo se realiza un primer modelo, para esto se coloca a la persona seleccionada, en la posición idealizada, es decir acostado, con una ligera inclinación del cuello y a partir de ello se da paso a tomar las medidas más relevantes, como es el ancho de sus hombros, altura máxima de su cabeza con respecto al piso del vehículo, largo total desde el apoyo de la cabeza hasta la punta de sus pies, también se mide la posición de la entre pierna con el propósito de no colocar ningún elemento que incomode al piloto o a su vez que dificulte la salida del vehículo en caso de emergencia, se considera también la posición de sus manos al sujetar el volante de manera que estas no interfieran la visibilidad del conductor, todas estas medidas, son consideradas al momento de modelar puesto que la normativa hace énfasis en prevalecer la seguridad del piloto, como es el caso

de la barra anti vuelco la misma que debe sobrepasar 5 cm sobre el casco del piloto, y 5 cm a cada lado de sus hombros. La toma de estas medidas sirve también para colocar de manera estratégica algunos de los componentes estructurales que forman parte del chasis, (véase la figura 3.3).

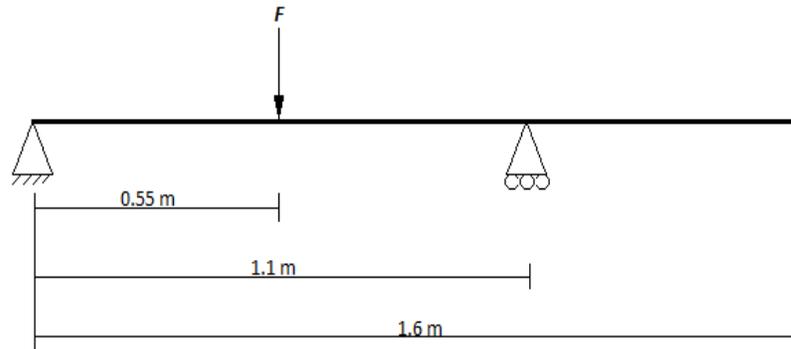


Figura 3.3 Toma de medidas del piloto seleccionado, según el posicionamiento dentro del vehículo.

3.4 Selección del perfil

Para la modelación del chasis es necesario contar con un perfil estructural, el mismo que a más de satisfacer con la rigidez apropiada para soportar las cargas tanto estáticas como dinámicas, también debe ser de fácil disponibilidad en el medio. Ecuador un país en proceso de cambiar la matriz productiva cuenta con empresas dedicadas a fabricar perfiles estructurales de acero, no obstante para este propósito el acero no es el material idóneo, el material con el que se plantea diseñar el chasis es aluminio estructural como ya se había indicado anteriormente en el capítulo I, en cual se realizó un análisis previo, cabe mencionar que en el país, las empresas dedicadas a fabricar o distribuir perfiles de aluminio cuentan únicamente con perfiles arquitectónicos, sin embargo después de gestionar mediante el equipo de marketing con la corporación de aluminios del Ecuador CEDAL, está dispuesta a facilitar el material estructural (aluminio 6005, en tubos cuadrados y circulares) cuyas dimensiones están normalizadas. Una vez analizado las dimensiones requeridas se procede a crear dichos perfiles para dar paso al modelado.

3.4.1 Diagrama de cuerpo libre



$$M = Fxd$$

En donde:

M = momento

F = Fuerza

d = Distancia

$$M_{max} = 65 \text{ kg} \times 0.55 \text{ m}$$

$$M_{max} = 35.75 \text{ kgm}$$

Módulo de resistencia a la flexión (S)

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{fluencia}}$$

$$S = \frac{35.75 \text{ kgm}}{24.5 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^2}$$

$$S = 1.45 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 1.45 \text{ cm}^3$$

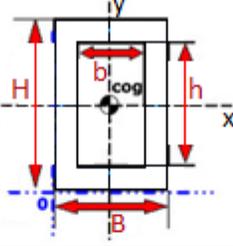
Como el chasis consta de dos vigas principales entonces queda:

$$S = \frac{1.45 \text{ cm}^3}{2} = 0.729 \text{ cm}^3$$

El valor del módulo de resistencia a la flexión (S) del perfil estructural de aluminio es 1.24 cm^3 , (véase la Tabla 3.2) por lo tanto se tiene que el factor de seguridad " η " es de esta manera.

$$\eta = \frac{1.24 \text{ cm}^3}{0.729 \text{ cm}^3} = 1.69$$

Tabla 3.1 Parámetros ingresados según el perfil estructural, para obtener el módulo de resistencia a la flexión.



Parámetros de entrada			
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
altura	H	2.54	cm ▾
ancho	B	2.54	
altura interna	h	2.18	
ancho interno	b	2.18	
longitud	L	110	
densidad	ρ	2.7	g/cm ³ ▾

Fuente: Modificado de (Advanced Mechanical Engineering Solutions, 2016)

Tabla 3.2 Parámetros obtenidos del perfil estructural cuadrado de 25.4 mm de lado ($S_{xx} = 1.24 \text{ cm}^3$).

Parámetros de salida			
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
área sección transversal	A	1.699	cm ² ▾
masa	M	0.505	kg ▾
segundo momento de área (I_{xx})	I_{xx}	15864.858	mm ⁴ ▾
segundo momento de área (I_{yy})	I_{yy}	15864.858	
módulo de sección (S_{xx})	S_{xx}	1249.201	mm ³ ▾
módulo de sección (S_{yy})	S_{yy}	1249.201	
radio de giro (r_x)	r_x	9.663	mm ▾
radio de giro (r_y)	r_y	9.663	
distancia al CG en "x"	X_{cog}	12.7	mm ▾
distancia al CG en "y"	Y_{cog}	12.7	

Fuente: Modificado de (Advanced Mechanical Engineering Solutions, 2016)

3.5 Modelado

Para el modelado del primer chasis Shell Eco Marathon de la Universidad del Azuay, se hace uso del software de diseño SOLIDWORKS® 2016, en el que para obtener el modelo inicial hay que seguir una serie de pasos y una vez obtenido dicho modelo se procede a realizar el análisis pertinente mediante la utilización de herramientas CAE, con el fin de evaluar si el modelo generado inicialmente es o no fiable para dicho propósito.

Una vez conocida las medidas y teniendo claro el panorama de lo que se desea reflejar en el modelo, se da paso a modelar en el software de diseño la configuración de la parte frontal del chasis, (véase la Figura 3.4). Para esto se toma en cuenta el artículo 26 literal a), de la normativa de la competencia descrito en el capítulo II de este documento en el que indica que el chasis debe ser diseñado de tal manera que prevalezca la seguridad del piloto.

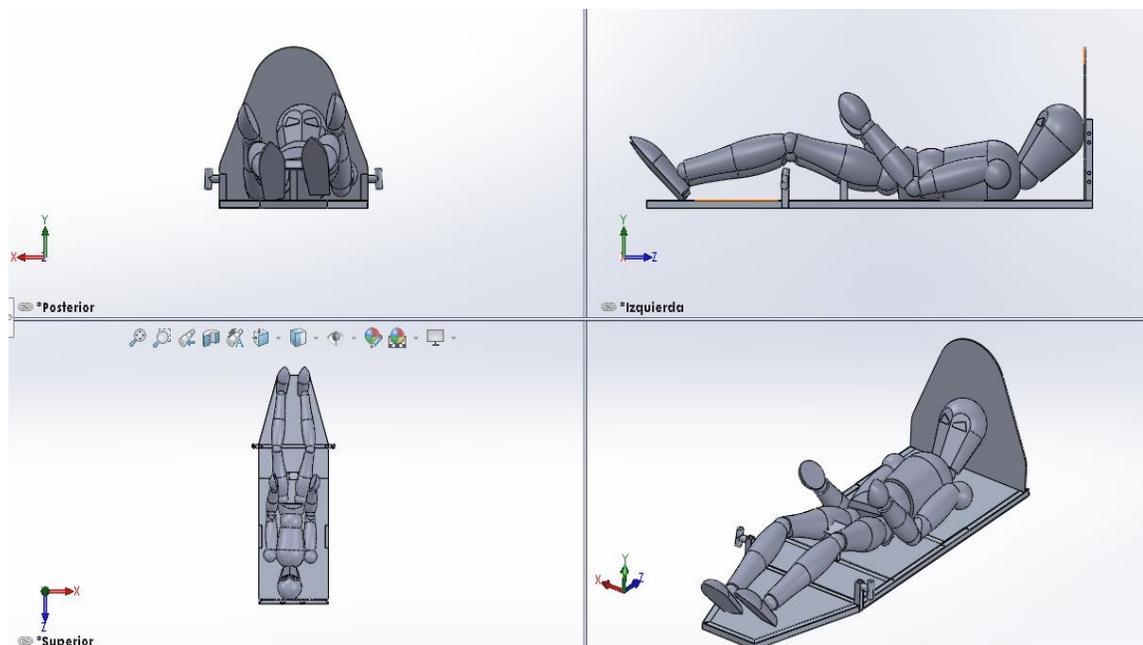


Figura 3.4 Modelado de la parte anterior del chasis, basado en las medidas de un piloto específico

Como se puede observar en la Figura 3.4 el modelo se realiza en función de las medidas y posición del piloto dentro del vehículo, para esto se toma como referencia un muñeco con características similares a las del piloto, del tal modo de poder predecir si hay algún defecto relacionado a las medidas del modelo, el cual se pueda corregir con anterioridad. Por otra parte se puede apreciar si existe algún elemento que impide la visibilidad del piloto, en este caso tanto las medidas y la visibilidad del piloto no necesitan realizarse ningún ajuste, ya que se puede observar que el modelo cumple con lo requerido en el artículo 25 literal a) el cual indica, que durante el diseño, planificación y construcción, el vehículo tiene que ser seguro tanto para el piloto, miembros del equipo y espectadores, es aquí donde la visibilidad juega un papel importante para el cumplimiento de esta regla.

A continuación se justifica las medidas del chasis modelado, en primera instancia se tiene la altura de la barra antivuelco que se extiende alrededor del casco del piloto, según el artículo 26, literal b), es obligatorio que el vehículo disponga de esta barra y a la vez que esta sobre salga 50 mm por encima del casco, de tal modo que el piloto este sentado en posición normal, a fin de cumplir con la normativa, se puede apreciar la Figura 3.5 donde se muestra la medida de la altura de dicha “barra”, la cual mide 545,4 mm, cabe recalcar que en este caso la barra es remplazada por un panel de aluminio el cual a más de cumplir con la función de barra antivuelco cumple la función de mamparo de protección para separar la cabina del sistema de propulsión, el cual está previsto que vaya localizado en la parte posterior del vehículo.

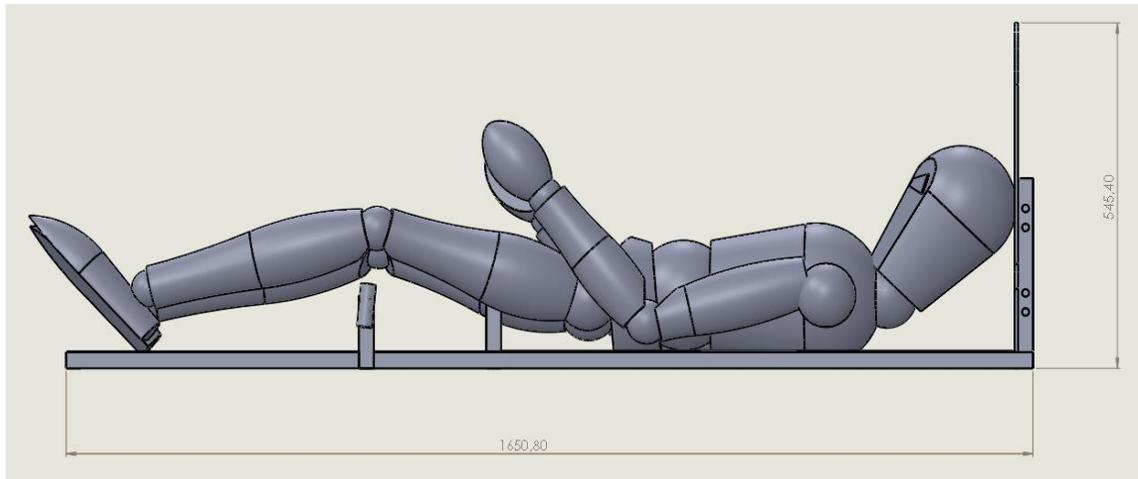


Figura 3.5 Altura del mamparo de protección “barra antivuelco”.

De igual manera el artículo 26 literal c) señala que esta barra antivuelco debe sobresalir más allá del ancho de los hombros específicamente 50 mm como mínimo a cada lado, también señala que está permitido utilizar una barra tubular o de tipo panel, en este caso como ya se indicó anteriormente se trata de un panel de aluminio de 6mm de espesor. La medida del ancho de hombros del piloto es de 420 mm, como se puede observar en la Figura 3.6 el ancho del panel es de 550 mm quedando 65 mm a cada lado de los hombros de tal manera que se cumple una vez más con la norma requerida.

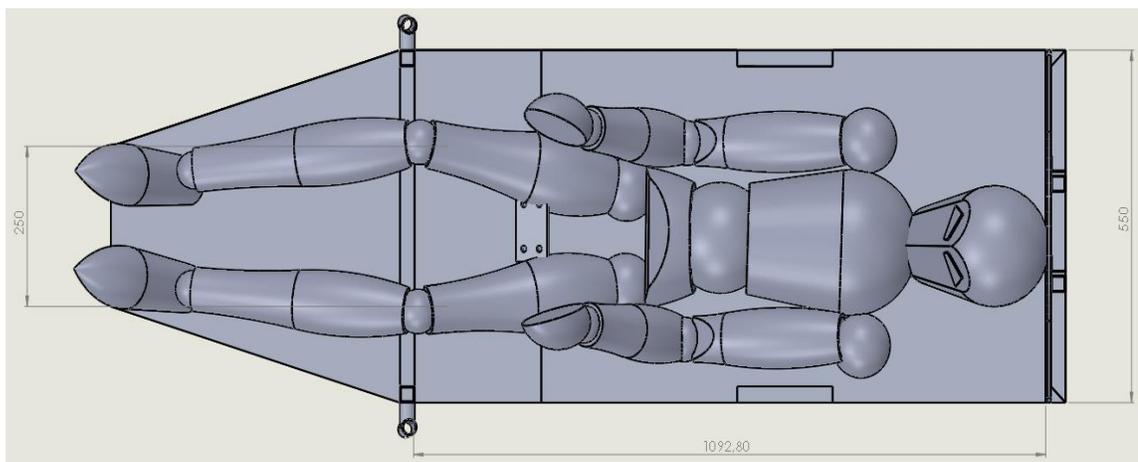


Figura 3.6 Ancho del mamparo de protección “barra antivuelco”.

La utilización de los dos perfiles estructurales de aluminio fueron básicamente para la parte estructural del chasis, el perfil circular de 25.4 mm (1") de diámetro, se utiliza para la configuración de los ángulos de rueda como se indicó anteriormente en las Figura 3.2, mientras que el perfil cuadrado de 25.4 mm (1") de lado, se utiliza para el resto de la estructura del chasis como largueros y travesaños, en la Figura 3.7 se indica con más detalle la disposición de los mismos.

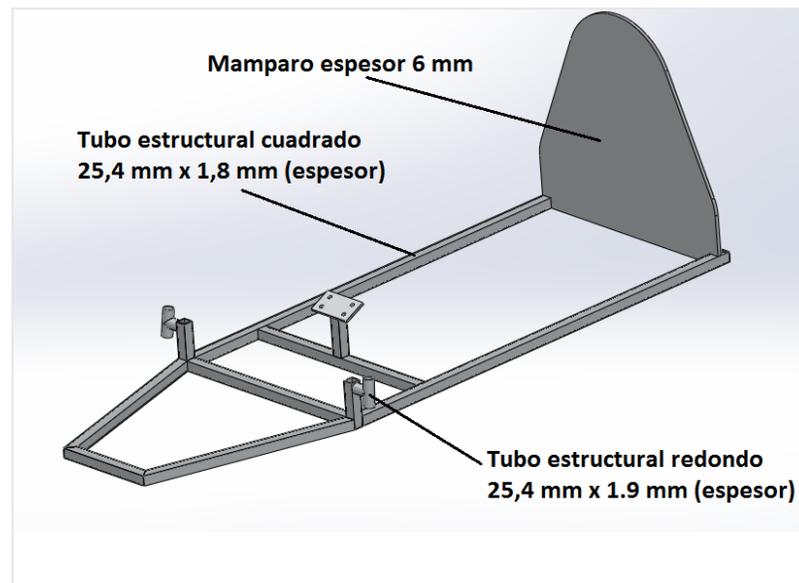


Figura 3.7 Utilización de los perfiles estructurales en el chasis.

En cuanto a la altura mínima a la que debe estar el chasis con respecto al suelo se toma en consideración el estudio realizado por (Santin, y otros, 2007), donde indica que el tener la altura del vehículo muy cercano al suelo, genera una fuerza de resistencia al avance, la misma que actúa sobre el vehículo, hacia abajo (ayuda a mantener la estabilidad en curvas), esto debido a las diferencias de presión generadas durante el movimiento, este estudio indica, que conforme va aumentando la altura del vehículo esta fuerza va disminuyendo significativamente hasta llegar a un valor entre los 150 mm a 250 mm donde la resistencia es mínima, a partir de estos valores la resistencia aumenta nuevamente pero de manera imperceptible es decir, la curva de variación de esta fuerza se comporta

como una asíntota, por lo que al aumentar esta altura más allá de los valores dados, se produciría una desestabilización del vehículo al circular por una curva, debido a que su centro de gravedad se situará en un punto más alto, por lo cual se decide hacer uso de la sugerencia dispuesta por este autor, y se modela el chasis con una altura al piso de 150 mm aproximadamente. Para lograr esta cota, es necesario tener en consideración la medida de los neumáticos, ya que estos influyen principalmente en la altura del vehículo, seguidamente se realiza un cálculo para hallar la diferencia entre la altura del eje con respecto al chasis, (véase la Figura 3.8).

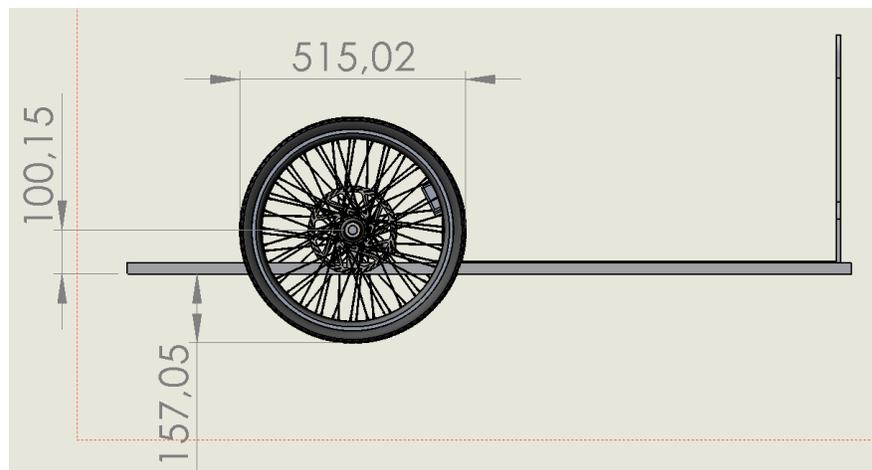


Figura 3.8 Altura del chasis con respecto al suelo.

Para culminar con el modelado inicial del chasis se debe tener claro la ubicación de ciertos elementos que forman parte del sistema de propulsión del vehículo como son: la batería, el motor y la transmisión, además de conocer la manera en la que se tiene que transmitir el movimiento desde el motor hacia la rueda, respetando de igual manera la normativa de la competencia, según el artículo 25 literal a.i) indica que los prototipos pueden tener tres o cuatro ruedas, las mismas que siempre deben estar en contacto con el suelo, en este caso cuenta con una rueda propulsora ubicada en la parte posterior detrás del mamparo de protección. Para unir la parte propulsora a la parte delantera del chasis se hace uso de una unión mediante junta empernada, (véase la Figura 3.9).

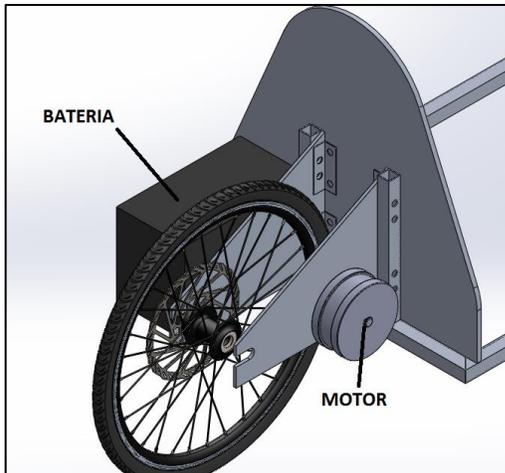


Figura 3.9 Modelado de la parte posterior del chasis y configuración del sistema de propulsión.

El piso del chasis o el apoyo del piloto consta de tres láminas de aluminio de diferente espesor, la primera lámina es de 3 mm de espesor, la misma que tiene la función de soportar el torso del cuerpo del piloto, una segunda lámina la cual se ubica a la altura del soporte de dirección es de 1 mm de espesor debido que en esta zona el piloto no ejercerá ningún apoyo, esta lámina se utiliza únicamente con el fin de separar al cuerpo del piloto del suelo, existe una tercera lámina la misma que sirve para que el piloto apoye sus pies en ella, esta lámina es de 2 mm espesor, a continuación en la Figura 3.10 se muestra la disposición de estas lámina.

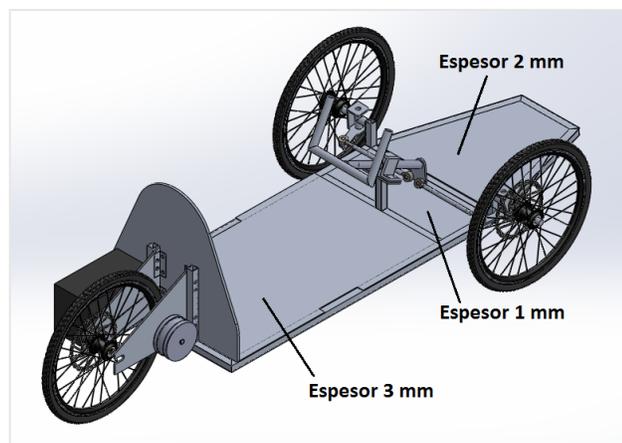


Figura 3.10 Disposición de láminas de aluminio de diferente espesor en el piso del chasis.

Una vez definido la configuración del sistema de propulsión, es posible apreciar el modelo inicial del chasis desarrollado y a la vez verificar si cumple con el resto de normativas impuestas por la competencia, para luego dar paso al análisis respectivo según las cargas a soportar.

El ancho de vía con el que debe contar el vehículo, se basa en el artículo 39, literal b) en el que indica que el ancho de vía del vehículo tiene que ser de al menos de 500 mm medido desde el punto medio donde las ruedas tocan el suelo, (véase la Figura 3.11).

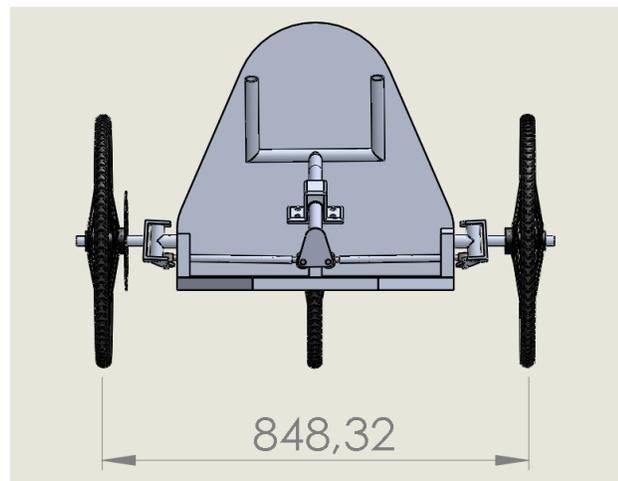


Figura 3.11 Ancho de vía del vehículo.

La distancia entre ejes viene definido por el artículo 39 literal d), en el que se conoce, que la distancia entre ejes debe ser al menos 1000 mm, (véase la Figura 3.12).

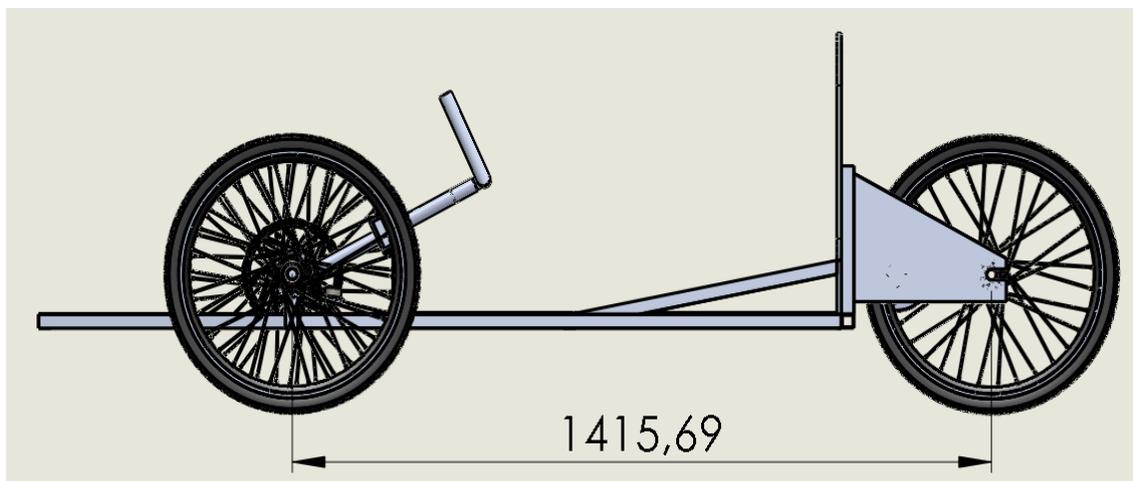


Figura 3.12 Distancia entre ejes, desde el eje delantero al eje posterior.

El ancho máximo es otro de los factores que intervienen para cumplir con la normativa, según el artículo 39 literal e), indica que este no debe superar los 1300 mm como máximo, (véase la Figura 3.13).

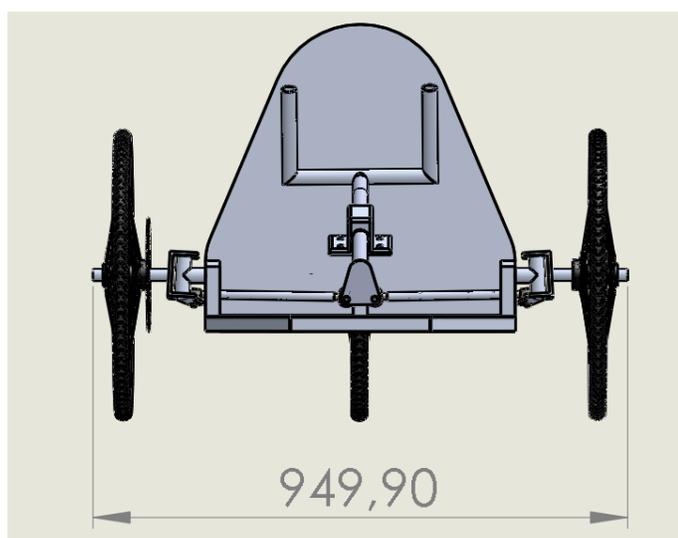


Figura 3.13 Ancho máximo del vehículo.

3.6 Estudio de distribución de masas del cuerpo humano

Para realizar el análisis al chasis es necesario caracterizar las cargas que este tiene que soportar, una de estas cargas es el peso del piloto, para esto es necesario saber cómo se distribuye este peso a lo largo del chasis, con el fin de tener conocimiento de dicha distribución, se ha basado en un estudio realizado por (Chandler, Clauser, McConville, Reynolds, & Young, 1975), el cual analiza a diez personas de diferentes edades y estaturas, estableciendo como estatura promedio 1.68 metros, acerca de varias propiedades que ayudan a caracterizar lo más real posible la distribución del peso, entre estas propiedades se encuentran: porcentaje de masa, volumen, densidad y centro de masa de cada parte del cuerpo, al final de este documento se presentan el Anexo 2, donde se indica el valor de cada propiedad.

Tabla 3.3 Porcentajes de masa corporal y centros de gravedad de las principales partes del cuerpo humano

Porcentaje de masa corporal y centros de gravedad		
Parte del cuerpo	% de masa corporal	CG desde la parte superior de la cabeza (cm)
Cabeza	6.13	10.15
Brazos superiores	5.73	48.72
Torso	52.28	60.64
Antebrazos	3.38	73.32
Manos	1.19	95.15
Muslos	20.45	103.19
Pantorrillas	8.24	150.34
Pies	2.57	170.51

Fuente: Basado en los datos obtenidos en el Anexo 2

Con los datos obtenidos en la Tabla 3.3 en el que se conoce el porcentaje de masa corporal y el centro de gravedad (CG) de las principales partes del cuerpo, se procede a calcular el peso de cada una de estas partes estableciendo un peso sobre dimensionado del piloto de 65 kg (637 N) de los 51.5 kg reales, esto se debe a que por seguridad se tiene que plantear

un peso mayor, en este caso es 1.26 veces el peso real, en la Tabla 3.4 se muestra en detalle el peso de las partes del cuerpo.

Tabla 3.4 Peso de las partes del cuerpo según un peso de estimado de 65 kg y 1.68 m de altura

Peso de cada parte del cuerpo	
Parte del cuerpo	Peso (N)
Cabeza	39.09
Brazos superiores	36.54
Torso	333.45
Antebrazos	21.55
Manos	7.59
Muslos	130.43
Pantorrillas	52.55
Pies	16.39
Peso total	637.63

Fuente: Basado en los datos obtenidos de la Tabla 3.3

Una vez determinado el peso de las partes del cuerpo es necesario dividir el peso del cuerpo en tres partes principales como son cabeza, tronco y extremidades inferiores, esto se realiza con el fin de hallar la curva característica de la distribución del peso del cuerpo, para ello es necesario encontrar el centro de gravedad de cada una de estas tres partes principales, para lo cual se suma el peso de varias de las partes del cuerpo y se coloca el peso en un solo punto, para este caso la cabeza se toma como parte principal, en cuanto al tronco se suma el peso de brazos superiores, torso, antebrazos, manos y muslos, la sumatoria de los muslos se debe básicamente a la posición del piloto dentro del vehículo, puesto que el piloto flexiona las piernas distribuyéndose parte del peso de las piernas hacia la parte superior en este caso el tronco, en cuanto al peso de las extremidades inferiores se suma el peso de las pantorrillas conjuntamente con los pies y se coloca el peso en un solo punto, en la Tabla 3.5 se muestra la distancia a la que está ubicado el centro de gravedad de cada una de estas partes a partir de la parte superior de la cabeza.

Tabla 3.5 Ubicación del centro de gravedad de las tres partes donde se concentra el mayor peso del cuerpo

Parte del cuerpo	Distancia (m)	Peso (N)
Cabeza	0.1015	39.09
Tronco	0.7375	529.59
Extremidades inferiores	1.7051	68.96
Peso total		637.65

Fuente: Basado en la Tabla 3.4

Con los valores de los tres centros de gravedad establecidos de las partes del cuerpo se grafica la curva característica de la distribución de peso de una persona promedio, también es posible conocer la ecuación de dicha curva, la misma que sirve para cerciorar la ubicación del centro de gravedad del todo el cuerpo mediante la aplicación de un modelo matemático, a continuación en la Figura 3.14 se muestra la curva descrita.

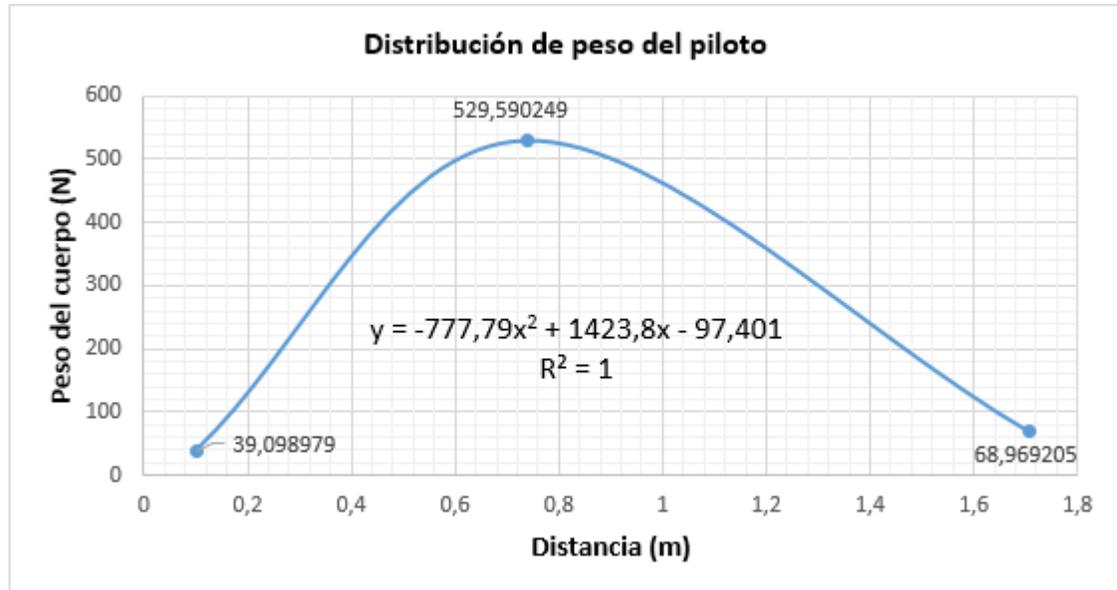


Figura 3.14 Curva de la distribución de peso del piloto.

La ecuación de la curva es de gran utilidad ya que a partir de esta se puede caracterizar correctamente las cargas en el chasis, a continuación se procede a ubicar el centro de masa de todo el cuerpo.

$$f(x) = -777,79 x^2 + 1423,8 x - 97,401$$

Cálculo del centro de masa en dirección longitudinal:

$$g(x) = \int_{lim}^{lim} \frac{x (f(x))}{f(x)}$$

$$g(x) = \frac{\int_{0.1}^{1.7} (-777,79 x^3 + 1423,8 x^2 - 97,401 x) dx}{\int_{0.1}^{1.7} (-777,79 x^2 + 1423,8 x - 97,401) dx}$$

$$g(x) = 0,913 m$$

Gracias a la aplicación del modelo matemático es posible predecir la ubicación del centro de gravedad del piloto cuando este se encuentra en el interior del vehículo, el mismo que está a una distancia de 0.913 m (91,3 cm) medido desde el mamparo de protección hacia la parte frontal del vehículo, teniendo en cuenta este análisis se coloca un refuerzo a cada lado de los largueros del chasis que van desde el mamparo hasta un punto cercano al centro de gravedad establecido, en la Figura 3.15 se muestra esta configuración. Más adelante después de realizar el análisis con herramientas CAE se definirá si se requiere o no, alguna modificación adicional.

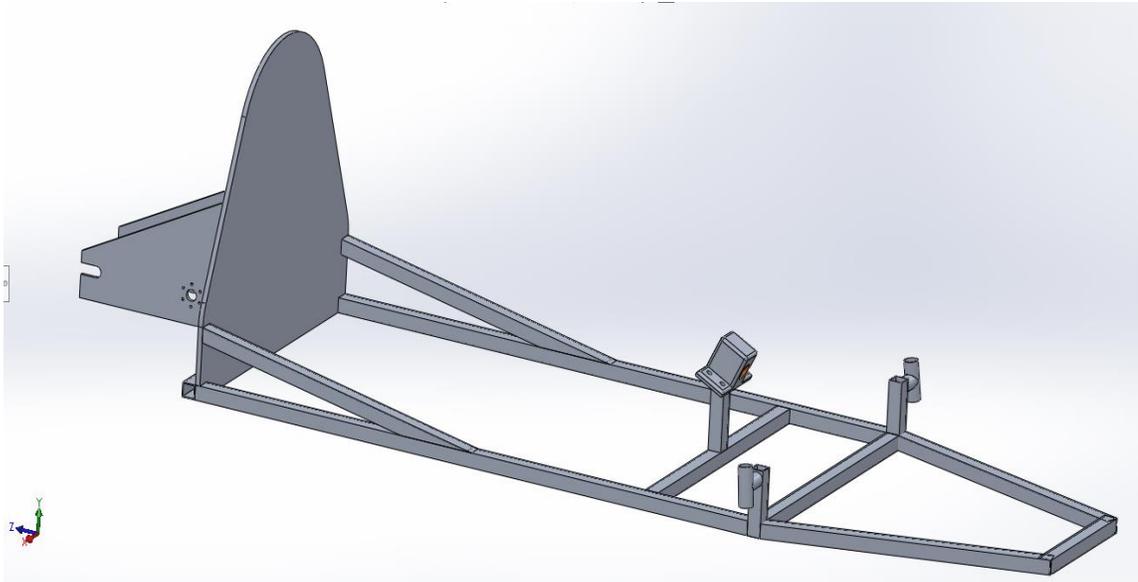


Figura 3.15 Refuerzo de la estructura del chasis, cercano al punto donde se encuentra el centro de gravedad del cuerpo.

3.7 Análisis del chasis según la distribución de masas

Una vez que se conoce la distribución de masas del cuerpo es posible realizar el análisis estructural al chasis con ayuda de un programa de análisis CAE.

3.7.1 Malla

Para analizar el modelo es necesario crear una malla en dicho modelo, esta malla no es más que un conjunto de elementos finitos, en los cuales se definen las características del elemento a ser analizado, a partir de ello el programa computacional toma como referencia cada elemento para resolver los diferentes modelos matemáticos, para este caso se trata de una malla triangular 2D con elementos en cascaron “Shell” esto quiere decir que cada elemento de la malla no es un sólido si no que se trata de una malla superficial, a la cual se especifica el espesor de acuerdo a la configuración respectiva, para asegurarse que el mallado sea “el adecuado” se tiene que tomar en consideración los siguientes aspectos:

- Inicialmente antes de generar la malla es necesario verificar, que todo el modelo sea continuo, es decir no debe haber irregularidades en las uniones del modelo.
- El tamaño del elemento debe ser el adecuado dependiendo de la forma y tamaño de la superficie, de tal manera que el programa no interprete de manera errónea.
- En las zonas donde existen agujeros, bordes redondeados, etc. es necesario realizar un refinamiento de la malla, de tal manera que esta adopte la forma de la geometría lo más cercano posible.

3.7.2 Definición del tamaño de elemento

La importancia del tamaño que debe poseer el elemento influye en la solución final, puesto que el método de resolución mediante elementos finitos es una técnica numérica, la cual se basa en la resolución de ecuaciones diferenciales parciales mediante integración y solución de matrices. Cuando el tamaño del elemento es relativamente pequeño o tiende a cero, el porcentaje de error es relativamente menor, sin embargo la sumatoria del porcentaje de error de cada elemento incrementa el valor del porcentaje de error final, por ejemplo en caso de analizar una área determinada, se puede analizar con varios tamaños de elementos, al ser más pequeño el elemento se genera mayor número de elementos en esa área específica, es por esta razón que el porcentaje de error real es la sumatoria del porcentaje de error de todos los elementos.

Para definir el tamaño de elemento “ideal” de la malla existe una técnica bastante práctica, la cual consiste en analizar el objetivo con varios tamaños de elementos, de tal manera poder generar una gráfica, en la que se muestre los diferentes resultados, a partir de ello establecer la zona donde se genera el mínimo porcentaje de variación o bien la curva sea constante, en esta zona es donde se puede seleccionar el elemento ideal, para este caso se analiza solamente una viga del chasis de tubo cuadrado, cuyas cotas son: 1100 mm de largo, 25.4 mm de lado y 1.8 mm de espesor, a la cual se aplica una carga distribuida de 400N, a continuación en la Tabla 3.6 se muestra los valores de esfuerzo generados con varios tamaños de elemento así como el número total de elementos.

Tabla 3.6 Valor de esfuerzos generados según el tamaño y número de elementos.

Tamaño del elemento (mm)	Esfuerzo von Mises (MPa)	# de elementos
2.1	34.1	50352
2.5	32.7	35232
4	28.9	13232
5	27.9	8816
6	26.9	5872
7.5	25.2	3544
10	17.8	2648
12.5	22.2	1416

Con los datos obtenidos en la Tabla 3.6 se genera la curva característica de la variación de esfuerzo en función del tamaño del elemento, (véase la Figura 3.16), en la que claramente se puede observar que la zona de menor porcentaje de variación se encuentra en el rango donde el tamaño de elemento va desde 4 mm hasta 6 mm, la variación de porcentaje de 4 mm a 5 mm y de 5 mm a 6 mm es de 3.4%, al poseer esta zona el menor porcentaje de variación de toda la curva, se establece como tamaño de elemento 5 mm. Por otra parte hay que tener presente que el tener mayor cantidad de elementos, genera un costo computacional relativamente mayor puesto que análisis conlleva mayor tiempo de resolución.

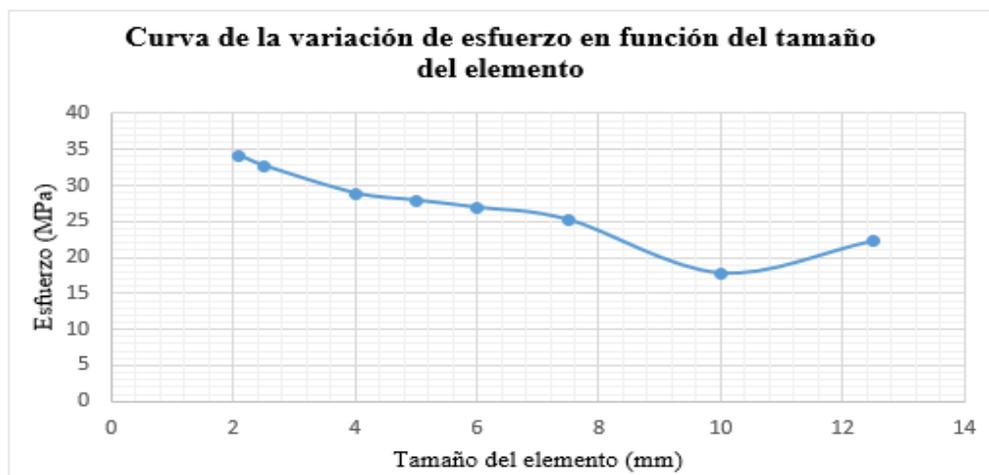


Figura 3.16 Curva de la variación de esfuerzo según el tamaño del elemento.

3.7.3 Generación del mallado en el modelo

Cabe indicar que para la realización del mallado en este modelo es necesario dividir por componentes, a los mismos que se les asignan propiedades diferentes, en la Tabla 3.7 se detallan las especificaciones de las propiedades y la cantidad de elementos generados en cada zona.

Tabla 3.7 Componentes del modelo con sus respectivas características

Componente	Elementos		Propiedad		
	Tipo	Cantidad	Material	Espesor (mm)	Imagen
Soporte posterior	Triangular	4336	Al	6	PShell
Estructura	Triangular	56194	Al	1.8	PShell
Mamparo	Triangular	14082	Al	6	PShell
Piso 1	Triangular	15058	Al	2	PShell
Piso 2	Triangular	7499	Al	1	PShell
Piso 3	Triangular	35310	Al	3	PShell
Modelo completo	Triangular	132479	Al	-	PShell

* Material Al = Aluminio.

Como se puede observar en la Tabla 3.7 dentro de las propiedades de cada componente se encuentra el material, el mismo que a su vez cuenta con sus propiedades, las cuales deben ser ingresadas manualmente al programa de análisis CAE, a continuación en la Tabla 3.8 se muestran las propiedades del material necesarias para la simulación.

Tabla 3.8 Propiedades del material utilizado para las simulaciones.

Propiedades del aluminio		
Propiedad	Valor	Unidad
Módulo de Young	70000	MPa
Módulo de rigidez	26200	MPa
Relación de Poisson	0.33	-
Densidad	2.7	g/cm ³

El tamaño de cada elemento de la malla es de 5 mm, esta medida es para la mayor parte de la malla debido a que existen zonas donde se requiere refinamiento (con el fin de captar de mejor forma los efectos del gradiente de tensiones sobre la estructura en esta zona), por lo cual, el tamaño de elemento varia. En lo que se refiere a la estructura, la zona donde se requiere refinamiento es en la parte posterior, donde se encuentran agujeros, los mismos que sirven para unir la parte posterior del chasis mediante una junta empernada, otro componente donde se requiere refinamiento de la malla es el soporte posterior, justamente en la zona donde se coloca la rueda posterior y en la zona donde se monta el motor, debido a que existen agujeros para soportar al motor, en la Figura 3.17 se puede observar los componentes con su respectiva malla.

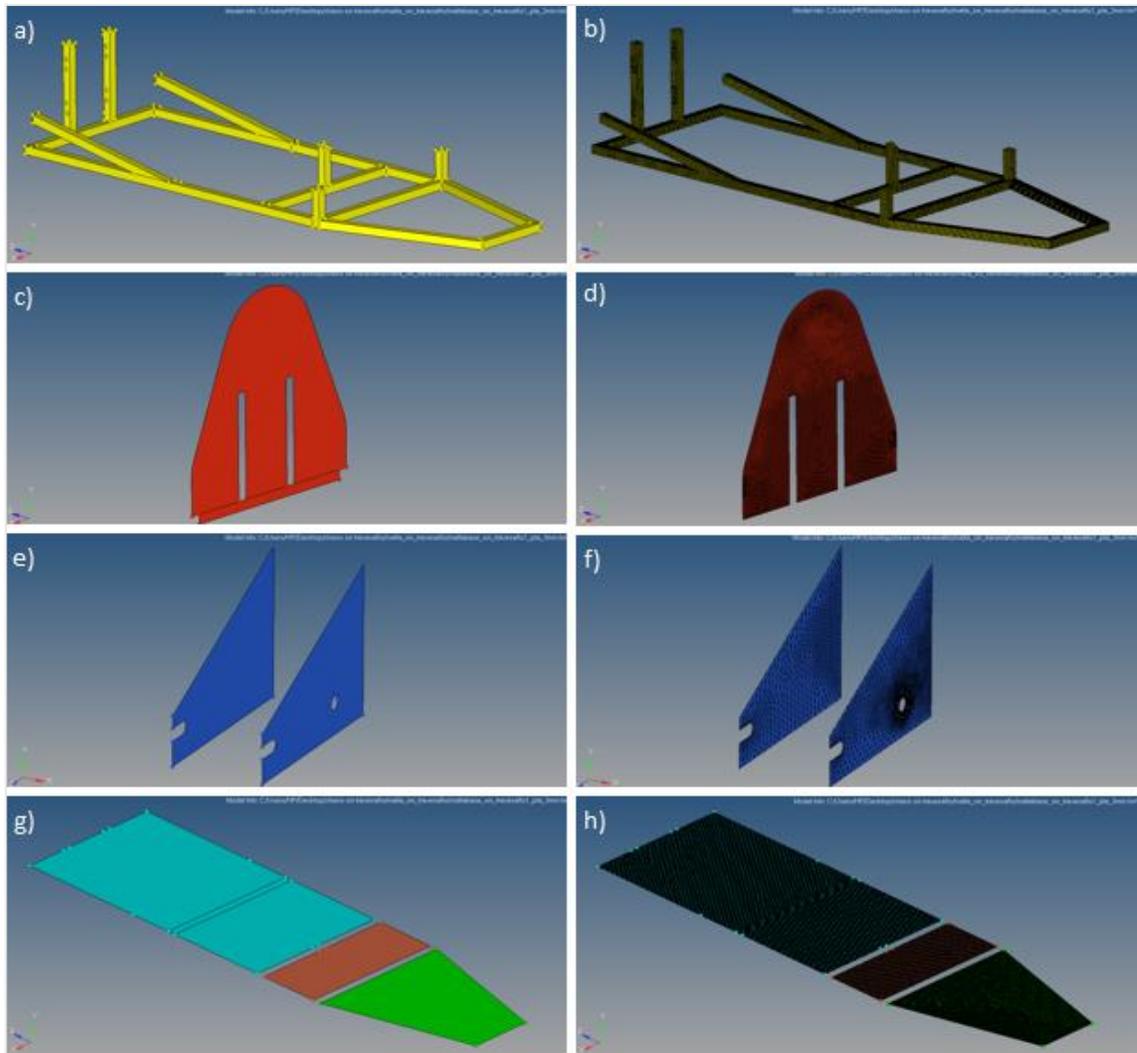


Figura 3.17 Componentes del modelo con su respectiva malla: a) estructura, b) malla estructura, c) mamparo, d) malla mamparo, e) soporte posterior, f) malla soporte posterior, g) piso, h) malla piso

Una vez mallado cada componente se inspecciona que no existan defectos de malla en las uniones con el resto de componentes, por ejemplo la malla de la estructura debe acoplar perfectamente a la malla del mamparo, de no ser así el programa no es capaz de realizar el análisis sin antes corregir este tipo de defectos.

El refinamiento de la malla consiste hacer más densa la malla, es decir, generar mayor cantidad de elementos en una determinada zona donde requiere ajustes debido a que con

la cantidad de elementos generados inicialmente no satisfacen la forma de la geometría, comúnmente las zonas donde se requiere de un refinamiento suelen ser bordes, agujeros, formas curvas , etc. Esto con el fin de captar de mejor forma el gradiente de esfuerzos que actúan en la zona. En la Figura 3.18 se puede observar el refinamiento localizado tanto en el soporte posterior como en la parte posterior de la estructura.

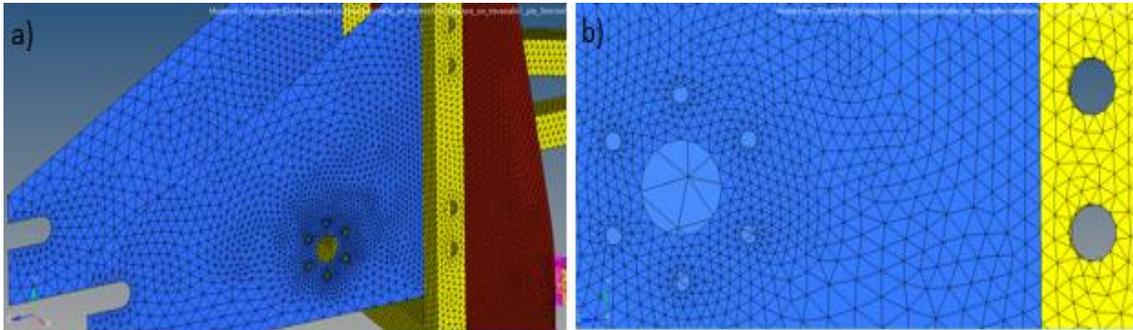


Figura 3.18 Refinamiento localizado, a) mayor densidad de la malla, b) adaptación de la malla a la forma de la geometría.

Para valorar la fiabilidad de los resultados hay que tener presente la calidad de malla con la que se realiza el análisis, por el hecho de que la calidad es relativa a la solución, cada elemento de malla consta de varios parámetros los mismos que deben estar dentro de un margen aceptable, aunque existe un punto de inflexión en el que, si se intenta conseguir, que todos los elementos se encuentren dentro de los criterios de aceptación, el único medio para evaluar en estos casos es el criterio del diseñador, en la Tabla 3.9 se observa el valor de elementos defectuosos de malla, a partir de ellos se analiza si la malla es o no aceptable para el análisis respectivo.

Tabla 3.9 Análisis de la calidad de malla mediante los valores de los parámetros de malla.

Valores de elementos defectuosos según el parámetro de malla		
Parámetro	Elementos defectuosos	Porcentaje de error
Relación de aspecto	5	0.0%
Deformación	6	0.0%
Relación Jacobiana	0	0.0%
Ángulo máximo del triangulo	1	0.0%
Ángulo mínimo del triangulo	5	0.0%

Fuente: Basado en la herramienta “calidad de malla” del software de análisis CAE

La herramienta calidad de malla establece mediante una escala de colores la calidad de cada elemento de malla en el que se define como rojo elementos defectuosos, amarillos aceptables, azules como elementos óptimos, en la Figura 3.19 se puede observar el color de los elementos de esta malla, en el que predominan los elementos de color azul.

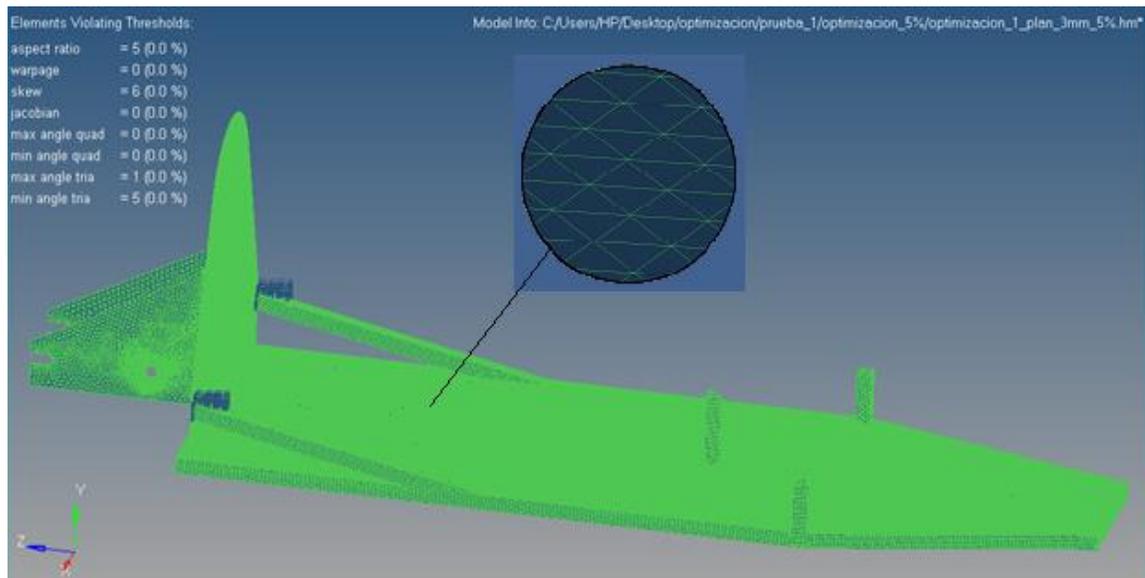


Figura 3.19 Calidad de la malla

La herramienta con la que consta el programa para definir la calidad de malla considera el rango de valores aceptables para cada parámetro de malla, los mismos que se muestran en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Rango de valores aceptables para el parámetro de malla

Valores aceptables de parámetros de malla	
Parámetros	Valores
Relación de aspecto	Ideal = 1 (aceptable < 5)
deformación	Ideal = 0° (aceptable < 45°)
Relación jacobiana	Ideal = 1 (aceptable > 0.6)
Ángulo máximo del triangulo	Ideal = 60° (aceptable < 120°)
Ángulo mínimo del triangulo	Ideal = 60° (aceptable > 20°)

Fuente: Basado en (Altairuniversity, s.f)

3.7.4 Aplicación de las cargas

La aplicación de las cargas se realiza en función del número de nodos que existen en las zonas donde se apoyan las diferentes partes del cuerpo, en la Tabla 3.11 se detallan la cantidad de nodos y carga equivalente por nodo.

Tabla 3.11 Carga equivalente por nodo.

Cargas equivalente por nodos			
Parte del cuerpo o elemento	Carga (N)	Nodos	Carga por nodo (N)
Cabeza	39.09	1584	0.025
Torso superior	199.46	4037	0.049
Torso inferior	264.42	3326	0.079
Brazos	65.98	1230	0.054
Pies	68.65	1094	0.063
Motor	26.29	54	0.486
Batería	85.74	53	1.62

La aplicación de estas cargas se realizan de manera simétrica, como si se tratara de la huella que dejara el piloto al acostarse en el chasis, en la Figura 3.20 se muestra la disposición de estas cargas.

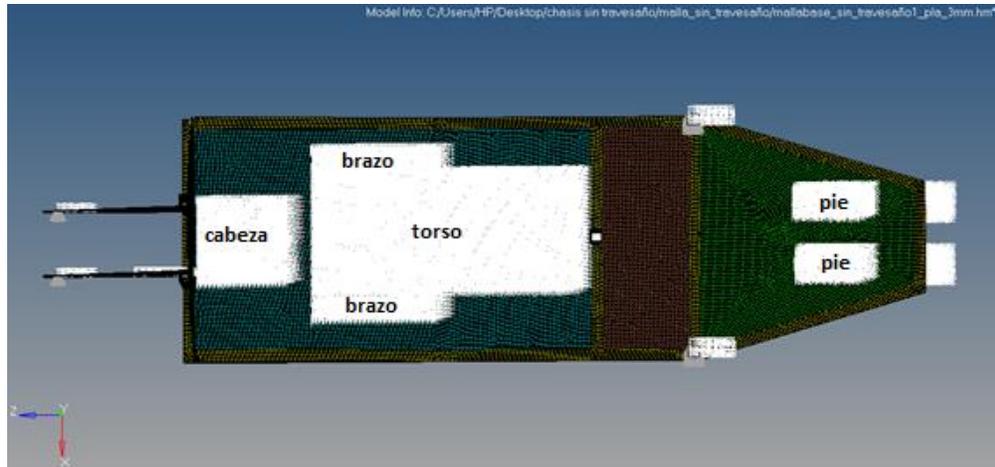


Figura 3.20 Disposición de la carga del piloto en el chasis.

La disposición de los soportes es indispensable para realizar un análisis adecuado, (véase la Figura 3.21).

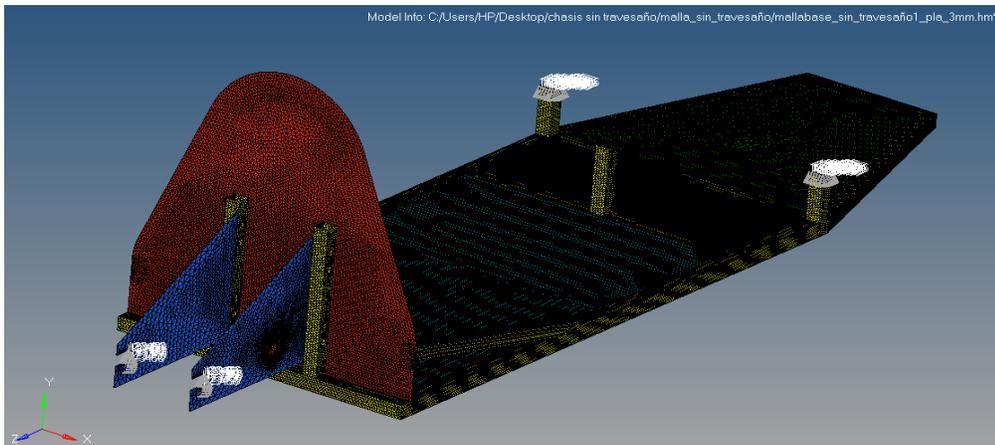


Figura 3.21 Disposición de los soportes tanto en el eje delantero como posterior.

3.7.5 Análisis preliminar

En base a las cargas aplicadas sobre el chasis se da paso a ejecutar el análisis, en el que se obtienen los valores de desplazamiento y esfuerzo, en este caso el desplazamiento máximo obtenido es de 3.07 mm, ubicado en la zona de color rojo que se muestra en la Figura 3.22.

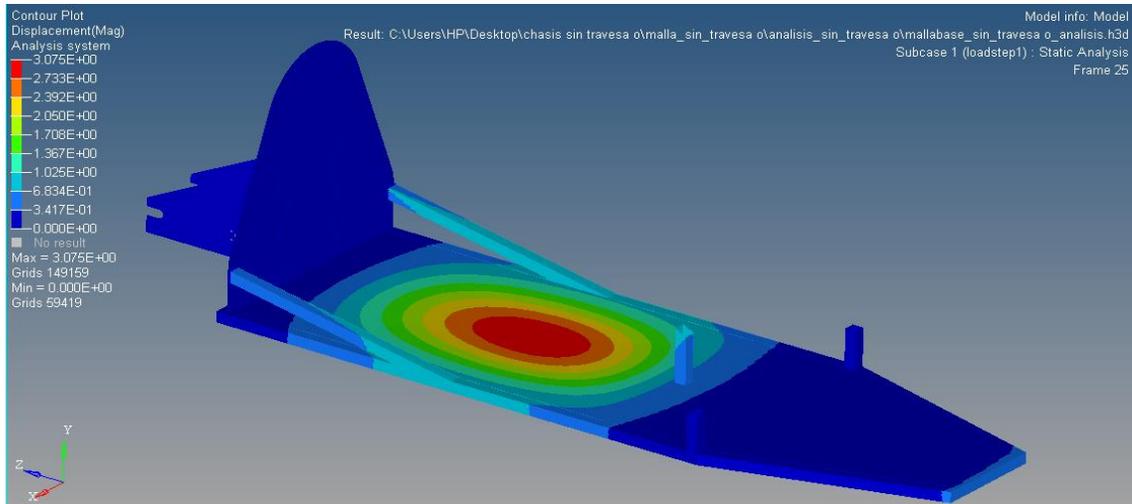


Figura 3.22 Análisis de desplazamiento que experimenta el chasis en función de las cargas aplicadas.

El esfuerzo máximo de von Mises que se produce es de 44,7 MPa, las zonas de color rojo que se muestran en la Figura 3.23 son las zonas que soportan este máximo esfuerzo.

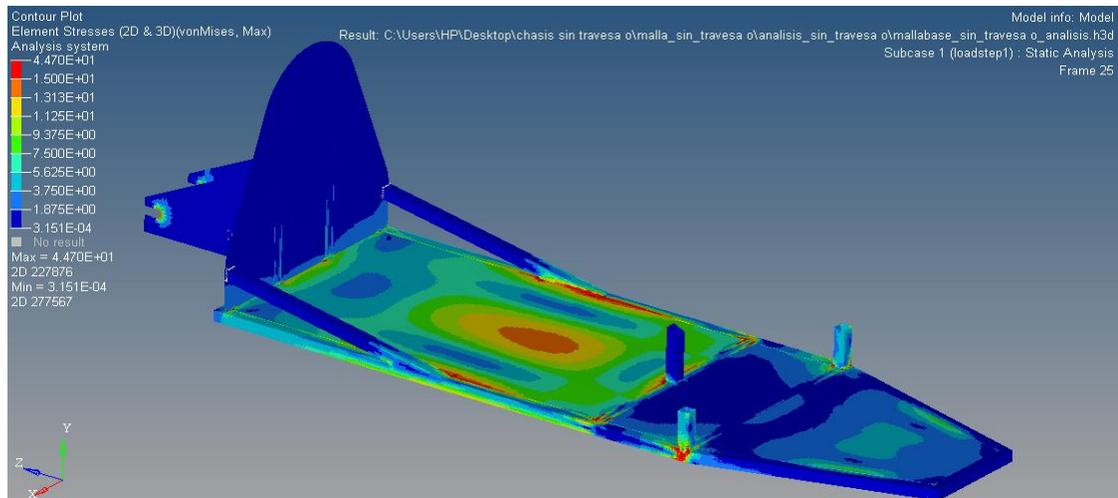


Figura 3.23 Análisis de esfuerzo de von Mises que soporta el chasis en función de las cargas aplicadas (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

El esfuerzo cortante máximo que se produce es de 18.7 MPa, las zonas de color rojo que se muestran en la Figura 3.24 son las zonas que soportan este máximo esfuerzo.

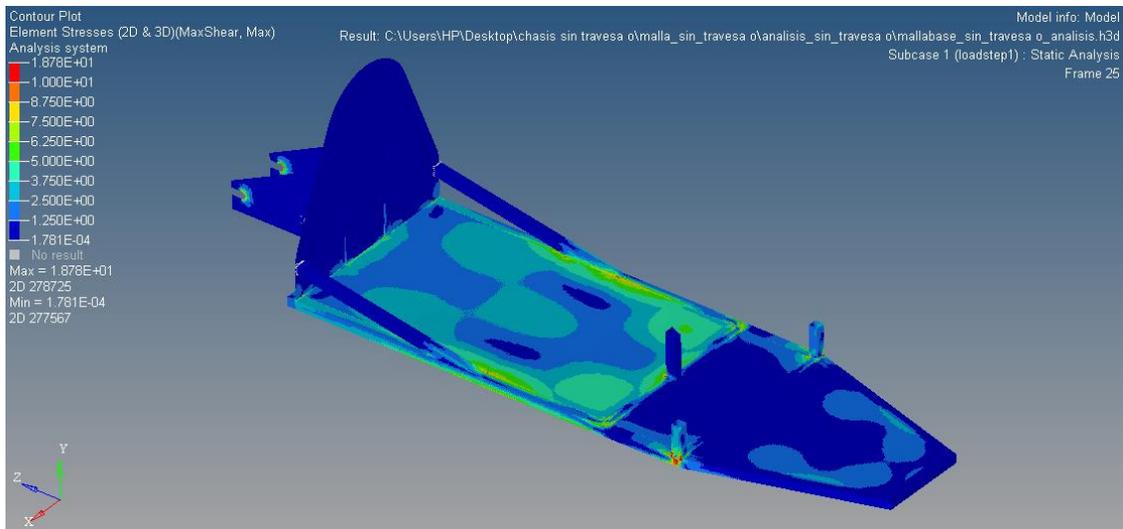


Figura 3.24 Análisis de esfuerzo cortante que soporta el chasis en función de las cargas aplicadas.

En base al análisis realizado en él se obtiene un desplazamiento máximo de 3.07 mm cercano al punto donde está ubicado el centro de gravedad del piloto cuando este se encuentra en posición de conducción, en dicho punto se planea colocar un travesaño con el fin de reducir este desplazamiento, en cuanto al esfuerzo máximo alcanzado de 44,7 MPa el cual no afecta considerablemente al chasis, por el hecho de que el límite de cedencia del aluminio se encuentra en valores cercanos a 240 MPa, sin embargo con ayuda del travesaño es posible reducir aún más este esfuerzo a la altura del mismo.

3.7.6 Modificación del chasis

Como se indicó anteriormente la modificación consiste en colocar un travesaño en el punto donde se produce la mayor deformación del mismo, a continuación en la Figura 3.25 se puede observar la modificación del modelo inicial.

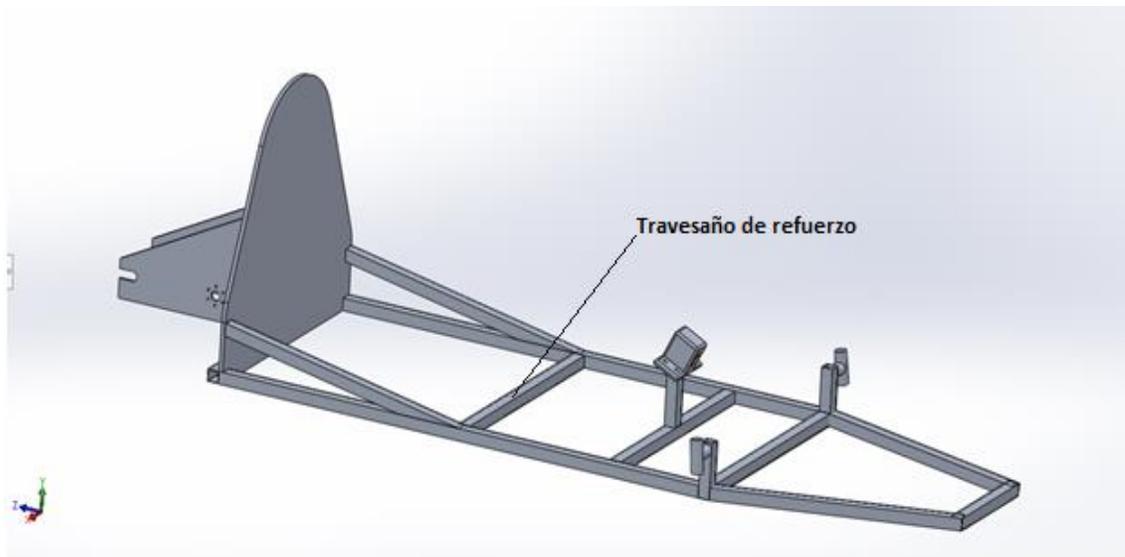


Figura 3.25 Modificación del modelo inicial.

3.7.7 Análisis de chasis modificado

Una vez modificado el modelo se genera la malla previo al análisis, para este caso el desplazamiento máximo es de 1.37 mm en la zona de color rojo, (véase la Figura 3.26).

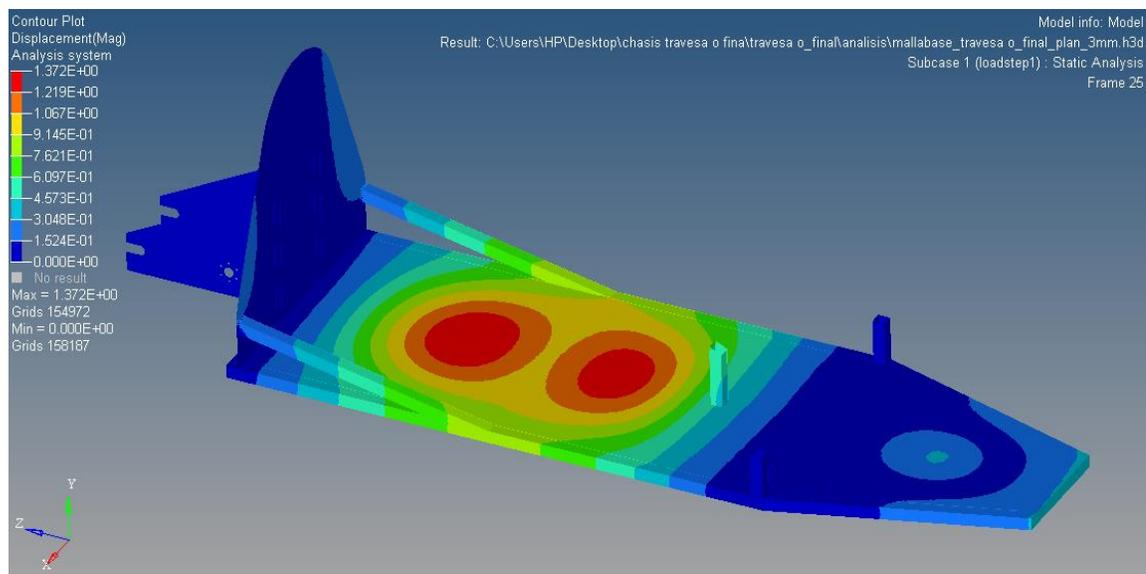


Figura 3.26 Análisis de deformación que experimenta el chasis modificado en función de las cargas aplicadas.

El esfuerzo máximo de von Mises que se produce es de 35.9 MPa, las zonas de color rojizo que se muestran en la Figura 3.27 soportan estos esfuerzos.

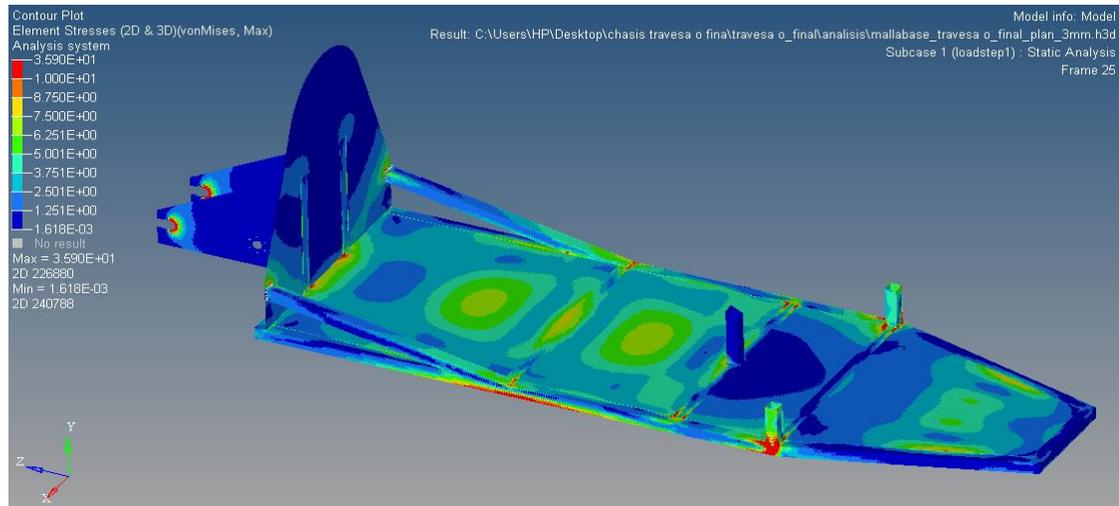


Figura 3.27 Análisis de esfuerzo de von Mises que soporta el chasis modificado en función de las cargas aplicadas (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

El esfuerzo cortante máximo que se produce es de 18.1 MPa, las zonas de color rojizo que se muestran en la Figura 3.28 soportan estos esfuerzos.

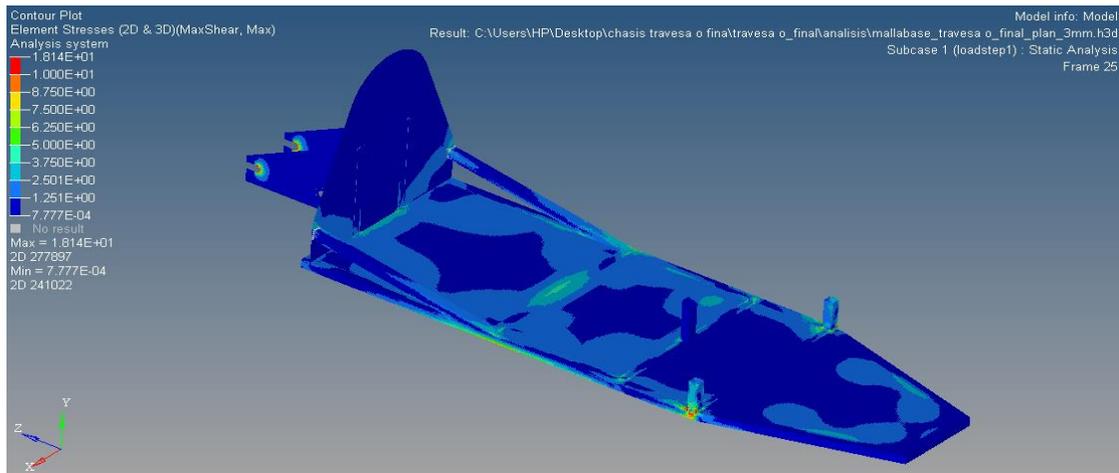


Figura 3.28 Análisis de esfuerzo cortante que soporta el chasis modificado en función de las cargas aplicadas.

El resultado de los análisis realizados tanto en el modelo inicial como en el modelo modificado es útil para realizar la comparación de las prestaciones que ofrecen los mismos, (véase la Tabla 3.12).

Tabla 3.12 Comparación de prestaciones del modelo inicial vs el modelo modificado

Prestaciones modelado inicial vs modelado modificado				
Modelo	Deformación (mm)	Esfuerzo von Mises (MPa)	Esfuerzo cortante (MPa)	Peso (Kg)
Inicial	3.07	44.7	18.7	12.84
Modificado	1.37	35.9	18.1	12.98

3.8 Optimización de peso del chasis

Después del análisis realizado se conoce que el esfuerzo que se produce en el chasis es menor al que puede soportar, por el hecho que el límite cedencia de este material es mayor al esfuerzo generado, obteniendo un factor de seguridad $\eta = 6$, en base a esto es posible realizar una optimización topológica, con el fin de reducir el peso y aumentar la rigidez del chasis, para esto se aplica además tres cargas adicionales, con el fin de conocer las zonas en donde no se requiere material, en la Tabla 3.13 se puede observar las características de dichas cargas, mientras que en la Figura 3.29 se aprecia disposición de estas cargas conjuntamente con las cargas ya establecidas anteriormente.

Tabla 3.13 Ubicación de las cargas adicionales.

Cargas adicionales	
Ubicación	Carga (N)
Mamparo de protección (barra antivuelco)	700
Mamparo de protección (apoyo de la cabeza)	55
Soporte de dirección (apoyo de las manos)	466

Fuente: Autor

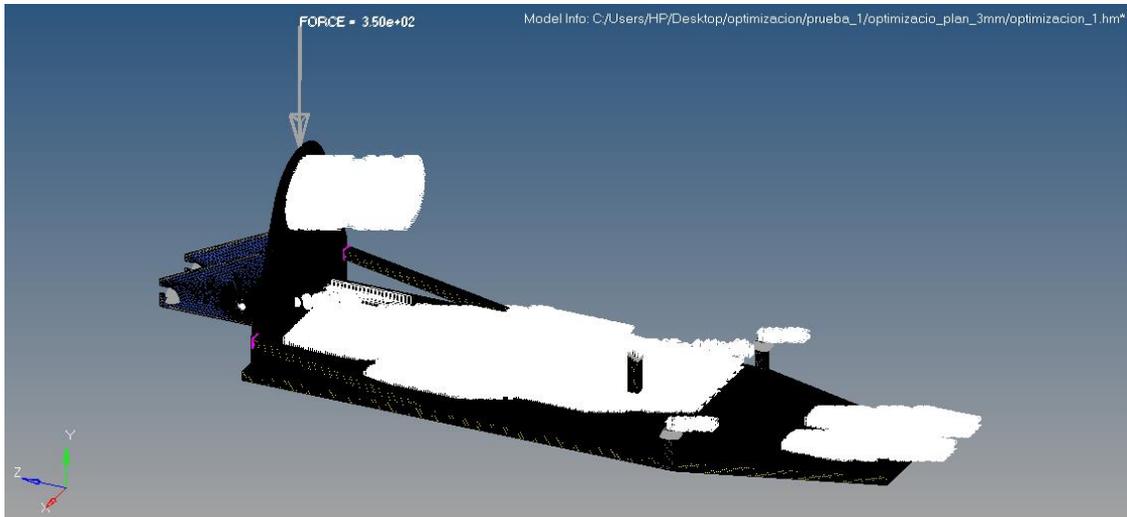


Figura 3.29 Aplicación de cargas estáticas conjuntamente con cargas dinámicas.

Una vez colocadas las cargas necesarias en el modelo, se utiliza las herramientas de optimización topológica del programa CAE, una vez que se haya definido las zonas de diseño y no diseño, nos indica las zonas donde es posible quitar material sin afectar a la resistencia del mismo, (véase las Figuras 3.30 y 3.31).

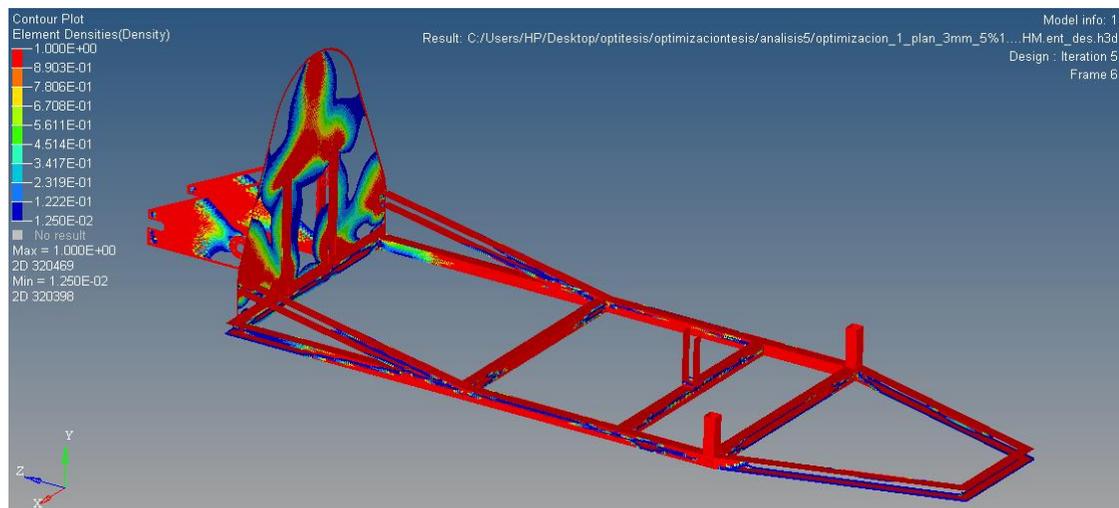


Figura 3.30 Optimización topológica del 40% generada por el programa en base a las cargas aplicadas (estructura).

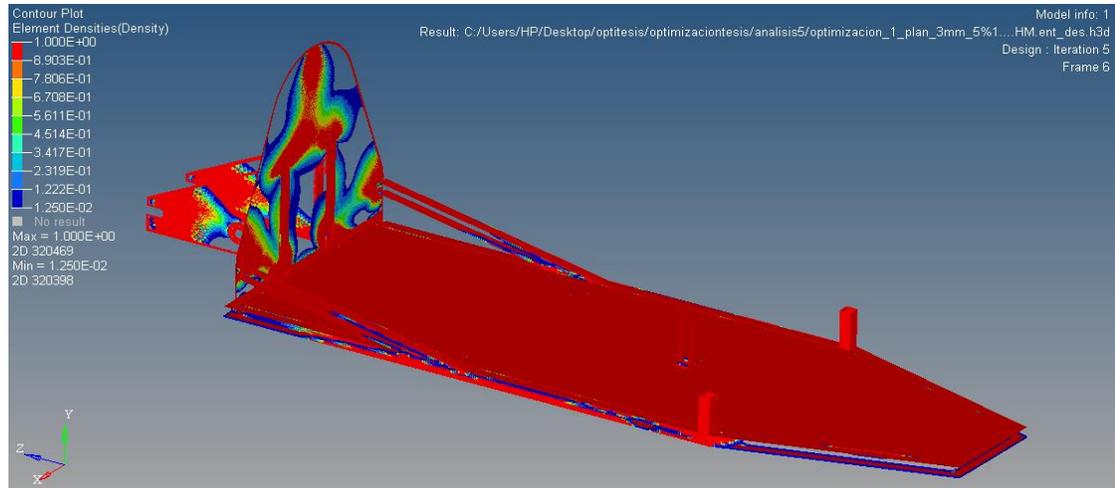


Figura 3.31 Optimización topológica del 40% generada por el programa en base a las cargas aplicadas.

La optimización en cuanto a la configuración que debe tener el chasis es clara, sin embargo no se define la manera en la que se debe optimizar los largueros de los perfiles tubulares de aluminio, para esto se analiza únicamente un larguero, para el cual se toma como referencia las dimensiones que posee el mismo, en este caso se trata de un perfil cuadrado de 25.4 mm de lado con un espesor de 1.8 mm y una longitud de 1100 mm, a continuación en la Figura 3.32 se muestra el perfil modelado para el cual se aplica una carga distribuida equivalente a 400N y apoyos en sus extremos para el análisis pertinente.

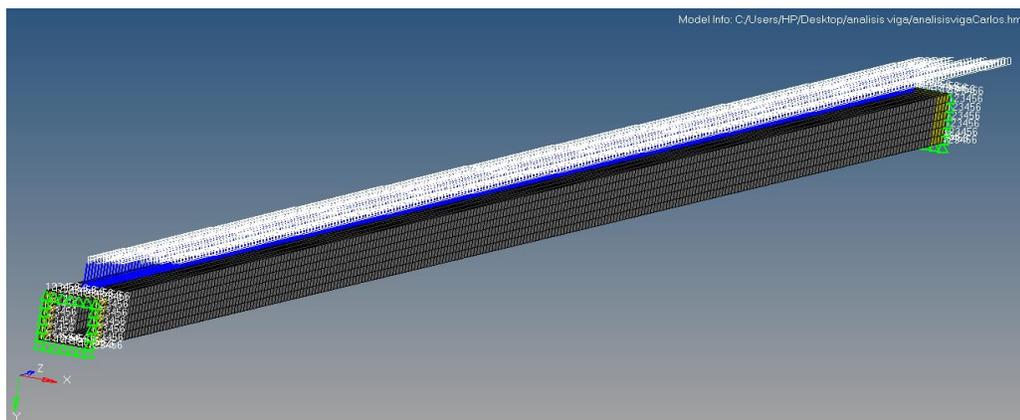


Figura 3.32 Aplicación de la carga uniforme a lo largo del perfil tubular para el análisis de optimización.

Una vez realizado el análisis de optimización se puede observar la manera de cómo se debe realizar la optimización en los largueros, en la Figura 3.33 claramente se aprecia que en la parte lateral del larguero es posible realizar triangulaciones, en forma de celosías, las mismas que van disminuyendo la densidad conforme se alejan de los apoyos hasta desaparecer conforme se acercan al centro del tubo.

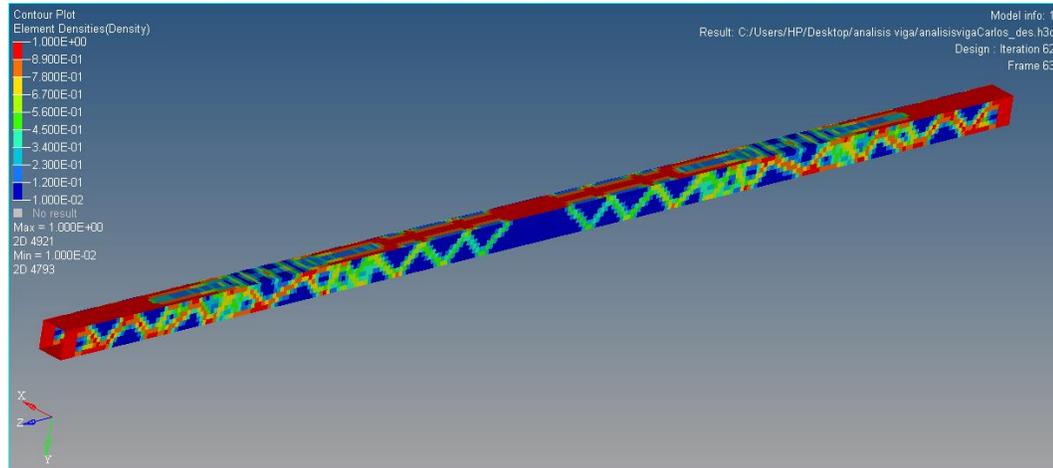


Figura 3.33 Análisis de optimización topológica del 50% del material.

Por otra parte se aprecia que en la parte superior del larguero, es muy poca la cantidad de material que se podría retirar, en cambio en la parte inferior es factible retirar mayor cantidad de material. Además se observa que en las aproximaciones a los apoyos, se requiere de mayor cantidad de material, (véase las Figuras 3.34 y 3.35).

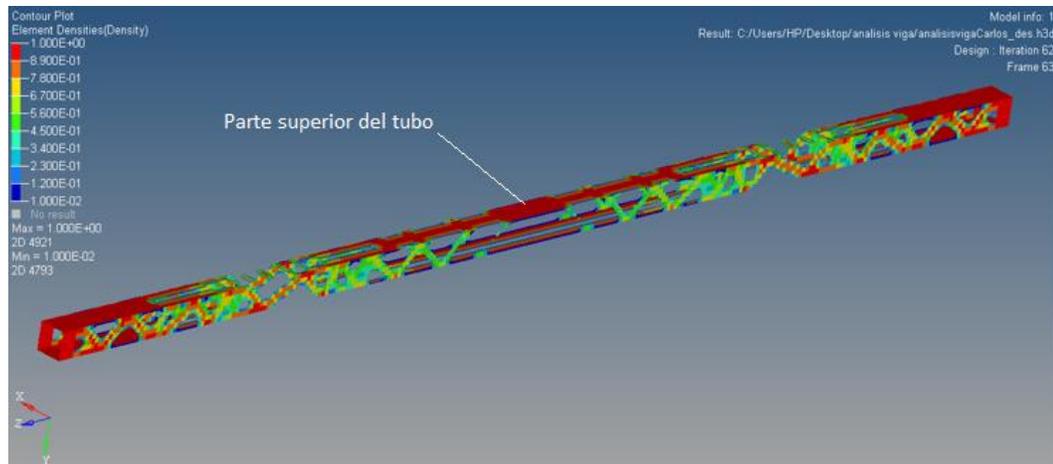


Figura 3.34 Análisis de optimización, configuración que debe poseer el perfil tubular.

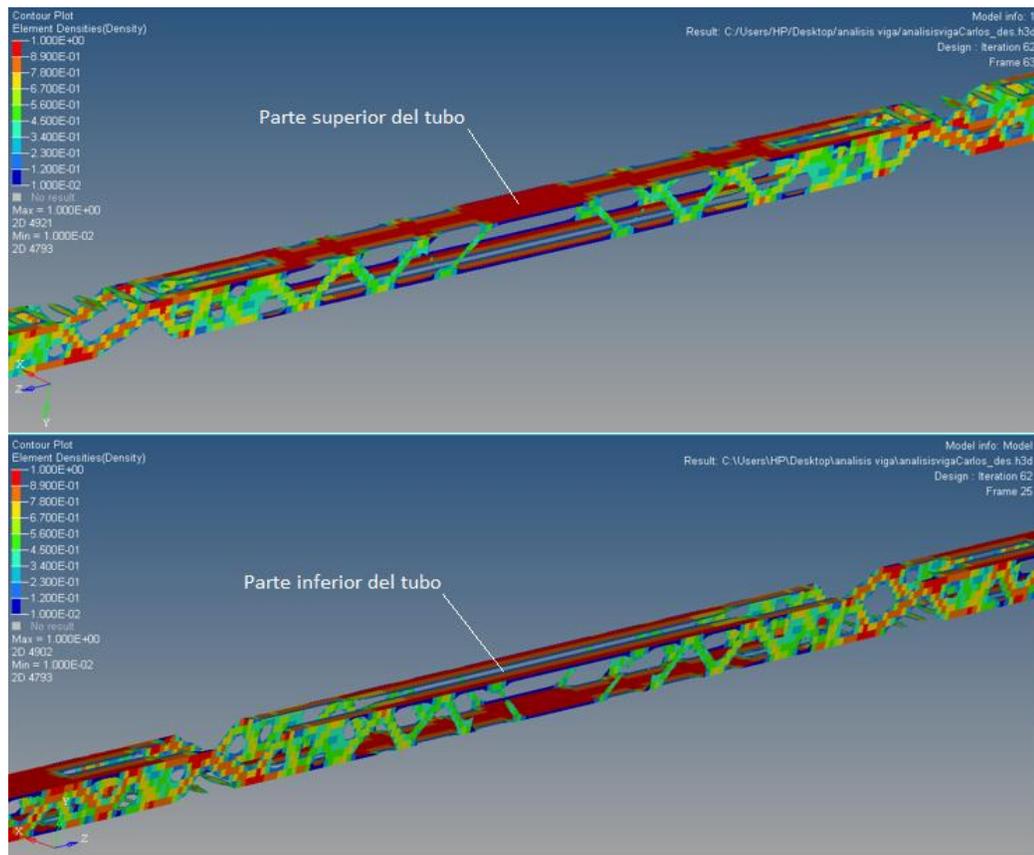


Figura 3.35 Análisis de optimización, detalles tanto en la parte superior como inferior del tubo.

En análisis realizado al larguero, indica que con las cargas aplicadas se obtiene desplazamiento máximo de 1.03 mm, (véase la Figura 3.36).

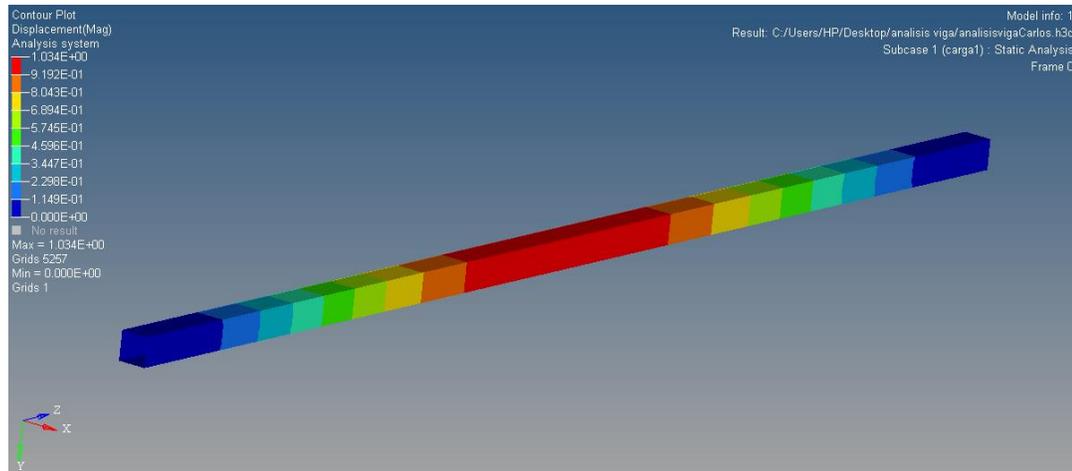


Figura 3.36 Análisis de desplazamiento del perfil tubular en función de la carga aplicada.

En el presente análisis se puede constatar que el esfuerzo máximo de von Mises generado es de 27 MPa, debajo del criterio de falla, con lo cual se asume que el análisis de optimización topológica es el adecuado, (véase la Figura 3.37).

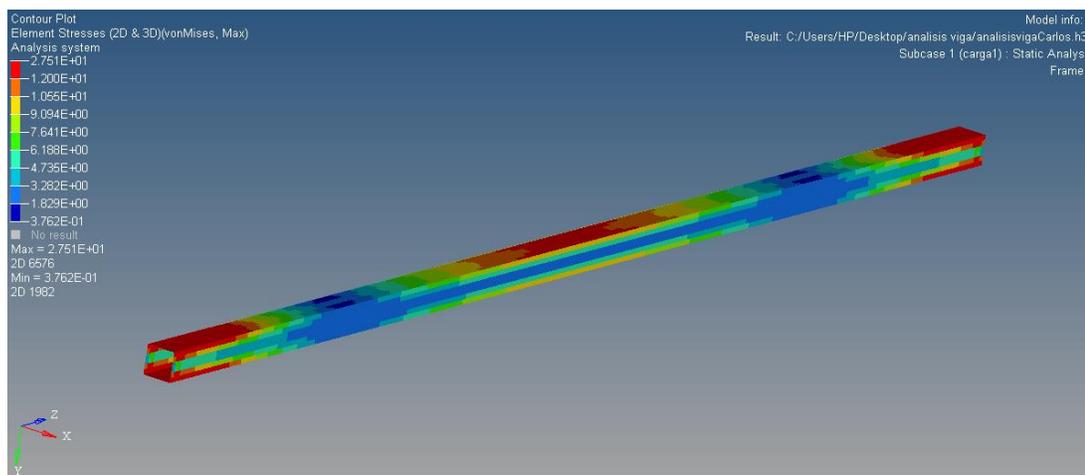


Figura 3.37 Análisis del esfuerzo de von Mises generado en el tubo, en función de la carga aplicada. (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

3.8.1 Modelado optimizado

Basándose en los resultados de optimización topológica generados por el programa se procede a modificar el modelo con el propósito de asemejarse a la forma que se muestran en las Figuras 3.30, 3.31 y 3.33, para esto se elimina material en tres partes fundamentales como es el soporte posterior, el mamparo de protección y la estructura, en esta última se realiza una serie de perforaciones de tipo triangular semejantes a una celosía a lo largo de la misma (véase la Figura 3.38), el propósito de esto es quitar el mayor peso innecesario posible, de tal forma que se vea reflejado en la ligereza que requiere para la competencia.

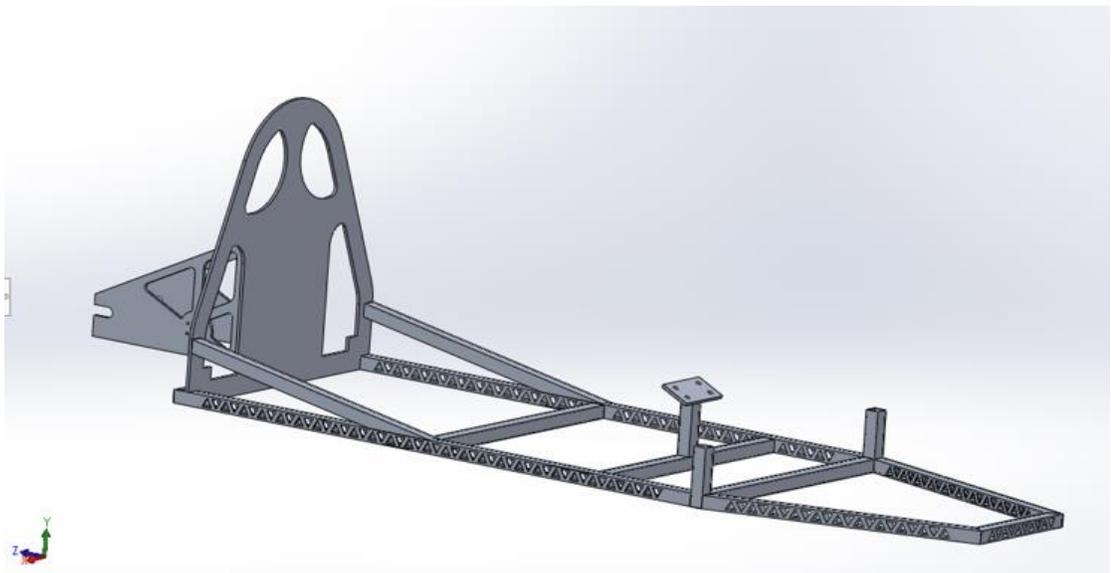


Figura 3.38 Modelado de la primera optimización

3.8.1.1 Análisis con lámina de 3 mm

Parte de esta optimización consiste en analizar si es factible quitar peso en el piso del chasis, para esto se analiza dos casos, el primero consta de mantener el piso 3 con la lámina de 3 mm de espesor con la que inicialmente se incluye en el diseño y el otro caso es analizar con una lámina de 2 mm de espesor, para el primer caso se obtiene que el desplazamiento máximo es de 1.6 mm, (véase la Figura 3.39).

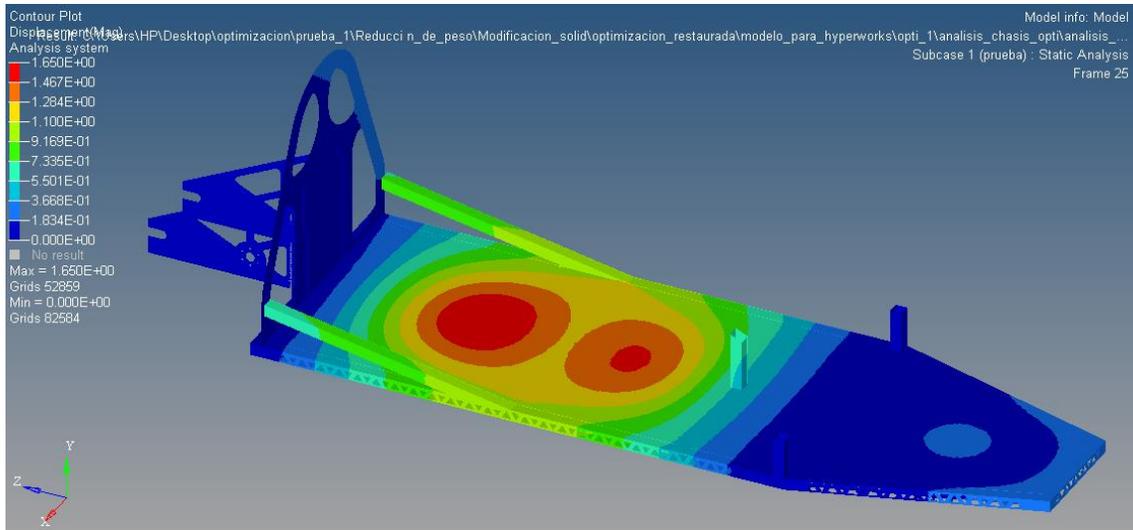


Figura 3.39 Análisis de desplazamiento del modelo optimizado, con lámina de 3 mm de espesor “piso 3”.

El esfuerzo máximo de von Mises que se produce es de 39 MPa, las zonas donde se presentan estos esfuerzos se encuentra marcadas de color rojizo tal como se observa en la Figura 3.40.

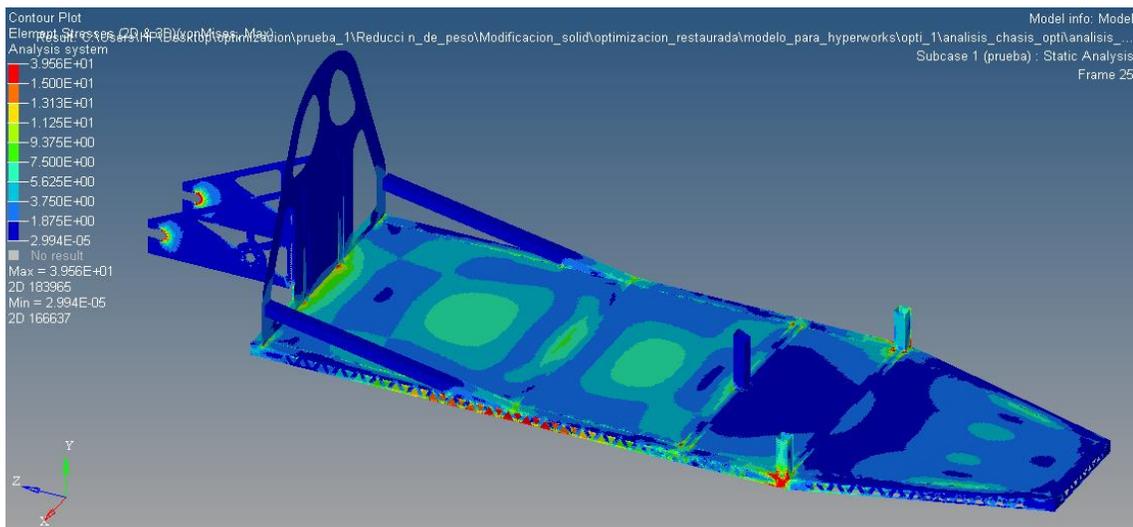


Figura 3.40 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado, con lámina de 3 mm de espesor “piso 3” (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

Esfuerzo cortante máximo que se produce es de 17.6 MPa, las zonas donde se presentan estos esfuerzos se encuentra marcadas de color rojizo tal como se observa en la Figura 3.41.

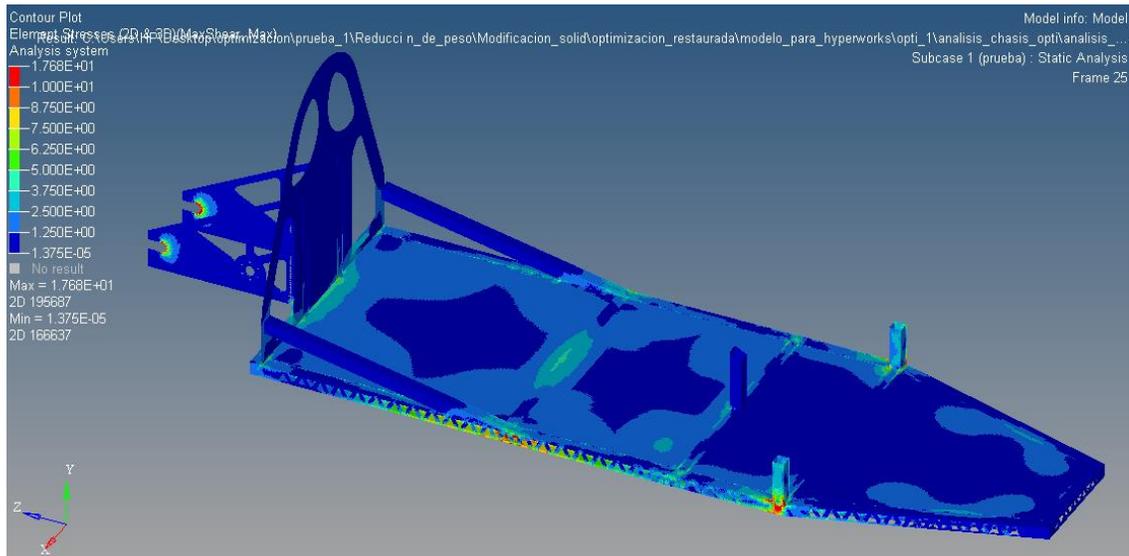


Figura 3.41 Análisis de esfuerzo cortante del modelo optimizado, con lámina de 3 mm de espesor (piso 3)

3.8.1.2 Análisis con lámina de 2 mm

Para el caso del piso 3 con lámina de 2 mm de espesor, se tiene que el desplazamiento máximo es de 3 mm, (véase la Figura 3.42).

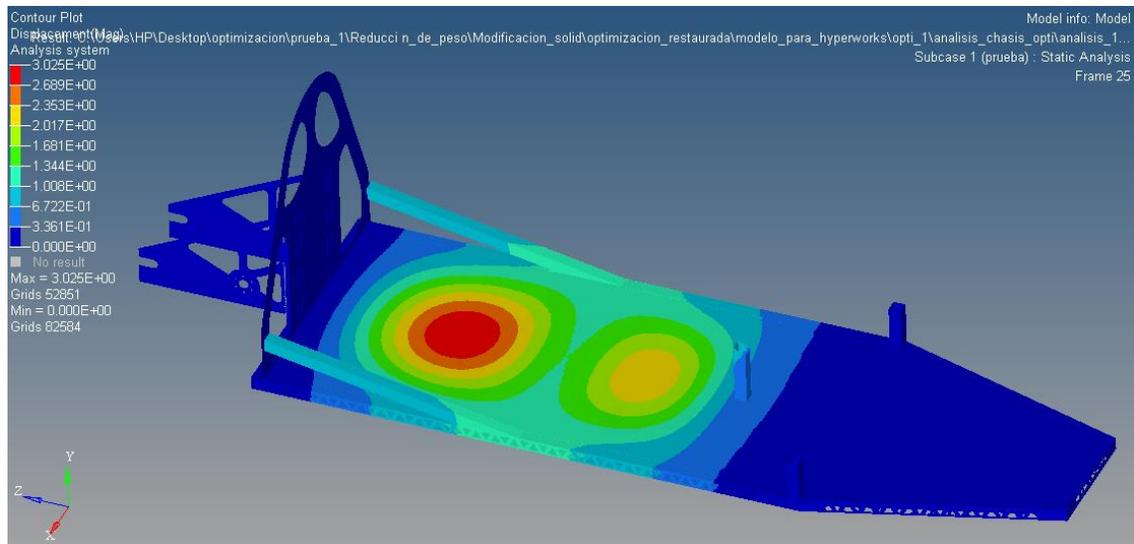


Figura 3.42 Análisis de desplazamiento del modelo optimizado, con lámina de 2 mm de espesor (piso 3).

El esfuerzo máximo de von Mises que se produce es de 40 MPa, las zonas donde se presentan estos esfuerzos de encuentran marcadas de color rojizo tal como se observa en la Figura 3.43.

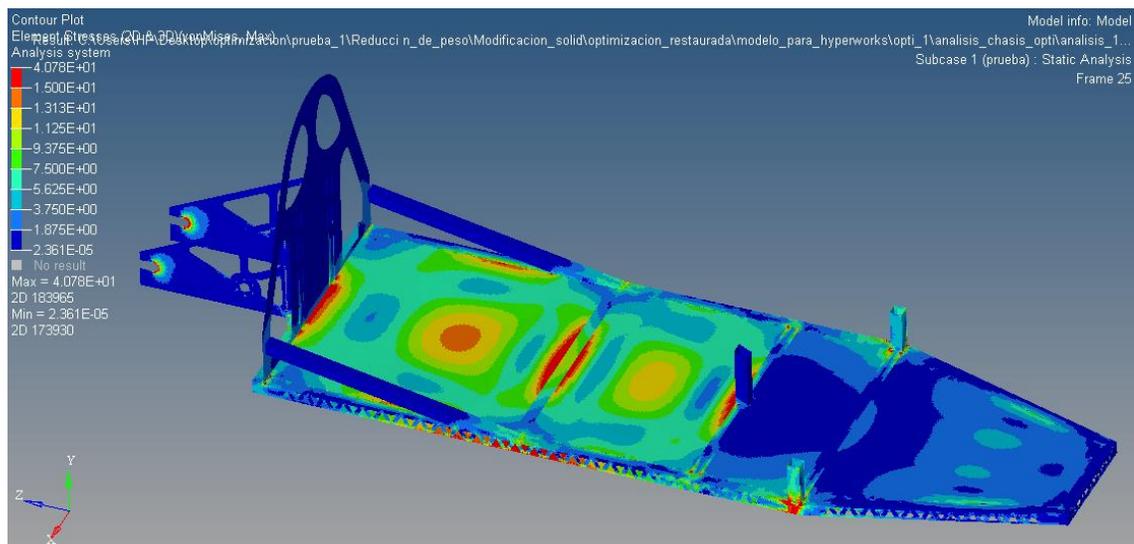


Figura 3.43 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado, con lámina de 2 mm de espesor “piso 3” (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

El esfuerzo cortante máximo que se produce es de 18.1 MPa, las zonas donde se presentan estos esfuerzos de encuentran marcadas de color rojizo tal como se observa en la Figura 3.44.

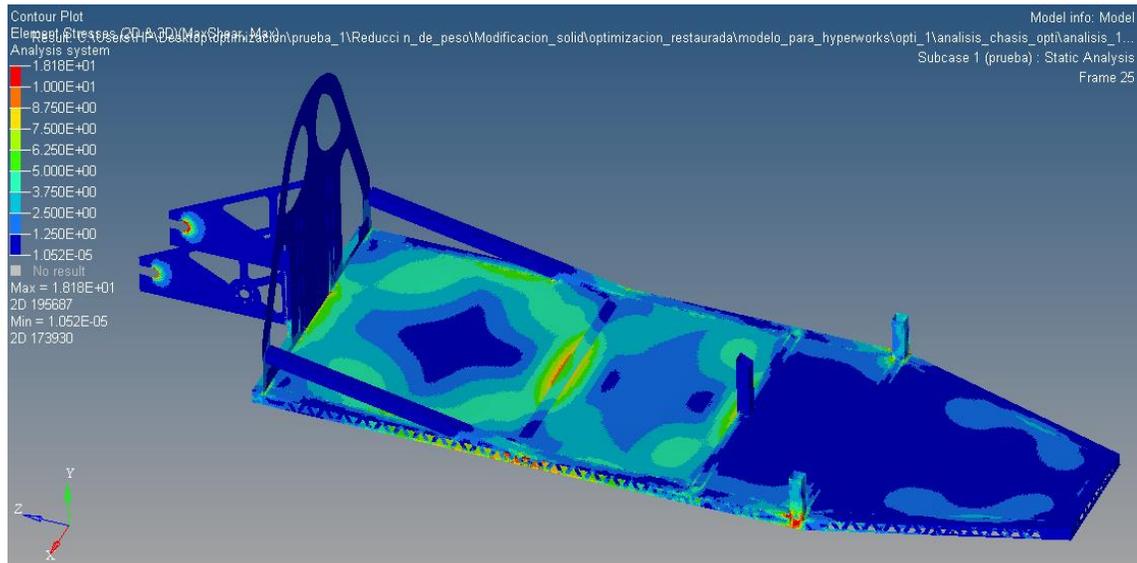


Figura 3.44 Análisis de esfuerzo cortante del modelo optimizado, con lámina de 2 mm de espesor (piso 3)

3.8.2 Optimización 2

La segunda optimización se considera debido al grado de dificultad para manufacturar adecuadamente la propuesta de chasis denominada como “optimización 1”, ya que el proceso de manufactura óptimo se lo debería realizar mediante procesos CNC, de manera de eliminar material de los largueros una vez que se haya culminado con el proceso de soldadura y ensamble respectivo; por ello y en base a los mismos criterios de optimización de vigas y travesaños considerados en la figura 3.33, se plantea la configuración de la optimización 2; en la que el soporte posterior tiene menor cantidad de material optimizado pero con igual configuración, en lo que respecta al mamparo, se quita más material en el centro formando un arco, mientras que para el caso de la estructura, no se realiza las perforaciones de tipo triangular a los lados de los largueros, más bien se realiza

perforaciones ovaladas en la parte inferior de los largueros, esto con el fin de facilitar la manufactura del mismo, en las Figuras 3.45 y 3.46 se muestra la optimización descrita.

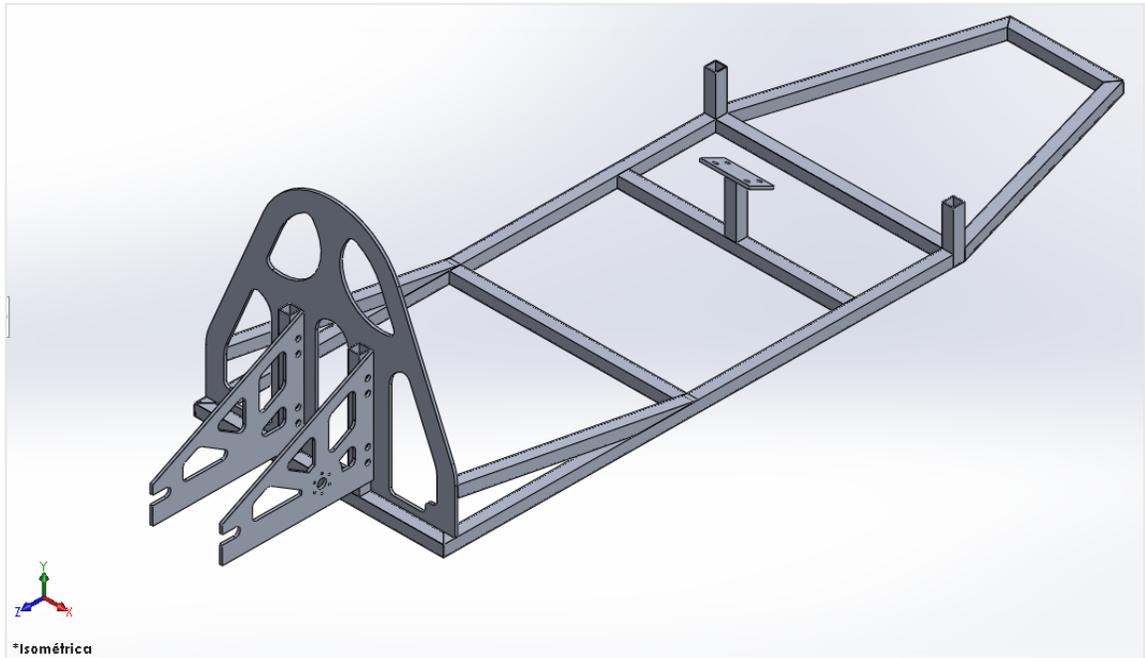


Figura 3.45 Modelado de la segunda optimización.

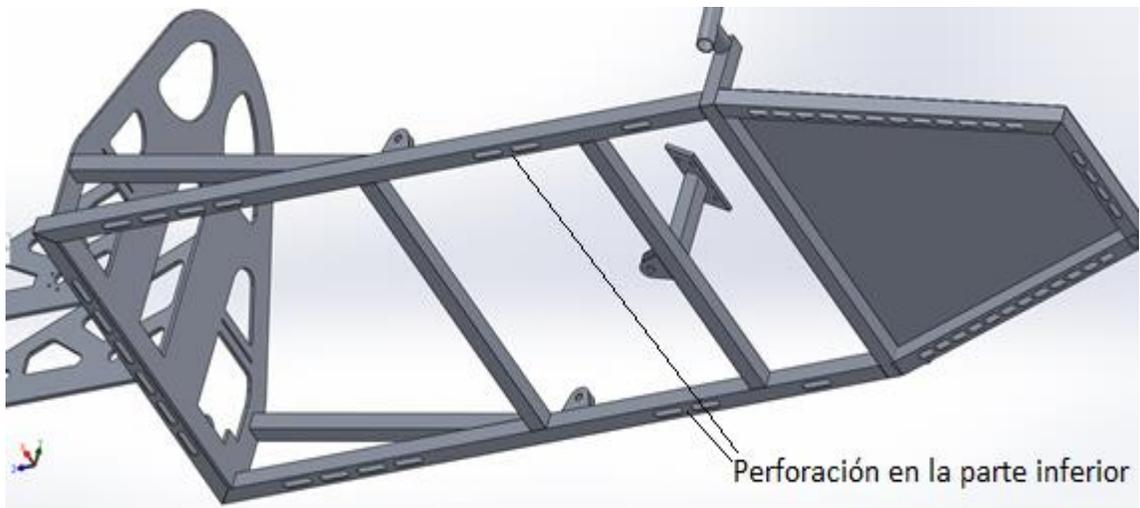


Figura 3.46 Modelado de la segunda optimización (parte inferior largueros perforados).

3.8.2.1 Análisis segunda optimización

En el análisis de la segunda optimización del chasis se obtiene un desplazamiento máximo de 3.07 mm, (véase la Figura 3.47).

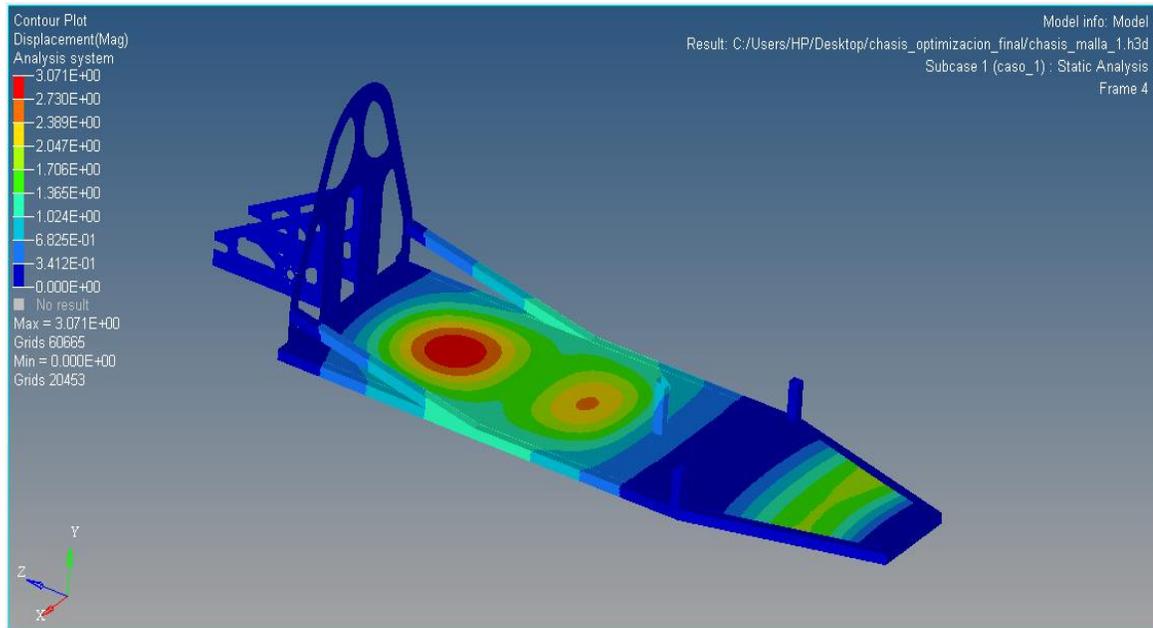


Figura 3.47 Análisis de desplazamiento del modelo optimizado 2.

El esfuerzo máximo de von Mises que se produce es de 52 MPa, las zonas donde se encuentran estos esfuerzos se encuentran marcadas de color rojizo tal como se observa en las Figuras 3.48 y 3.49.

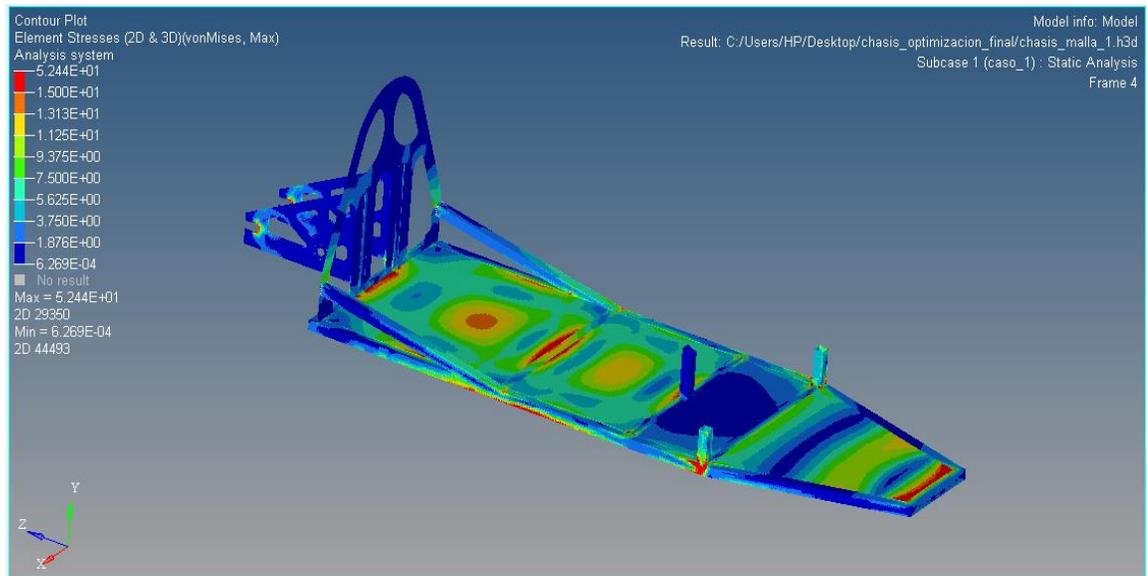


Figura 3.48 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado 2 (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

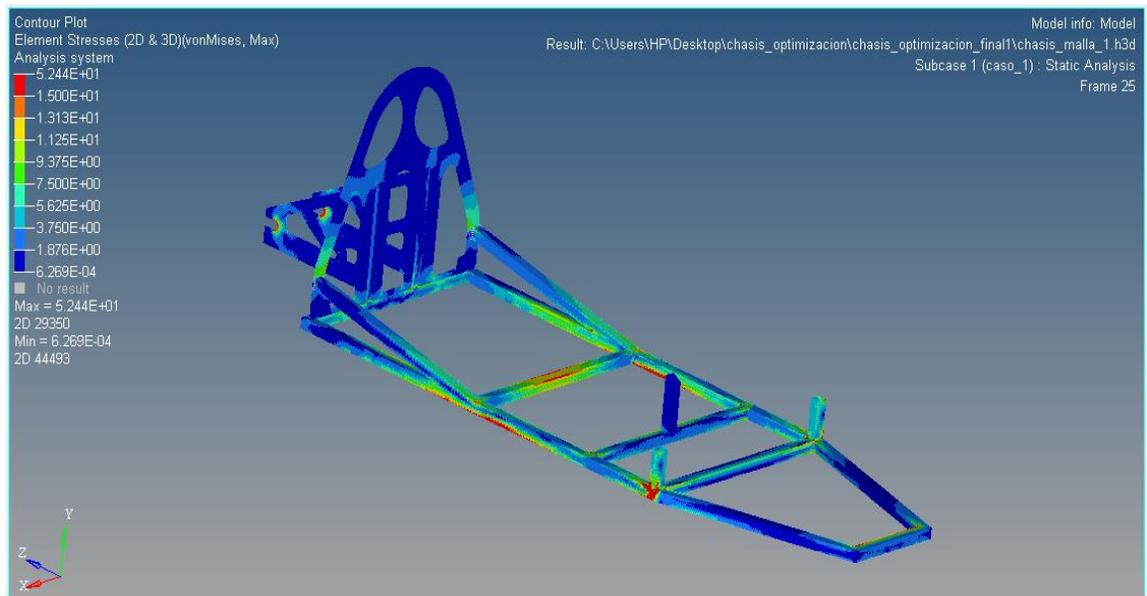


Figura 3.49 Análisis de esfuerzo de von Mises del modelo optimizado 2 “parte estructural” (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

El esfuerzo cortante máximo que se produce es de 25 MPa, las zonas donde se encuentran estos esfuerzos se encuentran marcadas de color rojizo tal como se observa en la Figura 3.50.

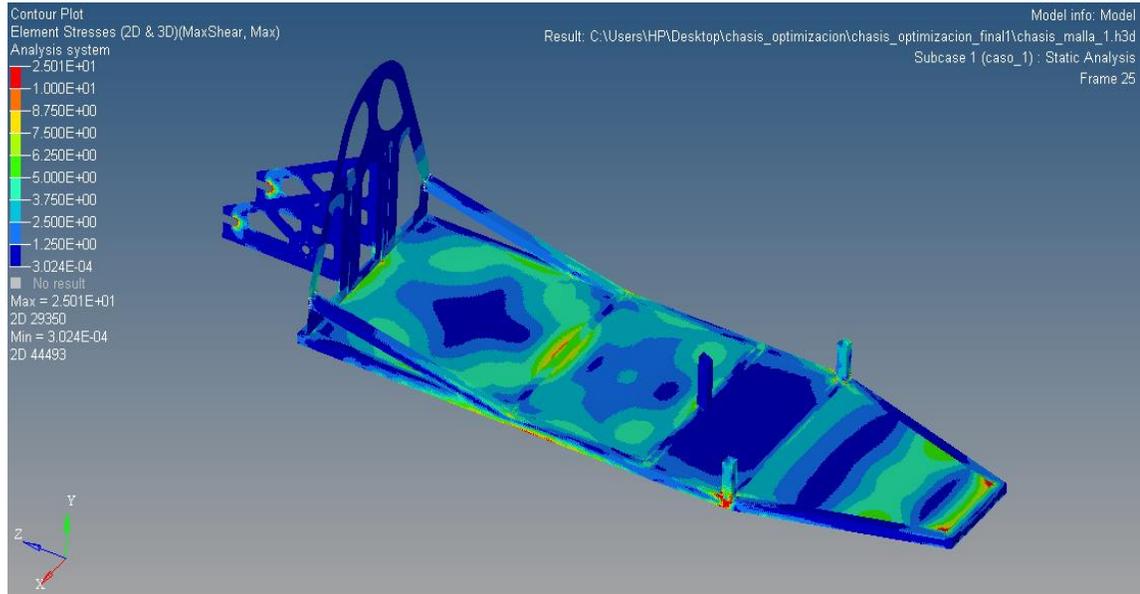


Figura 3.50 Análisis de esfuerzo cortante del modelo optimizado 2.

El resultado de los análisis realizados de los modelos optimizados se aplica para realizar la comparación de las prestaciones que ofrecen los mismos, (véase la Tabla 3.14).

Tabla 3.14 Resultados de las optimizaciones.

Resultados de las optimizaciones				
Optimización	Deformación (mm)	Esfuerzo de von Mises (MPa)	Esfuerzo cortante (MPa)	Peso (kg)
Opti 1 caso 1	1.6	39.5	17.6	11.14
Opti 1 caso 2	3.02	40.7	18.1	9.98
Opti 2	3.07	52.4	25	9.55

Según la Tabla 3.14 donde se compara las prestaciones de cada una de las optimizaciones sirve para realizar la selección de uno de estos modelos en función de factores externos a los que se pueden apreciar en dicha tabla, estos factores son: costo, tiempo y facilidad de construcción.

En este análisis se aprecia que la primera optimización consta de dos casos cuya diferencia se encuentra en el espesor de la lámina de aluminio del piso del chasis “piso 3”, en el que se tiene como resultado un aumento la deformación máxima al reducir el espesor de esta lámina, la deformación alcanzada en el caso dos de la primera optimización se considera aceptable debido a que el esfuerzo generado se encuentra en un margen aceptable, sin embargo cabe recalcar que para conseguir esta optimización se debe asumir un costo de fabricación elevado, debido a los inconvenientes señalados anteriormente.

La segunda optimización posee características similares en cuanto a la disminución de peso pero con una mayor facilidad de construcción respecto a la anterior ya que la reducción de peso en los largueros se realiza en la parte inferior del mismo creando agujeros alargados en forma de una canal, la cual fácilmente puede ser mecanizada con ayuda de una fresa, esta configuración es la seleccionada para llevarse a cabo ya que se reduce el peso de la estructura y a la vez facilita la construcción de la misma debido a que no se debilita mayormente la estructura y por ende no está propensa a mayores deformaciones por el cambio de temperatura que se produce en el proceso de soldadura, además el tiempo de producción es menor respecto a la optimización 1, reduciendo así su costo.

3.9 Análisis parte posterior

Una vez definido el modelo de optimización adecuado se procede a realizar análisis adicionales que ayuden a validar el modelo generado, uno de estos análisis es conocer el esfuerzo que se produce en la parte posterior del chasis para ello es necesario aplicar

fuerzas en el soporte de la rueda posterior equivalentes al torque que genera el motor más la reacción que se produce en este punto debido a las cargas actuantes.

Con la herramienta propiedades físicas que incorpora el programa SOLIDWORKS es posible conocer el centro de gravedad “CG” del modelo de chasis (véase la Figura 3.51), el mismo que es utilizado para calcular las reacciones que se generan en los apoyos de rueda.

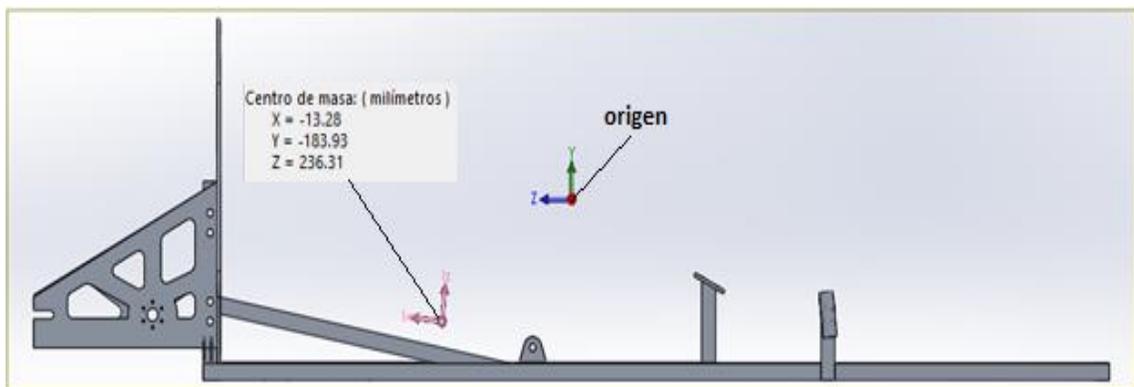
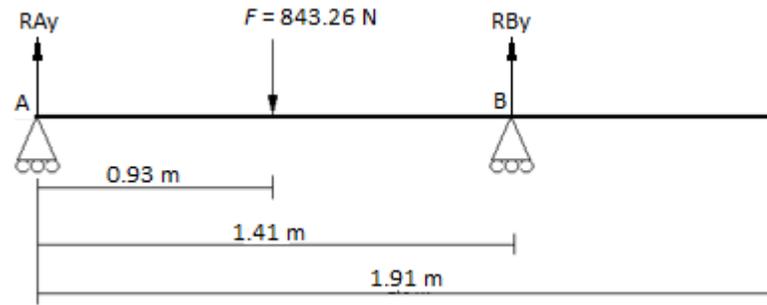


Figura 3.51 Centro de gravedad del modelo de chasis a lo largo del eje longitudinal “z”.

El centro de gravedad (CG) facilita el cálculo para hallar las reacciones en los apoyos de rueda, por el hecho de que en el punto donde se encuentra el CG es donde se concentran todas las cargas que actúan sobre el chasis (pesos), para este caso en dicho punto se aplica una fuerza F equivalente a la sumatoria de los pesos tanto del piloto, chasis, motor y batería, a continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre respectivo.



$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} = 558.58 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} = 284.67 \text{ N}$$

Tabla 3.15 Cargas aplicadas en el apoyo de rueda posterior.

Cargas en el soporte posterior	
Característica	Carga
Reacción apoyo posterior R_{Ay}	284.67 N
Reacción fuerza equivalente al par motor	107.4 N

La aplicación de estas cargas se coloca de acuerdo a la dirección de las reacciones, en la Figura 3.52 se indica la dirección de estas cargas.

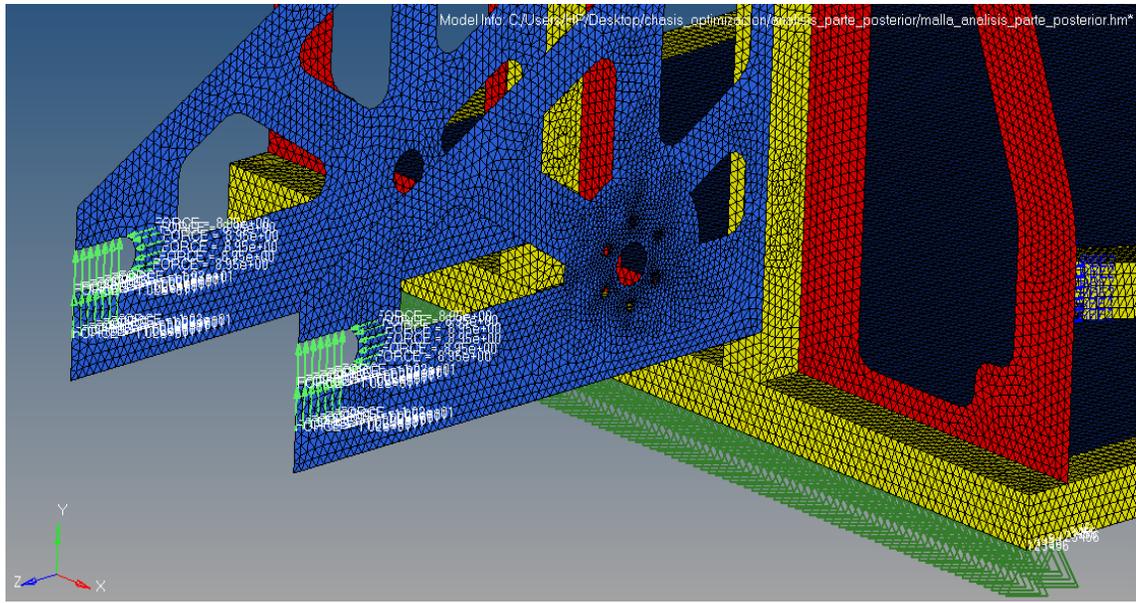


Figura 3.52 Aplicación de las cargas en el soporte posterior.

En función de las cargas aplicadas en el soporte posterior se obtiene un desplazamiento máximo de 0.7 mm, (véase la Figura 3.53).

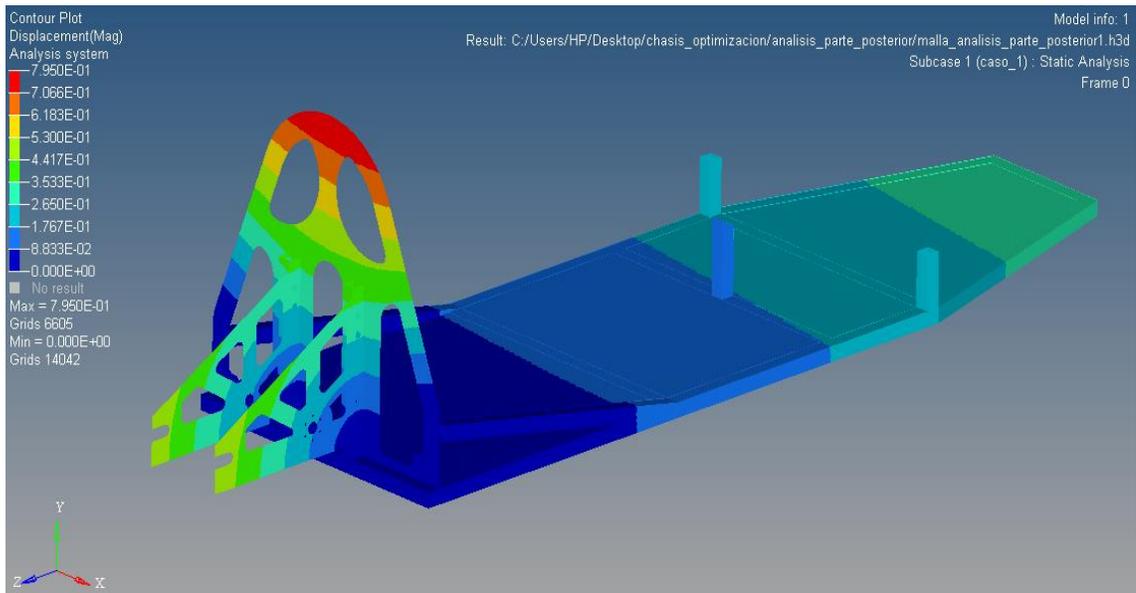


Figura 3.53 Análisis de desplazamiento de la parte posterior del chasis.

El esfuerzo máximo de von Mises generado es de 57.2 MPa, la zona de color rojo que se muestra en la Figura 3.54, indica donde se produce este esfuerzo.

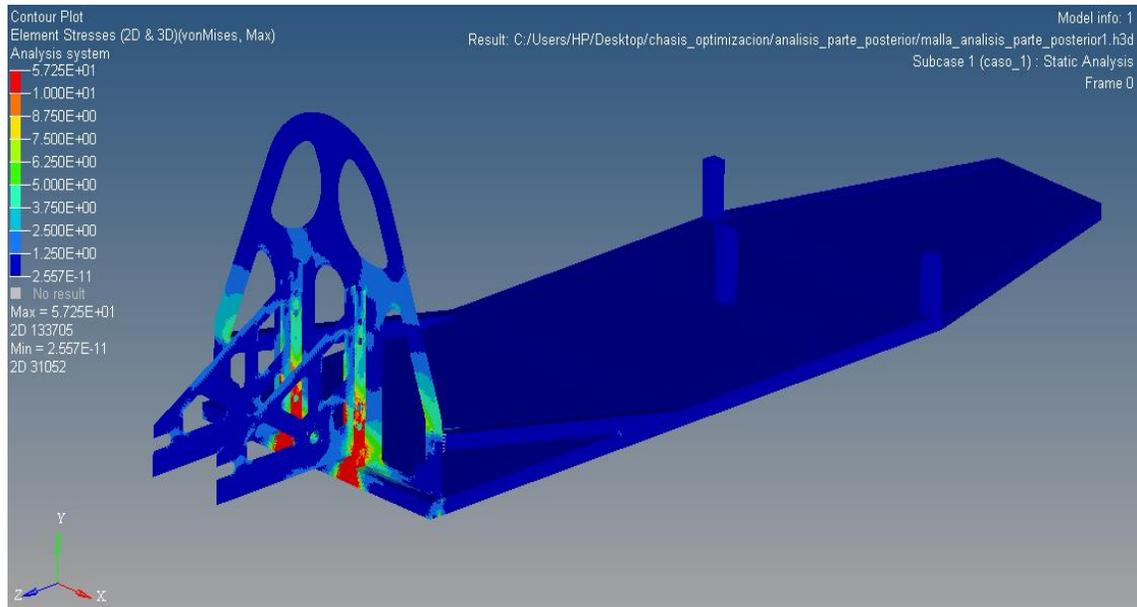


Figura 3.54 Análisis de esfuerzo de von Mises para la parte posterior del modelo de chasis (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

El esfuerzo cortante máximo que se produce es de 25.9 MPa, la zona de color rojo que se muestra en la Figura 3.55, indica donde se produce este esfuerzo.

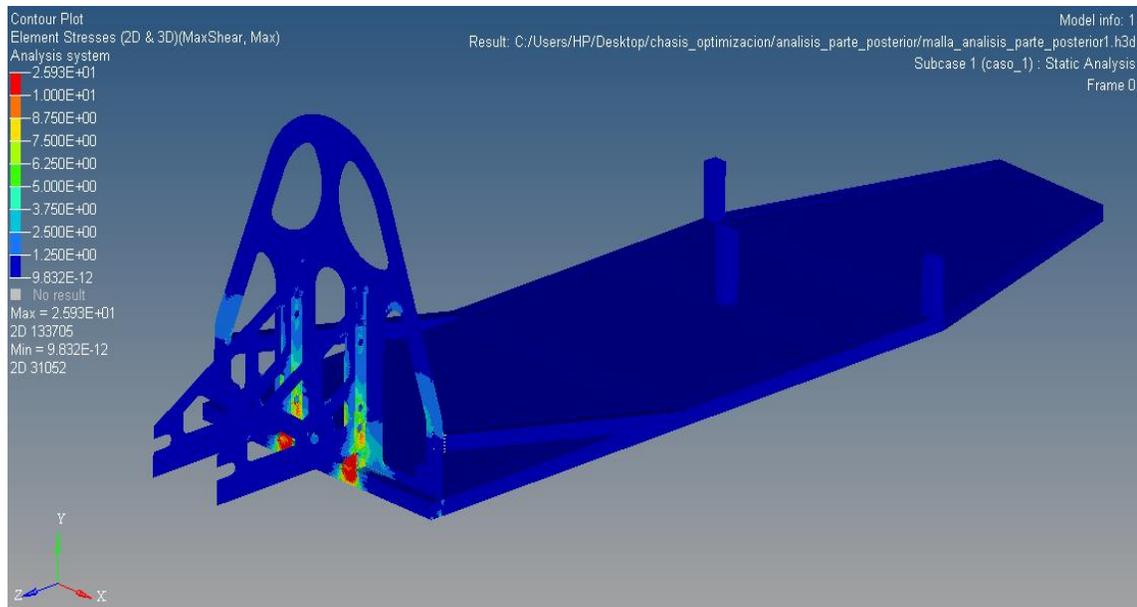


Figura 3.55 Análisis de esfuerzo cortante para la parte posterior del modelo de chasis.

3.10 Análisis carga de 700N en el mamparo

Según la normativa de la competencia, (ver apartado 2.2 literal “d”) la barra antivuelco o en este caso el mamparo debe soportar una carga equivalente de 700 N, a continuación en la Figura 3.56 se muestra el análisis de desplazamiento en el que se indica que al aplicar la carga mencionada se obtiene 3.56 mm de desplazamiento en la parte superior del mamparo.

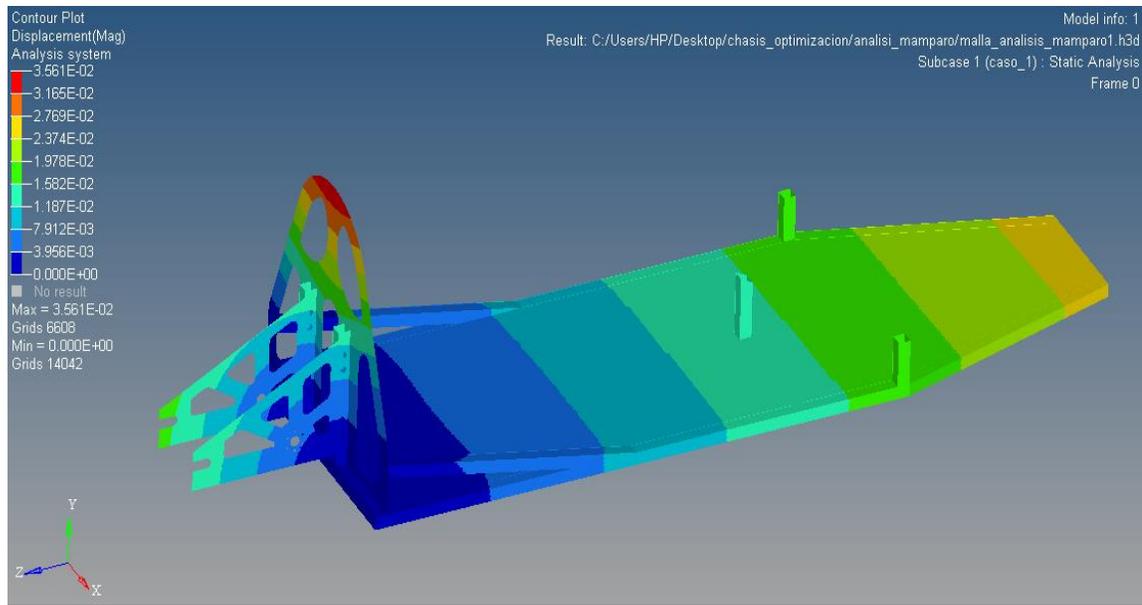


Figura 3.56 Análisis de desplazamiento del mamparo en función de la carga de 700N.

El esfuerzo máximo de von Mises generado es de 21.5 MPa, las zonas de color rojo que se muestran en la Figura 3.57 indican donde se producen estos esfuerzos.

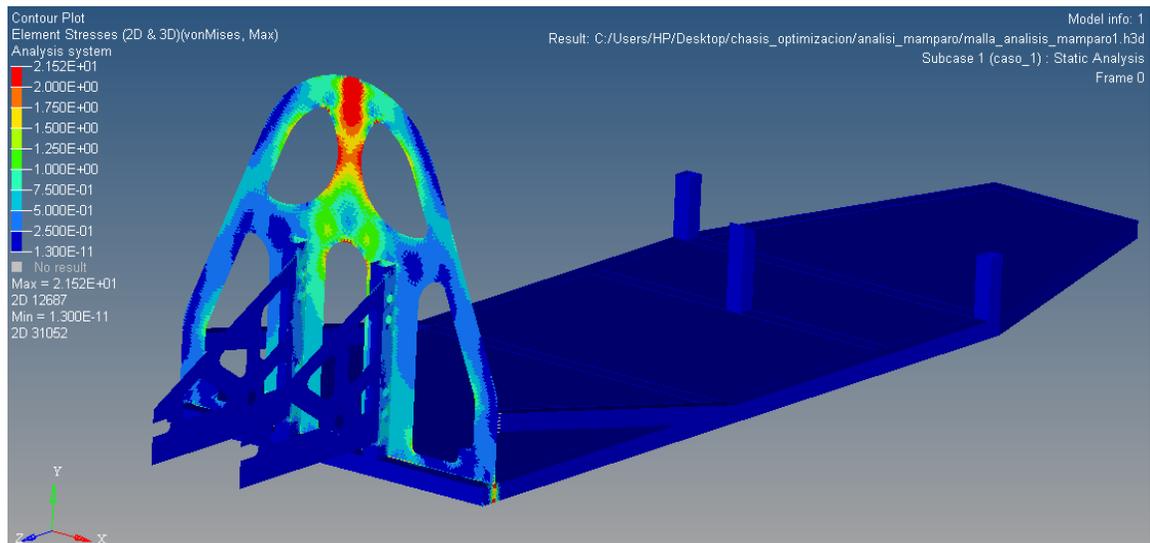


Figura 3.57 Análisis del esfuerzo de von Mises en el mamparo en función de la carga de 700N (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

El esfuerzo cortante máximo que se produce es de 9 MPa, las zonas de color rojizo que se muestran en la Figura 3.58 indican donde se producen estos esfuerzos.

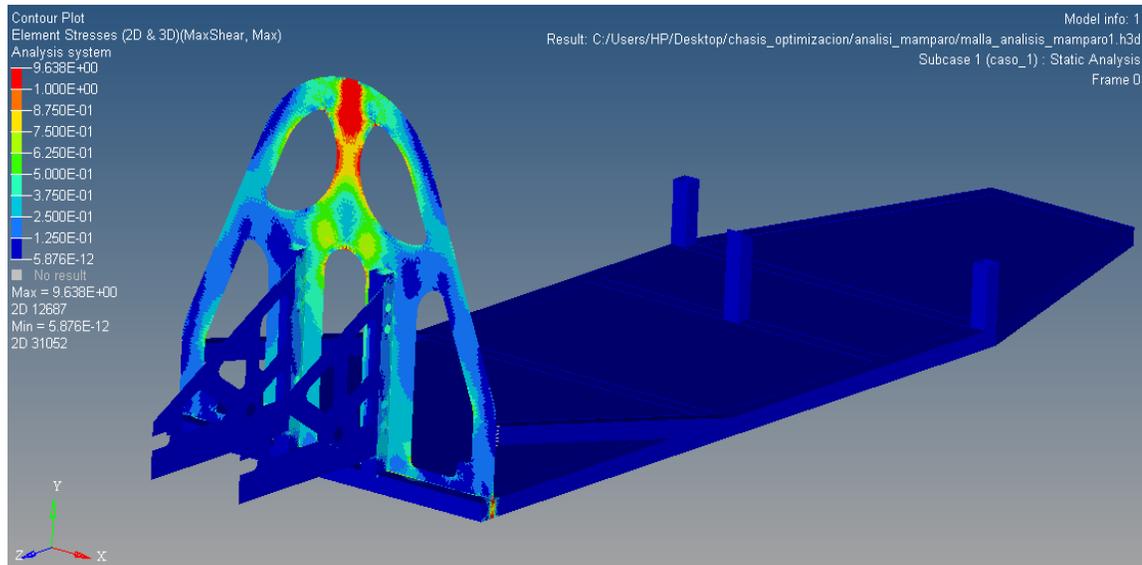


Figura 3.58 Análisis del esfuerzo cortante en el mamparo en función de la carga de 700N.

3.11 Modelado de los anclajes para el cinturón de seguridad

Para el modelado de los anclajes de los cinturones de seguridad hay que tener presente el artículo 29 literal a), b), c) y d) del reglamento de la competencia el mismo que esta descrito en el capítulo II de este documento.

Como es de conocimiento que el cinturón de seguridad debe contar con 5 puntos de anclaje, se procede a modelar estos puntos tal cual lo indica la organización Shell Eco Marathon, a continuación en la Figura 3.59 se muestra el modelado de los 5 puntos de anclaje de los cinturones de seguridad.

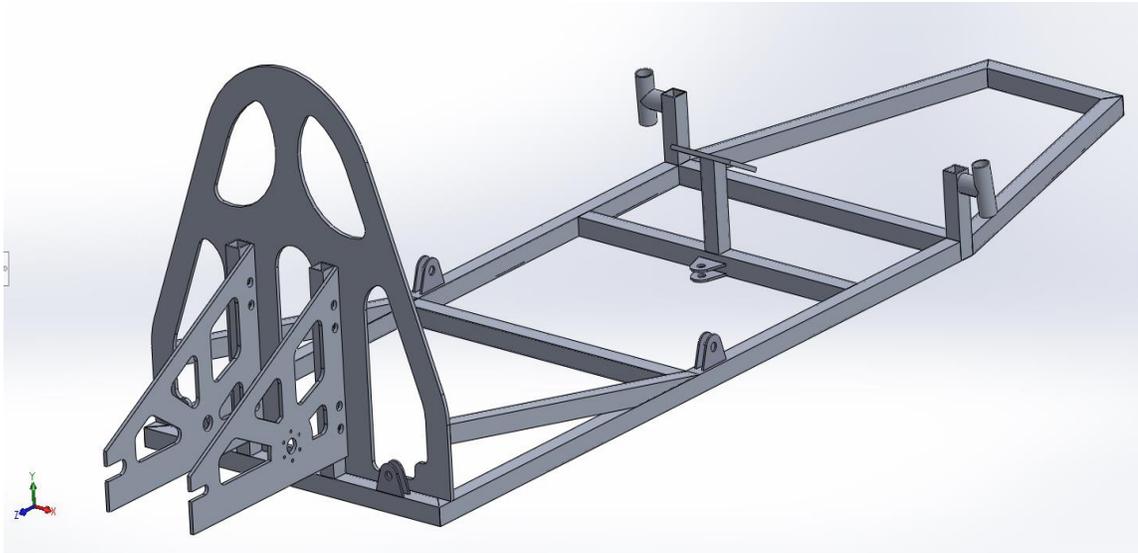


Figura 3.59 Modelado de los puntos anclaje para el cinturón de seguridad.

3.11.1 Análisis de los puntos de anclaje del cinturón de seguridad

Según la normativa de la competencia estos anclajes deben ser capaces de soportar una carga equivalente a 1.5 veces el peso del piloto, para este caso se analiza con una carga de 720 N, equivalente a la sumatoria del peso del piloto, más el peso del chasis conjuntamente con el peso de baterías y motor, para hacer posible este análisis es necesario contar con un gancho el cual genera la tensión, en remplazo a este gancho se ha modelado una esfera, la misma que se une a los puntos de anclaje mediante elementos rígidos, (véase la figura 3.60).

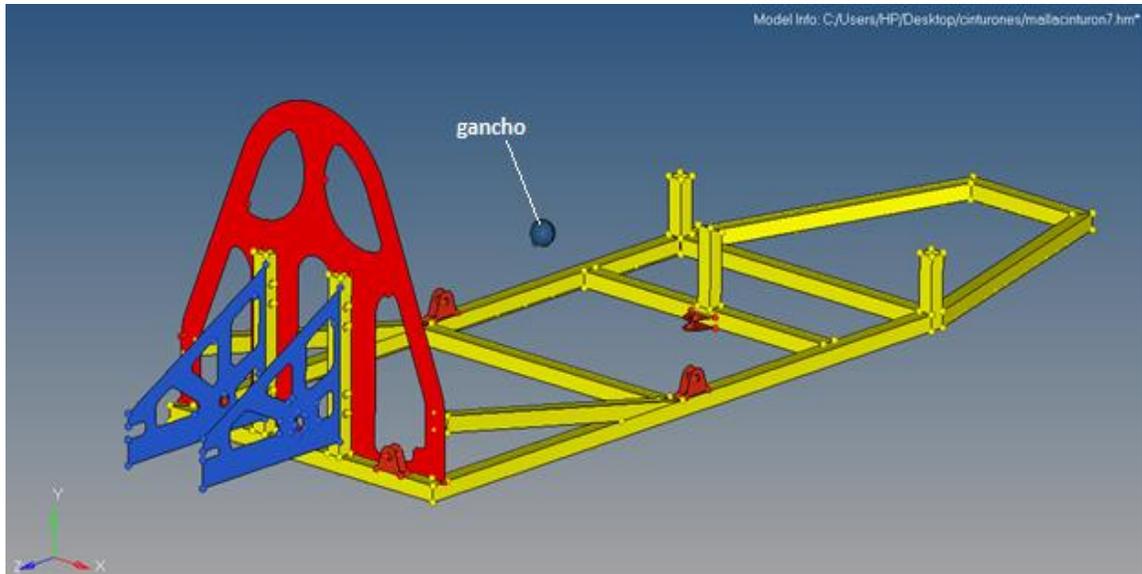


Figura 3.60 Modelado de la esfera “gancho” para analizar los soportes de los cinturones de seguridad.

El esfuerzo máximo de von Mises que se produce en los puntos de anclaje es de 106 MPa, las zonas donde se produce este esfuerzo se puede observar en las Figuras 3.61 y 3.62.

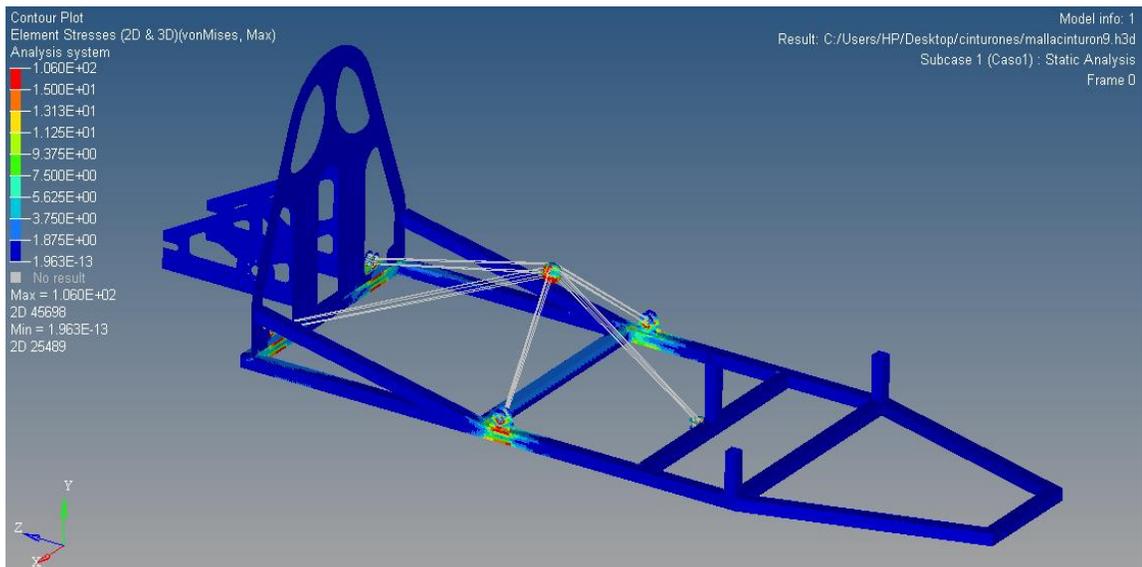


Figura 3.61 Análisis de los puntos de anclaje (Sy del aluminio 6005 T6: 240 Mpa).

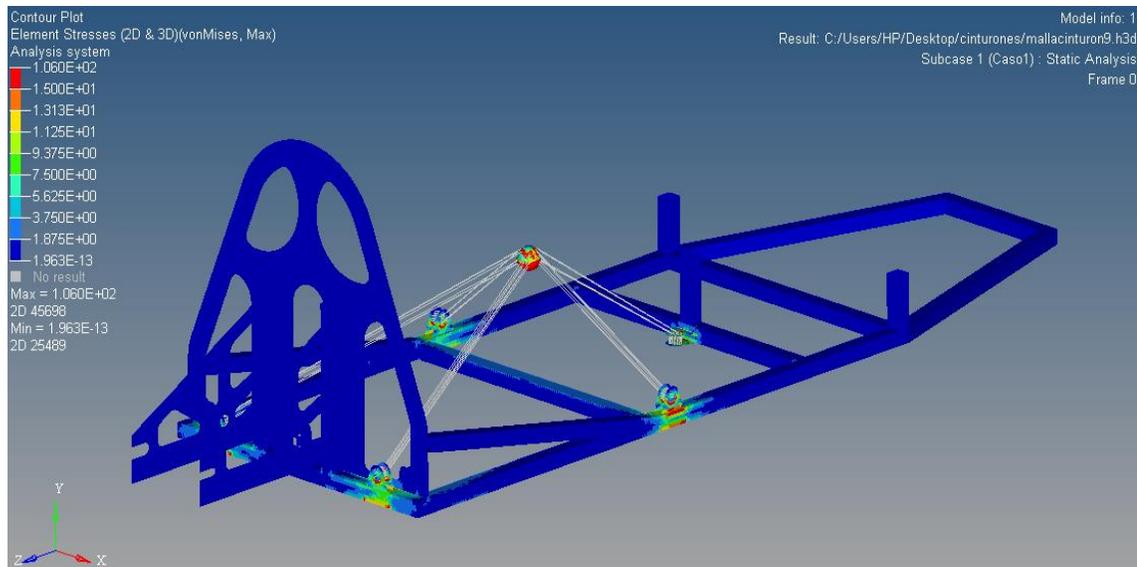


Figura 3.62 Análisis de los puntos de anclaje (puntos de anclaje traseros).

3.12 Configuración final del espaldar

Según la normativa de la competencia el mamparo debe ser sólido, de tal modo que la optimización realizada al mamparo del chasis no puede ser pasante, es por esta razón que se opta por realizar un fresado en las zonas donde existe la optimización, de tal manera de no pasar completamente hacia el otro lado, la profundidad de fresado esta alrededor de los 4 mm, este dato es tentativo, el motivo se debe a que la pieza a mecanizar es un tanto grande respecto al mecanismo de sujeción y al momento de mecanizar la pieza está propensa a experimentar vibraciones que limitan en cierto grado la profundidad de mecanizado deseable.

Otro punto a tener en consideración respecto al mamparo es el alojamiento que deben tener los cinturones de seguridad, ya que estos deben pasar por medio de este desde la parte posterior de la estructura del chasis hacia la cabina de mando, en la Figura 3.63 se muestra la configuración de espaldar para alojar el cinturón de seguridad de acuerdo a la normativa de la competencia.

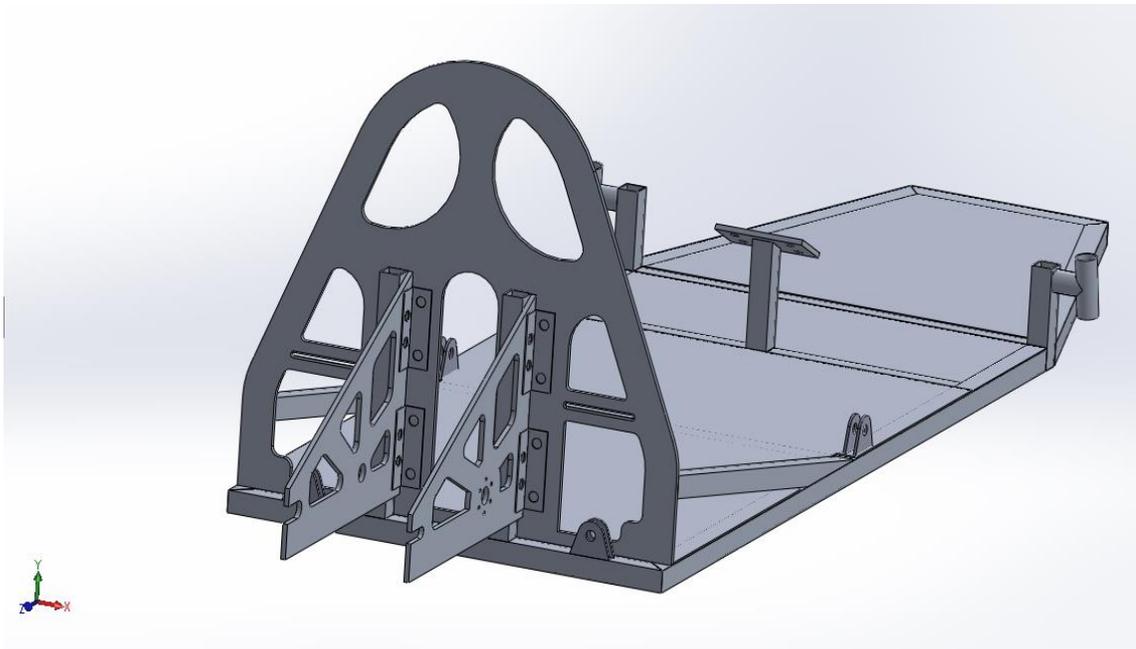


Figura 3.63 Modelado de las cavidades para pasar los cinturones de seguridad por el mamparo de protección.

CAPÍTULO IV

MANUFACTURACIÓN DEL CHASIS

Para el proceso de manufactura se tiene que seguir una serie de pasos, con el fin de evitar los reprocesos en lo máximo posible, en función a esto se estima un tiempo aproximado de 45 días para la construcción del chasis, durante el cual se realizan diferentes actividades tales como: solicitar cotizaciones a diferentes distribuidores, y en base a la mejor oferta adquirir el material necesario, para ello es indispensable contar con un presupuesto destinado propiamente para la construcción del chasis.

La fabricación de este chasis consta de dos métodos de ensamblaje el primero mediante un proceso de soldadura y el segundo mediante la unión de una junta empernada, para el primero de estos métodos es esencial que el soldador este calificado, ya que depende en cierto grado de la pericia con la que el técnico realiza este proceso, para obtener la resistencia adecuada en los cordones de soldadura.

4.1 Materiales

Como ya se mencionó anteriormente, el aluminio es el material requerido para la fabricación de este chasis, el cual proviene de distintas fuentes, para el caso de la estructura, se cuenta con aluminio estructural de aleación 6005 con tratamiento térmico T6, el mismo que es un tanto especial en el medio, por el hecho de que no se encuentra fácilmente en el mercado, para este caso la empresa “CEDAL” por medio de un convenio patrocinador facilita este material, en cuanto a las láminas de aluminio que conforman el piso, mamparo y soporte posterior, son compradas en un distribuidor de aluminio de la localidad, a continuación en la Tabla 4.1 se muestra la lista de materiales requeridos para la construcción del chasis.

Tabla 4.1 Lista de materiales utilizados para la fabricación.

PERFIL	MATERIAL	MEDIDAS	CANTIDAD
Tubo estructural perfil cuadrado	Aluminio 6005 T6	Lado =25.4 mm (1pulg) Largo = 9m Espesor = 1.8 mm	3
Tubo estructural perfil redondo	Aluminio 6005 T6	Lado =25.4 mm (1pulg) Largo = 9m Espesor = 1.9 mm	2
Lámina	Aluminio	120 x 260 x (6) Espesor = 6 mm	1
Lámina	Aluminio	120 x 260 x (2) Espesor = 2 mm	1
Lámina	Aluminio	120 x 260 x (1) Espesor = 1 mm	1
Ángulo	Aluminio 6063 T5	Lado =25.4 mm (1pulg) Largo = 6m Espesor = 1.6 mm	1
Pernos +(tuerca)	Acero	½ “ x 1” ¾	8
Pernos +(tuerca)	Acero	½ “ x 1”	8

4.2 Planos

Previo a la fabricación del chasis es necesario contar con planos de construcción los mismos que deben realizarse de acuerdo a la norma INEN 003, en estos planos es de vital importancia detallar todas las medidas necesarias para que el personal técnico pueda llevar acabo el desarrollo del chasis modelado, tal como se muestra en el Anexo 3. (INEN, 1989)

4.3 Preparación del material

Una vez que se dispone del material lo que se tiene que hacer es definir su preparación, en este punto cabe todo lo que se refiere a cortes, dobleces preparación de los extremos, etc. Lo ideal es contar con perfiles con longitudes máximas para de esta manera construir sin tener que realizar una soldadura a tope.

La preparación del material es una de las etapas más importantes del proceso de manufactura, ya que en ella es donde los componentes que conforman el chasis son cortados o maquinados a la medida según el plano de construcción; por lo tanto, es indispensable que el personal técnico encargado de este trabajo cuente con los conocimientos del caso, ya que el estar involucrados con máquinas y herramientas mecánicas atribuye un cierto grado de riesgo para la integridad de la persona, además en caso de existir algún error durante esta etapa equivale a un mayor tiempo de producción y por ende mayor costo.

4.3.1 Corte material

Para el corte de las láminas que corresponde al piso del chasis son cortadas en una cortadora de planchas, por otro lado la lámina de 6 mm de espesor que corresponde al soporte posterior y mamparo es cortada por medio de un plasma CNC, mientras que para el corte de los tubos estructurales se utiliza una sierra de arco, el cual no es recomendable para este tipo de trabajos donde la precisión es fundamental, ya que es un método manual y depende mucho de la experiencia que tenga la persona que realiza el trabajo, para ello existen diferentes tipos de herramientas como por ejemplo cortadoras de disco eléctricas donde se fija previamente el ángulo a cortar, pero en fin todo depende del acabado que se requiera y el material a cortar, para evitar defectos en el corte con sierra de arco es recomendable cortar a sobre medida, para finalmente mediante un pulido dejar a la medida establecida, a continuación en las Figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 y 4.5 se muestra parte del proceso de corte del material.



Figura 4.1 Perfiles tubulares cortados a sobre medida.



Figura 4.2 Corte mediante plasma CNC de la lámina de 6 mm para el soporte posterior.

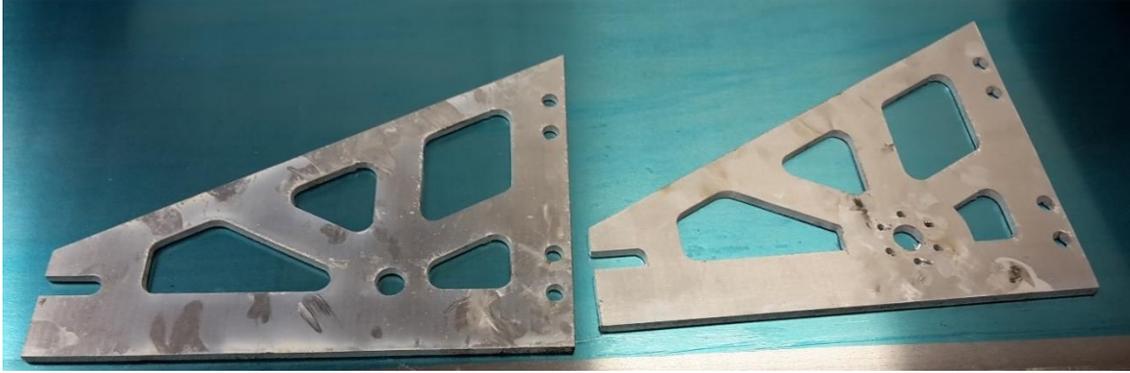


Figura 4.3 Soportes posteriores cortados mediante plasma CNC.



Figura 4.4 Corte del contorno del mamparo mediante plasma CNC.

4.3.2 Fresado

El proceso de fresado se realiza en las zonas de optimización, para el caso de las perforaciones de la parte inferior de los largueros del chasis se realiza con la ayuda del cabezal de fresado de un torno común (véase la Figura 4.5), en cuanto a la optimización de la parte posterior del mamparo de protección se ejecuta por medio de una fresadora CNC, esto se debe a dos razones la primera relacionado a la complejidad de la geometría la cual requiere este tipo de mecanizado y la segunda debido a que la herramienta de sujeción que se dispone en el torno fresador es demasiado pequeña respecto al tamaño de la pieza a mecanizar, sin embargo a un con la herramienta de sujeción de mayor dimensión existe vibración en el mecanizado, tal como se lo había previsto anteriormente, es por esta

razón que la profundidad de mecanizado para la optimización varia de los 4 mm previstos a 3 mm, ya que al mecanizar bajo condiciones de vibración la herramienta de corte se rompe fácilmente, (véase la figura 4.6).



Figura 4.5 Proceso de fresado, ranuras en el perfil cuadrado (optimización de peso).

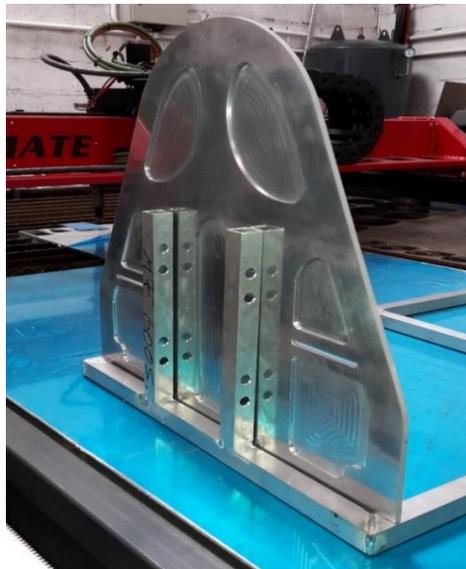


Figura 4.6 Parte posterior del mamparo de protección fresado (optimización de peso).

4.3.3 Preparación de los bordes para la soldadura

La preparación de los bordes para la soldadura depende del tipo de perfil seleccionado, los casos pueden ser perfil circular, perfil rectangular o perfiles abiertos como el perfil I.

Para el perfil tubular circular se requiere de un cierto borde, comúnmente denominado “boca de pescado” y en otros casos como “silla de montar” esto se realiza cuando se une directamente a un perfil de las mismas características, a continuación en la Figura 4.7 se muestra los diferentes casos de uniones o nudos para un tubo de perfil circular.

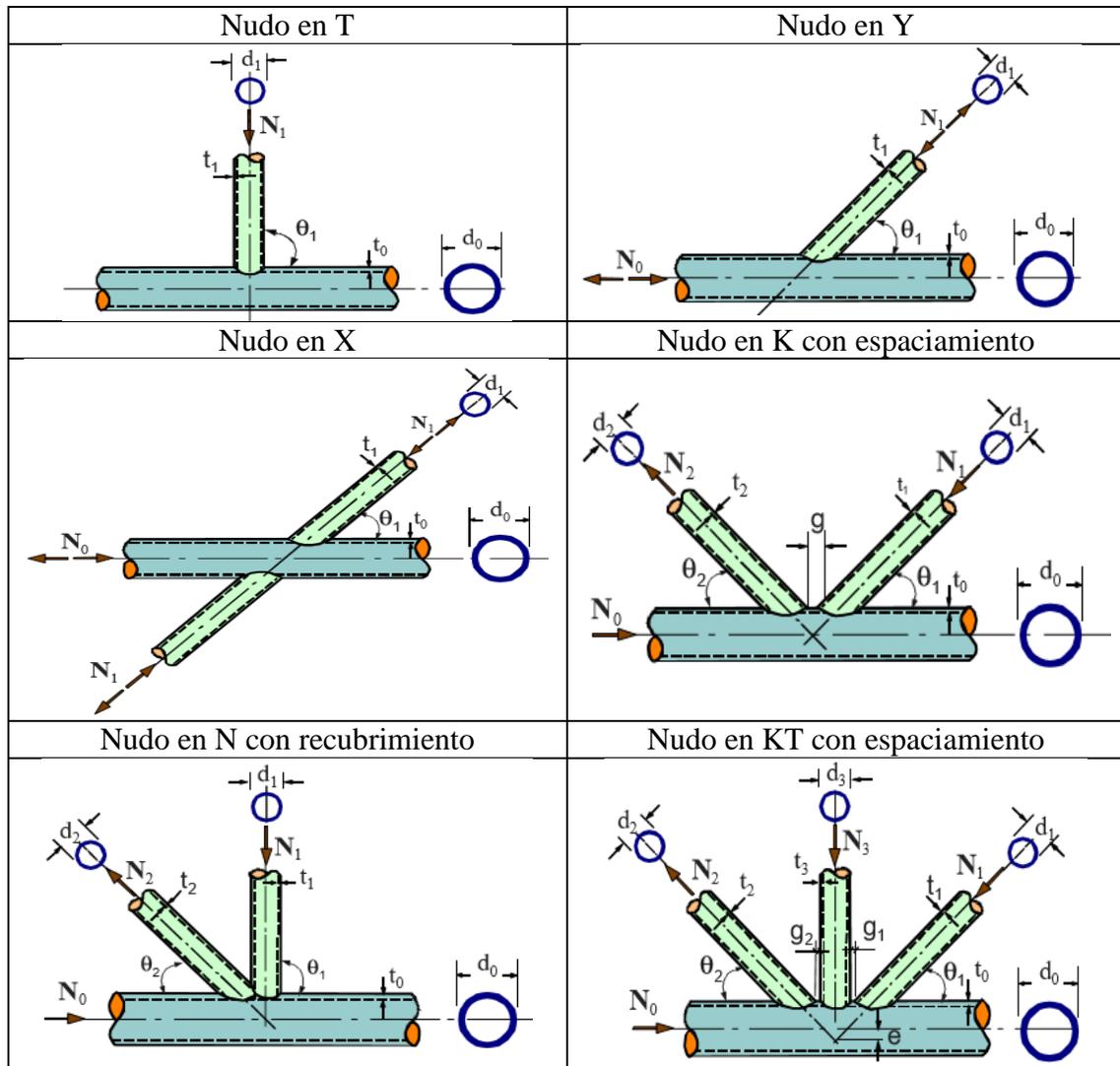


Figura 4.7 Tipos de nudos entre perfiles de CHS soldados.

Fuente: (Wardenier, Perfiles Tubulares en Aplicaciones Estructurales, 2001)

En lo que se refiere al perfil tubular rectangular o cuadrado, las uniones se pueden realizar fácilmente ya que los elementos a cortar solo requieren cortes rectos, por lo tanto tiene una ventaja frente a la unión de perfiles circulares ya que resulta más económica.

Aunque la fabricación de esta unión resulta más sencilla, su transmisión de esfuerzos es más compleja debido a la distribución no uniforme de la rigidez en las uniones, a

continuación en la Figura 4.8 se muestra los diferentes casos de uniones o nudos para un tubo de perfil rectangular o cuadrado. (Wardenier, Perfiles Tubulares en Aplicaciones Estructurales, 2001)

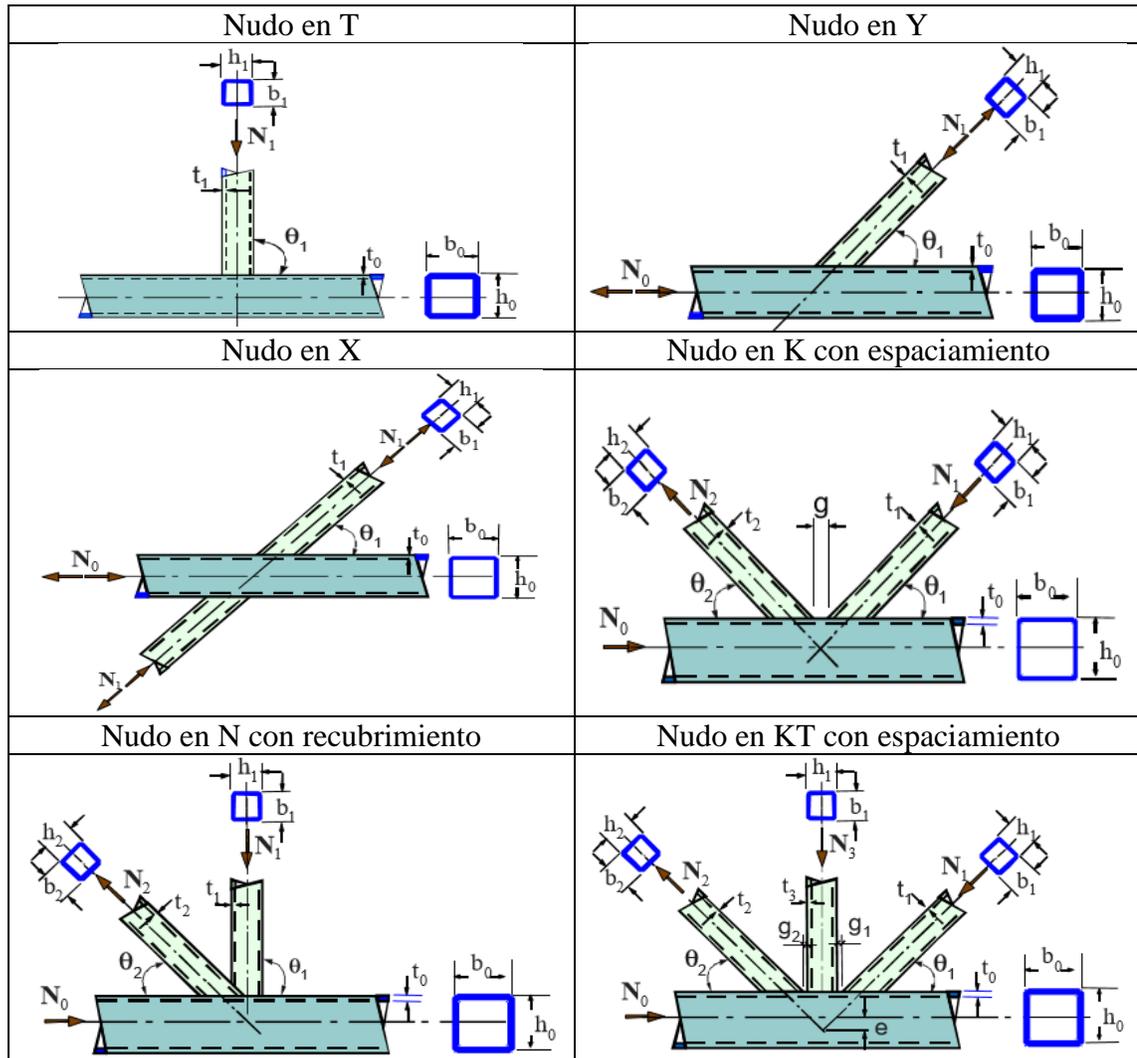


Figura 4.8 Tipos de nudos entre perfiles de RHS soldados.

Fuente: (Wardenier, Perfiles Tubulares en Aplicaciones Estructurales, 2001)

Puede darse el caso en que se necesite diseñar una unión mixta, es decir una unión entre el perfil CHS con el perfil RHS, además puede darse el caso de una unión entre perfil hueco con un perfil abierto como se muestra a continuación en la Figura 4.9.

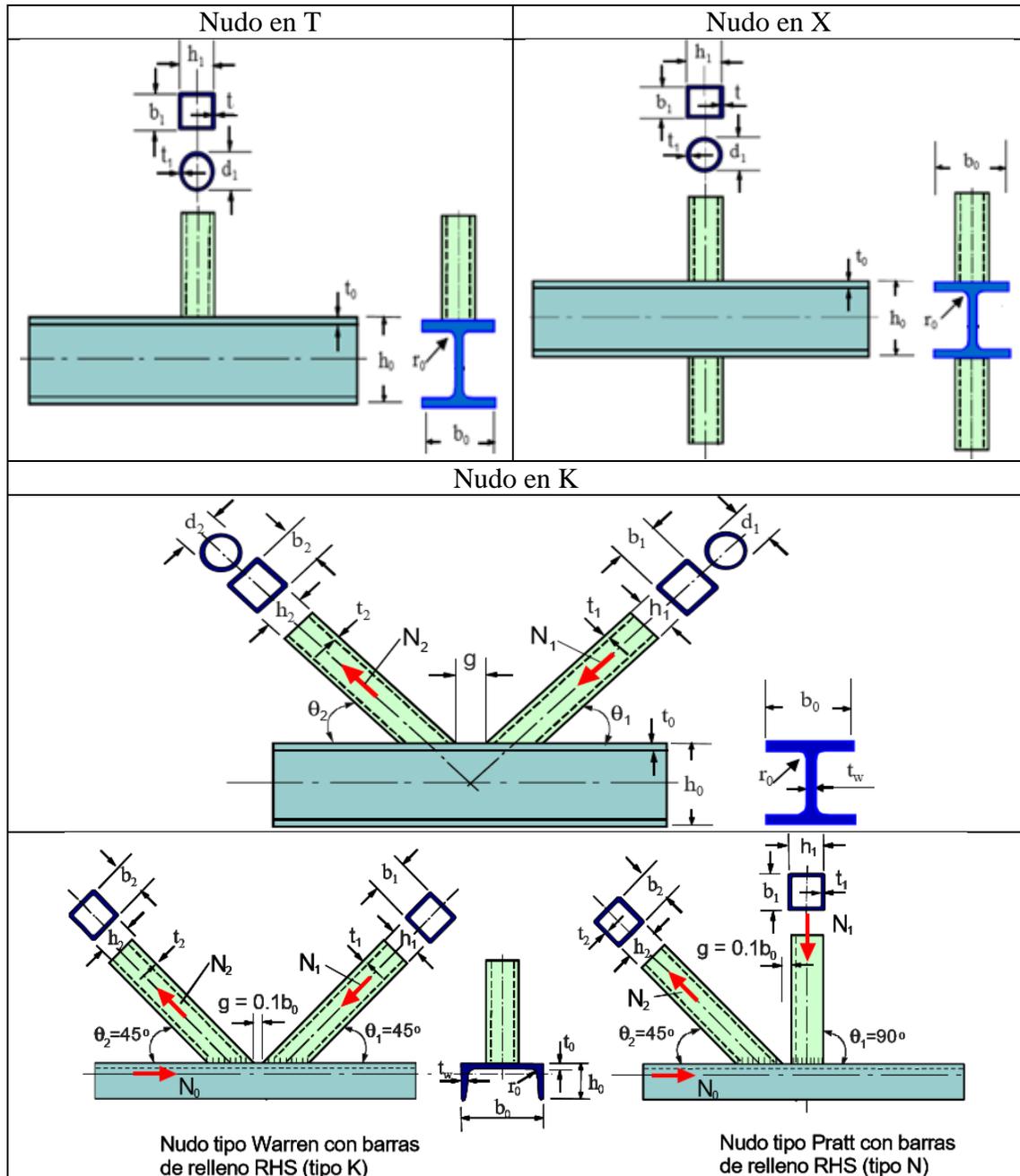


Figura 4.9 Nudos de celosía soldados entre barras de relleno de perfiles tubulares y cordones de perfiles abiertos.

Fuente: (Wardenier, Perfiles Tubulares en Aplicaciones Estructurales, 2001)

El tipo de unión que se utiliza para este chasis, tanto para el perfil circular como para el perfil cuadrado es el nodo en T y el nodo encodado “unión Vierendeel”, (véase la Figura 4.10).

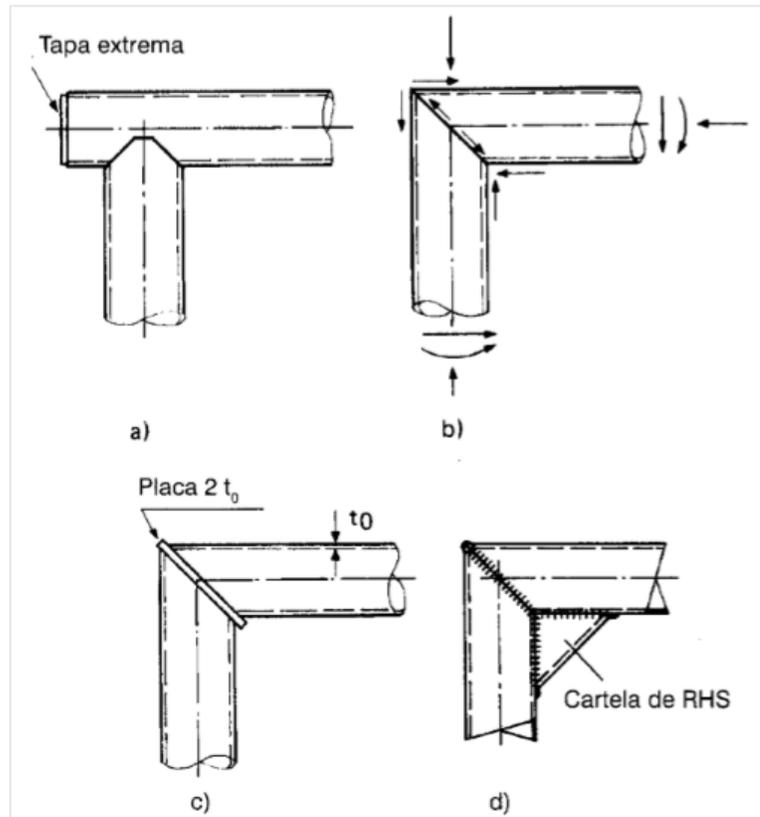


Figura 4.10 Uniones de Vierendeel de esquinas extremas CHS y RHS.

Fuente: (Wardenier, Dutta, Yeomans, Packer, & Bucak, 1998)

Con el propósito de lograr una penetración de soldadura adecuada se realiza un pequeño chaflán en el borde de los perfiles, el cual se obtiene de varias formas para este caso se consigue con ayuda de una lima plana destinada propiamente para aluminio, esta herramienta permite además quitar el anodizado que por defecto viene en los perfiles de aluminio, este anodizado no es más que una capa, que protege al aluminio de los agentes corrosivos que están presentes en el medio ambiente, pero que a la vez dificulta para poder

soldar el material, en la Figura 4.11 se muestra el limado de uno de los bordes de estos perfiles.



Figura 4.11 Chaflanado de un perfil sección cuadrada mediante limado.

4.3.4 Ensamble de los perfiles a soldar

Una vez que se tiene los principales elementos de la estructura cortados a la medida y preparados adecuadamente sus bordes, se da una ligera limpieza a los mismos con el propósito de quitar residuos de grasa y polvo generados durante el trabajo realizado, seguidamente cada elemento se coloca en posición de manera de obtener la forma de la estructura modelada, tal como se observa en la Figura 4.12.



Figura 4.12 Ensamble de la estructura del chasis previo al proceso de soldadura.

4.4 Proceso de soldadura

El proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas) es ideal para construir el chasis diseñado, debido a las prestaciones que este tipo de suelda brinda al soldar perfiles de aluminio con espesores de pared delgada, con la que se obtiene una profundidad del cordón de suelda adecuada, logrando conseguir una calidad de suelda muy superior a la de otros tipos de sueldas en cuanto a resistencia, existen además otros factores que favorecen la utilización de este tipo de soldadura como es la ausencia de salpicaduras, además el área de soldadura es altamente visible, permitiendo al soldador visualizar perfectamente el área de soldeo, a continuación en la Figura 4.13 se muestra la máquina soldadora TIG utilizada, conjuntamente con la operación de soldado.



Figura 4.13 Máquina soldadora TIG y ejecución de la soldadura realizado en el chasis de aluminio diseñado.

La aleación de aluminio utilizada para este caso, es de la serie 6XXX, se conoce por medio de la investigación realizada por (Gomez de Salazar, Ureña, Villauriz, Manzanedo, & Barrena, pág. 279) que el método de manufactura mediante la soldadura tipo TIG, modifica en mayor medida los valores de dureza en la zona ZAC (Zona Afectada por el calor), de igual modo este tipo de soldadura no origina la pérdida de elementos ni en la ZAC ni en el BF (Baño fundido) en estos materiales con lo cual se minimiza la generación de concentradores de esfuerzo.

4.4.1 Material de aporte empleado para la soldadura

Las características de debe poseer el material de aporte en una soldadura debe ser de iguales o mejores características que el metal base en cuanto a resistencia mecánica, en este caso se emplea una varilla ER4043, comúnmente conocida como ALSi5, debido a que es una aleación de aluminio que contiene 5% de silicio, el intervalo de fusión para este material se encuentra entre los 573.8 a 632.2 °C, con una resistencia a la tracción de alrededor de 200MPa. (Aircraft Spruce, 2016)

4.4.2 Metodología para definir el orden de la soldadura

Con el propósito de alcanzar la menor deformación posible durante el proceso de soldadura, es indispensable definir la secuencia de soldadura, para ello es necesario realizar la soldadura en diferentes puntos de la estructura, la clave de esto es ubicar el eje neutro de la estructura para de esta manera soldar de manera intercalada con el fin de neutralizar las fuerzas de contracción generadas.

Una vez ubicado el eje neutro, en este caso se trata del eje longitudinal del chasis, se inicia realizando unos puntos de suelda para sostener provisionalmente cada elemento en la posición idealizada, en caso de existir algún imperfecto es posible quitar el punto de suelda fácilmente y volver a colocar en el la posición deseada, una vez que los elementos se encuentra perfectamente colocados se procede a realizar el cordón de suelda de manera intercalada, es decir se realiza un cordón de suelda en un extremo de la estructura y luego en forma de cruz se procede a soldar en el otro extremo, como se muestra en la Figura 4.14, de manera de contrarrestar los esfuerzos generados, además es conveniente que la duración de soldadura sea lo más breve posible con el fin de no sobre calentar demasiado las zonas ubicadas alrededor de la soldadura. (Gonzales, 2006)

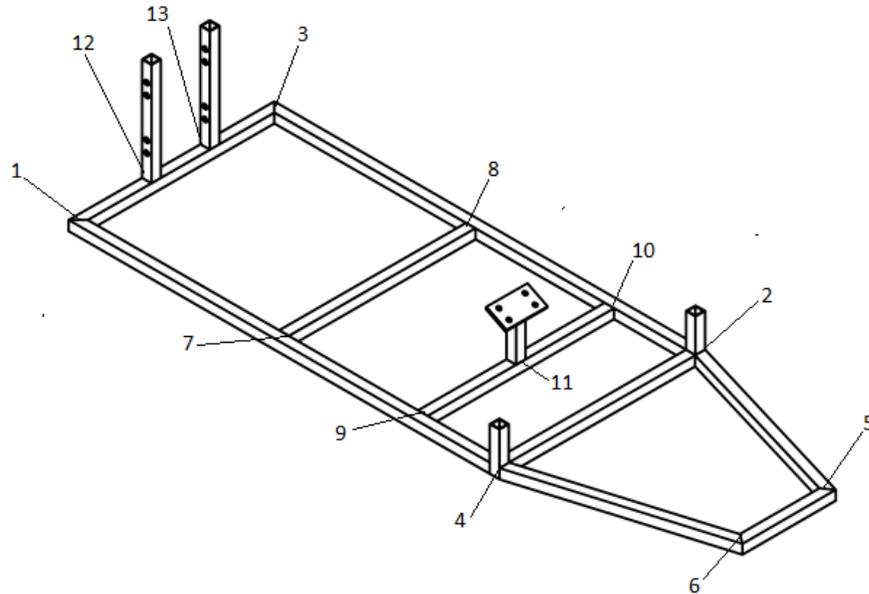


Figura 4.14 Orden de la soldadura establecido “primera etapa”.

De la forma que se muestra el orden de soldadura en la (Figura 4.14), se procede a soldar la estructura, a continuación en la Figura 4.15 se muestra parte de lo mencionado.

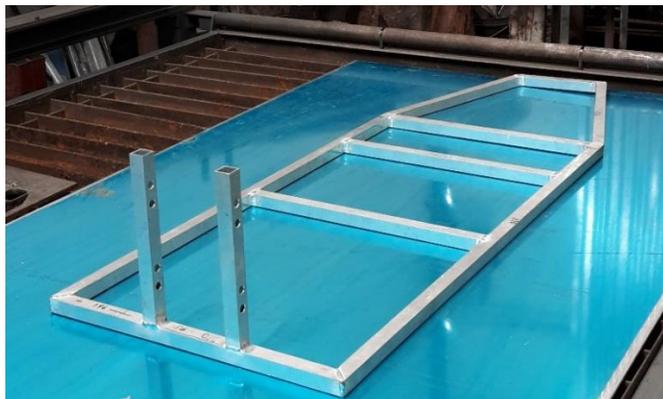


Figura 4.15 Proceso de soldadura del chasis “primera etapa”.

Continuando con el proceso de soldadura a lo que se ha denominado como segunda etapa, se procede soldando los soportes delanteros seguido por el mamparo de protección, luego

se suelda las láminas de aluminio que representan el piso, este proceso de soldadura culmina colocando los refuerzos que van desde el mamparo de protección hacia el piso del chasis. Cabe mencionar que el piso 2 debido a su espesor se ensambla por medio de pegamento especial para metales, a continuación en la Figura 4.16 se muestra el orden de soldadura realizado durante esta segunda etapa.

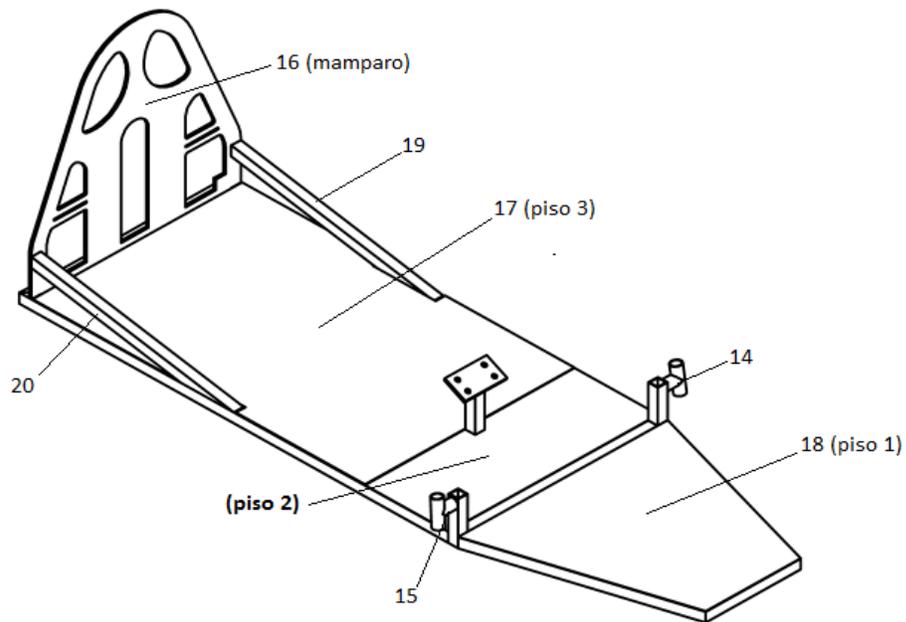


Figura 4.16 Orden de la soldadura establecido “segunda etapa”.

De la forma que se muestra el orden de soldadura en la (Figura 4.16), se procede a soldar la estructura, a continuación en la Figura 4.17 se muestra parte de lo mencionado.



Figura 4.17 Proceso de soldadura del chasis “segunda etapa”.

4.5 Tipo de inspección de soldadura aplicada

Como ya se mencionó anteriormente en la sección 1.14, la existencia de diferentes técnicas para validar la calidad de la soldadura, en este caso se analiza por medio de un ensayo no destructivo el mismo que trata de una inspección superficial, basado en un criterio visual, en la que se califica de manera estricta la calidad de los cordones de soldadura, cabe mencionar que la inspección superficial se lo puede realizar mediante otros métodos tales como: líquidos penetrantes, partículas magnéticas y electromagnetismo, métodos eficientes que por falta de recursos en el medio no es posible ejecutarlos.

En primera instancia se observa que los cordones de soldadura realizados en la parte de la estructura del chasis tienen una buena continuidad, además se puede apreciar que carece de socavados tanto al inicio como al final del cordón de soldadura por lo que se considera que los cordones de soldadura para la estructura son fiables, en la Figura 4.18 se muestra un cordón de soldadura realizado en la estructura.

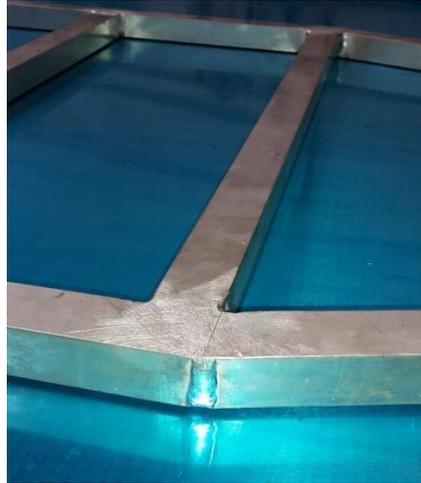


Figura 4.18 Cordón de soldadura mediante un proceso TIG.

Para el caso de los cordones de soldadura realizados en la unión entre las láminas de aluminio y estructura existe una ligera discontinuidad del cordón, además socavados al inicio del cordón, después de analizar a que se debe este tipo de irregularidades, se descarta que el fallo sea por parte del soldador, si no que se asume a la diferencia de la composición del material, ya que según las diferentes características técnicas que existen entre estos dos tipos de aluminio hace que se fundan a distintos grados de temperatura a más de ello se tiene que los espesores entre ambos elementos posee una diferencia muy amplia, influyendo de esta manera en la calidad de soldadura, para solucionar este inconveniente se opta por realizar pequeños cordones de soldadura de manera de no afectar mayormente la rigidez del chasis.

4.6 Reducción de peso en pernos y tuercas

Como ya es de conocimiento que el peso en este chasis juega un papel fundamental, se considera realizar una optimización de peso en componentes adicionales que forman parte del mismo, para ello se ha idealizado una reducción de peso en los pernos de sujeción, esta optimización consta en realizar un taladrado a lo largo del perno, en la Figura 4.19 se muestra taladrado de estos pernos en un torno.



Figura 4.19 Taladrado de pernos de sujeción mediante un torno.

Para culminar con la reducción de peso en el perno se procede a quitar peso en la cabeza del mismo, para ello se realiza una pequeña cavidad semejante a un agujero avellanado, en la Figura 4.20 se muestra la configuración deseada.



Figura 4.20 Pernos de sujeción alivianados.

4.7 Ensamblaje de la parte posterior

La fabricación del chasis para el vehículo de competencia SEM, finaliza ensamblando la parte posterior del mismo mediante la junta empernada diseñada, en la cual, el soporte

posterior se une tanto a la estructura como al mamparo de protección, es aquí donde actúa el perfil angular de aluminio solicitado inicialmente, en la Figura 4.21 se muestra el montaje de la parte posterior del chasis conjuntamente con los elementos que se acoplan al mismo.



Figura 4.21 Ensamblaje del soporte posterior.

4.8 Pruebas dinámicas

La ejecución de las pruebas dinámicas se realiza con el fin de validar la fiabilidad del chasis, para esto es indispensable contar con ciertos componentes como es las ruedas y los sistemas de dirección y frenos, (véase la figura 4.22).



Figura 4.22 Primer chasis Shell Eco Marathon de la Universidad del Azuay.

La primera prueba dinámica se realiza colocando al chasis en una pendiente, en la que por simple fuerza de gravedad el piloto conduce un trayecto cuesta abajo, es aquí donde se pone a prueba la resistencia del chasis ya que es sometido al máximo, debido a los esfuerzos generados en el chasis al circular por las curvas de la trayectoria, en la Figura 4.23 se muestra el inicio de la prueba de descenso.



Figura 4.23 Prueba dinámica de descenso para la validación del chasis.

La siguiente prueba realizada es la carga ejercida en los puntos de anclaje de los cinturones de seguridad, para esto se sujeta provisionalmente una cuerda a la hebilla de sujeción del cinturón y luego con una barra de acero se levanta el vehículo con el piloto incluido, (véase la Figura 4.24).



Figura 4.24 Prueba de resistencia en los puntos de anclaje de los cinturones de seguridad previo a la competencia.

La última prueba dinámica que se realizada al chasis, consta en probar al chasis con todos los sistemas que incluye el vehículo sin contar la carga que aporta la carrocería, (véase la Figura 4.25).



Figura 4.25 Prueba dinámica de conducción previa a la competencia.

4.9 Pruebas durante la competencia

El hecho de que el equipo esté inscrito en la competencia no significa que pueda el vehículo correr en la pista, para que esto se suceda primeramente el vehículo debe pasar diez inspecciones o pruebas técnicas, las mismas que son:

- Peso del vehículo menor a 140 Kg.
- Radio de giro de 6 m.
- Dimensiones del vehículo, “especificadas en el capítulo 2 de este documento”.
- Resistencia de los puntos de sujeción de los cinturones de seguridad.
- Resistencia del mamparo al aplicar una carga de 700N.
- Visibilidad del piloto.
- Prueba de frenado en una pendiente del 20%.
- Prueba de salida del piloto del vehículo en un tiempo menor a 10 segundos.
- Prueba de diseño (seguridad).

- Prueba de control electrónico.

Cabe recalcar que la mayor parte de estas pruebas están relacionadas al chasis, ya que en lo referente al peso máximo del vehículo toma un papel importante, en cuanto al radio de giro se considera tanto la distancia entre ejes, como el ancho de vía que posee, por otro lado la resistencia tanto del esfuerzo aplicado en los puntos de sujeción de los cinturones de seguridad como la carga aplicada al mamparo, también se debe tomar en cuenta que al momento de salir el piloto del vehículo este genera una fuerza mucho mayor sobre el chasis al concentrar todo el peso en solo punto, (véase las Figuras 4.26 y 4.27).



Figura 4.26 Inspección técnica: Peso del vehículo.



Figura 4.27 Inspección técnica: Resistencia de los puntos de sujeción de los cinturones de seguridad.

4.10 Presupuesto

El financiamiento para el desarrollo del chasis de competencia Shell Eco Marathon se realiza por medio de la Universidad del Azuay y convenios con empresas auspiciantes, valores adicionales relacionados a la parte investigativa son asumidos por el autor, a continuación en la Tabla 4.2, se muestra el costo de manufacturación del chasis.

Tabla 4.2 Costo de manufacturación del chasis.

Costo de manufacturación del chasis	
Descripción	Costo (\$)
Material (Suelda TIG)	354.4
Corte y fresado CNC	150
Mano de obra	190
Lámina de 1 mm	23
Lámina de 2 mm	48
Lámina de 3 mm	70
Lámina de 6 mm	198
Perfilería de aluminio	84
Penos y tuercas	11.88
Costo total	1129.28

De los costos detallados en la Tabla 4.2 referentes a los perfiles de aluminio se recalca que estos provienen por parte del auspicio de la empresa CEDAL, por lo tanto la cantidad total que destina la Universidad del Azuay para la manufacturación del chasis es \$ 1045.28

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

- La participación en competencias de alto nivel, donde el principal objetivo es alcanzar la máxima eficiencia de un vehículo, impulsa la creatividad ingenieril, para diseñar componentes automotrices altamente eficientes, en este caso el chasis, el cual es parte fundamental para alcanzar un buen desempeño, mismo que ha sido diseñado y manufacturado con recursos disponibles en el medio. Uno de los principales ejes planteados para el desarrollo del chasis es la indagación de metodologías concernientes al proceso de diseño y manufactura del mismo, del que se puede concluir que existe cuantiosa información tanto en libros como en publicaciones, en los que se abarca conceptualizaciones generales para el delineamiento del mismo, sin embargo el principal inconveniente es que no existe un procedimiento sistemático estandarizado para conseguir el chasis adecuado, dejando esto a criterio del diseñador. En este punto hay que tener especial cuidado, ya que es donde un sin número de equipos se pierden e inician su diseño modelando el chasis, descuidando por completo factores que afectan de manera directa la rigidez del mismo, para este caso se ha planteado un algoritmo personalizado basado en Unzueta (2002), añadiendo un punto fundamental el cual es la definición de los ángulos de rueda.
- Uno de los aspectos principales que se tiene presente para el diseño del chasis, es los requerimientos que este debe cumplir, para poder participar en la competencia, del cual se destaca la importancia en prevalecer por sobre todo la seguridad, tanto del piloto como de los demás miembros de equipo. La contrariedad más relevante asociada al cumplimiento de la normativa en este caso ha sido el diseño de los puntos de anclaje de los cinturones de seguridad, puesto que se dificulta cumplir con las cotas establecidas en la normativa, en base a solo la toma de medidas del piloto, ya que en este punto intervienen varios factores que influyen en las medidas reales, como es la contextura del piloto, entre otros. Como conclusión queda

mencionar que el cumplir con la normativa, ha contribuido aprobar todas las inspecciones técnicas, en cuanto a diseño y seguridad relacionada a la parte estructural del vehículo.

- En mención a la fase de diseño se acota la importancia que conlleva la utilización de herramientas CAE, ya que el modelado del chasis conjuntamente con el análisis, optimización, modificación y validación han sido gracias a la utilización de estas herramientas computacionales, donde se ha podido constatar que los esfuerzos generados en el chasis están por debajo del criterio de falla, dando como resultado factores de seguridad de 2.3 a 4.5, que varían dependiendo de los casos de carga. Como parte esencial del análisis se encuentra la optimización topológica, la misma que parte con el planteamiento de un modelo matemático sobre la distribución de peso del cuerpo del piloto en posición de conducción, el cual ha servido para proveer de rigidez al chasis de manera estratégica, de tal modo de limitar el peso innecesario. En lo referente a la optimización de peso se generan tres alternativas, de las cuales se selecciona la más eficiente para ello se considera las posibilidades de realización, basado en aspectos económicos y facilidad de construcción, obteniéndose finalmente un modelo de chasis con un peso teórico de 9.55 kg de los 12.98 kg del modelo inicial, a un costo relativamente menor que las otras dos alternativas. Cabe recalcar que el programa de análisis CAE, considera la estructura del chasis como un solo elemento, es decir no analiza uniones soldadas, sin embargo por medio de la investigación realizada por Gómez de Salazar *et al* se conoce que la aplicación de la soldadura tipo TIG en el proceso de manufactura, para la aleación de aluminio de la serie 6XXX, minimiza la generación de concentradores de esfuerzo en este tipo de aleaciones.
- Con respecto a la manufacturación del chasis se juzga de manera exitosa, ya que después de haberse efectuado los ensayos dinámicos, se comprueba la fiabilidad frente a los esfuerzos generados en el mismo, cumpliéndose con lo predicho anteriormente en la fase de diseño, el mayor de los retos que se presentó durante esta fase se encuentra la adquisición del material, principalmente la perfilería

estructural de aluminio, ya que en el medio no es posible encontrar en el mercado (específicamente en cantidades pequeñas), como solución a esto se contó con el patrocinio de la corporación de aluminios del Ecuador, CEDAL, misma que fabricó perfiles propiamente para el desarrollo de este proyecto. Para concluir con este punto queda decir que como fruto del trabajo realizado se obtiene el primer chasis Shell Eco-Marathon de la Universidad del Azuay, capaz de cumplir con los requerimientos tanto en eficiencia como en seguridad.

Recomendaciones:

- Para futuras aplicaciones a este proyecto se recomienda efectuar la optimización de peso localizada en el mamparo de protección del modelo diseñado y manufacturado, la cual se centraría en realizar la perforación total de la lámina de aluminio en las zonas donde ya existe una reducción de peso, y en función de cumplir con la normativa de la competencia se sugiere colocar una lámina con un espesor de alrededor de un milímetro, cuyo material sea ignífugo de igual o menor densidad que el aluminio.
- Durante el proceso de diseño se consideró la morfología de un piloto en particular, con un fin estratégico ya que permite llevar el peso del chasis al límite, por lo tanto no se recomienda que este chasis sea conducido por pilotos de mayor estatura o de mayor peso que el indicado.
- Como recomendación final se acota, que para la utilización de este chasis en futuras participaciones el piloto posea el conocimiento adecuado para ingresar al vehículo puesto que el lugar donde este tiene que pisar se encuentra a la altura donde está ubicado el refuerzo transversal sobre el piso.

BIBLIOGRAFÍA

- Advanced Mechanical Engineering Solutions. (2016). Sectional properties calculator - Rectangular Hollow structural sections (Tubes). (Versión electrónica). Retrieved from <http://www.amesweb.info/SectionalPropertiesTabs/SectionalPropertiesHollowRectangle.aspx>
- Aircraft Spruce. (2016). *Silicio de aluminio ER4043 01.16 Material de relleno TIG*. Retrieved from https://www.aircraftspruce.com/pages/me/weldingrod/tigfiller_silalumn116.php?CHOSEN_LANGUAGE=es
- Alonso, J. (2008). *Técnicas del automóvil*. Madrid: Paraninfo. Retrieved from <https://books.google.com.ec/books?id=9VRmtvxFGMwC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false>
- Altairuniversity. (s.f). *Element Quality and Checks*. Retrieved from http://www.altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/04/Student_Guide_211-233.pdf
- Andrade, A., & Jaramillo, G. (2009). *Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria*. (Proyecto de grado). Retrieved from <http://dspace.esoch.edu.ec/bitstream/123456789/1331/1/65A00005.pdf>
- B, W., & R, A. (2002). Desihg, Analysis and Testing of a formula SAE car chasis (Scribd). Retrieved from <https://www.scribd.com/document/28910082/Paper-60001>
- Cabrera, M., & Márquez, J. (2014). *Diseño y construcción de un chasis tubular para un vehículo de competición tipo supercrosscar*. (Proyecto de grado). Universidad Poñotecnica Saleciana, Cuenca. Retrieved from <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7182/1/UPS-CT004038.pdf>
- Camós. (2011). *Circula seguro*. (figura). Retrieved from <http://www.circulaseguro.com/por-que-es-tan-peligroso-aparcar-mal/>
- Castro, G. (2009). *Aceros*. Retrieved from http://campus.fi.uba.ar/file.php/295/Material_Complementario/Aceros.pdf
- Cesvimap. (2014, 05 14). *Geometria de la dirección*. (Archivo de video). Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=vCFQnfn88Cw>

- Chandler, R., Clauser, C., McConville, J., Reynolds, H., & Young, J. (1975). *Investigation of inertial properties of the human body*. Washington. Retrieved from <http://www.smpp.northwestern.edu/savedLiterature/ChandlerEtAl.1975.pdf>
- Desing Automotive. (s.f). *Chasis desing*. Retrieved from http://web.iitd.ac.in/~achawla/public_html/736/3-Automotive_chassis-design-v2.pdf
- Diaz, G. (2009). *Inspección y control de calidad en la aplicación de soldadura de elementos estructurales*. Retrieved from http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/3756/1/INSPECCION_Y_CONTROL.pdf
- Diaz, G. (2009). *Inspección y control de calidad, en la aplicación de soldadura de elementos estructurales*. Retrieved from http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/3756/1/INSPECCION_Y_CONTROL.pdf
- Diseño de estructuras de acero. (s.f). Retrieved from <https://cif0512deacero.wikispaces.com/file/view/UNIDAD+I+Dise%C3%B1o+de+Estructuras+de+Acero.pdf>
- G. Budynas, R., & Keith Nisbbet, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (Traducido al español de DESING, SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING). México: McGraw-Hill.
- García, G. (2014). *Alivio de tensiones residuales: Tratamiento térmico vs vibración*. (Tesis de maestría). Escuela técnica superior de ingenieros industriales y de telecomunicación. Retrieved from http://academica-e.unavarra.es/xmlui/bitstream/handle/2454/13684/TFM%20Gorka%20Garcia%200Rodero%20Sept_2014.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Garzon, J. (2012, 05 31). *El Automóvil al desnudo*. Retrieved 10 10, 2015, from <http://jeroitim.blogspot.com/2012/05/v-behaviorurldefaultvmlo.html>
- Gomez de Salazar, J. M., Ureña, A., Villauriz, E., Manzanedo, S., & Barrera, I. (n.d.). Soldadura TIG y MIG de las aleaciones de aluminio 6061 y 7020. Estudios microestructurales y de propiedades mecánicas . *Consejo Superior de Investigaciones Científicas*, 279.
- Gonzales, F. (2006). *Guía práctica para prevenir deformaciones por la soldadura*. (Proyecto de grado). Valdivia. Chile. Retrieved from <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfcig643g/doc/bmfcig643g.pdf>
- INEN. (1989). *Código de dibujo técnico mecánico*. Instituto Ecuatoriano de Normalización. Quito. Retrieved from <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.cpe.003.1989.pdf>

- Ingeniería del diseño. (2013). Retrieved from <http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6837/05Jcb05de16.pdf?sequence=5>
- Instituto técnico de la estructura en acero. (s.f). *Estructuras tubulares*. Retrieved from http://www.webaero.net/ingenieria/estructuras/metallica/bibliografia_documentacion/itea/TOMO15.pdf
- Mat, M., & Ghani, A. (2012). Design and Analysis of Eco car chasis. *Elsevier*. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/271562134_Design_and_Analysis_of_'Eco'_Car_Chassis
- MatWeb. (2016). Retrieved from <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d1844977c5c8440cb9a3a967f8909c3a&ckck=1>
- MatWeb. (2016). Retrieved from <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=662c43b0f45043db9e0a4a852d34bf96>
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (traducido al español de Machine elements) México: Pearson Educación.
- Nevado, J. (2011). Diseño de chasis prototipo para Shell Eco Marathon (Proyecto de grado). Universidad Carlos III. Retrieved from <https://docs.google.com/viewerng/viewer?url=e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/12866/PFC+Jose+Nevado.pdf>
- Peralta, M., & Montanaro, M. (s.f). *El aluminio como material estructural*. Retrieved from <http://jornadasaie.org.ar/wp-content/themes/jornadas-aie-2016/jornadas-aie-antiores/2006/trabajos/Tema%20E/083-E1.pdf>
- Raghuvanshi, A., Srivastav, T., & kumar mishra, R. (2015). Design and development of foldable kart chasis. *Elsevier*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785315002497>
- Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler, J. (2001). *The automotive chasis: Engineering Principles*. Retrieved from <http://users.telenet.be/AudiR8/Mechanical%20Engineering%20-%20SAE%20-%20The%20Automotive%20Chassis%20OCR.pdf>
- Saaty, T. (2008). *Decision making with the analytic hierarchy process*. Pittsburgh. Retrieved from http://www.colorado.edu/geography/leyk/geog_5113/readings/saaty_2008.pdf
- Santin, J., Onder, C., Bernard, J., Isler, D., Kobler, P., Kolb, F., . . . Guzzella, L. (2007). *The worlds most fuel efficient vehicle*. vdf.

- Shell. (2013, 09 02). *Shell Eco-marathon tech tips: Bulkhead isolation*. (Archivo de video). Retrieved from https://www.youtube.com/watch?v=nyStSaTh_tg
- Shell. (2013, 09 02). *Shell Eco-marathon tech tips: floor and body*. (Archivo de video). Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=B1LzGmU6B8Y>
- Shell. (2013, 08 28). *Shell Eco-marathon tech tips: Safety belts*. (Archivo de video). Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=ud6fcDG4THs>
- Shell. (2013, 08 30). *Shell Eco-marathon tech tips: The roll bar*. (Archivo de video). Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=INKbDIJ4k8g>
- Shell Eco-marathon. (2015). *About Shell Eco-marathon*. Retrieved 10 10, 2015, from <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/about.html>
- Shell Eco-marathon. (2016). *2016 Official Rules*. Retrieved from http://www.shell.com/promos/download-the-shell-eco-marathon-global-rules/_jcr_content.stream/1446710609481/d8693d7d3c36e6a4836cb57274c0fdf09a489b60da03734e2f7311cc153f094a/sem-2016-global-rules-chapter1-010715.pdf
- Shell Eco-marathon. (2016). *About Shell Eco-marathon*. Retrieved from <http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/about.html>
- Solidworks. (2016). (Versión 2016). (software).
- Unzueta, L. (2002). *Diseño, construcción y cálculo estático de chasis tubulares para coches de competición (Proyecto de grado)*. Retrieved from <http://www1.ceit.es/automocion/proyectos/chasis/memoria.pdf>
- Wardenier, J. (2001). *Perfiles Tubulares en Aplicaciones Estructurales*. Universidad tecnológica de Delft. Holanda: Instituto para la construcción tubular. Retrieved from <http://www.cidect.com/es/Publicacions/HPPraxis.php>
- Wardenier, J., Dutta, D., Yeomans, N., Packer, J., & Bucak, O. (1998). *Guía de diseño para perfiles tubulares estructurales en aplicaciones mecánicas*. Alemania. Retrieved from http://www.cidect.com/es/Publicacions/design_guide6.php
- Zonagravedad. (2015, 02 14). *Centro de gravedad y peso*. (Archivo de video). Retrieved from https://www.youtube.com/watch?v=Bq55NJyJeYk&list=PL0v9pPTwDquvPhA_2h7rX_0xJDyqrMKq8&index=51

Matriz de comparación de alternativas en base a "C"						
	T	R	E	S	N	M
T	1	1	1	1	1	3
R	1	1	1	1	1	3
E	1	1	1	1	1	3
S	1	1	1	1	1	3
N	1	1	1	1	1	3
M	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3	1
	16/3	16/3	16/3	16/3	16/3	16

Matriz normalizada de comparación de alternativas en base a "C"							
	T	R	E	S	N	M	
T	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
R	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
E	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
S	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
N	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
M	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06

Matriz de comparación de alternativas en base a "D"						
	T	R	E	S	N	M
T	1	1	2	2	1	1
R	1	1	1	1	1	1
E	1/2	1	1	1	1	1
S	1/2	1	1	1	1	1
N	1	1	1	1	1	1
M	1	1	1	1	1	1
	5	6	7	7	6	6

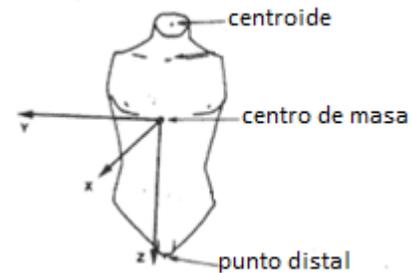
Matriz normalizada de comparación de alternativas en base a "D"							
	T	R	E	S	N	M	Peso
T	0.2	0.16	0.28	0.28	0.16	0.16	0.20
R	0.2	0.16	0.14	0.14	0.16	0.16	0.16
E	0.1	0.16	0.14	0.14	0.16	0.16	0.14
S	0.1	0.16	0.14	0.14	0.16	0.16	0.14
N	0.2	0.16	0.14	0.14	0.16	0.16	0.16
M	0.2	0.16	0.14	0.14	0.16	0.16	0.16

Anexo 2 Propiedades de las partes principales del cuerpo humano, útiles para analizar la distribución de peso del cuerpo.

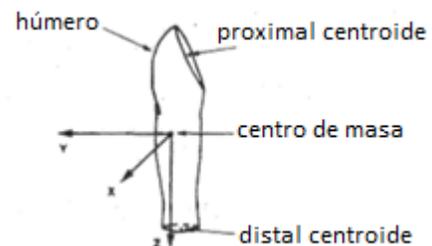
Cabeza	
Propiedad	x
Masa (g)	3988.3
Volumen (ml)	3785.2
Densidad (g/ml)	1.056
Centro de masa CM desde la corona (cm)	10.15



Torso	
Propiedad	x
Masa (g)	33994.58
Volumen (ml)	39641.60
Densidad (g/ml)	0.853
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	39.92



Brazo superior derecho	
Propiedad	x
Masa (g)	1842.5
Volumen (ml)	1848.2
Densidad (g/ml)	0.997
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	14.47

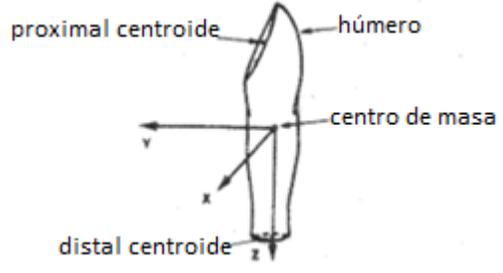


Fuente: Modificado de (Chandler, Clauser, McConville, Reynolds, & Young, 1975, págs. 68,95)

Continuación Anexo 2

Brazo superior izquierdo

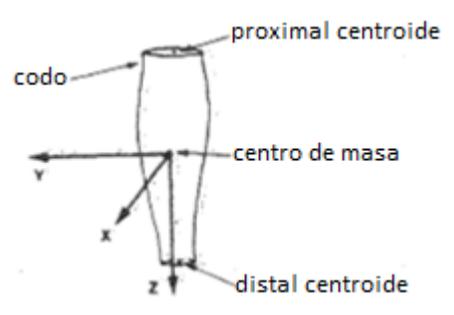
Propiedad	x
Masa (g)	1888.2
Volumen (ml)	1871.2
Densidad (g/ml)	1.012
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	14.48



The diagram illustrates the left upper arm (húmero) with a coordinate system. The proximal end is labeled 'proximal centroide' and the distal end is labeled 'distal centroide'. The center of mass is labeled 'centro de masa'. The humerus is shown in a vertical orientation. A coordinate system with x, y, and z axes is shown, with the x-axis pointing to the right, the y-axis pointing to the left, and the z-axis pointing downwards.

Antebrazo derecho

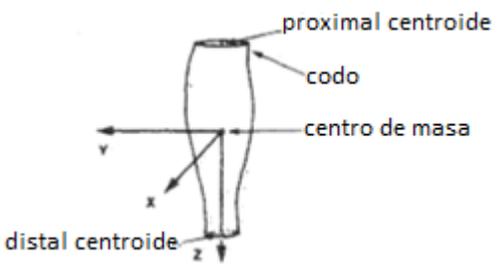
Propiedad	x
Masa (g)	1113.2
Volumen (ml)	1061.7
Densidad (g/ml)	1.043
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	10.9



The diagram illustrates the right forearm (codo) with a coordinate system. The proximal end is labeled 'proximal centroide' and the distal end is labeled 'distal centroide'. The center of mass is labeled 'centro de masa'. The forearm is shown in a vertical orientation. A coordinate system with x, y, and z axes is shown, with the x-axis pointing to the right, the y-axis pointing to the left, and the z-axis pointing downwards.

Antebrazo izquierdo

Propiedad	x
Masa (g)	1088.8
Volumen (ml)	1028.2
Densidad (g/ml)	1.061
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	10.93



The diagram illustrates the left forearm (codo) with a coordinate system. The proximal end is labeled 'proximal centroide' and the distal end is labeled 'distal centroide'. The center of mass is labeled 'centro de masa'. The forearm is shown in a vertical orientation. A coordinate system with x, y, and z axes is shown, with the x-axis pointing to the right, the y-axis pointing to the left, and the z-axis pointing downwards.

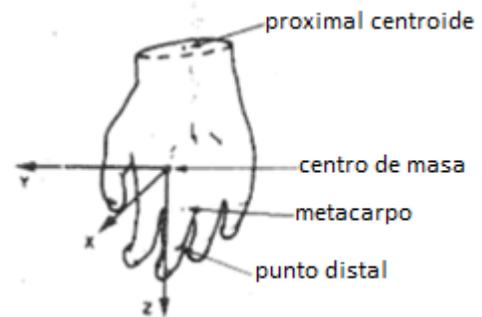
Continuación Anexo 2

Mano derecha

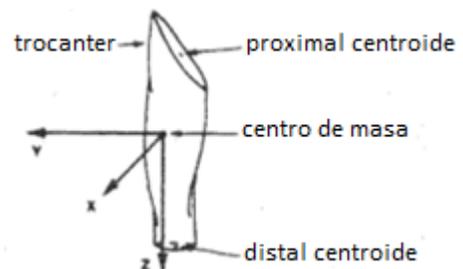
Propiedad	x
Masa (g)	400.4
Volumen (ml)	371
Densidad (g/ml)	1.079
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	6.3

**Mano izquierda**

Propiedad	x
Masa (g)	373.7
Volumen (ml)	346.1
Densidad (g/ml)	1.081
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	6.2

**Muslo derecho**

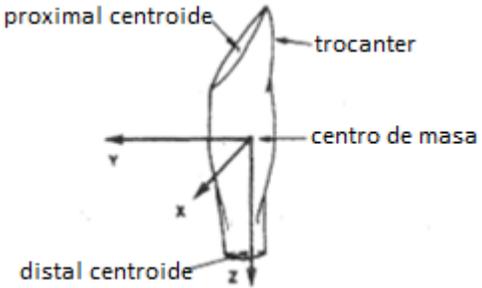
Propiedad	x
Masa (g)	6523.3
Volumen (ml)	6420.9
Densidad (g/ml)	1.018
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	15.78



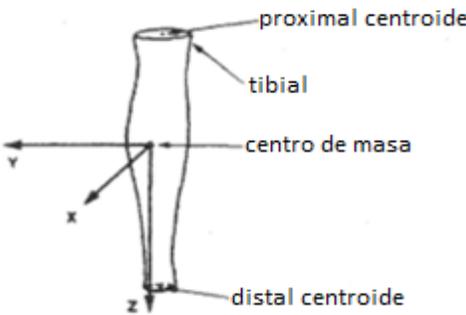
Continuación Anexo 2

Muslo izquierdo

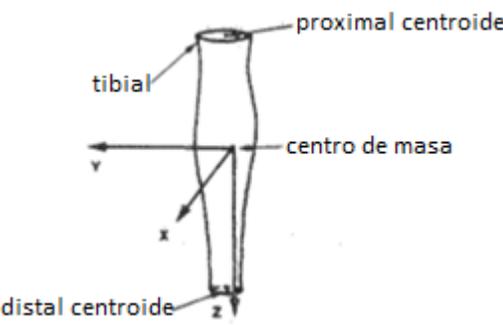
Propiedad	x
Masa (g)	6775.1
Volumen (ml)	6645
Densidad (g/ml)	1.021
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	16.28


Pantorrilla derecha

Propiedad	x
Masa (g)	2685.7
Volumen (ml)	2533.5
Densidad (g/ml)	1.059
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	17.62

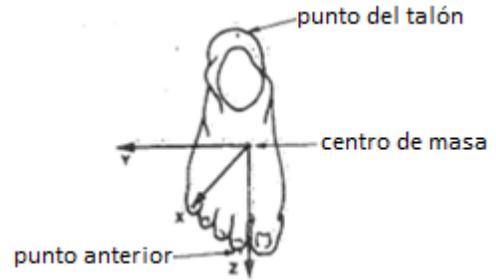

Pantorrilla izquierda

Propiedad	x
Masa (g)	2671.9
Volumen (ml)	2498.3
Densidad (g/ml)	1.071
Centro de masa CM desde proximal centroide (cm)	17.1

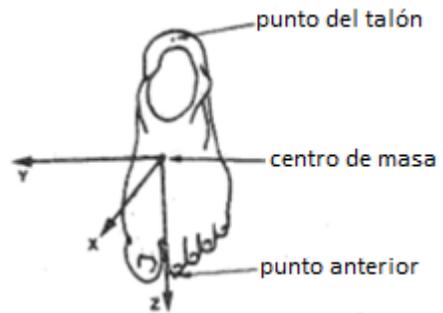


Continuación Anexo 2

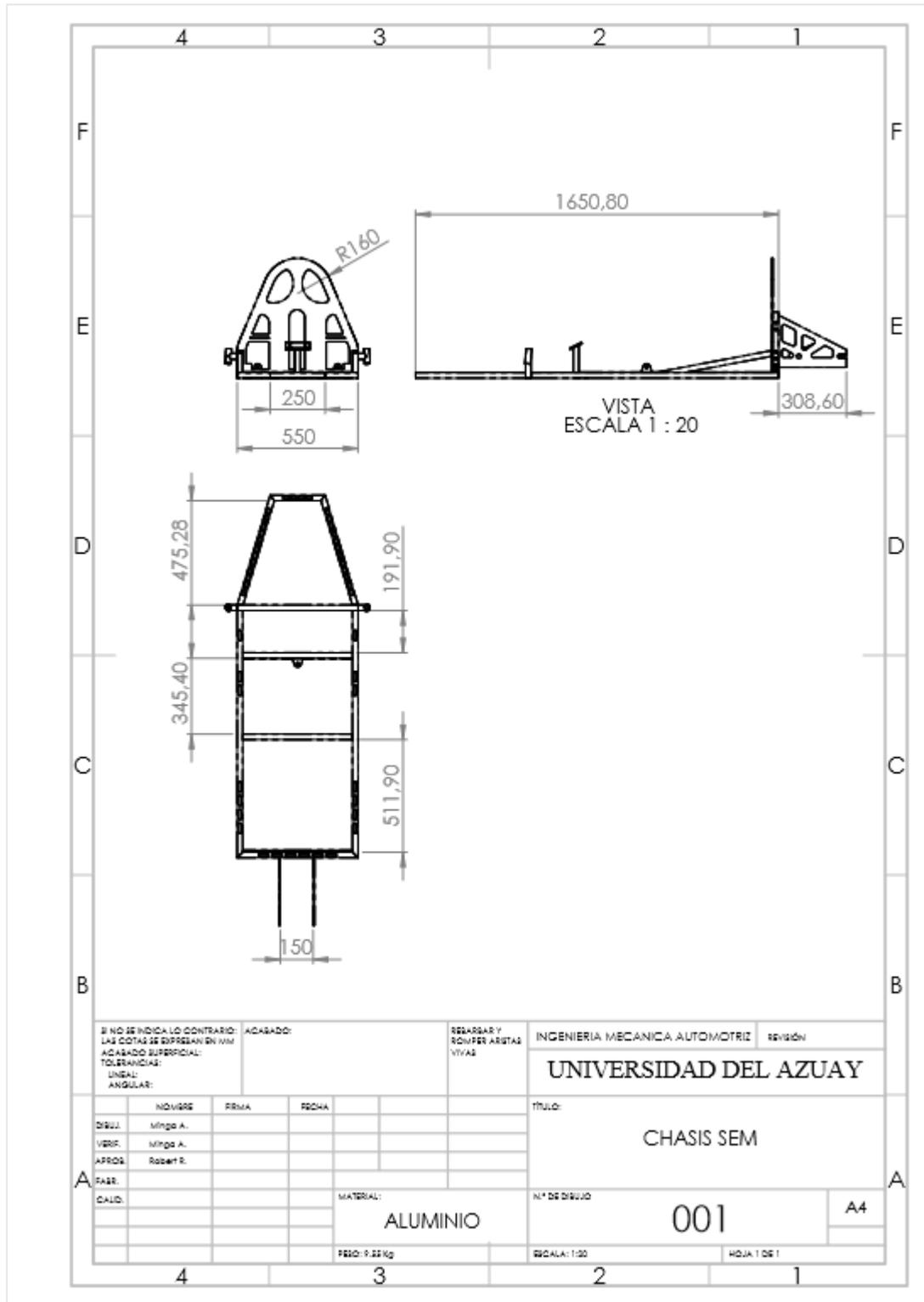
Pie derecho	
Propiedad	x
Masa (g)	837.2
Volumen (ml)	783
Densidad (g/ml)	1.073
Centro de masa CM desde punto del talón (cm)	13.1

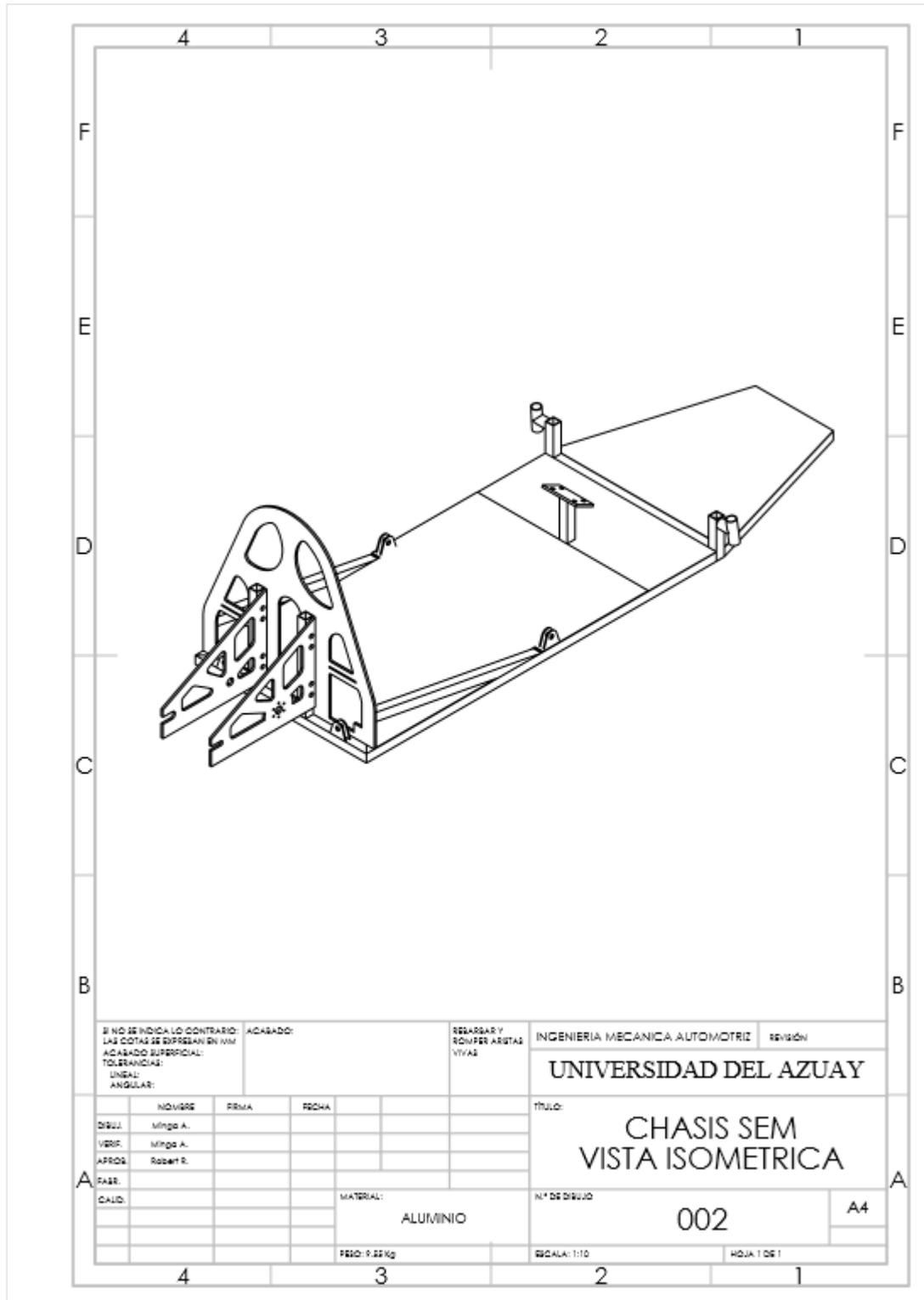


Pie izquierdo	
Propiedad	x
Masa (g)	835.7
Volumen (ml)	782.3
Densidad (g/ml)	1.069
Centro de masa CM desde punto del talón (cm)	13.1

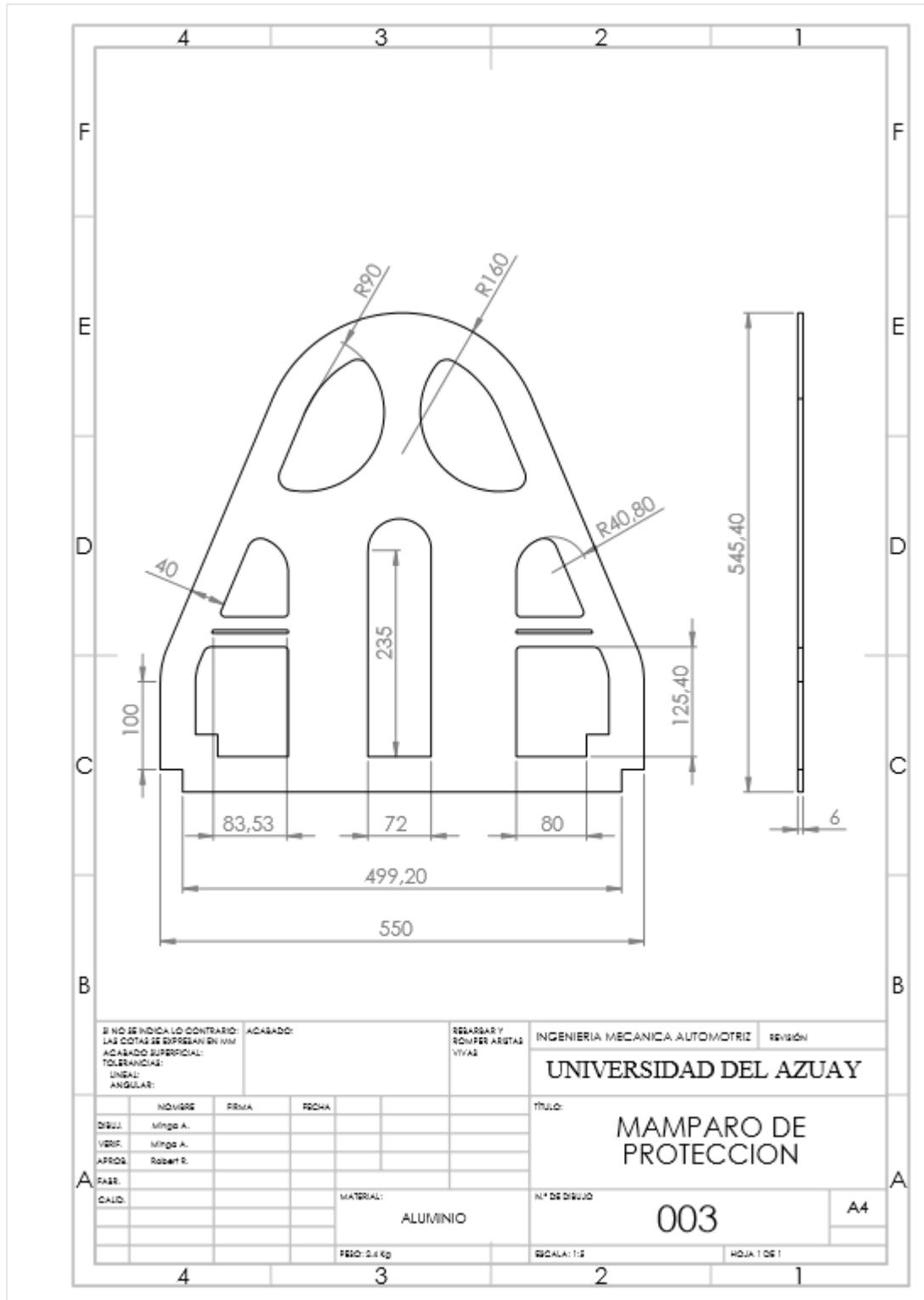


Anexo 3 Planos para la construcción del chasis.

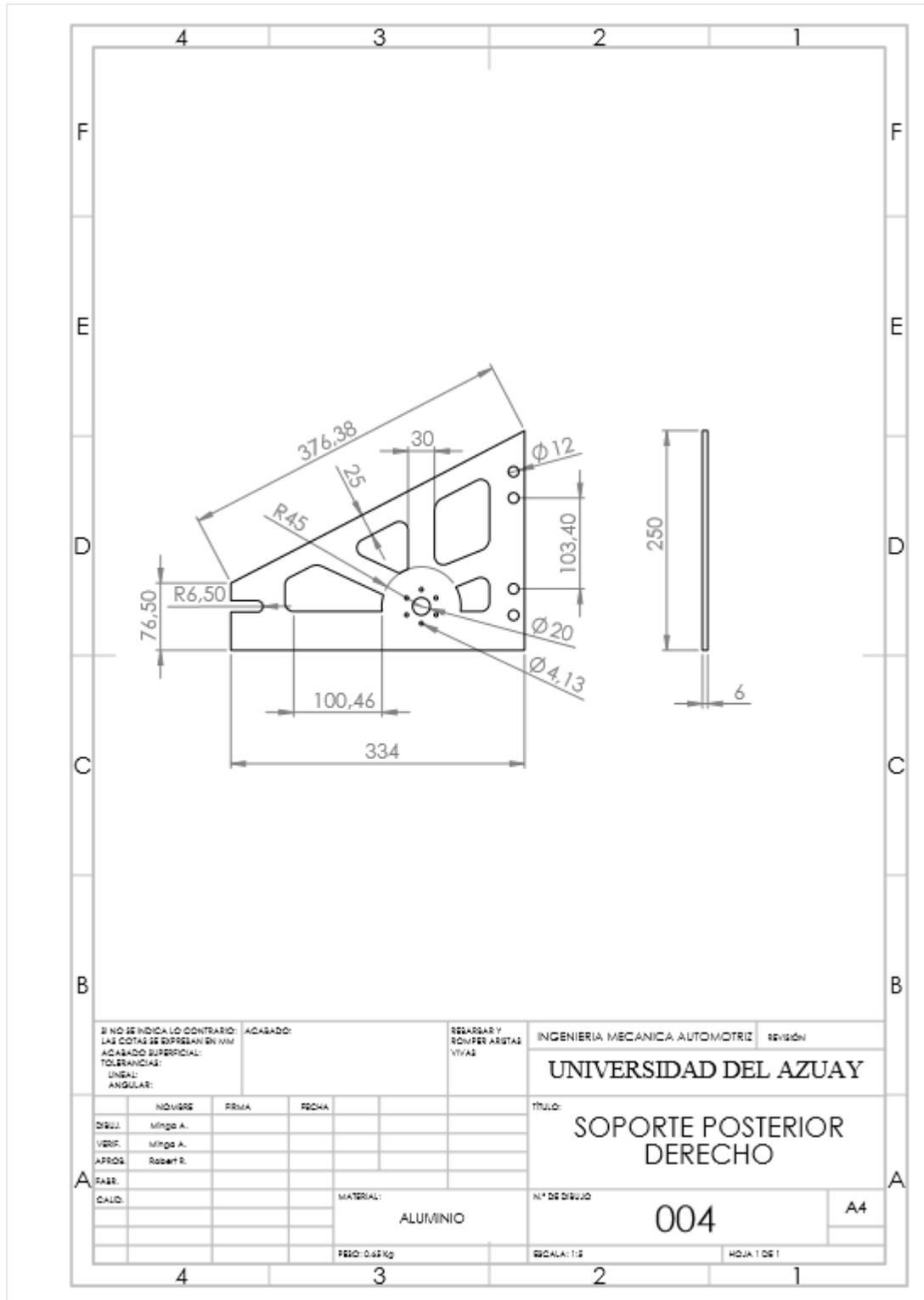




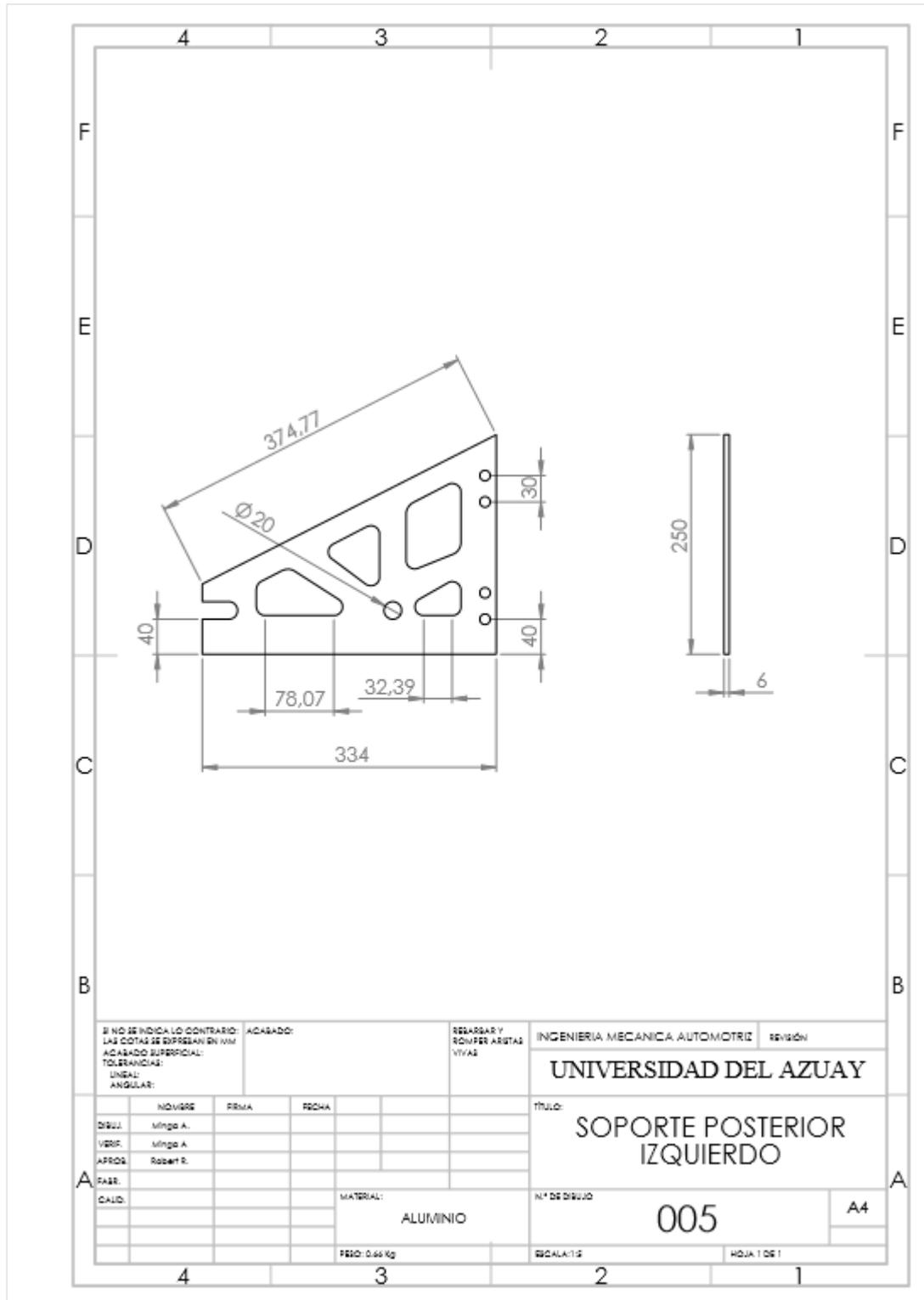
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE SUPLEN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VITAS	INGENIERIA MECANICA AUTOMOTRIZ	SEVISION
				UNIVERSIDAD DEL AZUAY	
				TITULO:	
				CHASIS SEM VISTA ISOMETRICA	
NOMBRE DISEÑ. Minga A. VERIF. Minga A. APROB. Robert R. FASE: CALID.		FIRMA FECHA	MATERIAL: ALUMINIO	N° DE DISEÑO 002	A4
			PESO: 0.22 kg	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE SUPLEN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VITAS	INGENIERIA MECANICA AUTOMOTRIZ	SEVISION
				UNIVERSIDAD DEL AZUAY	
				TITULO: MAMPARO DE PROTECCION	
NO. VISE DISE. Minga A. VERIF. Minga A. APROB. Robert R.		FECHA		N° DE DISEÑO 003	
FASE: CALD.		MATERIAL: ALUMINIO		ESCALA: 1:1 HOJA 1 DE 1	
		PESO: 0.4 Kg		A4	



Si no se indica lo contrario: Las cotas se expresan en mm Acabado superficial: Tolerancias: Lineal: Angular:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	INGENIERIA MECANICA AUTOMOTRIZ	revision
					UNIVERSIDAD DEL AZUAY	
					TÍTULO:	
					SOPORTE POSTERIOR DERECHO	
NOVIEMBRE DISEÑ. Minga A. VERIF. Minga A. APROB. Robert R.			FIRMA	FECHA	N° DE DISEÑO	
					004	
					A4	
			MATERIAL:			
			ALUMINIO			
			PESO: 0.64 Kg	ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE SUPLEN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	INGENIERIA MECANICA AUTOMOTRIZ	SEVISIDW
				UNIVERSIDAD DEL AZUAY	
				TITULO: SOPORTE POSTERIOR IZQUIERDO	
NOMBRE DISEÑ. VERIF. APROB. FASE: CALID.	NOMBRE DISEÑ. VERIF. APROB.	FIRMA DISEÑ. VERIF. APROB.	FECHA DISEÑ. VERIF. APROB.	MATERIAL: ALUMINIO	N° DE DISEÑO 005
			PESO: 0.44 Kg	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1