

**UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA UTEC**

Carrera de Ingeniería Mecánica



**DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE  
DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO DE  
COMPETENCIA PARA SHELL ECO MARATHON  
EN LIMA, PERÚ**

**TESIS**

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico

**AUTOR**

César Mauricio Cereghino Rodríguez

Código 2001410035

**ASESOR**

Mag. Ing. Omar Bejarano Grández

Lima – Perú

2020

*Dedicatoria:*

El presente trabajo está dedicado a mi familia por el apoyo incondicional cada vez que los necesité. A mis amigos de la universidad por motivarme a seguir adelante y nunca darme por vencido.

*Agradecimientos:*

A mis padres y hermano por los consejos y motivación para terminar mi carrera profesional de la mejor manera. A mi asesor Omar Bejarano por el tiempo dedicado en las asesorías semanales, por correo e incluso fines de semana.

# TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN .....	xvii
ABSTRACT .....	xviii
INTRODUCCIÓN.....	xix
Alcance .....	xxi
Antecedentes.....	xxii
Justificación y motivación .....	xxiv
Objetivo general .....	xxvi
Objetivos específicos.....	xxvi
CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO.....	27
1.1 Reglamento Shell Eco Marathon .....	27
1.2 Reglamento de la dirección .....	28
1.3 Circuito .....	28
1.4 Teoría de neumáticos .....	29
1.4.1 Fuerza Lateral .....	29
1.4.2 Fuerza Vertical.....	31
1.5 Geometría de la dirección.....	32
1.5.1 Geometría Ackermann.....	32
1.5.2 Radio de giro.....	35
1.5.3 Camber.....	36
1.5.4 Caster .....	37
1.5.5 Inclinação del eje de dirección (King pin).....	39
1.5.6 Ángulo de Convergencia .....	40

1.5.7	Ángulo de convergencia positivo.....	40
1.5.8	Ángulo de convergencia Negativo.....	41
1.5.9	Ratio de dirección .....	42
1.5.10	Comportamiento de la dirección.....	42
1.6	Factores de seguridad .....	43
1.7	Componentes del sistema de dirección.....	45
1.7.1	Cremallera.....	45
1.7.2	Terminal de dirección y bieleta .....	46
1.7.3	Columna de dirección .....	47
1.7.4	Mangueta de dirección.....	47
1.8	Sistema de dirección .....	48
1.8.1	Sistema Piñón Cremallera.....	48
1.8.2	Caja de dirección mecánica .....	49
1.9	Análisis matemático preliminar.....	49
1.9.1	Formulación matemática.....	49
1.9.2	Fuerza para accionar las ruedas directrices.....	50
1.9.3	Columnas .....	53
1.9.4	Flexión en vigas .....	55
1.9.5	Von-Mises.....	56
1.9.6	Teoría de falla por fatiga.....	57
1.10	Optimización topológica.....	58
1.10.1	Filtro de densidades: .....	63
1.11	Ergonomía.....	64
1.11.1	Dinámica Inversa .....	65
1.11.2	Dinámica Directa .....	66

CAPÍTULO II METODOLOGÍA.....	67
2.1 Diagrama de flujo .....	67
2.2 Requerimientos y parámetros del diseño .....	68
2.3 Criterios de selección.....	69
2.4 Selección neumáticos.....	70
2.5 Selección del tipo de sistema de dirección .....	71
2.5.1 Matriz morfológica .....	71
2.5.2 Análisis de alternativa.....	72
2.5.3 Alternativa 1 .....	72
2.5.4 Alternativa 2 .....	72
2.5.5 Alternativa 3 .....	73
2.5.6 Selección de configuración.....	73
2.6 Selección de componentes principales según configuración seleccionada .....	73
2.6.1 Rótulas de dirección o acoples.....	74
2.6.2 Mangueta de dirección.....	75
2.6.3 Tirantes de dirección o bieletas .....	77
2.7 Casos de estudio crítico .....	77
2.7.1 Centro de masa.....	77
2.7.2 Análisis estático .....	79
2.7.3 Análisis dinámico .....	79
2.7.4 Caso aceleración .....	80
2.7.5 Caso desaceleración .....	81
2.7.6 Caso en curva.....	82
2.7.7 Caso desnivel .....	83
2.7.8 Casos combinados.....	83

2.8	Selección de material .....	83
2.9	Análisis estructural .....	84
2.9.1	Análisis de falla por fatiga .....	84
2.9.2	Calidad de malla .....	85
2.10	Diseño preliminar .....	86
2.11	Análisis ergonómico .....	87
2.12	Optimización topológica.....	87
CAPÍTULO III RESULTADO .....		88
3.1	Geometría de dirección.....	88
3.1.1	Centro de masa.....	88
3.1.2	Distancia entre ejes .....	90
3.1.3	Distancia entre neumáticos delanteros.....	90
3.1.4	Geometría de Ackermann .....	91
3.1.5	Ángulo de giro de las ruedas directrices.....	92
3.1.6	Camber.....	92
3.1.7	Velocidad máxima en la posición máxima de accionamiento .....	98
3.2	Fuerza de accionamiento máxima según casos críticos.....	98
3.2.1	Análisis ergonómico según fuerza de accionamiento.....	99
3.3	Análisis estructural de la mangueta de dirección.....	100
3.3.1	Impacto vertical .....	101
3.3.2	Impacto horizontal .....	102
3.3.3	Cargas combinadas .....	103
3.3.4	Parametrización de la mangueta .....	104
3.3.5	Análisis estructural de la mangueta .....	108
3.4	Análisis estructural del conector principal tipo L.....	109

3.5	Análisis estructural de los elementos del sistema de dirección .....	111
3.5.1	Palanca de accionamiento tipo joystick .....	112
3.5.2	Barra de acoplamiento longitudinal .....	113
3.5.3	Barra de acoplamiento transversal .....	115
3.5.4	Barra de acoplamiento transversal de 662mm .....	117
3.6	Verificación de falla por fatiga .....	119
3.7	Optimización topológica del sistema de dirección .....	120
3.7.1	Mangueta .....	121
3.7.2	Conector principal tipo L .....	122
3.8	Ensamble general del sistema de dirección .....	123
3.9	Comparativo contra otros equipos de Shell eco-Marathon Americas .....	125
	CONCLUSIONES .....	127
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	129
	ANEXOS .....	134

# ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1 Criterio selección factores de seguridad.....	44
Tabla 2.1 Rango de valores para la geometría de dirección .....	68
Tabla 2.2 Criterios de evaluación .....	70
Tabla 2.3 Comparativo entre neumáticos comúnmente usados en la competencia.....	70
Tabla 2.4 Matriz morfológica.....	71
Tabla 2.5 Ponderación alternativas de configuración del sistema de dirección .....	73
Tabla 2.6 Dimensiones básicas de la junta SKF SA 6K.....	75
Tabla 2.7 Especificaciones técnicas de la junta SKF SA 6K .....	75
Tabla 2.8 Dimensiones básicas mangueta tipo kart.....	76
Tabla 2.9 Masa de principales componentes del monoplaza.....	78
Tabla 2.10 Propiedades materiales a emplear en el sistema de dirección .....	84
Tabla 2.11 Esfuerzo de diseño por material según F.S .....	84
Tabla 2.12. Factores de modificación de la resistencia a la fatiga.....	85
Tabla 2.13 Fuerza máxima referente a la ergonomía según tipo de movimiento.....	87
Tabla 3.1 Ubicación de componentes en el vehículo .....	89
Tabla 3.2 Ángulo de giro de las ruedas directrices.....	92
Tabla 3.3 Resumen cotas de dirección .....	97
Tabla 3.4 Traslación de fuerza respecto al caso crítico de estudio.....	98
Tabla 3.5 Fuerza accionamiento del sistema .....	99
Tabla 3.6 Fuerza accionamiento del sistema .....	100
Tabla 3.7 Parámetros para iteración del diseño .....	104
Tabla 3.8 Dimensiones finales de la mangueta .....	107

Tabla 3.9 Dimensiones del muñón y agujero de la pared de la mangueta .....	108
Tabla 3.10 Parámetros para iteración del conector principal tipo L.....	109
Tabla 3.11 Iteración del diámetro de la barra de acoplamiento longitudinal. ....	113
Tabla 3.12 Iteración del diámetro de la barra de acoplamiento transversal de 442mm.....	115
Tabla 3.13 Iteración del diámetro de la barra de acoplamiento transversal de 662mm.....	117
Tabla 3.14 Dimensiones finales de las barras de acoplamiento transversal y longitudinal.....	119
Tabla 3.15 Variación masa luego de la optimización topológica.....	123
Tabla 3.16 Listado general del sistema de dirección final. ....	125
Tabla 3.17 Comparativo entre equipos top del mundo.....	126

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Elevación vs Distancia del circuito Sonoma Raceway .....	29
Figura 1.2 Slip Angle vs Fuerza lateral según carga vertical en un neumático.....	30
Figura 1.3 Slip Angle vs Coeficiente fuerza lateral según carga vertical en un neumático. .....	31
Figura 1.4 DCL de un neumático delantero. ....	32
Figura 1.5 Geometría de Ackermann. ....	33
Figura 1.6 Posición cremallera según geometría de Ackermann. ....	34
Figura 1.7 Radio de giro del vehículo. ....	35
Figura 1.8 Ángulo Camber. ....	36
Figura 1.9 Camber Thrust.....	37
Figura 1.10 Ángulo Caster. ....	37
Figura 1.11 Caster trail. ....	38
Figura 1.12 Scrub radius.....	39
Figura 1.13 Ángulo de convergencia positivo.....	41
Figura 1.14 Ángulo de divergencia. ....	41
Figura 1.15 Medida experimental del ratio de dirección.....	42
Figura 1.16 Efecto del sobreviraje y subviraje .....	43
Figura 1.17 Sistema de dirección general.....	45
Figura 1.18 Cremallera de dirección. ....	46
Figura 1.19 Bieleta y terminales de dirección .....	47
Figura 1.20 Columna de dirección. ....	47
Figura 1.21 Mangueta de dirección. ....	48

Figura 1.22 Sistema piñón cremallera básico.....	48
Figura 1.23 Caja de dirección mecánica.....	49
Figura 1.24 DCL vehículo de competencia.....	50
Figura 1.25 DCL neumático directriz delantero.....	51
Figura 1.26 DCL neumático directriz delantero, vista isométrica y lateral.....	52
Figura 1.27 DCL de un neumático delantero.....	53
Figura 1.28 Diagrama del esfuerzo de compresión promedio contra la relación de esbeltez.....	55
Figura 1.29. Diagrama de esfuerzo vs ciclos antes de la falla.....	58
Figura 1.30 Lagrangiano de cuatro nodos (Q4).....	61
Figura 1.31 Módulo de Young en función de la densidad relativa respecto factor de penalización.....	62
Figura 2.1 Diagrama de flujo.....	67
Figura 2.2 Disposición básica dirección caja mecánica.....	72
Figura 2.3 Rótula de dirección.....	74
Figura 2.4 Mangueta dirección tipo kart.....	76
Figura 2.5 DCL monoplaza.....	77
Figura 2.6 DCL general análisis dinámico.....	80
Figura 2.7 Calidad de malla Ortogoanl.....	86
Figura 2.8 Calidad de malla Skewness.....	86
Figura 2.9 Diseño preliminar.....	86
Figura 3.1 Variación de distancia entre ejes.....	90
Figura 3.2 Fuerza vertical respecto a la distancia entre neumáticos delanteros.....	91
Figura 3.3 Ángulo de Ackermann.....	91
Figura 3.4 Camber Thrust respecto al Camber.....	93
Figura 3.5 Par opuesto al accionamiento del sistema respecto al Camber.....	93

Figura 3.6 Par de auto giro respecto al ángulo King pin .....	94
Figura 3.7 Par de auto giro respecto al ángulo King pin .....	95
Figura 3.8 Fuerza de accionamiento respecto al Caster .....	95
Figura 3.9 Fuerza de accionamiento respecto al Caster .....	96
Figura 3.10 Variación de ángulo Caster y King pin .....	97
Figura 3.11 (a)Calidad de malla Ortogonal. (b) Calidad de malla Skewness .....	101
Figura 3.12 Esfuerzo máximo ante impacto vertical.....	101
Figura 3.13 (a) Calidad de malla Skewness. (b) Calidad de malla Ortogonal .....	102
Figura 3.14 Esfuerzo máximo ante carga horizontal.....	102
Figura 3.15 (a) Calidad de malla Ortogonal. (b) Calidad de malla Skewness. ....	103
Figura 3.16 Esfuerzo máximo ante cargas combinadas .....	103
Figura 3.17 Matriz de correlaciones entre componentes contra esfuerzo de von Mises.....	105
Figura 3.18 Espesor general de la mangueta según punto de iteración.....	105
Figura 3.19 Diámetro del muñón según punto de iteración. ....	106
Figura 3.20 Iteración del espesor de la mangueta y el diámetro del muñón respecto al esfuerzo máximo.....	107
Figura 3.21 (a) Validación final de la mangueta luego de la parametrización. (b) Análisis de deformación .....	109
Figura 3.22 Sensibilidad parametrización del conector principal tipo L.....	110
Figura 3.23 Parametrización del conector principal tipo L .....	110
Figura 3.24 (a) Análisis estructural del conector de tipo L. (b) Deformación absoluta	111
Figura 3.25 (a) Simulación barra vertical tipo joystick. (b) Deformación absoluta.....	112
Figura 3.26 (a) Análisis estructural mediante criterio de von Mises. (b) Análisis de estabilidad estructural.....	114

Figura 3.27 (a) Análisis estructural mediante criterio de von Mises, (b) Análisis de estabilidad estructural.....	116
Figura 3.28 (a) Análisis estructural mediante criterio de von Mises, (b) Análisis de estabilidad estructural.....	118
Figura 3.29 (a) Análisis por fatiga de la mangueta de dirección. (b) Análisis por fatiga de la palanca de accionamiento de tipo joystick. (c) Análisis por fatiga del conector principal de tipo L.....	120
Figura 3.30 (a) Mangueta de dirección inicial. (b) Mangueta de dirección optimizado. (c) Rediseño mangueta con topología. (d) Simulación de la mangueta de dirección luego de la optimización topológica.....	121
Figura 3.31 (a) Conector principal tipo L optimizado. (b) Rediseño mangueta con topología. (c) Simulación del conector principal luego de la optimización topológica. ....	122
Figura 3.32 (a) Ensamble final del sistema de dirección. (b) Compatibilidad con el chasis. ....	123
Figura 3.33 (a) Ángulo King pin. (b) Ángulo Camber. (c) Giro de los neumáticos respecto a la geometría de Ackermann. (d) Compatibilidad del sistema con la posición de manejo del piloto.....	124
Figura 3.34 Consumo de combustible contra la masa total del vehículo .....	126

# ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1: ENSAMBLE GENERAL.....	135

## **RESUMEN**

Actualmente, en el Perú se realizan modificaciones estructurales de manera artesanal sin ninguna base ingenieril a vehículos livianos. Sistemas como la suspensión y dirección son comúnmente modificadas de la misma manera por lo cual se obtienen vehículos inseguros resultando en un potencial accidente mortal. Por otro lado, en la competencia de autos, además de la integridad estructural, la masa del vehículo prima en todo diseño y es dicho factor primará en el diseño del sistema de dirección para la competencia Shell eco-Marathon.

En la tesis se realizó el diseño mecánico de un sistema de dirección liviano para el auto para la competencia de Shell Eco Marathon. Para ello se propusieron y analizaron diversos sistemas de dirección para poder así seleccionar el tipo de mecanismo ideal para el vehículo el cual consistió en un sistema de dirección de tipo bieletas utilizado comúnmente en los “karts”. Luego, se seleccionaron los accesorios del sistema con lo que se obtuvo una primera iteración del diseño final. Seguidamente, se realizó una parametrización mediante ANSYS para obtener las dimensiones mínimas de la mangueta de dirección y el conector principal de dirección con lo que se logró obtener componentes de baja masa, pero de gran resistencia estructural.

Así mismo, mediante la simulación estructural mediante ANSYS se obtuvo un factor de seguridad de 4.5 en el elemento más crítico lo cual garantiza la resistencia estructural. Además, la fuerza máxima de accionamiento es de 32N con lo que se logró minimizar el desgaste muscular prematuro del piloto. Finalmente, se realizó una optimización topológica de la mangueta y del conector principal con lo que se redujo en un 40% cada elemento. Finalmente, se obtuvo un sistema dirección de 812g, aproximadamente. Esto, basado en data real de un equipo top de América, se espera obtener un ahorro de combustible de 10MPG.

### **PALABRAS CLAVE:**

Shell eco-Marathon, dirección, mecánica, masa, ergonómico, ANSYS.

## **ABSTRACT**

# **MECHANICAL DESIGN OF A STEERING SYSTEM OF THE COMPETITION VEHICLE FOR SHELL ECO MARATHON IN LIMA, PERÚ**

Weight mass reduction is the key of Race cars; thus this thesis is based on the weight efficiency and ergonomic design of the competition vehicle for the Shell eco-Marathon that will take place in 2021. In order to achieve the main objective of weight reduction and ergonomic design, parameters like Camber, Caster, King pin, and Ackermann geometry were analysed and proposed. Moreover, best teams steering system design has a total average weight of 3kg, while, the final steering design of this thesis is, roughly, 1kg. Furthermore, the maximum force to be applied is 32N that warranty less wear on the human muscles on a push-pull movement. Finally, a structural analysis was made with ANSYS obtaining a maximum equivalent stress of 180MPa at the maximum load of 235N equally to the force that an average person of 80kg can perform.

### **KEYWORDS:**

Steering System, Shell eco-Marathon, lightweight, ergonomic.

# INTRODUCCIÓN

El Perú, durante el primer gobierno de Balaunde Terry, se encontraba cursando el boom de las ensambladoras de vehículos importados de marcas como Toyota, Volkswagen, Nissan [1]. Así mismo, durante el gobierno de Juan Velasco Alvarado se impuso el decreto de ley 18079 [2] la cual promovía el uso de mano de obra y tecnología nacional para incentivar la producción y venta de vehículos a precios razonables. Así mismo, hoy en día para que el Perú pueda ser un país llamativo en la industria automotriz es necesario, en primer lugar, mejorar la calidad de los productos nacionales. Por ejemplo, tapices chinos son más baratos y de similar calidad que un tapiz peruano [3].

A mediados de los años 90's, el Perú importaba autos usados con la característica que estos eran con timón a la derecha lo cual no cumplía con la ley General de Transporte y Tránsito Terrestre, Ley 27181 [4]. En esta se detallan los requerimientos para poder circular en la red vial nacional. Entre ellos se encuentran los pesos máximos permitidos, posición de manejo a la izquierda debido a que el tránsito vehicular es por la derecha de la calzada. Por ello, para poder inscribir dichos vehículos en SUNARP<sup>1</sup> era necesario realizar el cambio de posición del timón lo cual se realizaba en cualquier taller mecánico sin la necesidad de una aprobación o certificación. Estas modificaciones de vehículos se realizaban con los mismos componentes del vehículo, es decir, no se reemplazaban por repuestos diseñados para una configuración de conducción al lado derecho. Por ejemplo, el tablero, para ser modificado, eran cortado y pegado sin cuidar la estética ni la condición estructural; la cremallera de dirección solo era cambiada de posición, los cables eléctricos eran enlazados con unos de mayor longitud, los pedales eran montados sin respetar los estándares de distancia lo que ocasionaba un disgusto entre los consumidores. Una vez realizadas las modificaciones el vehículo podía circular sin la necesidad de haber pasado una inspección técnica que garantice la integridad y seguridad del sistema de dirección siempre y cuando cumpla con la ley General de Transporte y Tránsito Terrestre antes mencionada.

---

<sup>1</sup> Superintendencia Nacional de los Registros Públicos

Por otro lado, la falta de una certificación a los sistemas modificados de manera artesanal realizados en el Perú también está presente en vehículos pesados como camiones y buses. Carrocerías de buses ensambladas sobre un chasis de camión, comúnmente llamados “Bus-Camión”, se realizan alargando el chasis del camión al soldarle barras de igual sección transversal de aproximadamente catorce metros de largo. Así mismo, no se tenían en consideración una base técnica para realizar la soldadura que garantice la integridad estructural, en consecuencia, se obtenían vehículos inseguros para la ciudadanía [5]. Los buses-camión tenían la capacidad de ir a velocidades superiores a la de un camión estándar, por lo que el chasis requiere ser lo suficientemente flexible para no fisurarse ni torcerse al momento de una frenada brusca por lo que de manera permanente [6].

En el año 2004, a raíz de la alta tasa de accidentes ocasionados por los buses camión, se decretó la prohibición de circulación de estos vehículos con la inclusión de pena privativa de la libertad mediante el Decreto Supremo N° 006-2004-MTC [4] . Así mismo, en respuesta a la gran cantidad modificaciones artesanales de vehículos livianos y pesado, y a raíz de los fatales accidentes y aumento de la contaminación ambiental, el gobierno peruano, en el año 2008, impuso el requerimiento de que cada vehículo mayor a tres años de antigüedad que circule por la red vial nacional debe contar con un certificado de inspección técnica vehicular. Esta acredita que cada sistema del vehículo automotor se encuentra apto para circular en la red vial nacional mediante la ley N° 29237 [7] aprobada por el Decreto Supremo N° 025-2008-MTC [8] en el año 2008. Hoy en día, las plantas de revisiones técnicas no están cumpliendo con el objetivo inicial debido al aún existente déficit en formalidad y ejecución de fiscalización modificaciones estructurales que lamentablemente el Perú afronta agregado a ello la corrupción, la cual impide la correcta certificación y fiscalización [9].

Así como en el Perú, países latinoamericanos como Brasil y Argentina presentan un déficit similar en cuanto a la regulación y fiscalización de las modificaciones realizadas de manera artesanal a vehículos livianos. Por ejemplo, según la ley nacional de tránsito de Argentina, ley N° 24.449 [10], se debe registrar el vehículo si se le ha cambiado el color, dimensiones, cambios en la carrocería, entre otras modificaciones. Así mismo, modificaciones como alterar la salida de escape para provocar un sonido mayor a 80 db o luces de neón que puedan interferir en la visión de otro conductor no está

permitido. En conclusión, mientras el vehículo cumpla con el peso, color, número de motor y dimensiones especificados en su tarjeta de propiedad podrá circular a través de las vías nacionales. Así mismo, al igual que en el Perú, en países como Argentina, Brasil, Chile vehículos modificados de manera artesanal no tienen la necesidad de ser certificadas por un ingeniero o algún ente regulador. Esto incentiva a que cada vez más personas modifiquen el sistema de suspensión de su vehículo sin importar que afecte al sistema de dirección.

Debido al bajo incentivo, falta de desarrollo del diseño automotriz en el Perú y la falta del cumplimiento de las normas legales impuestas por el país y otros países vecinos, se desea, mediante el presente trabajo, motivar el desarrollo de la industria automotriz en el Perú al darle mayor sustento ingenieril a cada modificación de vehículos automotores que se realicen en el País para obtener así mayor seguridad de los sistemas mecánicos al prevalecer la integridad física del usuario.

## **Alcance**

La presente tesis tiene como alcance el diseño mecánico del sistema de dirección, sistema crítico del vehículo para orientar su trayectoria, para el vehículo de competencia para Shell Eco Marathon, tanto en peso como ergonomía, respaldado por fundamentos ingenieriles. Este deberá ser del menor peso posible, cumplir con los límites de esfuerzo y deformación impuestos por las normas de diseño justificado mediante un análisis estático mediante el empleo del software computacional ANSYS. Finalmente, estará enfocado en la ergonomía en cuanto a la máxima fuerza de accionamiento y correcto uso del sistema sin causar fatiga muscular prematura en el usuario luego de varias horas de uso. No se contempla el prototipo ni manufactura del sistema.

## Antecedentes

En el Perú, la industria automotriz, especialmente en autos de competencia, no ha sido debidamente incentivada por parte del gobierno lo cual llevó a que en la actualidad cualquier persona pueda modificar en su garaje o un taller común su vehículo para competencias como las “6 horas peruanas” o “Caminos del Inca”. Alrededor del año 1965, durante la época de las ensambladoras de autos en el Perú, el piloto Juan Manuel Fangio compitió en las “6 Horas Peruanas” en un vehículo marca Chrysler netamente ensamblado en el Perú [1]. Lamentablemente, estas ensambladoras, debido a cambios en las leyes peruanas y bajo incentivo del gobierno, se vieron obligadas a discontinuar sus labores.

Así como las competencias antes mencionadas, existen competencias internacionales como “Human Power Vehicle Challenge (HPVC)” o “Shell Eco Marathon”. En ellas, equipos de estudiantes de diversas universidades alrededor del mundo, incluyendo Perú, desarrollan proyectos de diseño automotriz con el objetivo de disputar el primer puesto en dichas competencias. Universidades como la UTP y la Pontificia Universidad Católica del Perú, PUCP, fueron parte de la competencia de Shell en la categoría “Prototype Class”. Esta competencia tiene como principal objetivo recorrer la mayor cantidad de kilómetros con la menor cantidad de combustible posible. Así mismo, los vehículos deben cumplir con los lineamientos impuestos por la competencia, como dimensiones y radio de giro máximos. También deben ser capaces de soportar las cargas generadas por el propio funcionamiento del vehículo.

En [11] se desarrollan las consideraciones geométricas que un sistema de dirección debe cumplir. Estas, también llamadas “Cota de la Dirección”, abarcan conceptos como el Ángulo de salida (Kin-pin) y Ángulo de avance (Caster). El primer ángulo define el esfuerzo que el piloto deberá realizar para poder accionar el sistema, es decir, es un parámetro importante para evitar la fatiga muscular del conductor. El segundo parámetro describe el  $\text{par}^2$  necesario para que el volante vuelva a su posición original sin fuerzas externas. Estos parámetros mencionados son de suma importancia para lograr obtener un sistema preciso y de fácil accionamiento.

---

<sup>2</sup> Par: Fuerza necesaria para desplazar de manera rotacional un objeto

Además, en [11] se describe un tercer parámetro, la geometría de Ackermann. Se explica detalladamente la importancia y el objetivo de cumplir con el criterio de Ackermann para lograr que en una curva las llantas delanteras giren respecto a un mismo radio de giro; es decir, la llanta delantera interna respecto a la curva recorra una menor distancia al girar unos cuantos grados más que la llanta delantera derecha. Además, realiza una comparación entre la geometría de Ackermann positiva, negativa y neutra la cual dependerá de la distancia entre ejes y ancho del vehículo. Este trabajo será utilizado en la presente tesis para identificar y diseñar los elementos de un sistema de dirección aplicado en la competencia Shell Eco Marathon. Además, se tomará como referencia el análisis estructural realizado para asegurar que el sistema que se diseñará se desempeñe de la mejor manera posible sin presentar fallos durante la competencia.

Así como los trabajos de investigación mencionados anteriormente, en [12] se desarrollan los parámetros de diseño mecánico del sistema de dirección como “Bump Steer”, diferencias entre masa suspendida y no suspendida, geometría de la dirección como Convergencia, Camber, Caster, entre otros parámetros. También, desarrolla un modelo matemático para la evaluación del comportamiento direccional la cual indica la maniobrabilidad del vehículo utilizando un modelo lineal de dos grados de libertad comúnmente llamado modelo de “bicicleta”. Así mismo, como en toda competencia, el peso del vehículo es de suma importancia no solo para la eficiencia energética sino para la maniobrabilidad del mismo, por lo cual, Llivisaca, realiza una comparación entre sistemas de dirección mecánicas existentes para poder realizar la selección del sistema de menor y simple de ensamblar. Con el objetivo de obtener un sistema de dirección liviano que cumpla con las reglas de la competencia de Shell Eco Marathon, 2020, se tomará como referencia la tesis de Llivisaca para poder seleccionar los materiales ideales y validarlos mediante el modelo de dos grados de libertad antes mencionado. Además, se tomará en cuenta el comparativo realizado entre diversos sistemas de dirección con la finalidad de poder seleccionar el que mejor se adapte a las condiciones de la competencia; también, se tendrá en cuenta las observaciones en cuanto a los parámetros geométricos en el momento de realizar el diseño del sistema de dirección.

Teniendo en cuenta trabajos de diseño pasados se empezará con el diseño del sistema de dirección para el vehículo de competencia Shell Eco Marathon. Parámetros como el ángulo Caster, Camber, Convergencia, geometría de Ackermann serán incluidos

en el presente trabajo para poder así cumplir con el objetivo principal de desarrollar un sistema de dirección liviano y ergonómico.

## **Justificación y motivación**

En el Perú existen diversos decretos supremos con el objetivo de regular y certificar las modificaciones de vehículos livianos y pesados. Para los autos livianos se han impuesto dos principales decretos supremos, el 025-2008-MTC [8] y el 058-2003-MTC [13]. En ellos se detallan las dimensiones y pesos permitidos, así como también el número de pasajeros máximos que puede transportar el vehículo.

A pesar de la existencia de los decretos supremos, en el Perú, se realizan modificaciones de manera artesanal que no son certificadas ni homologadas que garantice que no fallará en pleno funcionamiento lo que ocasionaría un grave accidente. A pesar de que el gobierno decretó que todo vehículo automotor mayor a tres años de fabricado debe pasar por una inspección técnica vehicular de manera anual para garantizar la integridad del vehículo, siguen existiendo unidades de transporte que circulan a través de la red vial nacional con sistemas de dirección, e incluso de suspensión, modificadas sin ningún tipo de base técnica.

En la actualidad, vehículos que fueron reacondicionados en los años 90's aprueban la revisión técnica con evidentes problemas de seguridad. Según el diario El Comercio, las revisiones técnicas vehiculares están siendo víctimas de la corrupción [9]. Debido al déficit mencionado, se puede concluir que la ejecución de las normas legales en el Perú no se realiza de manera eficiente, en consecuencia, el parque automotor sigue siendo totalmente inseguro y contaminante.

Por otro lado, existen trabajos de diseño mecánico de sistemas de dirección de vehículos de competencia que se rigen a los reglamentos de la propia competencia. Por ejemplo, en [11] se desarrolla un sistema de dirección por cremallera para un auto de competencia Shell Eco Marathon. La desventaja del sistema propuesto es la gran masa lo cual disminuye la eficiencia del consumo de combustible del motor, en consecuencia, el objetivo de ganar la competencia se dificulta. Además, al ser un sistema de dirección convencional el piloto puede fatigarse de manera prematura lo cual afectará de manera

directa al cumplimiento del objetivo principal por lo que esto es un punto de mejora para desarrollar en el presente trabajo de investigación.

Finalmente, se desea que la metodología aplicada para el diseño del sistema de dirección para el vehículo de competencia también pueda ser aplicada en diseños de vehículos rurales. Con ello, al aplicar conocimientos básicos de ingeniería, se desea lograr obtener cada vez más sistemas seguros y eficientes para así garantizar la integridad física de los ocupantes.

## **Objetivo general**

Diseñar un sistema mecánico de dirección liviano y ergonómico para un auto de competencia en Shell Eco Marathon 2020.

## **Objetivos específicos**

1. Definir los requerimientos y criterios de evaluación del sistema de dirección.
2. Identificar y seleccionar el sistema de dirección que mejor se adapte a los requerimientos del sistema en cuanto a masa y ergonomía.
3. Seleccionar un material liviano que sea capaz de soportar las cargas estáticas y dinámicas propias del funcionamiento del sistema
4. Realizar un análisis estructural del sistema de dirección mediante el software ANSYS.

# **CAPÍTULO I**

## **MARCO TEÓRICO**

El presente marco teórico permite establecer parámetros básicos necesarios para el diseño del sistema de dirección de un carro para la competencia Shell Eco Marathon según el reglamento de la competencia para delimitar los parámetros geométricos y físicos del sistema que se deben cumplir en la competencia. Así mismo, se abordarán conceptos básicos basados en trabajos pasados complementado con teoría fundamental de la optimización topológica para obtener un sistema liviano, rígido y ergonómico para evitar el desgaste prematuro del conductor.

### **1.1 Reglamento Shell Eco Marathon**

El reglamento Shell Eco Marathon válido para la competencia del 2020 tiene como principal objetivo garantizar la seguridad del tripulante y competidores. En este se regulan parámetros como peso máximo del vehículo, rango de dimensiones, prohibiciones de sistemas implementados al vehículo, limitaciones del sistema de dirección como ayudas electrónicas, entre otros.

Por otro lado, el reglamento de Shell Eco Marathon establece que todos los sistemas incluidos en el vehículo deben ser desmontables de manera rápida y sencilla para así, en algún caso de emergencia, se pueda auxiliar al conductor de manera efectiva.

Esta tesis tendrá como principal objetivo cumplir con los lineamientos de la competencia en el momento más crítico de funcionamiento del sistema de dirección que serán descritas a lo largo de la tesis para garantizar la seguridad del tripulante. Así mismo, se mostrará el modo de cálculo para poder seleccionar los elementos de dirección que mejor se adapten al sistema.

## **1.2 Reglamento de la dirección**

El continuo desarrollo dirigido a la seguridad de los vehículos ha logrado evitar fatales accidentes en competencias automotrices como la Fórmula 1. En esta competencia, la implementación del “Halo” ha evitado, desde el 2017, la posible muerte de tres pilotos de la máxima categoría automotriz. Así mismo, el reglamento Shell Eco Marathon no es ajeno a la seguridad por lo que alinear el sistema de dirección a los parámetros del reglamento “Shell Eco Marathon 2020” es de suma importancia debido a que es un sistema crítico de todo el vehículo con lo cual es importante garantizar la integridad física de los participantes. A continuación, se presentan las limitaciones impuestas por la competencia de Shell.

1. Únicamente los neumáticos delanteros serán destinados como dirección del vehículo.
2. El radio de giro máximo permitido es de ocho metros.
3. Control o ayuda eléctrica está permitido siempre y cuando las ruedas delanteras estén conectadas de manera mecánica con el volante de dirección.
4. El sistema de dirección será testeado por los comisarios de la competencia. Se comprobará la precisión y holguras reglamentarias del sistema.
5. El radio de giro máximo que debe ser capaz de girar el vehículo es de ocho metros.
6. La longitud máxima del vehículo debe superar los 3500 milímetros, el ancho debe tener un mínimo de 500 milímetros y, por último, un alto máximo de 1000 milímetros.

## **1.3 Circuito**

El circuito Shell Eco Marathon está ubicado en el estado de California, Estados Unidos. Como se puede observar en la figura 1.1 el circuito Sonoma, Raceway tiene una extensión aproximada de 1.5 kilómetros. Así mismo, la elevación máxima es de 5 metros, aproximadamente. Además, la velocidad máxima que el vehículo puede alcanzar en la recta del circuito es de 25 kilómetros por hora la cual será tomada como referencia en los cálculos matemáticos.

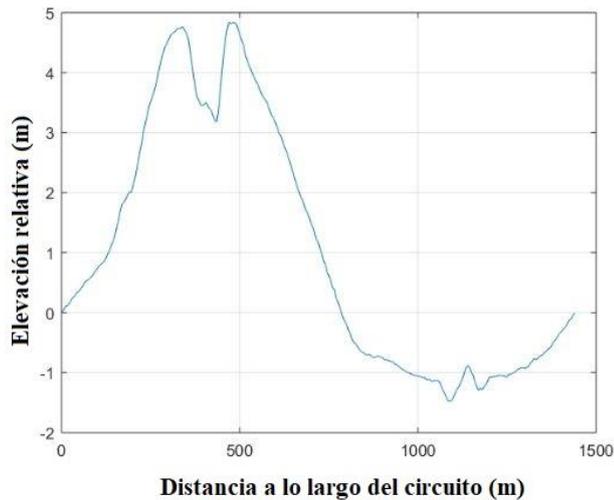


Figura 1.1 Elevación vs Distancia del circuito Sonoma Raceway  
 Fuente: Duke Electric Vehicles [14]

## 1.4 Teoría de neumáticos

Para el diseño del sistema de dirección es de suma importancia conocer el efecto que tienen los neumáticos sobre el sistema de dirección y, sobre todo, a la eficiencia de tracción o agarre entre el compuesto del neumático y el asfalto. Para ello, se desarrollarán la fuerza vertical y lateral que se generan en el movimiento del vehículo en una rueda demostrativa e ideal y luego aplicarlo al comportamiento de una rueda real.

### 1.4.1 Fuerza Lateral

La fuerza lateral en un neumático se origina justo en el centro de en el área de contacto entre el neumático y el pavimento en dirección perpendicular a la dirección en la que se dirige la rueda asumiendo que no existe algún tipo de inclinación o “Camber” (sección 1.5.3). Es de suma importancia el reconocimiento y estudio de la fuerza lateral debido a que un vehículo es capaz de girar debido a la presencia de esta fuerza lateral por lo cual se comenzará analizando el comportamiento de esta sobre una rueda completamente vertical (rueda demostrativa) para luego proceder al análisis de fuerzas de una rueda inclinada con consideraciones geométricas para un vehículo de competencia.

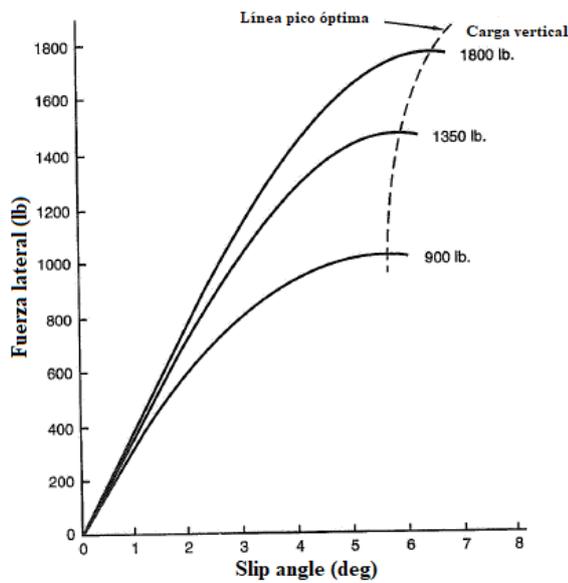


Figura 1.2 Slip Angle vs Fuerza lateral según carga vertical en un neumático.  
Fuente: F. Milliken, Race Car Dynamics [15].

En la figura 1.2 se observa el comportamiento de un neumático a diferentes cargas verticales sometido a diversos valores de fuerzas laterales. Se puede observar que, a menor carga vertical, el neumático llega a su pico máximo de “Slip Angle” (deformación de la rueda debido a la fuerza lateral) de manera más rápida; en otras palabras, a menor peso del vehículo existe mayor probabilidad de deslizamiento del neumático ante fuerzas laterales, por lo cual es preferible distribuir la mayor cantidad de masa a la parte delantera del vehículo.

Otra manera de representar el comportamiento de los neumáticos ante la presencia de cargas laterales es mediante el cociente de la fuerza lateral entre la carga vertical del neumático lo cual se muestra en (1.1). Con dicha correlación se obtiene el coeficiente de fuerza lateral con el cual se puede obtener la carga vertical máxima respecto al “Slip Angle” presentado en el neumático. Esta información se presenta en la figura 1.3 en la cual se puede observar una línea punteada la cual representa el valor óptimo o “punto pico” de carga vertical en un neumático.

$$\frac{F_y}{F_z} = \text{Coeficiente de fuerza lateral} \quad (1.1)$$

Así mismo, se puede observar que a medida que el valor de la carga vertical del neumático incrementa el coeficiente de fricción lateral disminuye, este fenómeno es conocido como “Tire Load Sensitivity”. Tanto el valor de la carga lateral como el fenómeno descrito son de suma importancia en los autos de competencia al momento de la selección del neumático. Según [15], para un auto de turismo el valor del coeficiente de fricción lateral debe al menos 1.8 para bajas cargas verticales del neumático.

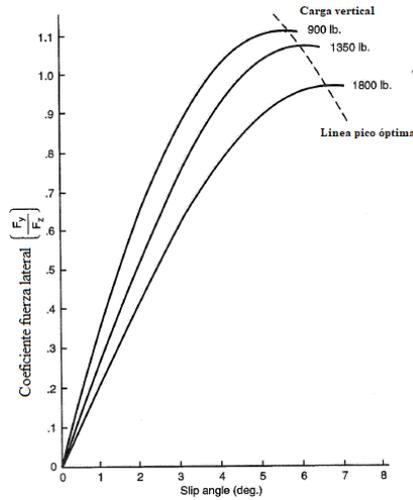


Figura 1.3 Slip Angle vs Coeficiente fuerza lateral según carga vertical en un neumático.  
Fuente: F. Milliken, Race Car Dynamics [15].

## 1.4.2 Fuerza Vertical

La fuerza de carga vertical sobre los neumáticos delanteros ( $F_z$ ) se verá afectada por la geometría de la dirección la cual debe ser correctamente planteada y analizada para evitar la inestabilidad del sistema de dirección. Por ende, tener una apropiada distribución del peso del vehículo garantiza la eficiencia y comportamiento dinámico del vehículo. Así mismo, la correcta aproximación de la fuerza vertical combinado con el correcto estudio de la geometría de la dirección (sección 1.5) tendrá como resultado la mayor eficiencia energética del vehículo.



Figura 1.4 DCL de un neumático delantero.  
Fuente: Elaboración propia

## 1.5 Geometría de la dirección

Se llaman Cotas de Dirección o Geometría de Dirección a los parámetros geométricos que debe cumplir todo sistema de dirección para lograr la armonía entre sus componentes, es decir, evitar que los componentes de la dirección choquen entre sí lo cual generaría una inestabilidad del vehículo. Al cumplir y tomar en cuenta las cotas de dirección se garantizará el correcto funcionamiento del sistema dirección y evitar que las ruedas delanteras impidan el correcto desplazamiento del monoplaza.

### 1.5.1 Geometría Ackermann

La geometría de Ackermann interviene directamente en el comportamiento del sistema de dirección. En todo sistema de dirección las ruedas directrices están conectadas mediante una cremallera o bieleta la cual va conectada directamente a los terminales de dirección (rótulas) que son los elementos encargados de transmitir la fuerza del conductor hacia los neumáticos mediante la cremallera. Esta conexión definirá si las ruedas girarán de manera paralela o si una de ellas gire algunos grados más. Este fenómeno es llamado “Geometría de Ackermann” lo cual es usado para vehículos de poca aceleración lateral.

Por otro lado, para vehículos de alta aceleración lateral es común usar una geometría de Ackermann neutro o Anti-Ackermann debido a que con un Ackermann clásico se genera un “Slip Angle” superior al pico óptimo respecto a la fuerza lateral lo cual incrementaría el riesgo de deslizamiento del neumático lo cual incrementará la

temperatura y el desgaste del neumático será de manera irregular. Para lograr que la rueda interna a la curva gira algunos grados más que la externa se deberá proyectar una línea de manera perpendicular, tanto del neumático interno y externo, la cual deberá intersecta a la proyección del eje trasero como se muestra en la figura 1.5.

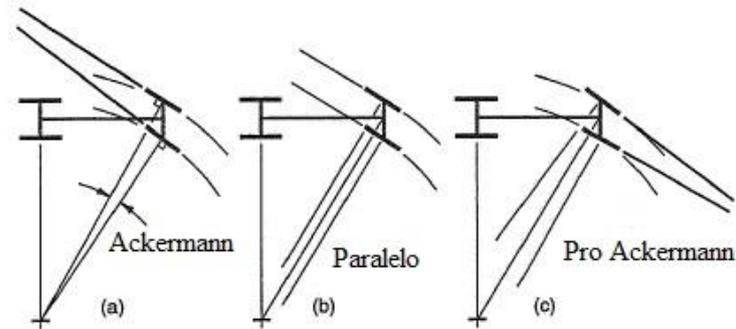


Figura 1.5 Geometría de Ackermann.  
Fuente: F. Milliken, Race Car Dynamics [15]

En la figura 1.5 se puede observar que las ruedas de dirección giran diferente ángulo respecto a la horizontal siendo el valor de  $\delta_i$  mayor al de  $\delta_o$ . Con ello se logra que ambas ruedas giren respecto a un mismo radio giro. Esto evita el arrastre de la rueda interna lo cual ocasionaría resistencia a la rodadura, en consecuencia, se utilizaría mayor cantidad de energía para poder desplazar al vehículo.

Existen diversos métodos para conseguir el efecto Ackermann. La más sencilla de lograr una geometría de Ackermann neutra es posicionar la cremallera de dirección detrás del eje delantero y las proyecciones de las líneas desde el eje “Kingpin” a través del tirante exterior (brazo de mangueta) intersecte el punto medio del eje trasero como se muestra en la figura 1.6. Con ello se formará un ángulo entre la cremallera y el brazo de la mangueta el cual garantizará que la rueda interna gire más que la externa con lo cual se logra una geometría de Ackermann cuasi perfecto.

Una segunda forma de conseguir la diferencia de giro entre la rueda interna y externa es adelantar o atrasar la cremallera entre los brazos de la mangueta. Si este es movido hacia adelante provocará un giro paralelo de los neumáticos mientras que moviendo la cremallera hacia la parte posterior se generará un ángulo divergente en el giro, como se muestra en la figura 1.6.

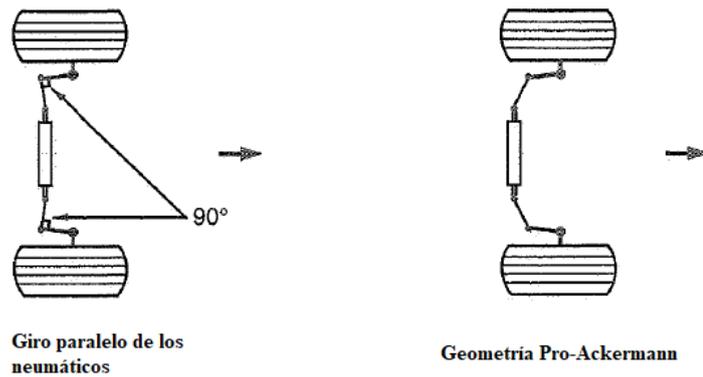


Figura 1.6 Posición cremallera según geometría de Ackermann.  
Fuente: : F. Milliken, Race Car Dynamics [15].

Así mismo, la geometría de Ackermann dependerá directamente del radio de giro medio ( $R$ ), distancia entre ejes ( $l$ ) y trocha del vehículo ( $W$ ), explicado en la sección 1.5.2. Seguidamente, mediante (1.2) se establece la relación entre la trocha del vehículo y distancia entre ejes el cual tiene relación directa con los ángulos de giro de los neumáticos directrices. Una vez descritos los parámetros que intervienen en el cálculo del radio de giro se podrá proceder en el cálculo de los ángulos de cada rueda directriz de manera geométrica y se halla el ángulo medio de giro del neumático motriz mediante (1.3c).

$$\cot(\delta_o) + \cot(\delta_i) = \frac{W}{l} \quad (1.2)$$

Dónde:

$\delta_o$ = Ángulo de la rueda exterior ( $^\circ$ ).

$\delta_i$ = Ángulo de la rueda interior ( $^\circ$ ).

$W$ =Ancho de vía ( $m$ ).

$l$  = distancia entre ejes ( $m$ ).

Así mismo, los ángulos de la rueda exterior e interior, dependerán directamente del trapecio de Ackermann con lo cual al emplear (1.3a) y (1.3b) se tendrán los ángulos de giro de los neumáticos directrices en el cual interviene la distancia entre el punto de pivote de las ruedas ( $R_1$ ) hasta la intersección de la proyección del eje posterior con la cota de radio de giro.

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{l}{R_1 + \frac{W}{2}}\right) \quad (1.3a)$$

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{l}{R_2 - \frac{W}{2}}\right) \quad (1.3b)$$

$$\delta = \cot^{-1}\left(\frac{\cot \delta_o + \cot \delta_i}{2}\right) \quad (1.3c)$$

Donde:

$\delta$  : Ángulo medio del neumático motriz (°).

R2: Radio de giro del neumático interior (m).

R1: Radio de giro del neumático exterior (m).

### 1.5.2 Radio de giro

Como ya se mencionó, el radio de giro máximo que el vehículo debe ser capaz de virar el vehículo de competencia es de ocho metros. El vehículo pasará por una inspección técnica previa a la competencia para asegurar el cumplimiento de esta normal por lo cual, se deben definir la distancia entre ejes y distancia entre neumáticos delanteros óptimos. Luego de haber establecido la distancia entre ejes, la trocha del vehículo y el ángulo de giro medio de los neumáticos se debe calcular el radio de giro medio mediante (1.4) para asegurar que el vehículo cumplirá de manera satisfactoria con el reglamento de la competencia.

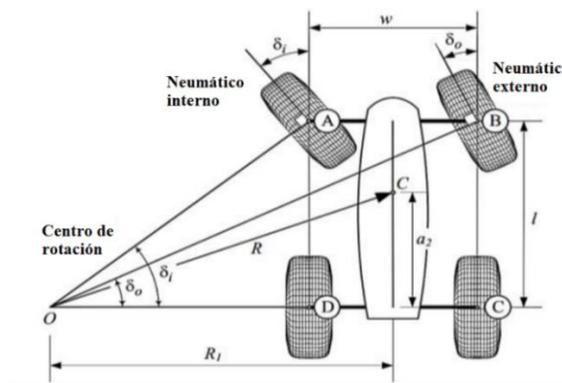


Figura 1.7 Radio de giro del vehículo.

Fuente: Llivisaca. Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula SAE eléctrico [12].

- i. Distancia entre ejes (l): Define la distancia entre el centro del neumático delantero y posterior del vehículo.
- ii. Trocha del vehículo (W): Define la distancia entre de los neumáticos de un mismo eje.
- iii. Radio de giro (R): Es la distancia desde un punto de la proyección del eje posterior hasta el centro del vehículo.

$$R = \sqrt{h_m^2 + l^2 * (\cot \delta)^2} \quad (1.4)$$

Donde:

$h_m$ : Distancia entre la rueda posterior y el centro de masa (mm).

$l$ : Distancia entre ejes (mm)

$\delta$ : Ángulo medio de giro de neumático directriz (°).

### 1.5.3 Camber

El término Camber hace referencia al ángulo de caída del neumático que se forma entre la proyección de la línea central del neumático respecto a la vertical; es decir, tomando como referencia la figura 1.8, el ángulo de Camber es aquel que se forma entre la línea azul punteada y la línea roja continua. Se denomina “Camber-positivo” si la inclinación de la rueda es hacia el exterior del vehículo mientras que la denominación “Camber-negativo” es una inclinación hacia el interior del vehículo.

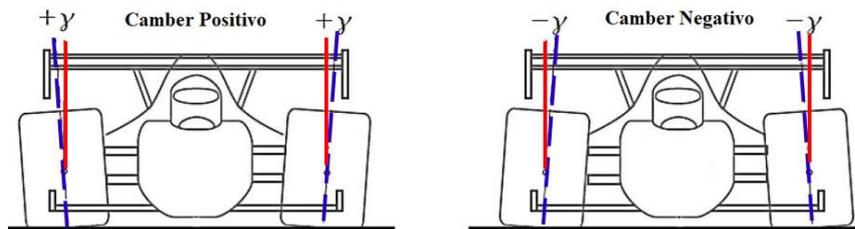


Figura 1.8 Ángulo Camber.

Fuente: Llivisaca. Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula SAE eléctrico [12].

El concepto de Camber afecta directamente en la estabilidad del vehículo debido a que aumentará la fuerza lateral en el neumático, denominado “Camber Thrust”, al cursar una curva. Esta variación de la fuerza lateral se halla mediante (1.5) teniendo en cuenta

que un ángulo de caiga negativo incrementará la fuerza lateral del neumático, por ello, es importante encontrar el ángulo óptimo para evitar una situación de sobreviraje descrito en la sección 1.5.10.

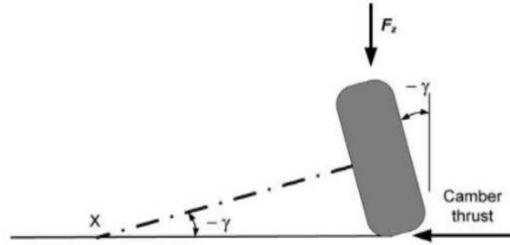


Figura 1.9 Camber Thrust.  
Fuente: D. Seward, Race Car Design [16].

$$C_t = F_y \cdot \gamma \quad (1.5)$$

Donde:

$F_y$ : Fuerza vertical sobre el neumático (N).

$\gamma$ : Ángulo Camber ( $^{\circ}$ ).

$C_t$ : Camber Thrust ( $^{\circ}$ ).

#### 1.5.4 Caster

Basado en [12], se denomina Caster o “Ángulo de avance” al ángulo formado entre el eje vertical y la proyección del eje del soporte de la dirección desde una vista lateral. Se denomina “Caster positivo”, si la proyección del eje pivotante (línea azul punteada) de la dirección interseca a la línea horizontal de la superficie de contacto del neumático por delante de este, en otras palabras, si se proyecta el eje pivotante hacia el suelo, esta intersectaría la calzada delante del neumático como se muestra en la figura 1.10.

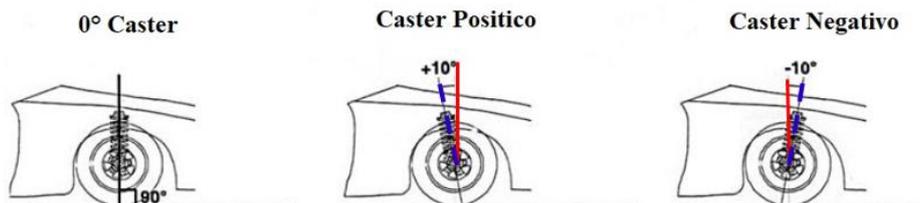


Figura 1.10 Ángulo Caster.

Fuente: Llivisaca. Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula SAE eléctrico [12].

Por otro lado, el Caster genera un par de auto-alineación en el sistema de dirección, es decir, se genera una fuerza que intentará regresar los neumáticos a la posición inicial debido a que, como se muestra en la figura 1.11, se genera una distancia denominada “Caster Trail” en la cual la fuerza lateral descrita en la sección 1.4.1 actuará por delante o detrás del neumático, según sea el caso. Así mismo, si el ángulo Caster es elevado el par de auto alineación también lo será por lo que provocará que las ruedas regresen de manera brusca, por ende, el piloto tendrá que realizar un esfuerzo extra para mantener la dirección del vehículo, de manera análoga y contraria, si el ángulo Caster es bajo existirá un par de auto alineación bajo provocando que el sistema de dirección sea inestable debido a que el piloto no sentirá una fuerza de retorno de los neumáticos y generará imprecisión en el manejo. Por ello, según [11], una distancia de “Caster Trail” correcta es de 15mm con lo que se asegura la estabilidad y precisión del sistema.

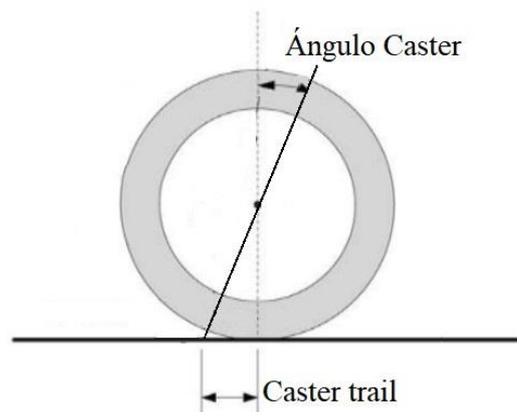


Figura 1.11 Caster trail.  
Fuente: D. Seward, Race Car Design [16].

Por otro lado, el ángulo Caster provocará una variación en el ángulo Camber debido a que el neumático girará respecto a un eje inclinado. Este fenómeno es beneficioso debido a la ganancia de Camber negativo en la rueda exterior a la curva, neumático de mayor fuerza vertical, y ganancia de camber positivo en la rueda interior a la curva ganando así mayor Camber Thrust. La variación del camber por la rotación de los neumáticos se puede cuantificar cuantificado mediante (1.6) y evitar superar la fuerza de tracción máxima del neumático.

$$\Delta\gamma = \cos^{-1}(\sin \theta_c \cdot \sin \delta) - 90^\circ \quad (1.6)$$

Donde:

$\theta_c$ : Ángulo Caster (°).

$\Delta\gamma$ : Variación del Camber (°).

$\delta$ : Ángulo medio de giro de neumático directriz (°).

### 1.5.5 Inclinación del eje de dirección (King pin)

En el momento en que el vehículo desacelera de manera brusca o repentina se genera una carga longitudinal a la huella del neumático la cual provocará que los neumáticos giren de manera aleatoria poniendo en riesgo a la seguridad del piloto. Para evitar dicho fenómeno, el eje de giro del neumático debe ser inclinado con lo cual, ante una vista frontal del vehículo, la proyección de la línea imaginaria de los soportes de la mangueta intercepte lo más cercano a la huella del neumático para así evitar la inestabilidad del sistema; sin embargo, no puede ser un valor nulo debido a que no se generaría ninguna carga hacia el piloto perdiendo así la sensación de control del vehículo. Esta distancia se denomina “Scrub Radius” el cual se prefiere que sea inferior a 40mm.

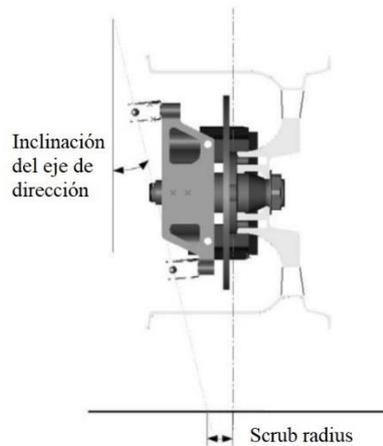


Figura 1.12 Scrub radius.

Fuente: D. Seward, Race Car Design [16].

Sin embargo, al igual que el Caster, el ángulo de King pin también afecta al Camber, pero esta vez de manera negativa ante el comportamiento del vehículo; es decir, el neumático de mayor carga vertical, externo a la curva, ganará Camber positivo lo cual disminuirá el efecto de Camber Thrust y se eleva la probabilidad de deslizamiento del neumático por falta de agarre con el pavimento. Esta variación de Camber se halla

mediante (1.7) y se debe contrastar con (1.6) para tener una variación absoluta logrando una variación de ángulo negativa.

$$\Delta\gamma = \theta_k + \cos^{-1}(\sin \theta_k \cdot \cos \delta) - 90^\circ \quad (1.7)$$

Donde:

$\theta_k$ : Ángulo King pin ( $^\circ$ ).

$\Delta\gamma$ : Variación del Camber ( $^\circ$ ).

$\delta$ : Ángulo medio de giro de neumático directriz ( $^\circ$ )

### 1.5.6 Ángulo de Convergencia

El ángulo de convergencia corresponde a la inclinación formada entre la línea central del neumático y el eje longitudinal del vehículo desde una vista superior como se muestra en la figura 1.13. Las ruedas delanteras de un vehículo tenderán a abrirse a medida que el auto incrementa la velocidad lo cual ocasionaría un ángulo de convergencia positivo si es que inicialmente el ángulo era nulo; por lo cual, será necesario diseñar el vehículo con cierto ángulo de convergencia negativo para asegurar la estabilidad y maniobrabilidad del sistema.

### 1.5.7 Ángulo de convergencia positivo

El ángulo de convergencia positivo, Toe-in, se forma prolongando la línea central del neumático (línea azul) e intersectarla con la línea prolongada del eje longitudinal del vehículo (línea roja) desde una vista superior del vehículo como se muestra en la figura 1.13. Es importante tener en cuenta este parámetro geométrico para que el sistema de dirección sea preciso y estable. Por ejemplo, el uso de un ángulo “Toe-in” beneficia la estabilidad del vehículo a altas velocidades en línea recta; sin embargo, aumenta la resistencia a la rodadura por lo cual se reduce velocidad punta del vehículo; por ello, se deberá lograr un valor óptimo para evitar utilizar mayor combustible.

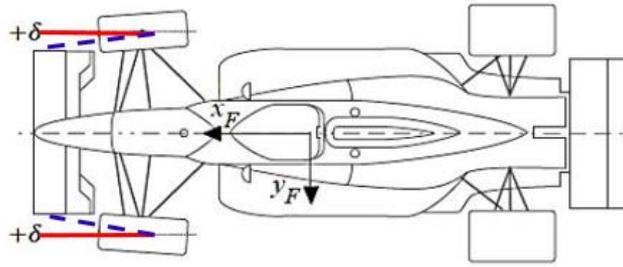


Figura 1.13 Ángulo de convergencia positivo.

Fuente: Llivisaca. Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula SAE eléctrico [12].

### 1.5.8 Ángulo de convergencia Negativo

El ángulo de convergencia negativo, o Toe-out, es lo contrario a la terminación “Conver” por lo tanto el término correcto debe ser “Diver”. Dicho esto, la divergencia, Toe-out, es la intersección de la prolongación de la línea de central del neumático (línea roja) con la proyección de la línea longitudinal en la parte posterior del neumático; es decir; existe mayor distancia en la parte delantera de los neumáticos respecto al eje longitudinal del vehículo comparado con la parte posterior del neumático como se muestra en la figura 1.14.

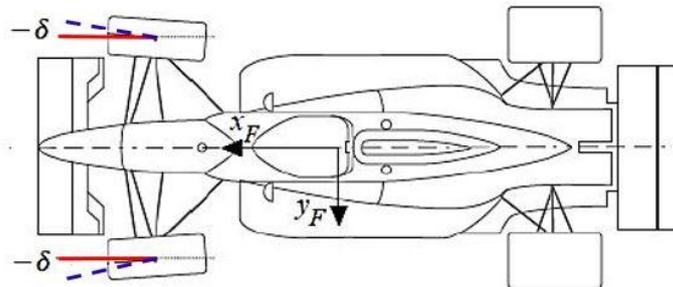


Figura 1.14 Ángulo de divergencia.

Fuente: Llivisaca. Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula SAE eléctrico [12].

La divergencia en un vehículo de competencia beneficia a la estabilidad del vehículo en el momento que gira en una curva cerrada, por lo tanto, contrarresta el comportamiento de subviraje del vehículo provocando así mayor agarre de los neumáticos con el asfalto. Sin embargo, la estabilidad a altas velocidad en línea rectas disminuye provocando que el vehículo presente vibraciones no deseadas afectando así el confort y velocidad punta.

### 1.5.9 Ratio de dirección

El ratio de dirección establece la relación entre el ángulo de rotación del volante y al ángulo girado por las ruedas. Este ratio, normalmente, varía entre quince a veinte para autos de turismo, y entre veinte y 36 para camiones. El ratio real de dirección puede aumentar dos veces respecto al ratio teórico debido a la elasticidad y gradiente del par de dirección lo cual incrementará el ángulo de dirección. Esta diferencia se puede observar en la figura 1.15.

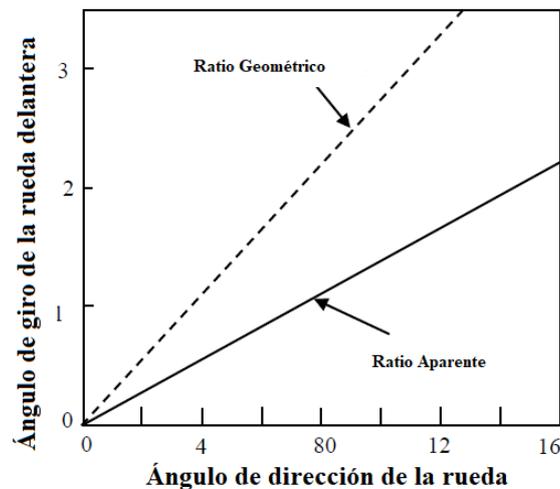


Figura 1.15 Medida experimental del ratio de dirección.

Fuente: E. Sánchez; M. Meyer; M. Lozano. El sistema de dirección [17].

En la figura 1.15 se muestran el fenómeno presentado en el ratio de dirección mediante pruebas experimentales realizadas a un camión. Se puede observar que la elasticidad es constante por ser una propiedad del vehículo, la gradiente de par varía. Esta variación se puede dar por la carga de las ruedas delanteras, presión del neumático, coeficiente de fricción, entre otros factores mencionados en la sección 1.2. Este fenómeno en el ratio de dirección influye directamente en la maniobrabilidad a baja velocidad.

### 1.5.10 Comportamiento de la dirección

En el comportamiento de la dirección se deben tener dos términos primordiales para evitar que el piloto pierda el control del vehículo por falta de adherencia entre el neumático y la superficie de rodadura. En el caso que alguna de las ruedas directrices pierda agarre el vehículo se volverá inestable provocando así que las ruedas posteriores predominen en la curva lo que ocasiona que el vehículo siga un trayecto menos

pronunciado que el deseado, este fenómeno se denomina como “subviraje. Por otro lado, en el momento que las ruedas posteriores pierden agarre con la superficie las ruedas delanteras predominarán lo cual provocará que el vehículo gire de manera más pronunciada, este fenómeno se denomina sobreviraje. Los efectos mencionados se muestran de manera gráfica en la figura 1.16 para un mejor entendimiento.



Figura 1.16 Efecto del sobreviraje y subviraje

Fuente: V. Castillo, F. Sánchez. Sistema de dirección monoplaza formula student [18].

Es importante tener en cuenta que el agarre del neumático en una curva está directamente definido por la fuerza lateral descrita en la sección 1.4.1 la cual depende directamente de la velocidad del vehículo y radio de la curva; por ello, para evitar el descontrol del vehículo es importante lograr la equidad de la fuerza lateral entre los neumático delanteros y posteriores.

## 1.6 Factores de seguridad

Para poder realizar un diseño seguro, robusto y liviano es necesario tener en cuenta el factor de seguridad de diseño. Este valor asegura la resistencia mecánica del sistema según sea el campo de aplicación del sistema a diseñar. Mediante los criterios descritos en la tabla 1.1, se podrá tener un valor aproximado del factor de seguridad correcto, es decir, si el valor de factor de seguridad utilizado es muy elevado los componentes estarán sobredimensionados lo cual aumentará la masa del sistema. Por el contrario, si el factor de seguridad es bajo o cercano a uno, el sistema será más propenso a la falla, pero la masa del sistema será bajo.

	Factor de Seguridad FS	Observaciones
1	1.25-1.5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueden determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para presos pequeños
2	1.5-2	Para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad
3	2-2.5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse
4	2.5-3	Para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzos
5	3-4	Para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6	3-4	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a cargas y esfuerzos inciertos.
7		Cargas repetidas: con aceptables los factores indicadores en los puntos 1 al 6 pro debe aplicarse el límite de rotura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de fluencia del material
8		Fuerza de impacto: son aceptables los factores dedos en los puntos 3 y 6, pero deberá incluirse un factor de impacto.
9		Materiales frágiles: si se considera a la resistencia máxima como la teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10		Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

Tabla 1.1 Criterio selección factores de seguridad.  
Fuente: J. Vidosic. Machine Design Projects [19].

## 1.7 Componentes del sistema de dirección

Para realizar un diseño de dirección óptimo se debe tener en cuenta los componentes de sistemas básicos y mecánicos de dirección. Es importante mencionar los componentes principales de un sistema de dirección básico es comúnmente utilizado en los Go-Karts el cual está compuesto por elementos simples y livianos. En la figura 1.17 se puede observar un sistema de dirección teórico con un respectivo número que será utilizado para identificarlos en el transcurso de la tesis. Así mismo, tomando como referencia la figura 1.17 se simplificará la labor de realizar la explicación y detallado de los diversos componentes de un sistema de dirección. Cabe resaltar que la figura en referencia es un sistema simple compuesta por una cremallera y bieletas de conexión.

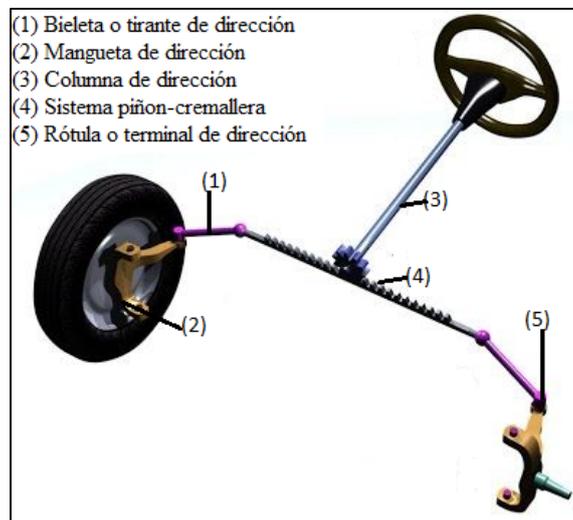


Figura 1.17 Sistema de dirección general.  
Fuente: Elaboración propia basado en [20].

### 1.7.1 Cremallera

La cremallera de dirección, elemento número cuatro de la figura 1.17, es una barra conectada directamente con los terminales de dirección con una zona dentada la cual engrana con un piñón, elemento encargado de transmitir la potencia hacia la cremallera. El propósito de esta es convertir el movimiento circular en un movimiento rectilíneo para poder transferirlas a los neumáticos en el momento de girar el volante de dirección del vehículo. En la figura 1.18 se puede observar un mecanismo simple de piñón-cremallera, el cual es de mayor masa respecto a un sistema de dirección de bieletas o caja de dirección,



Figura 1.18 Cremallera de dirección.  
Fuente: Elaboración propia basado en [21].

### 1.7.2 Terminal de dirección y bieleta

La bieleta o tirante de dirección, elemento número uno en la figura 1.17 y elemento número seis en la figura 1.19, es el elemento conector entre la cremallera de dirección y el terminal de dirección, elemento cinco. Así mismo, está sometido a grandes cargas tanto de compresión como tensión generadas por el conductor al girar el volante de dirección la cual debe ser transmitida hasta los neumáticos directrices. El terminal de dirección, elemento cinco de la figura 1.17 y elemento siete de la figura 1.19, es el elemento conectado directamente con la mangueta de dirección. Este es un elemento de cierta elasticidad para poder absorber impactos provocados por las irregularidades del suelo o calzada. Así mismo, es uno de los componentes principales en un sistema de dirección por lo que soporta mayor cantidad de carga y es uno de los principales puntos de giro del sistema; además, están compuestos por aleaciones de aceros, poliamida y caucho. Es importante tener en consideración que un terminal de dirección en buen estado y correctamente lubricado mejora la sensación de manejo y repuesta a la dirección, así como mantener la vida útil del neumático al desgastarlo de manera regular y constante en el área de rodadura.

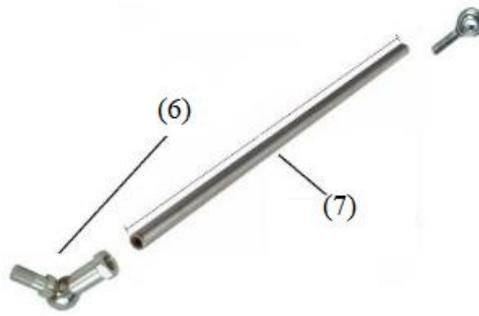


Figura 1.19 Bieleta y terminales de dirección

Fuente: V. Castillo, F. Sánchez. Sistema de dirección monoplaza formula student [18].

### 1.7.3 Columna de dirección

En la figura 1.20, se muestra una columna de dirección, elemento tres, la cual tiene como principal objetivo conectar directamente el volante de dirección hasta el sistema de dirección con ello, el conductor será capaz de controlar el sistema de dirección y dirigir el vehículo hacia la dirección deseada. En vehículos de competencia, la columna de dirección tiene un segundo objetivo el cual consiste en disipar la energía ante una colisión el cual se realiza por medio de un elemento plegable.

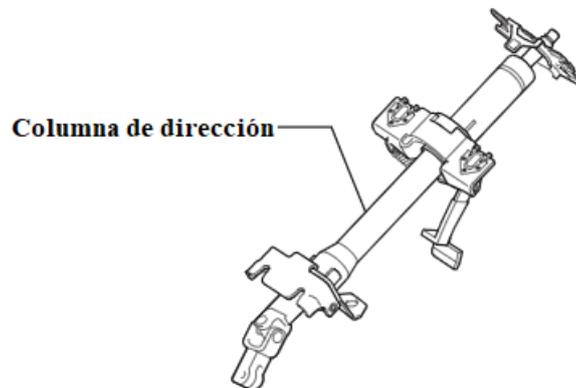


Figura 1.20 Columna de dirección.

Fuente: C. García, Columna de dirección [22].

### 1.7.4 Mangueta de dirección

La mangueta de dirección es el elemento conector entre el chasis, la rueda, el freno y los terminales de dirección. En la figura 1.21 se observa la mangueta de dirección la cual está compuesta por un muñón montado en el cual va montado la rueda y permite su libre giro. Así mismo, también es un elemento utilizado para la unión de la suspensión con el resto de los componentes mencionados, pero en este caso en particular, el vehículo

de competencia no contará con un sistema de suspensión que modifique la geometría de la dirección que afecte el comportamiento.

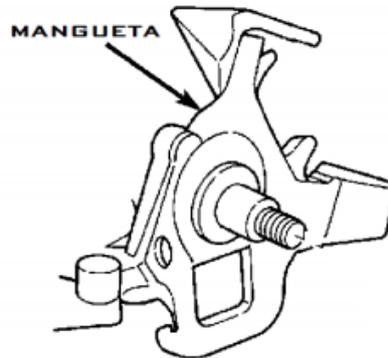


Figura 1.21 Mangueta de dirección.

Fuente: D. Mejía. Diseño de Manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplaza para la competición en la Fórmula SAE [23].

## 1.8 Sistema de dirección

Para poder obtener un sistema de dirección ergonómica y liviano es necesario realizar una investigación a cerca de distintos sistemas de dirección. En la investigación se tendrá en cuenta la cantidad de componentes, precisión, costo, materiales posibles a utilizar, facilidad de ensamblaje, entre otros. Con ello, se podrá identificar y seleccionar el sistema que mejor se adapte al vehículo para la competencia Shell Eco Marathon 2020.

### 1.8.1 Sistema Piñón Cremallera

El sistema “Piñón-Cremallera”, figura 1.22, es utilizado comúnmente en los vehículos urbanos, camiones y buses debido a que la fuerza necesaria para accionar el sistema es baja lo cual da confort al conductor evitando así la fatiga prematura del chofer, sobretodo, en el momento que el vehículo se encuentra detenido.

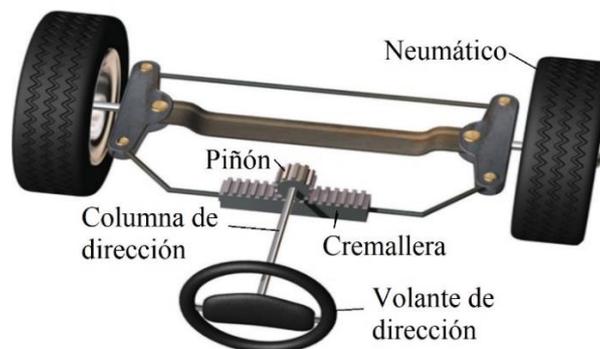


Figura 1.22 Sistema piñón cremallera básico.

Fuente: Elaboración propia basado en [24].



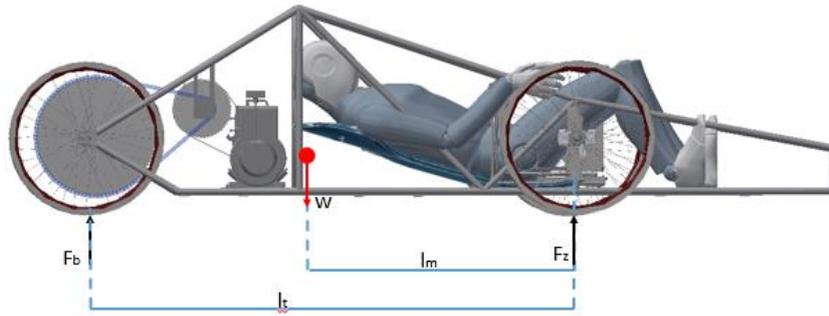


Figura 1.24 DCL vehículo de competencia.  
Fuente: UTEC Eco Racing.

Una vez realizado el DCL, se debe realizar un análisis estático identificando de manera clara y precisa el centro de gravedad o masa del vehículo. Seguidamente, se hallan las fuerzas verticales tanto en el eje trasero como delantero con (1.8) y (1.9). Cabe resaltar que el vehículo es tracción posterior por lo que tener mayor carga vertical en la parte posterior es beneficioso para evitar pérdidas de energía en deslizamientos no deseados del neumático.

$$F_b = W \cdot \frac{l_m}{l_t} \quad (1.8)$$

$$F_z = W - F_b \quad (1.9)$$

Donde:

$W$ : Masa del vehículo (N)

$F_b$ : Fuerza vertical en el neumático posterior (N).

$l_t$ : Distancia entre ejes (mm).

$l_m$ : Trocha o distancia entre neumáticos (mm).

### 1.9.2 Fuerza para accionar las ruedas directrices

Al igual que el cálculo realizado para hallar la fuerza de fricción en cada eje del vehículo, se realizan un equilibrio de fuerzas respecto al DCL mostrado en la figura 1.25. En este caso se representan las fuerzas que intervienen para poder accionar el sistema de dirección, denominada fuerza de acción,  $F_z$ , en el cual la fuerza de rozamiento entre el neumático y el suelo dependerá de la carga vertical y huella mecánica según la geometría.



Figura 1.25 DCL neumático directriz delantero.  
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 1.25 se muestran las fuerzas que actúan sobre el neumático en un caso estático. Así mismo, una vez realizado el DCL de una rueda delantera se procede a realizar el equilibrio de fuerzas mediante (1.10) y (1.11) para poder así hallar la fuerza necesaria para accionar el sistema de dirección. Cabe resaltar que el cálculo de esta fuerza es de manera estática, es decir, no implica ninguna fuerza de frenado, desnivel del pavimento; sin embargo, para realizar el cálculo de la fuerza de accionamiento máxima se debe realizar en el caso más crítico de funcionamiento, es decir, con cargas combinadas en un análisis dinámico.

$$F_n = F_r \quad (1.10)$$

$$F_n = \mu \cdot N \quad (1.11)$$

Dónde:

$F_z$  = Fuerza de acción (N).

$F_r$  = Fuerza de rozamiento (N).

$\mu$  = Coeficiente de fricción

$F_y$  = Carga vertical en el neumático (N).

$N$  = Fuerza normal (N).

De (1.11) se puede inferir que la fuerza de acción debe ser ligeramente superior para poder desplazar el neumático, pero dicho caso se está asumiendo que la fuerza de acción está siendo aplicada exactamente al dentro del neumático caso que no se aplica realmente. Por ello, además de realizar un DCL en una vista frontal del neumático, también se debe realizar el mismo proceso ante una vista lateral debido a que en esta se tendrá en cuenta la geometría de la mangueta en la cual está presente la distancia ente el punto de acción y el centro del neumático como se muestra en la figura 1.26.

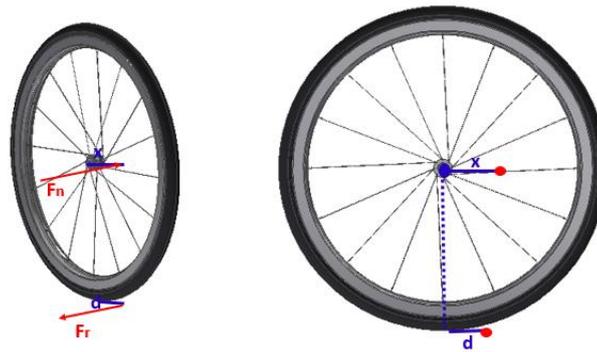


Figura 1.26 DCL neumático directriz delantero, vista isométrica y lateral.  
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 1.26 se muestra el DCL para poder determinar exactamente la fuerza necesaria para accionar el sistema dependiendo de la longitud del brazo de la mangueta. Así mismo, se puede observar que la fuerza de fricción está aplicada exactamente en la huella mecánica (Caster Trail) descrita en la sección 1.5.4 lo cual aumentará el esfuerzo de accionamiento del sistema, esto se cuantifica mediante (1.12). Así mismo, en un sistema convencional de cremallera y volante de dirección es importante tomar en cuenta el radio del volante lo cual está debidamente detallado en [18].

$$F_n = C_t + F_t \quad (1.12)$$

Dónde:

$F_n$  = Fuerza de accionamiento (N).

$F_t$  = Fuerza lateral (N).

$C_t$  = Fuerza de Camber Thrust (N).

Para poder realizar una correcta aproximación de las fuerzas que actúan en el sistema se considerará ángulos de avance y salida mínimo descritos en la sección 1.5. Así mismo, se debe tomar en cuenta la velocidad del vehículo y, en el caso que el vehículo curse una curva, se deberá saber el radio de la misma. Tomando como referencia la figura 1.27, la fuerza de momento puede ser hallada mediante (1.13).

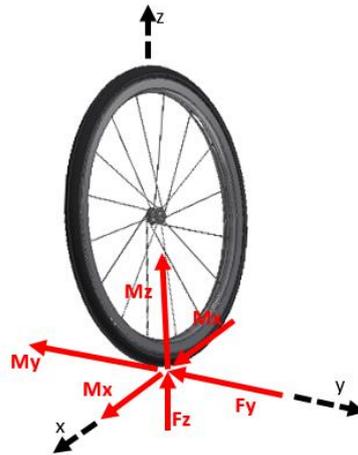


Figura 1.27 DCL de un neumático delantero.  
Fuente: Elaboración propia.

$$My = -((F_{zl} + F_{zr}) \cdot d \cdot \sin \lambda \cdot \sin \delta + (F_{zl} - F_{zr}) \cdot d \cdot \sin v \cdot \cos \delta) \quad (1.13)$$

Donde:

$My$  = Momento total sobre la rueda ( $N \cdot m$ ).

$F_{zl}, F_{zr}$  = Carga vertical sobre las ruedas directrices ( $N$ ).

$d$  = Scrub Radius ( $m$ ).

$\lambda$  = Ángulo de salida ( $^\circ$ ).

$\delta$  = Ángulo de la dirección ( $^\circ$ ).

$v$  = Ángulo de avance ( $^\circ$ ).

### 1.9.3 Columnas

Para obtener un correcto diseño se debe tener en cuenta las condiciones a las que estará trabajando el sistema en general y partes específicas. En el caso de un sistema de dirección, las bieletas, o terminales de dirección, son elementos que están sometidos a cargas axiales, siendo el más crítico el instante en el que se presenta un comportamiento

en compresión. Para asegurar la estabilidad de estos elementos se aplica la teoría de columnas. Para ello, mediante (1.14) se debe calcular la carga crítica de la columna la cual define el límite de carga antes de que elemento falle. Así mismo, mediante (1.15) se debe calcular el esfuerzo crítico de la columna el cual debe ser menor al esfuerzo de fluencia del material. Además, se debe hallar la relación de esbeltez mediante (1.16) y (1.17) para verificar que las condiciones de análisis sean las correctas.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot L^2} \quad (1.14)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(L/r)^2} \quad (1.15)$$

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{L}{r} \quad (1.16)$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (1.17)$$

Dónde:

E: Módulo de elasticidad del elemento (Gpa).

I: Momento de inercia de la sección transversal ( $mm^4$ ).

r: radio de curvatura (mm).

A: Área de la sección transversal ( $mm^2$ ).

$P_r$ : Carga crítica (N).

L: Longitud de la columna (mm).

Así mismo, la relación de esbeltez indicará en qué situación de falla está el elemento, por ejemplo, en el caso del aluminio la relación de esbeltez mínima para realizar un análisis por estabilidad elástica (rango CD de la figura 1.28) es de 65 debido a que el límite de fluencia es de 480 Mpa y el módulo elástico (E) es de 72 Gpa, en otras palabras, a partir de una relación de esbeltez de 65 es correcto aplicar la teoría de carga de Euler mientras que debajo de este valor (rango BC) la falla se dará por estabilidad inelástica debido a que el esfuerzo en la columna es superior al esfuerzo de fluencia del material, es decir, existirá una deformación axial antes de presentarse un pandeo. Por

último, si la columna es corta (rango AB) la falla se dará por fluencia y aplastamiento del material, por lo tanto, el esfuerzo último puede ser considerado como el esfuerzo de falla.

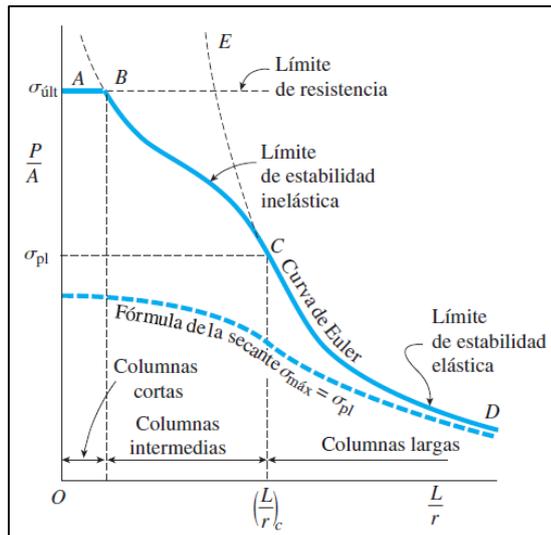


Figura 1.28 Diagrama del esfuerzo de compresión promedio contra la relación de esbeltez.  
Fuente: J. Gere. Mecánica de materiales [26].

#### 1.9.4 Flexión en vigas

Uno de los componentes de un sistema de dirección convencional es la barra o caña de dirección la cual está sometida a esfuerzos por torsión. Sin embargo, el sistema del monoplaza deberá ser lo más liviano posible por lo cual la caña de dirección podría ser reemplazado por una barra vertical que accione directamente a las manguetas de dirección. Por ello, este elemento deberá ser analizado por flexión en el cual se deberá tener en cuenta la geometría de la sección transversal para hallar el momento de inercia, el momento máximo generado y el módulo de sección el cual es hallado mediante (1.18) y (1.19).

$$S = \frac{I}{c} \quad (1.18)$$

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}} \quad (1.19)$$

$$\sigma_{perm} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (1.20)$$

Dónde:

$c$ : Distancia desde el eje neutro hasta el punto exterior o superficie (mm)

$I$ : Momento de inercia de la sección transversal (mm<sup>4</sup>)

$M$ : Momento flexionante (N. mm)

$A$ : Área de la sección transversal (mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{perm}$ : Esfuerzo permisible del material (Mpa)

$S$ : Módulo de sección (mm<sup>3</sup>)

En el caso del esfuerzo permisible se colocó en (1.20) la distancia máxima desde el eje neutro hasta la superficie debido a que es el caso más crítico de análisis. Así mismo, luego de realizar el análisis con las fórmulas expuesta anteriormente, se debe verificar que el esfuerzo permisible de la viga sometida a flexión sea inferior al esfuerzo de fluencia del material. Además, si el material es dúctil o isotrópico se puede aplicar la teoría de falla según criterios de falla por von Mises para asegurar el correcto dimensionamiento de la viga y evitar la falla del elemento.

### 1.9.5 Von-Mises

El criterio de falla por von Mises, energía de distorsión máxima, es únicamente válido si el material de análisis es dúctil o isotrópico. Para efectuar el análisis es importante conocer los esfuerzos principales ( $\sigma_1, \sigma_2$ ) generados por esfuerzos normales en los puntos críticos del material mediante la teoría del círculo de Mohr [27]. Luego de obtener los esfuerzos principales, se halla la energía de distorsión máxima y mínima mediante (1.21). En dicha relación, se observa que los esfuerzos principales no deben superar un valor máximo igual al esfuerzo de fluencia del material. Así mismo, como se muestra en (1.22), el esfuerzo de fluencia está sometido ante un factor de seguridad según los criterios de la tabla 1.1 .

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (1.21)$$

$$\frac{\sigma_y}{F.S} = \sigma_{máx, min} \quad (1.22)$$

### 1.9.6 Teoría de falla por fatiga

Para que se genera una falla por fatiga es primordial que exista una carga repetitiva de alto ciclo la cual genera una zona de concentración de esfuerzo en la cual el elemento fallará al generarse una grieta o deformación plástica. Para realizar este tipo de análisis se debe tener en cuenta la resistencia a la fatiga del material la cual está directamente afectada por factores como la confiabilidad deseada del mecanismo en porcentaje, el acabado superficial del material, la forma o tamaño y el factor de material en análisis.

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad (1.23)$$

Donde:

$S_n$ : Resistencia a la fatiga

$C_m$ : Factor de material

$C_{st}$ : Factor de tipo de esfuerzo

$C_R$ : Confiabilidad deseada

$C_s$ : Factor de tamaño

Para realizar un análisis del momento o vida total del elemento en análisis es necesario identificar la resistencia a la fatiga según el número de ciclos que se desea diseñar el elemento. Así mismo, si la cantidad de ciclos es considerada infinita el valor del esfuerzo que resiste el material se le llama límite de fatiga. Para identificar de manera precisa la resistencia a la fatiga se aplica 1.23 la cual solo debe ser aplicada a elementos sometidos a cargas axiales directas o flexionante. Por último, los valores de los factores que modifican la resistencia a la fatiga se pueden encontrar de manera detallada en el capítulo 5 de [28] en el cual también se especifican los esfuerzos de fatiga según el número de ciclos para determinar el tiempo de vida del sistema.

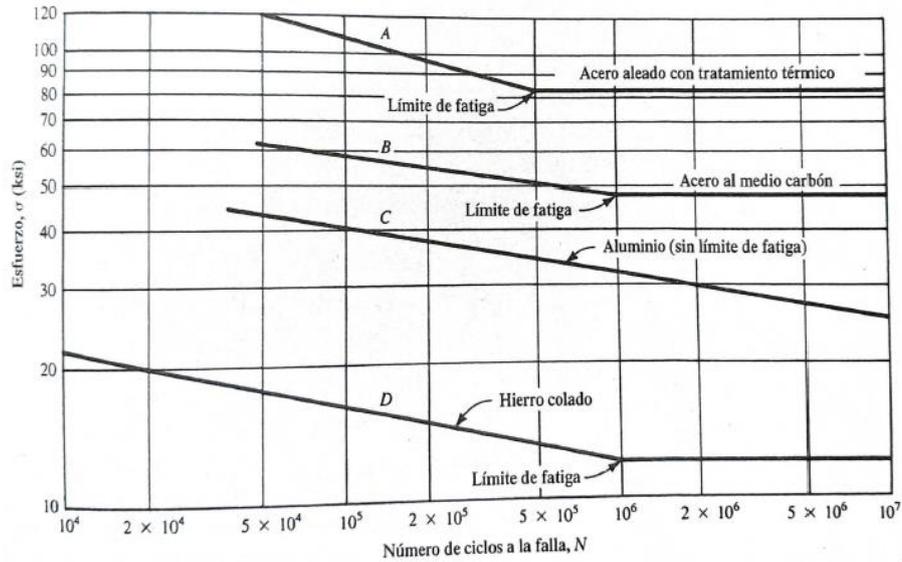


Figura 1.29. Diagrama de esfuerzo vs ciclos antes de la falla  
Fuente: R. Mott, Diseño de elementos de máquinas[28].

En la figura 1.29 se presenta el punto de límite de fatiga de materiales como el acero, hierro colado y aluminio. Se observa que tanto como el acero como el hierro colado tienen un límite de fatiga en el cual, dependiendo de los ciclos a la falla y tipo de aplicación del elemento, se considera como un elemento de vida infinita. Por el contrario, el aluminio no presenta un límite de fatiga, por lo tanto, se debe analizar de manera detallada la aplicación y tipo de trabajo que realiza el elemento para estimar un tiempo de vida razonable al estimar un tiempo de ciclos deseado de vida.

### 1.10 Optimización topológica

Uno de los criterios de diseño propuesto es la reducción de masa del sistema para lograr que el vehículo pese lo menos posible para consumir menor cantidad de combustible. Para ellos, existen diversos métodos como optimización de dimensiones de componentes, de forma y topológica. El primero de ellos consiste, como su nombre lo indica, optimizar el tamaño del elemento basado en la forma existente previamente impuesta por el diseñador siendo esta la más simple de aplicar; el segundo, se realiza al optimizar la forma del dominio de una estructura ya conocida y definida con ciertos parámetros de modificación con lo cual se obtiene un diseño útil y económico. El tercer método se basa en la densidad del material bajo un dominio básico predeterminado por el diseñador, es decir, optimiza la distribución del material dentro un volumen finito (Dominio de diseño) al maximizar la rigidez de la pieza final [29]. A diferencia de los

dos primeros métodos de optimización, este no depende del criterio del diseñador mas sí del dominio de diseño el cual es impuesto por la persona. Este último método se desarrollará y empleará para obtener un sistema de baja masa.

La optimización topológica se basa en la teoría de elementos finitos en la cual existen diversos métodos de aplicación sea para variables discretas o continuas. En cuanto a las variables de optimización discreta es común utilizar técnicas como “Optimización Estructural Evolutiva (Evolutionary Structural Optimization, ESO)” [29] y el “Esquema de Optimización Estructural Evolutiva Bidireccional (Bi-directional Evolutionary Structural Optimization, BESO)” [29]. Ambos métodos son denominados de tipo “Hard Kill” debido a que remueven completamente material del dominio de diseño. El método ESO es correcto aplicarlo bajo condiciones de cargas tensionales basado en energía de deformación, este consiste en la eliminación de material ineficiente presentes en el dominio de diseño predeterminado. El método BESO, además de eliminar material ineficiente, agrega material en zonas de mayor exigencia, por lo cual, el nombre “Bidimensional”.

En cuanto a las variables de optimización continua es principalmente usado el método de “Material Sólido Isotrópico con Penalización (Solid Isotropic Material with Penalization, SIMP)” [29]. Este método tiene como principal variable la densidad relativa del material para optimizar la distribución de material en el volumen predeterminado por el diseñador; es decir, se eliminan zonas de baja densidad (o fracción de volumen) con el objetivo de maximizar la rigidez al minimizar la energía de deformación con lo cual, al igual que los métodos BESO y ESO, se obtiene un diseño de baja masa. Estos tres métodos tienen la desventaja que en ciertas zonas del dominio de diseño se crean zonas continuas que alternan entre espacio vacío y sólidos; también, se obtienen diversas soluciones óptimas debido a la dependencia de la malla de elementos finitos empleada. Para corregir estos dos problemas descritos, se implementó un “Filtro de Sensibilidades” el cual, según [29], tiene como objetivo modificar o rectificar la función objetivo con el objetivo basado en un vecindario fijo al elemento o nodo. Con ello se obtienen superficies continuas no dependientes de la malla de elementos finitos utilizada. Una vez descrito el propósito de la optimización topológica se procederá a plantear la base matemática con la cual se trabajará.

La optimización topológica busca disminuir la energía de deformación o “compliance”; para ello, se aplica la (1.24).

$$\min c_1(x) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n u_i^T \cdot k_i \cdot u_i \quad (1.24)$$

Donde:

$c_1$  = Función objetivo, compliance.

$k_i$  = Matriz de Rigidez

$u_i$  = Vector de desplazamiento del i-ésimo elemento.

La ecuación 1.24 está acoplada con lo siguiente:

$$K \cdot u = f \quad (1.24a)$$

$$u_j < u_j^* \quad (1.24b)$$

$$V^* - \sum_{i=1}^n V_i \cdot x_i = 0 \quad (1.24c)$$

$$x_i = x_{min}; 1 \quad (1.24d)$$

Dónde:

$x_i$  = Densidad relativa ( $\rho$ ).

$f$  = Fracción de volumen ( $mm^3$ ).

$u_i, u_j$  = Desplazamiento j de un nodo arbitrario ( $mm$ ).

$V$  = Volumen de un elemento individual ( $mm^3$ ).

$V^*$  = Volumen estructural predeterminado ( $mm^3$ ).

En donde (1.24a) representa el equilibrio estático en la estructura, (1.24b) representa el parámetro que se debe cumplir en cada iteración y por último (1.24d) establece los valores mínimos y máximos para la variable, la densidad relativa o dominio predeterminado.

Por otro lado, es necesario obtener un factor de sensibilidad “ $\alpha_i$ ” para lo cual se debe tener en cuenta que se está asumiendo que la densidad del elemento varía desde un valor mínimo “ $x_{min}$ ” hasta la unidad. Dicho esto, y tomando en cuenta el modelo SIMP, se puede estimar el módulo de elasticidad del material según la densidad con (1.25) [30].

$$E_{(x_i)} = E^0 \cdot x_i^p \quad (1.25)$$

Dónde:

$E_0$  = Módulo de Young para un material sólido (GPa)

$p$  = Factor de penalidad

Así mismo, se asume que la relación de poisson ( $\nu$ ) es independiente de las variables de diseño por lo que la matriz de rigidez ( $K$ ) se puede calcular con (1.26) [30].

$$K = \sum_i x_i^p \cdot K_i^0 \quad (1.26)$$

Dónde el factor  $K_i$  representa la matriz de deformación finito rectangular Lagrangiano de cuatro nodos denominado Q4 la cual se muestra en la figura 1.30.

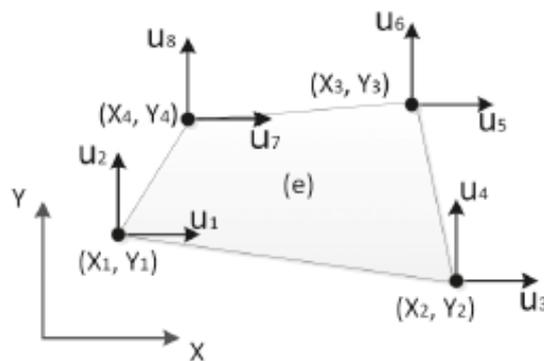


Figura 1.30 Lagrangiano de cuatro nodos (Q4).

Fuente: U. Patricio, C. Patricio, S. Juan. Optimización topológica bidireccional con esquema de penalización de material y restricciones de desplazamiento [29]

Así mismo, el valor del factor de penalidad puede ser hallado de manera gráfica mediante la figura 1.31.

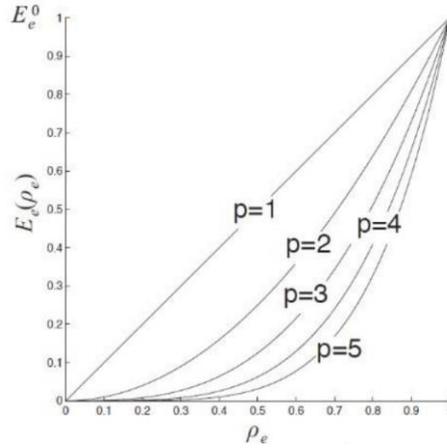


Figura 1.31 Módulo de Young en función de la densidad relativa respecto factor de penalización.  
Fuente: C. Pérez, H. Castillo. Diseño y optimización topológica de un implante craneal personalizado [31].

Hasta el momento, el proceso de optimización topológica se ha realizado de manera evolutiva con lo cual el volumen estructural tendrá la misma tendencia (volumen evolutivo) con lo cual es fácil satisfacer los requerimientos de la ecuación, pero no de manera óptima. Para corregir dicho efecto se debe implementar un multiplicador Lagrangiano ( $\lambda$ ) a (1.26) como se muestra en (1.27) [29]. Realizando esto se obtiene un objeto modificado tal que sea igual a la original siempre y cuando el desplazamiento sea igual al valor de  $i$ -ésima restricción. Por otro lado, el valor de “ $\lambda$ ” es igual a cero si  $u_i < u_j^*$  con lo cual se cumple restricción de desplazamiento impuesta; además, si el valor de lambda tiende al infinito quiere decir que  $u_i > u_j^*$  con lo cual se ha minimizado el desplazamiento de  $u_j$  para satisfacer la restricción. Por ello, el factor de Lagrangiano es empleado para garantizar que la estructura optimizada esté limitada entre la función objetivo y la restricción de desplazamiento mediante la implementación del factor de Lagrangiano tal como se muestra en (1.27). Se puede encontrar mayor información para optimizar el valor del multiplicador Lagrangiano tomando como referencia [32].

$$f_{(x)} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n u_i^T \cdot k_i \cdot u_i + \lambda(u_j - u_j^*) \quad (1.27)$$

Acto seguido, se emplea el método “Adjoint” obteniendo así el factor de sensibilidad de la función objetivo [30].

$$\frac{df_1}{dx_1} = p \cdot x_i^{p-1} \left( -\frac{1}{2} \cdot u_i^T \cdot K_i^0 \cdot u_i - \lambda \cdot u_{ij}^T \cdot K_i^0 \cdot u_i \right) \quad (1.28)$$

Donde  $u_{ij}$  representa el desplazamiento del vector del i-ésimo elemento producto de una carga ficticia en la cual el j-ésimo componente es igual a la unidad y todos los demás iguales a cero por lo tanto el número de sensibilidad está definido por (1.28). Así mismo, se debe tener en cuenta que la optimización topológica se realiza al agregar o quitar material por lo cual únicamente dos valores la densidad realizaba se denotará como “ $x_{min}$ ” en el proceso de sustracción de material y “ $x = 1$ ” para el proceso de agregar material con lo cual se obtienen las dos correlaciones descritas en (1.29a) y (1.29b) [30].

$$\alpha_i = -\frac{1}{p} \frac{df_1(x)}{dx_i} = x_i^{p-1} \left( \frac{1}{2} u_i^T \cdot K_i^T \cdot u_i + \lambda \cdot u_{ij}^T \cdot K_i^0 \cdot u_i \right) \quad (1.29a)$$

$$\alpha_i = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2} u_i^T \cdot K_i^0 \cdot u_i + \lambda \cdot u_{ij}^T \cdot K_i^0 \cdot u_i \\ x_{min}^{p-1} \left( \frac{1}{2} u_i^T \cdot K_i^0 \cdot u_i + \lambda \cdot u_{ij}^T \cdot K_i^0 \cdot u_i \right) \end{array} \right\} \quad (1.29b)$$

### 1.10.1 Filtro de densidades:

Como se mencionó anteriormente, la variación de la densidad relativa debe ser corregida mediante un filtro de densidades para evitar superficies contiguas con zonas huecas análogas a un tablero de ajedrez. Para ello, se inicia realizando el cálculo del número de sensibilidad nodal el cual es el promedio ponderado de los valores de sensibilidad de los elementos de una misma vecindad comprendidos en un mismo nodo. Este promedio se calcula mediante (1.30).

$$A_j^n = \sum_{l=1}^M w_l \cdot \alpha_l \quad (1.30)$$

Acoplada a:

$$w_i = \frac{1}{M-1} \cdot \left( 1 - \frac{r_{ij}}{\sum_{i=1}^M r_{ij}} \right) \quad (1.30a)$$

Donde:

$M$  = Cantidad de elementos finitos en el j-ésimo nodo.

$w_i$  = Factor de peso del i-ésimo elemento.

$r_{ij}$  = Distancia entre el centro del i-ésimo elemento al j-ésimo elemento.

La zona de influencia queda definida por un círculo de radio  $r_i = x_{min}$  centrado en el i-ésimo elemento. El valor del radio mínimo es arbitrariamente seleccionado con la condición de que abarque la mayor cantidad de elementos para reevaluar el número de sensibilidad, con ello se obtiene (1.31).

$$\hat{\alpha}_i = \frac{\sum_{j=1}^K w(r_{ij}) \cdot \alpha_j^n}{\sum_{j=1}^K w(r_{ij})} \quad (1.31)$$

Dónde “K” representa el número total de nodos contenidos en el subdominio. Además,  $w(r_{ij})$  representa el factor de peso el cual está definido como la diferencia en el radio mínimo y el radio desde i-ésimo elemento hasta el j-ésimo elemento. De esta manera, se logra evitar zonas irregulares.

## 1.11 Ergonomía

Un análisis ergonómico comprende modelar el comportamiento de los músculos del cuerpo humano dependiendo tanto de fuerzas internas como externas. El comportamiento natural de cada músculo es difícilmente representado a través de formulaciones matemáticas debido a que, por ejemplo, en el antebrazo se pueden tener 5 músculos destinados a mover 3 componentes de nuestra mano para lo cual solo se necesitarían 3 músculos los cuales son escogidos por el sistema nervioso central (SNC). Esto quiere decir que, al tener mayor cantidad de músculos de los necesarios, se obtienen fórmulas estáticamente indeterminadas.

Existen dos métodos totalmente opuestos pero complementarios comúnmente utilizados para realizar el análisis matemático del comportamiento natural de los músculos, “Dinámica Inversa” y “Dinámica Directa”. Estos métodos se tomarán en consideración para poder obtener un sistema de dirección ergonómico que evite la fatiga muscular prematura del piloto.

### 1.11.1 Dinámica Inversa

Para proceder con el método de dinámica inversa es importante asumir ciertos criterios. El principal supuesto es que las fuerzas externas y el movimiento del cuerpo es conocido por lo cual el objetivo del método es hallar las fuerzas internas de cada músculo involucrado para realizar un movimiento en específico. Así mismo, como se mencionó anteriormente, el cuerpo humano posee mayor cantidad de músculo de los necesarios para realizar un movimiento en específico por lo cual el método es afectado por redundancia; es decir, no es posible obtener una suficiente cantidad de ecuaciones para poder determinar la fuerza de cada músculo. Además, saber exactamente qué músculo actuará para una determinada actividad es una actividad compleja debido a que el sistema nervioso central SNC selecciona el músculo ideal para realizar el movimiento. Para ello, se realiza un algoritmo que, según [33], afirma que se puede estimar de manera lógica y racional la selección del músculo realizado por el SNC. Para ello, se asume que los músculos de comportarán de acuerdo a la formulación matemática de la ergonomía optimizada con lo cual se emplean las siguientes ecuaciones.

$$G(f^{(M)}) \tag{1.32}$$

La ecuación (1.32) se encuentra acoplada a las siguientes ecuaciones:

$$C \cdot f = d \tag{1.32a}$$

$$f_i^{(M)} \geq 0 \tag{1.32b}$$

Dónde  $f$  representa el vector de la fuerza de “ $n^{(M)}$ ” músculos desconocidos y reacciones de presentes en las articulaciones. Además,  $C$  representa el coeficiente de la matriz y “ $d$ ” representa las fuerzas externas y elasticidad pasiva del lado derecho del cuerpo [33].

Por otro lado, si bien el método de Dinámica inversa aplicada para investigaciones ergonómicas es computacionalmente eficiente lo cual permite obtener modelos realistas del cuerpo humano el cual comprende cientos de músculos no se considera la dinámica activa la cual identifica la efectividad de la activación de los músculos, es decir, se asume que el SNC activa cada músculo de manera eficaz para un movimiento específico. Por este motivo, el método de dinámica inversa es únicamente correcta al aplicarla en posturas

estáticas o movimiento lentos despreciables. Así mismo, con esta teoría es posible identificar si el sistema y objeto diseñado es confortable para la persona, ya que al menos cantidad de músculos activos se tenga en una postura estática menor probabilidad de aumentar la fatiga y cansancio muscular.

### **1.11.2 Dinámica Directa**

La aplicación de dinámica directa, a diferencia de la dinámica inversa, toma en cuenta la variación tanto las fuerzas externas como las internas con consideradas dentro del modelo para poder así simular la aceleración en el movimiento dependiendo de la zona de estudio del cuerpo. Esto se realiza mediante la integración de las fuerzas a lo largo de segmentos con la finalidad de poder modelar fenómenos complicados como impactos, fricción, latencia electro-química en el SNC y la influencia de los sistemas de control.

La principal diferencia entre el método de dinámica directa e inversa radica en que la dinámica inversa está limitada a realizar un movimiento en específico asumiendo una ideal activación de los músculos mientras que el método de dinámica directa resuelva un problema de control óptimo con el objetivo de realizar un movimiento conocido. Este último método, por el nivel de efectividad y capacidad de simulación, es considerado como un método experimental el cual está debidamente detallada y desarrollada en [34]. Dicha publicación será considerada para obtener el mejor diseño optimizado en ergonomía.

# CAPÍTULO II

## METODOLOGÍA

El presente capítulo tiene como objetivo mostrar los pasos desarrollados en el trabajo de investigación hasta obtener un sistema de dirección liviano, ergonómico y estable. Para ello, se abordarán temas como la selección del mecanismo idóneo basado en la norma VDI 2221, iteración del diseño, selección de los accesorios y la optimización topológica realizada para disminuir la masa total del sistema de dirección. Finalmente, se calculó el esfuerzo máximo equivalente del sistema de dirección mediante el software ANSYS.

### 2.1 Diagrama de flujo

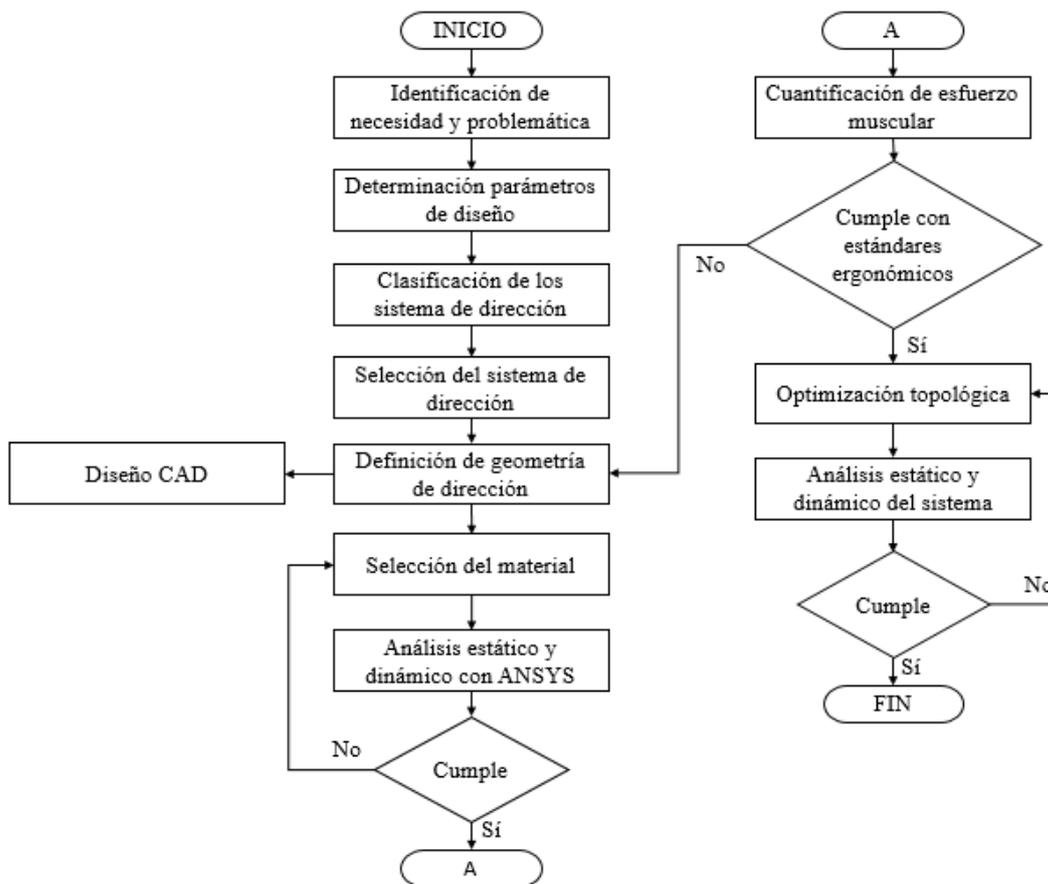


Figura 2.1 Diagrama de flujo.  
Fuente: Elaboración propia basado en [11, 30, 31].

Para realizar el diseño mecánico del sistema de dirección para el vehículo de competencia Shell Eco-Marathon se debe respetar un orden el cual se establece mediante el diagrama mostrado en dónde se muestra los pasos ejecutados hasta conseguir un sistema de dirección ergonómico, liviano y robusto que cumpla con el reglamento de la competencia Shell Eco-Marathon, así como también con aspectos ergonómicos para evitar la fatiga del piloto.

## 2.2 Requerimientos y parámetros del diseño

El requerimiento principal del diseño del sistema de dirección es la masa total del mismo para lograr un menor consumo de combustible. Para lograr el objetivo de tener un sistema de dirección liviano se iniciará el diseño por la selección de las ruedas como lo indica la literatura. Luego se realizará el diseño del sistema de dirección que a su vez debe ser ergonómico con la finalidad de evitar el desgaste muscular prematuro. Para lograr un sistema de dirección seguro, fiable, liviano y de fácil accionamiento por lo cual se tomará en cuenta valores sugeridos por [12]. Así mismo, los parámetros de diseño, como ancho y largo del vehículo, deben estar dentro de los límites impuestos por el reglamento Shell Eco Marathon 2020. Los parámetros y rango de valores recomendados se muestran en la tabla 2.1.

Concepto	Valor
Distancia entre ejes	1,9 m-2,1 m
Caster	5° - 12°
Camber	-3° - 2°
Convergencia/Divergencia	-0.2° - 0.8°
Radio de giro	<8 m
Peso del sistema	3 kg - 5 kg
King pin	4° - 12°
Distancia entre neumáticos delanteros	0,9 m-1,3 m

Tabla 2.1 Rango de valores para la geometría de dirección  
Fuente: Elaboración propia basado en [12, 30].

En la tabla 2.1 se presentan rango de valores ideales para realizar el diseño del sistema de dirección. Como se mencionó anteriormente, según [15] el ángulo de caída (Camber) debe estar comprendido entre cero y dos grados para poder así obtener una fuerza lateral óptima. Sin embargo, se realizará una variación más amplia para validar y proponer los valores óptimos para este diseño en específico. Así mismo, se iterarán los ángulos de Caster y King pin para asegurar el correcto giro de los neumáticos directrices sin afectar el Camber predeterminado. Finalmente, el resto de dimensiones han sido establecidos de manera arbitraria según las dimensiones impuestas por el reglamento de la competencia.

### **2.3 Criterios de selección**

Para poder realizar una adecuada selección del sistema de dirección se evaluarán tres alternativas de configuración de la dirección para las cuales se presentan en la matriz morfológica de la tabla 2.4. Para ello, se emplearán los siguientes cinco criterios de evaluación.:

**Costo:** El sistema de dirección debe ser de fácil adquisición, buena calidad y costo accesible según presupuesto del equipo.

**Tamaño:** Corresponderá a la adaptabilidad a la geometría y dimensiones propuestas basados en el reglamento de la competencia.

**Peso:** El peso influye directamente en la autonomía y eficiencia energética del vehículo por lo cual las piezas a seleccionar serán las de menor peso sin sacrificar la resistencia mecánica.

**Estabilidad:** Define la capacidad del sistema en no deformarse y mantener la integridad física del sistema ante diversas situaciones de cargas dinámicas. Con ello, se minimizará el riesgo de mal funcionamiento.

**Ergonomía:** El sistema debe ser compatible con la estructura corporal del piloto, es decir, no debe generar estrés en los músculos en una situación estática o descanso.

Así mismo, para poder cuantificar los criterios mencionados se usará la tabla 2.2 en la cual se definen valores de cero a dos respecto a la eficiencia del elemento o sistema. El modo de calificación se realizará comparando las alternativas de elementos o sistemas a utilizar dándole un valor de 0 al más ineficiente y un valor de 2 al más eficiente. Así

mismo, se le dará un valor de 1 a los componentes que iguales la eficiencia respecto a los criterios de evaluación.

Criterio	Valor
Eficiente	2
Bueno	1
Deficiente	0

Tabla 2.2 Criterios de evaluación  
Fuente: Elaboración propia

## 2.4 Selección neumáticos

Según la literatura y recomendaciones de equipos de mayor experiencia en la competencia utilizar un aro de 20” es lo ideal en cuanto a eficiencia energética debido a la baja masa respecto a aros de mayor tamaño sin sacrificar significativamente la velocidad final del vehículo a un mismo torque desarrollado por el motor. Esta recomendación se tomará en cuenta en la selección del neumático, así como la masa y el factor de fricción del mismo.

Marca	Modelo	Masa	Factor de fricción	Medida	Costo
Primo	Slic tire-wire	272 g	0.007	20x1-3/8”	\$ 29.95
Primo	Slic tire-wire	258g	0.007	20x1-1/8”	\$ 29.95
Tioga	OS20 Power block-Wire-Black	370g	0.079	20x1.60”	\$ 21.95
Michelin	44-406	210g	0.002	20x1.75”	\$ 31.30

Tabla 2.3 Comparativo entre neumáticos comúnmente usados en la competencia  
Fuente: Elaboración propia basado en [30, 31, 32, 33]

En la tabla 2.3 se puede observar que la marca “Michelin” es la de menor masa y menos factor de fricción por lo cual ofrecerá menor resistencia a la rodadura. Con ello, se logrará que le vehículo pierda velocidad en el momento que el motor de combustión interna se encuentre apagado y aprovechar de manera más eficiente la inercia del vehículo con lo que se podrá recorrer mayor distancia con la menor cantidad de combustible posible.

## 2.5 Selección del tipo de sistema de dirección

Para la selección del sistema de dirección ideal se realizará una matriz morfológica en la cual se identificarán los componentes críticos del sistema en diversas configuraciones, luego se realizará el análisis de cada configuración planteada según los criterios descritos en la sección 2.4. Finalmente, se realizará la selección de los accesorios del sistema de dirección seleccionado según configuración óptima.

### 2.5.1 Matriz morfológica

Como ya se mencionó anteriormente, se hará uso de una matriz morfológica para identificar de manera adecuada los elementos críticos e ideales para el diseño mecánico del sistema de dirección del monoplaza. Además, en ella se describirán las funciones y diversas opciones para realizar la función específica en el sistema. En la tabla 2.4 se muestra la matriz morfológica con tres alternativas del sistema de dirección mecánico.

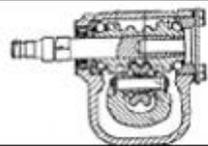
Matriz morfológica			
Proyecto	Diseño mecánico del sistema de dirección para un vehículo de competencia para Shell Eco Marathon		
Cliente	Universidad de ingeniería y Tecnología		
Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Accionar			
Soportar			
Acoplamiento			
Sistema de dirección			

Tabla 2.4 Matriz morfológica  
Fuente: Elaboración propia basado en [12, 17, 40]

## 2.5.2 Análisis de alternativa

En la tabla 2.4 se presentan la matriz morfológica de 3 alternativas de configuración del sistema de dirección para el vehículo de competencia Shell Eco-Marathon Américas. Estas configuraciones están basadas en sistemas comunes empleados en vehículos urbanos de competencia y karts de competencia. En el análisis de alternativas de configuración se emplearán los criterios descritos en la sección 2.4 teniendo como principal criterio la masa del sistema.

### 2.5.3 Alternativa 1

El sistema básico de piñón cremallera es comúnmente utilizado tanto en los vehículos urbanos y de competencia debido a su alta confiabilidad, estabilidad. Sin embargo, al ser dos componentes metálicos en contacto es necesario mantener un buen estado de lubricación para evitar holguras en el sistema debido al desgaste prematuro de los dientes tanto del piñón como de la cremallera. En la figura 1.18 se describen los componentes básicos de este sistema. Además, este tipo de sistemas tiene como desventaja el ruido, masa y dificultad de accionamiento.

### 2.5.4 Alternativa 2

La alternativa dos emplea el accionamiento un volante estándar de dirección, una caja de dirección mecánica y rótulas de norma DIN 71802. Este tipo de sistemas son comúnmente utilizados en vehículos de baja masa. La ventaja principal de este sistema es la menor masa en comparación a un sistema piñón cremallera; sin embargo, requiere mayor fuerza de accionamiento debido que la caja de dirección emplea un tornillo sin fin sobre la horquilla.

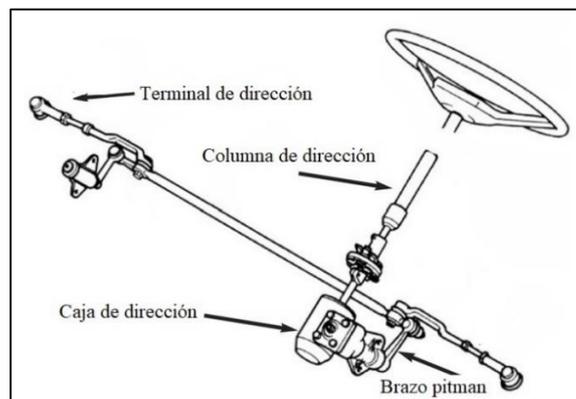


Figura 2.2 Disposición básica dirección caja mecánica  
Fuente: Orest Lazarowich. Manual steering gear and linkage [41].

### 2.5.5 Alternativa 3

En la alternativa tres se emplea como elemento de accionamiento una barra de tipo joystick, bieletas o tirantes de dirección y rótulas de la norma DIN ISO 1220-4. En la figura 1.22 se puede observar que el principio del funcionamiento de un sistema de cremallera al cual se reemplazó bieletas de dirección y rótulas lo cual disminuye a masa total del sistema y el juego de dirección, es decir, el sistema es más preciso.

### 2.5.6 Selección de configuración

En la tabla 2.5 se muestra una ponderación simple de las tres alternativas de configuración del sistema de dirección. Se empleará el criterio de evaluación de la sección 2.4, de este modo, resulta simple la elección de la configuración óptima a emplear. Las propuestas de configuración del sistema de dirección serán evaluadas mediante los criterios descritos en la sección 2.3, siendo la masa del sistema el factor de mayor impacto sobre la elección de la configuración en caso de obtener una igualdad de puntaje.

Configuración	Costo	Tamaño	Peso	Estabilidad	Ergonomía	Total
Alternativa 1	0	0	1	1	1	3
Alternativa 2	1	2	1	2	1	7
Alternativa 3	2	1	2	1	2	8

Tabla 2.5 Ponderación alternativas de configuración del sistema de dirección  
Fuente: Elaboración propia basado en [39, 40]

La alternativa tres como configuración del sistema de dirección es la ideal para satisfacer los requerimientos de diseño según la tabla 2.5. Este tipo de configuración permitirá regular el ángulo de Camber y Caster del sistema debido al tipo de rótula a emplear la cual se describe en la sección 2.6.1.

### 2.6 Selección de componentes principales según configuración seleccionada

Luego de haber seleccionado la configuración ideal para el sistema de dirección se realizará la selección de los elementos principales. Para ello, se realizó un “Benchmarking” de diversas literaturas referentes a la competencia Shell eco-Marathon para así lograr seleccionar los componentes ideales según los criterios y requerimientos del diseño para obtener un sistema liviano, robusto y ergonómico.

### 2.6.1 Rótulas de dirección o acoples

Las rótulas o terminales de direcciones son elementos mecánicos que permiten el libre movimiento multidireccional, es decir, su desempeño no se ve afectado ante un cambio de geometría o desplazamiento de la dirección brusco. Estos elementos son de suma importancia debido a que transmiten el movimiento de las varillas de dirección directamente a las manguetas de dirección. Según la literatura los terminales ideales son los DIN ISO 1220-4. Según [18], utilizó un terminal SKF SA 6K el cual cumplía con todos sus requerimientos de diseño. Por lo tanto, se tomará como primera referencia el terminal seleccionado por el autor el cual se muestra en la figura 2.3.

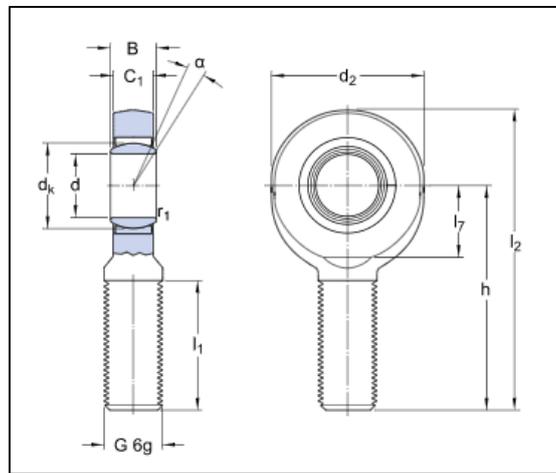


Figura 2.3 Rótula de dirección  
Fuente: Rótula DIN ISO 1220-4 SKF SA 6K [43].

En la tabla 2.6 se presentan las dimensiones básicas de la rótula SKF SA 6K. Las dimensiones servirán de apoyo para obtener un primer diseño preliminar del sistema de dirección. Por lo tanto, se espera que la primera iteración sea lo más cercano a los valores de esfuerzo de diseño según el factor de seguridad con lo cual se optimizará el número de iteraciones a realizar. Así mismo, se tendrá en cuenta la rosca de la junta universal, es decir, en una misma barra se usará rosca izquierda y derecha para poder realizar los ajustes necesarios únicamente al girar la barra de accionamiento y realizar el apriete de las tuercas de sujeción.

<b><i>d</i></b>	6mm
<b><i>d</i><sub>2</sub></b>	Max. 22 mm
<b><i>B</i></b>	6 mm
<b><i>G</i></b>	M6
<b><i>C</i><sub>1</sub></b>	Max. 4.5 mm
<b>h</b>	36mm
<b><i>α</i></b>	13°
<b><i>l</i><sub>1</sub></b>	Min. 16mm
<b><i>l</i><sub>2</sub></b>	Max. 49mm

Tabla 2.6 Dimensiones básicas de la junta SKF SA 6K  
Fuente: Rótula DIN ISO 1140-4 SKF SA 6K [43]

Así mismo, para corroborar la resistencia mecánica del sistema es importante identificar las especificaciones técnicas del terminal de dirección, por ello, en la tabla 2.7 se presenta la data técnica de la unión SKF a utilizar en el sistema. Por último, las dimensiones a seleccionar de las juntas universales dependerán directamente del diámetro de la barra de accionamiento diseñada según las cargas a las cual está sometida.

<b><i>C</i></b>	3.4 <i>kN</i>
<b><i>C</i><sub>0</sub></b>	8.15 <i>kN</i>
Masa	17 <i>g</i>

Tabla 2.7 Especificaciones técnicas de la junta SKF SA 6K  
Fuente: Rótula DIN ISO 1140-4 [43]

Dónde:

*C*: Ratio de carga dinámica (kN).

*C*<sub>0</sub>: Carga estática (kN).

### 2.6.2 Mangueta de dirección

Como se mencionó en la sección 1.7 en el capítulo 1, la mangueta de dirección es el soporte y conexión directa entre el terminal de dirección y el neumático. Debido a que parte de los objetivos es lograr la menor masa posible del sistema de dirección, se empleará una mangueta utilizada en los karts de competencia debido a la simpleza, baja

masa y posibilidad de configuración de la convergencia de los neumáticos, con lo cual también se optimizará la geometría de dirección en cualquier momento de la competencia.

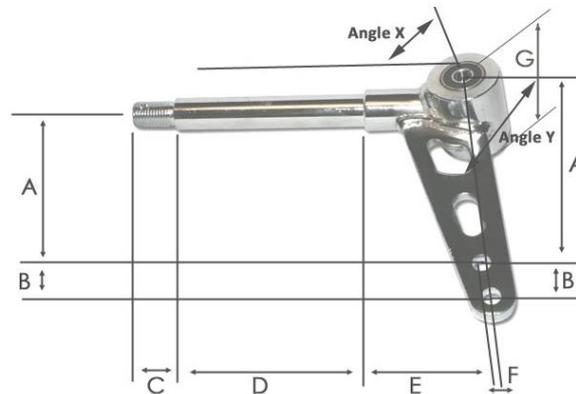


Figura 2.4 Mangueta dirección tipo kart  
Fuente: CPR Kart Parts [44].

En la figura 2.4 se presenta una mangueta distribuida por “CPR Kart Parts” quienes suministran elementos diseñados especialmente para la competencia de vehículos, en específico, karts. Por tal motivo, la selección de este tipo de diseño de mangueta dará una correcta primera aproximación al sistema de dirección final debido a que estará basada en dimensiones y materiales utilizados en competencia de vehículos. Para ello, se emplearán las medidas proporcionadas por el fabricante las que se muestran en la tabla 2.8. Así mismo, la medida “A” de la mangueta debe ser iterada hasta conseguir una fuerza de accionamiento ideal para evitar el desgaste muscular del piloto. También, la altura de acoples y muñón dependerán de la altura deseada del vehículo tomando como referencia el neumático posterior según diseño del chasis.

Concepto	Distancia (mm)
A	100
B	18
C	22
D	98
E	52
F	2
G	41
KING PIN	8

Tabla 2.8 Dimensiones básicas mangueta tipo kart  
Fuente: CPR Kart Parts [44].

### 2.6.3 Tirantes de dirección o bieletas

Los tirantes de dirección son un componente importante del sistema de dirección. La configuración seleccionada emplea estos elementos como enlace entre la columna de dirección y la mangueta de dirección mediante las rótulas descritas en la sección 2.7. Así mismo, como primera aproximación al diseño final se tomará en cuenta el terminal de dirección seleccionado en [20] el cual es un tirante de dirección de un vehículo Suzuki Forsa.

## 2.7 Casos de estudio crítico

Es importante identificar los casos críticos a los que estará sometido el sistema de dirección. Estos serán en el momento que el vehículo se encuentre en desaceleración o en proceso de frenado, en aceleración, en curva y casos combinados. Así mismo, también se analizará el vehículo en estado estático. Para poder realizar el estudio de los casos mencionados, es importante identificar de manera precisa el centro de masa el cual se describe en la sección 2.7.1.

### 2.7.1 Centro de masa

En el análisis estático se tomará en cuenta el peso bruto del vehículo, es decir, la suma del peso de todos los componentes del monoplaza, el peso del piloto y el tanque de combustible lleno a su máxima capacidad. Así mismo, para realizar un análisis correcto es importante identificar de manera exacta la ubicación del centro de masa del vehículo, para ello se emplearán (2.1), (2.2) y (2.3). Los valores numéricos de las masas que influyen en el cálculo del centro de masa se presentan en la tabla 2.9.

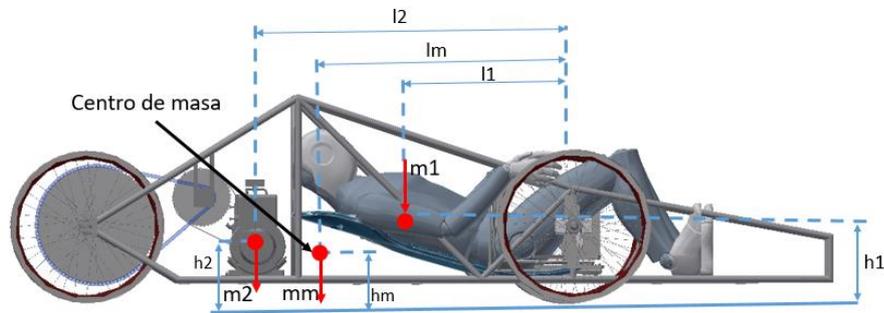


Figura 2.5 DCL monoplaza  
Fuente: Elaboración propia

$$m_m = \sum (m_1 + m_2 + m_3 + \dots m_n) \quad (2.1)$$

$$l_m = \frac{\sum(m_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot l_2 + \dots m_n \cdot l_n)}{m_m} \quad (2.2)$$

$$h_m = \frac{\sum(m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2 + \dots m_n \cdot h_n)}{m_m} \quad (2.3)$$

En donde:

$m_m$ : Sumatoria de la masa de todos los elementos (Kg).

$l_m$ : Distancia vertical al centro de masa (mm).

$h_m$ : Distancia horizontal al centro de masa (mm).

	Masa (Kg)
Motor	14
Transmisión	16
Tanque de gasolina	4
Piloto + Asiento	53
Dirección	5
Neumático delantero	0.42
Neumático posterior	0.21
Pedales	0.50
Frenos delantero	0.62
Frenos posteriores	0.31
Chasis	15
Carrocería	3
Batería	4
Control / electrónica	4.5
Total	120.98

Tabla 2.9 Masa de principales componentes del monoplaza  
Fuente: Elaboración propia

Luego de obtener la ubicación exacta del centro de masa se puede realizar un análisis estático el cual definirá la carga vertical en cada eje del monoplaza. Para ello se hará uso de (1.8) y (1.9) descritas en la sección 1.9.1 del capítulo 1 y el valor del coeficiente de fricción del neumático seleccionado en la sección 2.4. Adicionalmente a ello se emplearán los valores de la masa aproximada de los componentes del sistema los cuales se muestran en la tabla 2.9.

### **2.7.2 Análisis estático**

Para realizar el análisis estático se utilizará el diagrama de cuerpo libre del capítulo 1 sección 1.9 así como (1.8) y (1.9) para hallar la carga vertical por eje. Este tipo de análisis es importante para identificar el ratio entre la carga vertical sobre el eje delantero y el eje posterior, es decir, el balance de peso según eje. El ratio de balance de masa deseado es de 50:50 debido a que asegura el no deslizamiento del neumático posterior. Esto se logra al posicionar estratégicamente los elementos del vehículo, por ejemplo, el tanque de combustible es comúnmente posicionado lo más cerca al centro de masa para evitar un desbalance de peso no deseado.

### **2.7.3 Análisis dinámico**

El análisis dinámico del vehículo será evaluado en tres casos distintos. Estos serán en el momento en el que el vehículo se encuentre en aceleración máxima en línea recta, desaceleración, rebasando un oponente al accionar completamente el sistema de dirección (radio de giro 8 m) y en un desnivel. Finalmente, se realizará la combinación de los casos mencionados anteriormente para asegurar la correcta resistencia mecánica del sistema de dirección. Si bien es cierto la velocidad del vehículo también influye en análisis dinámico, pero al considerar la masa del vehículo constante y el ratio de aceleración dependerá de la fuerza de tracción máxima disponible se empleará la teoría de “d’Alembert’s” con la cual aproximaremos el comportamiento dinámico por medio de trabajo de inercia virtual que actúa sobre el centro de masa del vehículo. A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre y distancias respectivas que se tomarán en consideración para el análisis dinámico.

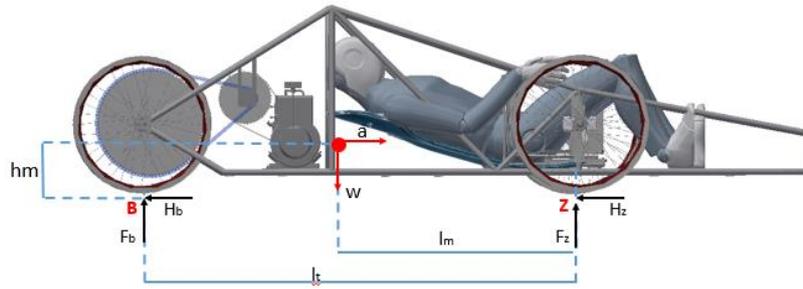


Figura 2.6 DCL general análisis dinámico  
Fuente: Elaboración propia basado en [16]

### 2.7.4 Caso aceleración

En el caso de aceleración ocurre un desplazamiento longitudinal de fuerzas las cuales afectan directamente a la fuerza de tracción de los neumáticos debido a que la transferencia ocurre de manera positiva hacia el eje posterior y de manera negativa sobre el eje delantero, es decir, se genera mayor carga vertical sobre el eje posterior en el momento de aceleración. Para este caso se tomará como factor de fricción el del neumático “Michelin” el cual se muestra en la tabla 2.3. Así mismo, se utilizará (2.4) la cual depende directamente de la batalla del vehículo mostrada en la tabla 2.2. Para evitar la pérdida de energía se debe garantizar que el neumático no pierda tracción por lo cual se usará la teoría descrita en [16].

$$\Delta W_x = \frac{H_b \cdot h_m}{l_t} \quad (2.4)$$

Donde:

$H_b$ : Fuerza de agarre del neumático posterior en aceleración (N).

$h_m$ : Distancia vertical al centro de masa del vehículo (mm).

$l_t$ : Distancia entre ejes del vehículo (mm).

Con (2.4) halló el valor del peso que se transferirá a lo largo del vehículo tanto para el eje delantero como para el posterior. Como el vehículo es de tracción posterior, el valor de masa transferido se sumará al peso ejercido sobre el eje posterior a la cual es multiplicada por el factor de fricción del neumático seleccionado quedando (2.5).

$$H_b = \frac{F_b \cdot \mu}{1 - \frac{h_m \cdot \mu}{l_t}} \quad (2.5)$$

Así mismo, una vez se haya resuelto (2.5) para  $H_b$  se reemplaza en (2.4) con lo que se obtendrá directamente el desplazamiento longitudinal de masa tanto para el eje posterior como delantero, según sea el caso. De esta manera, al reemplazar (2.4) en (2.6) se podrá obtener la carga real en la rueda motriz con lo que permite verificar que no exceda la capacidad máxima de agarre del neumático.

$$H'_b = (F_b + \Delta W_x) \cdot \mu \quad (2.6)$$

### 2.7.5 Caso desaceleración

Para hallar la fuerza máxima de desaceleración en los neumáticos motrices utilizaremos (2.4) del caso de aceleración. En primer lugar, para poder resolverla ante un caso de desaceleración se empleará (2.7) la cual define la fuerza de desaceleración en los neumáticos motrices la cual debe ser menor a la fuerza de agarre máximo del neumático.

$$H_z = W \cdot \mu \quad (2.7)$$

Donde:

$H_z$ : Fuerza de agarre del neumático delantero en desaceleración (N).

$\mu$ : Coeficiente de fricción del neumático.

$W$ : Peso bruto del vehículo (Kg).

Una vez calculada la fuerza máxima de desaceleración se procede a calcular la transferencia de peso hacia el eje delantero con (2.4) usada en el caso de aceleración. Así mismo, el ratio de carga entre los ejes el monoplaza debe estar lo más cercano a 60:40 con lo cual se garantiza que el monoplaza tenga la mayor cantidad de fuerza de frenado debido a que los neumáticos no perderán adherencia con el pavimento.

### 2.7.6 Caso en curva

En el análisis dinámico de un vehículo en el momento que se encuentra en una curva se observa que, además de un traslado de masa longitudinal, también existe un traslado de masa transversal que se calcula mediante (2.4) acoplada a (2.5), es decir, se generará un traslado de peso sobre el mismo eje debido a la fuerza centrípeta. Esta fuerza debe ser contrarrestada por la fuerza de agarre lateral generada en la huella de los neumáticos. Es importante tener en cuenta que la fuerza de agarre lateral de los neumáticos delanteros debe ser iguales a los de los neumáticos posteriores con lo que se asegura un balance perfecto entre los ejes para evitar el sobreviraje y el subviraje desarrollado en la sección 1.5.10.

$$\Delta W_y = \frac{F \cdot h_m}{T} \quad (2.8)$$

$$F = W \cdot \mu \quad (2.9)$$

Donde:

$F$ : Fuerza lateral en la huella del neumático (N).

$T$ : Trocha o distancia entre neumáticos delanteros (mm).

Finalmente, al obtener la transferencia de masa a lo largo del eje debido a la fuerza centrípeta se calcula mediante (2.8) la velocidad máxima a la que debe estar el monoplaza en el momento de máximo accionamiento del sistema de dirección lo que corresponde a un radio máximo de 8m, según reglamento de la competencia. Se debe procurar que la velocidad hallada sea igual o superior a la velocidad máxima del vehículo o en todo caso realizar una verificación de transferencia de masa para evitar la volcadura del vehículo.

$$F = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (2.10)$$

Dónde:

$F$ : Fuerza lateral en aplicada sobre la huella del neumático (N).

$v$ : Velocidad del monoplaza (m/s).

$R$ : Radio de la curva (m).

### **2.7.7 Caso desnivel**

No es ajeno que la calzada de un circuito de competencia presente desniveles o baches, así como los difusores comúnmente llamados “pianos” o “cordones disuasorios” lo cuales delimitan el ancho del circuito. Es común que los pilotos crucen por los elementos disuasorios para obtener el menor tiempo de vuelta posible. Para ello, se utilizarán los valores propuestos por el reglamento de la competencia en el cual se establece que el vehículo deberá resistir un impacto sobre el chasis de una magnitud de 700N, la cual será empleada en el análisis de la mangueta validada mediante el criterio de falla expuesto en la sección 1.9.5.

### **2.7.8 Casos combinados**

Para realizar un correcto análisis del sistema de dirección, es importante combinar los casos críticos mencionados anteriormente debido a que el vehículo estará expuesto de manera simultánea a impacto de otros competidores mientras pasar por un elemento disuasorio. Así mismo, el monoplaza está sometido a cargas laterales en el momento que se encuentra cursando una curva agregado a ello la transferencia de carga dinámica en el momento de aceleración, desaceleración o frenada este también debe ser analizado en el momento de impactos de otros vehículos. Por este motivo, además de los casos descritos anteriormente, también se analizarán el vehículo en el momento de una curva con desnivel (impacto vertical de 700N), curva con desnivel y frenado; por último, en curva con desnivel en desaceleración con un impacto lateral de 400N y vertical de 700N, para ello se aplicarán (2.4), (2.5) y (2.6).

## **2.8 Selección de material**

Según la literatura los materiales más usados en los componentes de dirección son AISI 1018, AISI 4130, AISI 4140 y A36. Para poder obtener un acero como el AISI 4130 o 4140 se debería hacer una importación directa lo cual incrementaría el costo total del proyecto. Por ello, a pesar de ser aceros de alta resistencia, se optará por realizar un análisis con aceros como AISI 1018 y A36, según sea requerido. Así mismo, diversos equipos de mayor experiencia emplean el aluminio 7075-T6 debido a su gran resistencia mecánica y baja densidad. Para el análisis de los materiales, se emplearán las propiedades mecánicas mostradas en la tabla 2.10.

	AISI 1018	Aluminio 7075-T6	A36
Esfuerzo último	440 MPa	550 MPa	400 MPa
Esfuerzo de fluencia	370 MPa	480 MPa	250 MPa
Densidad	$7.87 \frac{g}{cm^3}$	$2.8 \frac{g}{cm^3}$	$7.85 \frac{g}{cm^3}$

Tabla 2.10 Propiedades materiales a emplear en el sistema de dirección  
Fuente: Elaboración propia basado en [26, 27, 45].

## 2.9 Análisis estructural

Para el análisis estructural se utilizará el software “ANSYS Structural” en el cual se simularán los casos críticos del sistema de dirección antes descritos. Así mismo, según lo mencionado en el caso crítico de escenario combinados y reglamento de la competencia. Además, según la tabla 1.1, se tomará en cuenta un factor de seguridad entre 2 y 2.5. Sin embargo, para el análisis de la mangueta se empleará un factor de seguridad de 4 por es un elemento crítico. Finalmente, todos los casos críticos de estudio serán evaluados mediante el criterio de falla por von Mises el cual se expone en el capítulo 1 complementado con la tabla 2.11 según esfuerzo de diseño según factor de seguridad.

Material	Esfuerzo de diseño (MPa)
Aluminio 7075-T6	240-192-120
AISI 1018	185-148-92.5
A36	125-100-62.5

Tabla 2.11 Esfuerzo de diseño por material según F.S  
Fuente: Elaboración propia basado en [26, 27]

### 2.9.1 Análisis de falla por fatiga

Para realizar en análisis por fatiga se debe considerar la resistencia a la fatiga con lo cual se estimará el tiempo de vida del elemento mediante la figura 1.29. Además, a diferencia del caso de un eje que trabaja en un régimen de ciclos elevados por minuto, el sistema de dirección se espera obtener una vida de  $10^6$  ciclos lo que, tomando en consideración la aplicación del sistema de dirección, se proyecta un tiempo de vida de 30 años con lo cual el sistema será considerado como de vida infinita por el constante desarrollo del sistema de dirección y ciclos de uso.

Material	Resistencia a la fatiga	Factor de esfuerzo	Factor de confiabilidad
Aluminio 7075-T6	159MPa	1	99.9%
AISI 1018	199MPa	1	99.9%
A36	200MPa	1	99.9%

Tabla 2.12. Factores de modificación de la resistencia a la fatiga  
Fuente: Elaboración propia basado en [27, 28].

En la tabla 2.12 se presentan los factores de modificación del esfuerzo a la fatiga según el material a utilizar en el análisis por fatiga. Para ello se empleará (1.23) descrito en la sección 1.9.6. Así mismo, los elementos que serán analizados serán los elementos sometidos a cargas de flexión que presenten esfuerzos repetitivos. Así mismo, se tendrá como acabado superficial para los aceros una terminación pulida y para el aluminio se considerará tal cual la terminación esmerilada. Sin embargo, no se ha expuesto el factor de tamaño debido a que dependerá del dimensionamiento realizado en el capítulo 3 tomando en consideración la teoría expuesta en [28].

### 2.9.2 Calidad de malla

Para tener certeza de que los resultados de esfuerzos máximos y mínimos que se obtendrán mediante la herramienta computacional ANSYS se debe tener en cuenta la calidad de malla que se está utilizando en el programa computacional, para ello, se empleará el criterio de calidad Ortogonal y de Skewness. El primero de ellos establece la correcta estructuración de las celdas de la malla mediante la derivación de los vectores normales en las caras y el centro de las celdas respecto a la magnitud de los mismos. Así mismo, según la figura 2.7 el resultado de la derivación mencionada debe ser mínimo 0.2 para obtener una estructuración buena. En cuanto al criterio de Skewness, garantiza que la forma de las celdas de la malla sean simétricas mediante el porcentaje de la resta entre el ángulo óptimo ( $90^\circ$  para el caso de formas hexagonales y  $60^\circ$  para formas de tipo tetraedro) y el menor ángulo interno de la celda de la malla; por lo tanto, en cuanto menor sea el mayor será la calidad de malla lo cual se muestra en la figura 2.8.

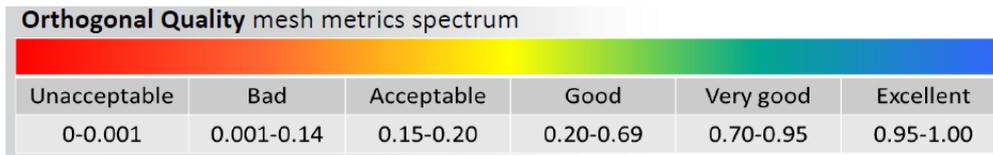


Figura 2.7 Calidad de malla Ortogoanl  
Fuente: Mesh and Quality & Advance Topics [46].

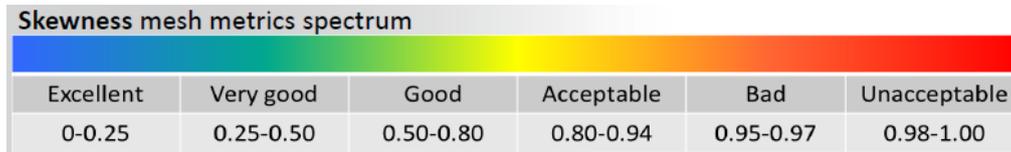


Figura 2.8 Calidad de malla Skewness  
Fuente: Mesh and Quality & Advance Topics [46].

## 2.10 Diseño preliminar

Para el diseño preliminar se realizará el ensamble y bosquejo en 3D con el software Inventor según las especificaciones y requerimientos de diseño planteado con lo que se desea obtener una aproximación de distancias y ubicación física en el chasis. Así mismo, es importante identificar el movimiento que realizará el piloto, en este caso, un movimiento de tipo “push-pull”. En la figura 2.9 se muestra un primer diseño según postura de manejo del piloto y dimensiones preliminares del chasis.

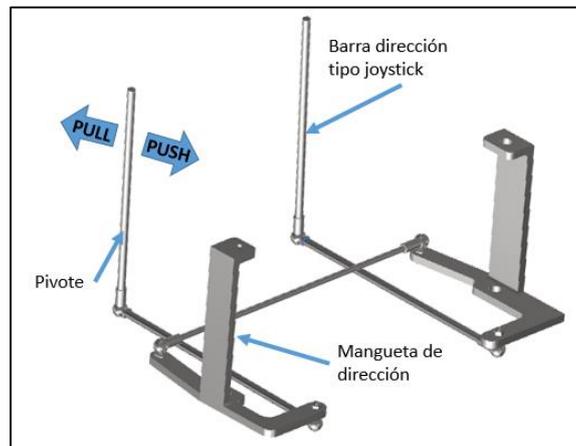


Figura 2.9 Diseño preliminar  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 2.9 se muestra un primer diseño en el cual se puede observar una ligera modificación a la mangueta seleccionada debido a que se debe convertir el movimiento longitudinal en rotación en los neumáticos. Por ello, se implementó un segundo brazo perpendicular a los neumáticos en el cual se acople la barra de dirección

conectada a la barra de accionamiento tipo joystick. Este primer diseño será utilizado como la primera iteración en el capítulo 3.

## 2.11 Análisis ergonómico

Uno de los objetivos planteados es lograr que el diseño del sistema de dirección sea ergonómico para evitar así el desgaste muscular prematuro del piloto lo cual afectará directamente en la eficiencia de manejo del vehículo. Para ello, además de tomar en cuenta una postura natural de una persona promedio, se tomará en cuenta la fuerza máxima que debe realizar el piloto para accionar el sistema sin sufrir desgaste muscular. Estos valores de fuerza máxima se establecen en la tabla 2.13 según el tipo de movimiento que se realice e un específico ángulo de deflexión del hombro.

Arm Strength in Newtons (pounds of force)												
(1)	(2)		(3)		(4)		(5)		(6)		(7)	
Degree of shoulder flexion/extension	Pull		Push		Up		Down		Out		In	
	L	R	L	R	L	R	L	R	L	R	L	R
90 deg (flexion)	222 (50)	231 (52)	187 (42)	222 (50)	40 (9.0)	62 (14)	58 (13)	76 (17)	36 (8.0)	62 (14)	58 (13)	89 (20)
60 deg (flexion)	187 (42)	249 (56)	133 (30)	187 (42)	67 (15)	80 (18)	80 (18)	89 (20)	36 (8.0)	67 (15)	67 (15)	89 (20)
30 deg (flexion)	151 (34)	187 (42)	116 (26)	160 (36)	76 (17)	107 (24)	93 (21)	116 (26)	45 (10)	67 (15)	89 (20)	98 (22)
0 deg (neutral)	142 (32)	165 (37)	98 (22)	160 (36)	76 (17)	89 (20)	93 (21)	116 (26)	45 (10)	71 (16)	71 (16)	80 (18)
30 deg (extension)	116 (26)	107 (24)	98 (22)	151 (34)	67 (15)	89 (20)	80 (18)	89 (20)	53 (12)	76 (17)	76 (17)	89 (20)

Tabla 2.13 Fuerza máxima referente a la ergonomía según tipo de movimiento  
Fuente: Department of Defense Design Criteria, Human Engineering [47].

## 2.12 Optimización topológica

La optimización topológica se realizará mediante la herramienta computacional ANSYS. En la sección 1.10 del capítulo 1 se expuso el objetivo de la optimización topológica, así como dos métodos que se emplean para lograr el objetivo de reducción de masa del sistema de dirección en un 30% sin afectar la resistencia mecánica. Para corroborar ello, se efectuará un segundo análisis estructural del sistema optimizado para corroborar que efectivamente no se haya reducido la resistencia mecánica del sistema.

## **CAPÍTULO III**

### **RESULTADO**

Para elaborar el diseño del sistema de dirección se utilizó el software computacional Inventor. Así mismo, para simular las cargas estáticas y dinámicas a la cual está sometido el sistema según los casos críticos descritos en el capítulo 2, se utilizó el programa computacional ANSYS tanto para obtener los esfuerzos de diseño y realizar la optimización topológica del mismo. Además, se realizó un primer diseño según parámetros definidos con lo que se deseó lograr una primera aproximación al resultado final lo más coherente y exacta posible.

#### **3.1 Geometría de dirección**

Para el correcto diseño de dirección se deben cumplir con los parámetros propuestos en la sección 2.3 la cual garantiza que el sistema de dirección sea preciso, es decir, que los neumáticos directrices obedezcan al mando de dirección y no se altere la dirección de las mismas por irregularidades del terreno o en algún otro caso crítico de evaluación presentados en la sección 2.8. Sin embargo, dichos valores fueron tomados como referencia debido a que se empleó un rango mayor de análisis en el cual se seleccionaron los ángulos que mejor se adapten a la configuración de sistema de dirección seleccionado. Así mismo, se emplearon las ecuaciones de la sección 1.5 para definir correctamente el radio de giro máximo de ocho metros el cual depende de los ángulos hallados en la sección 3.1 según geometría de Ackermann.

##### **3.1.1 Centro de masa**

Para hallar el centro de masa exacto del vehículo se tuvo en cuenta la posición de los elementos expuestos en la tabla 2.9 en la que también se define la masa de cada uno de ellos. Además, se emplearon (2.1), (2.2) y (2.3) de la sección 2.8 del capítulo 2. Así mismo, la aproximación de la posición se realizó en base a la disponibilidad geométrica del chasis propuesto por el equipo.

	Distancia horizontal	Distancia vertical	Masa (kg)	Momento L.	Momento V.
Motor	1400	300	14	19600	4200
Transmisión	1690	360	16	27040	5760
Tanque de gasolina	1300	600	4	5200	2400
Piloto + Asiento	650	490	53	34450	25970
Dirección	0	300	5	0	1500
Neumático delantero	0	254	0.42	0	106.68
Neumático posterior	2000	254	0.21	420	53.34
Pedales	950	250	0.5	475	125
Frenos delantero	0	254	0.62	0	157.48
Frenos posteriores	2000	254	0.31	620	78.74
Chasis	1200	188	15	18000	2820
Carrocería	518	210	3	1554	630
Batería	1441	400	4	5764	1600
Control / electrónica	1380	300	4.5	6210	1350
			<b>120.56</b>	<b>119333</b>	<b>46751.24</b>

Tabla 3.1 Ubicación de componentes en el vehículo  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.1 se enumeran todos los componentes que conforman el monoplaza y la distancia horizontal respecto al eje delantero y la distancia vertical respecto al contacto con el pavimento. Con dichos datos se aproximó la distribución de carga entre el eje posterior y delantero el cual debe ser una distribución de 50:50. Para lograr dicha distribución, se varió la distancia entre ejes sin modificar la ubicación del motor ni la transmisión para mantener un centro de masa central respecto a la distribución de componentes.

### 3.1.2 Distancia entre ejes

En la figura 3.1 se presenta la variación de la distancia de eje respecto al porcentaje de carga entre los ejes posteriores y delanteros. Se puede observar con facilidad que a una distancia de ejes de dos metros se obtuvo una distribución de carga de 51:49 lo cual es bastante cercano a lo deseado; por lo tanto, la fuerza vertical en los neumáticos delanteros es de 597.37N mientras que la fuerza vertical en el neumático posterior es de 585.33N, estos valores fueron utilizados en el estudio de casos críticos descritos en la sección 2.7.

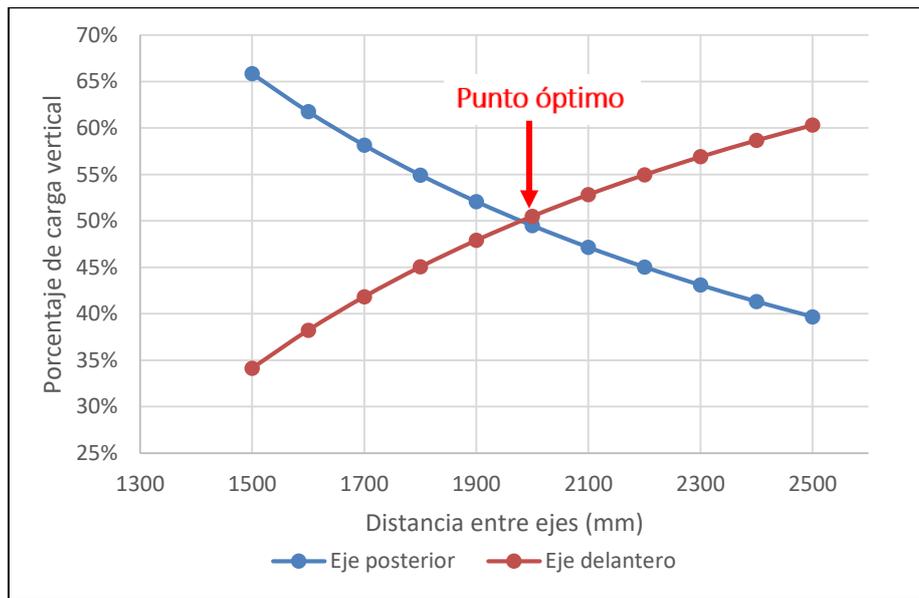


Figura 3.1 Variación de distancia entre ejes  
Fuente: Elaboración propia

### 3.1.3 Distancia entre neumáticos delanteros

En la figura 3.2 se presenta la variación de la fuerza vertical del neumático interno a la curva respecto al cambio distancia entre neumáticos delanteros. Se puede observar que mientras mayor es la distancia entre los neumáticos delanteros aumenta la fuerza vertical del neumático interior lo cual es beneficioso debido a que, cuanto mayor sea este valor, menor probabilidad de volcadura existirá. Por otro lado, según las normas de la competencia el vehículo tiene que ser como mínimo 0.5 metros de ancho tomando en cuenta la carrocería por lo cual, tomando como referencia la figura 3.1 y el ángulo de giro máximo del neumático, se optará por una distancia entre ejes de 1.2 metros

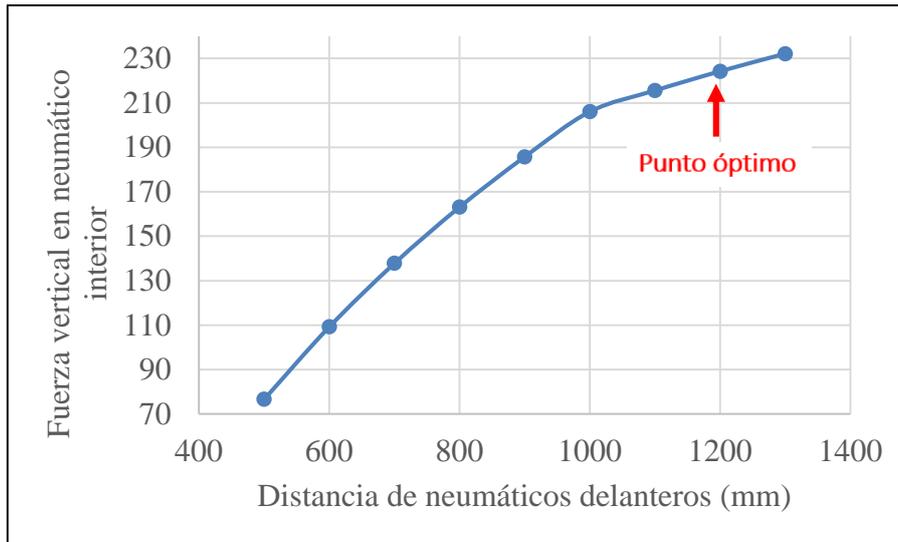


Figura 3.2 Fuerza vertical respecto a la distancia entre neumáticos delanteros  
Fuente: Elaboración propia

### 3.1.4 Geometría de Ackermann

Para la geometría de Ackermann se consideraron la distancia entre neumáticos delanteros de la figura 3.2 y la distancia entre ejes de la figura 3.1 en el cual se muestra una distancia de 1.2 m y 2 m, respectivamente. En la figura 3.3 se muestra el cálculo geométrico de la geometría de Ackermann según las distancias seleccionadas anteriormente el cual se halla al proyectar la línea del punto de pivote del neumático directriz hasta el centro del eje posterior. Con ello, se logra una geometría de Ackermann neutro para evitar el deslizamiento o arrastre del neumático que disminuiría la velocidad del vehículo tanto al sobrepasar otro vehículo como en una curva.

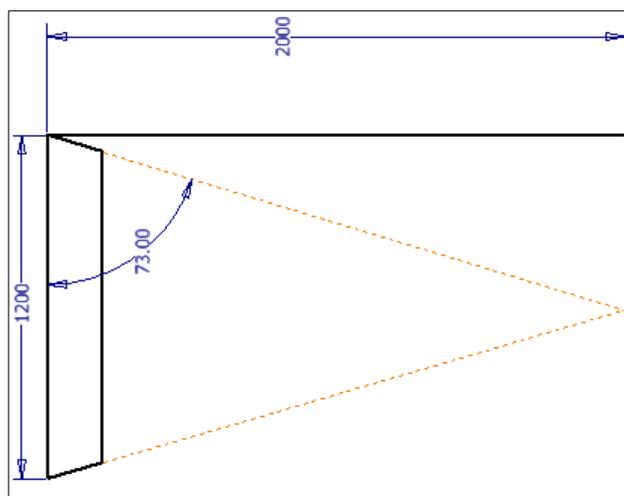


Figura 3.3 Ángulo de Ackermann  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.3 se observa el cálculo geométrico de los ángulos del trapecio de Ackermann de  $73^\circ$  el cual garantizará que el neumático interno del vehículo de desplace mayor distancia para que los dos neumáticos directrices giren respecto a un mismo radio de giro en el momento que la dirección es accionada a la capacidad máxima. Estos ángulos deben ser respetados en el brazo de dirección de la mangueta la cual debe ser modificada o manufacturada según se vea necesario.

### 3.1.5 Ángulo de giro de las ruedas directrices

En la tabla 3.2 se presenta los resultados del ángulo de giro al emplear (1.4a) y (1.4b) las cuales establecen el ángulo de cada neumático para que giren respecto a un mismo radio de giro, según la geometría de Ackermann. Seguidamente, se calculó el radio de giro máximo del vehículo mediante (1.5) la cual depende directamente del ángulo de giro medio del monoplaza calculado mediante (1.4c). Este radio de giro resultó ser de 7.8m con lo que se cumple satisfactoriamente con el reglamento de la competencia.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Ángulo de giro extremo de la rueda externa	$\delta_i$	$13.17^\circ$
Ángulo de giro extremos de la rueda interna	$\delta_o$	$16.05^\circ$
Radio de giro medio	R	7.8m

Tabla 3.2 Ángulo de giro de las ruedas directrices  
Fuente: Elaboración propia

### 3.1.6 Camber

Como se mencionó en la sección 1.5.3, el ángulo Camber aumenta la tracción de las ruedas directrices y por ende la estabilidad del vehículo mientras este se encuentra en una curva, esto debido al fenómeno Camber Thrust el cual depende directamente de la fuerza vertical aplicada sobre el neumático. Para ello se utilizó (1.5) y la fuerza vertical crítica de la tabla 3.4 para calcular la fuerza lateral, Camber Thrust, máxima que se puede obtener según el ángulo Camber del neumático.

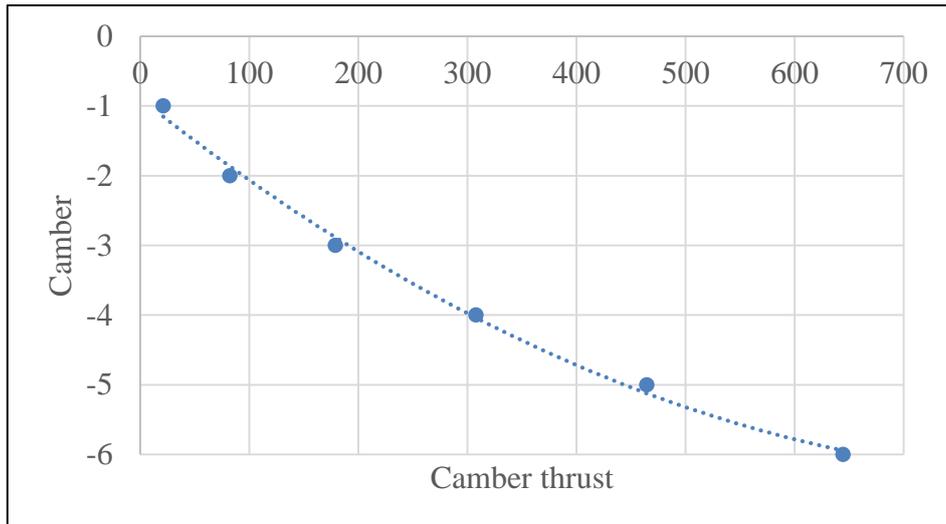


Figura 3.4 Camber Thrust respecto al Camber  
Fuente. Elaboración propia

En la figura 3.4 se presenta la variación del Camber Thrust respecto al ángulo de Camber. Se observa que la variación del Camber es hacia un valor negativo debido a que con dicho ángulo se genera un Camber Thrust con dirección al punto de giro del vehículo. Esto es beneficioso debido a que se podrá ingresar a una curva a mayor velocidad sin el riesgo de deslizamiento o volcadura del monoplaza. Es tentativo optar por un ángulo lo más amplio posible; sin embargo, se debe tener en cuenta el esfuerzo muscular requerido para accionar el sistema.

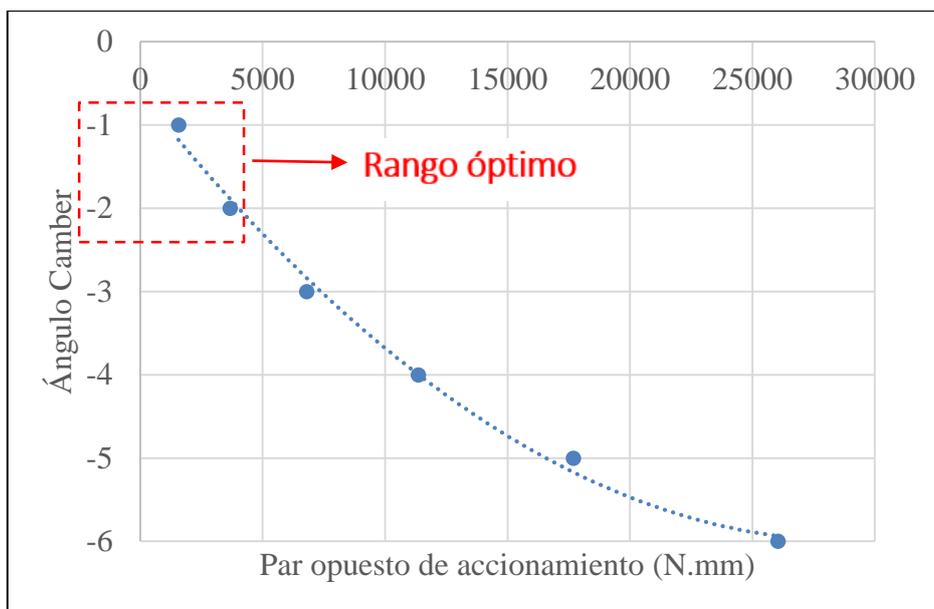


Figura 3.5 Par opuesto al accionamiento del sistema respecto al Camber  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.5 se muestra la par resultante que se impone al par o fuerza de accionamiento del sistema de dirección. Se puede inferir que a medida que aumenta el ángulo se debe aplicar mayor fuerza lo cual provocará la fatiga muscular del piloto. Por ello, tomando como referencia la figura 3.4 y la figura 3.5 se optó por un ángulo Camber de dos grados debido a que se obtiene una fuerza de apoyo en las curvas y una baja fuerza de accionamiento. Así mismo, se debe calcular el Caster y el ángulo de King pin debido a que estos modifican el ángulo Camber y el Caster trail.

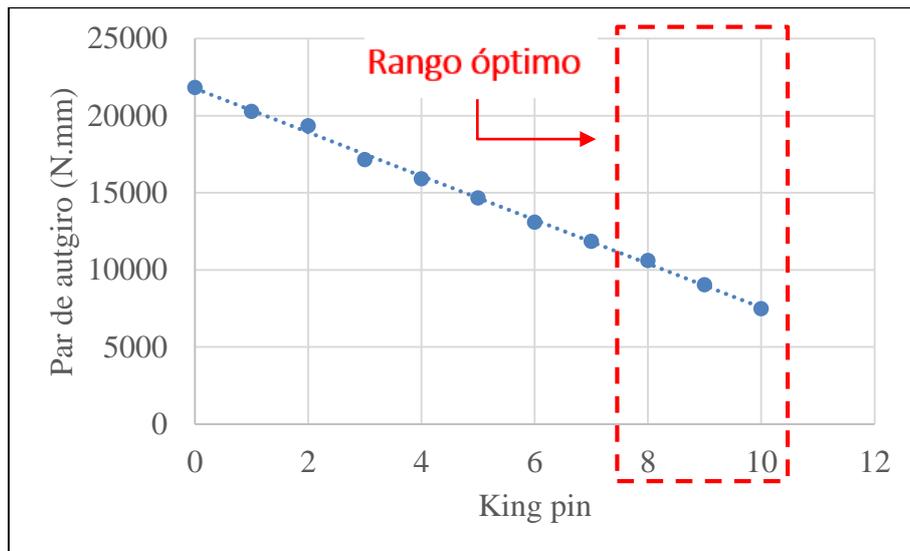


Figura 3.6 Par de auto giro respecto al ángulo King pin  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.6 se presenta el par de auto giro de los neumáticos ante una frenada brusca respecto al ángulo King pin. Se observa que a mayor ángulo King pin el par de auto giro disminuye debido a que la distancia Scrub radius será menor. Por lo tanto, es lógico optar por un ángulo alto para no afectar la estabilidad del sistema de dirección, sin embargo, este ángulo modifica el ángulo Camber de manera positiva a medida que se acciona el sistema de dirección lo cual no es beneficioso para la estabilidad del vehículo.

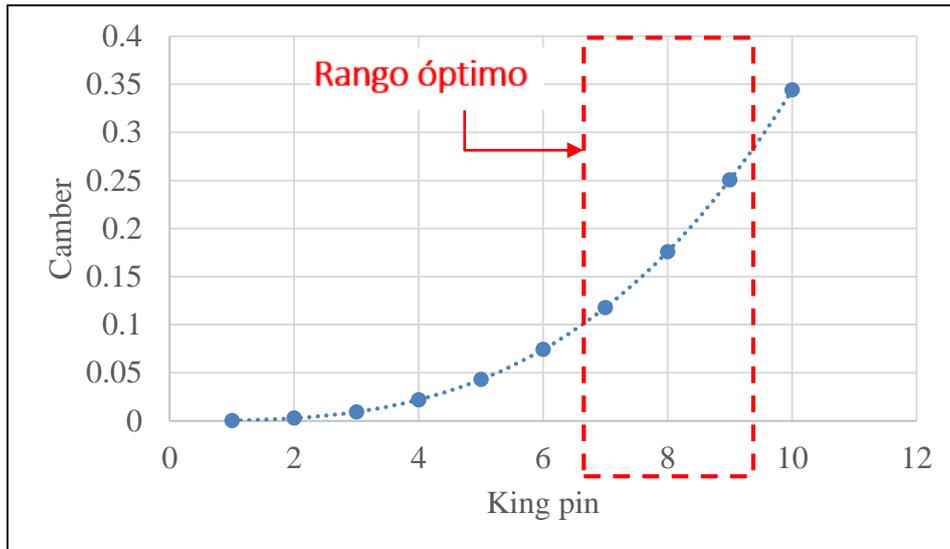


Figura 3.7 Par de auto giro respecto al ángulo King pin  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.7 se presenta la variación del Camber respecto al aumento del King pin. Se visualiza claramente el efecto negativo de seleccionar un ángulo elevado debido a que el Camber se modificará de manera positiva en el momento que la dirección se encuentre totalmente activada. Por lo tanto, teniendo como referencia la figura 3.6 y la figura 3.7 se optó como un ángulo King pin ideal entre 7 y 9 grados, además, para evitar la variación del Camber se empleará un ángulo Caster óptimo para garantizar la estabilidad del monoplaza.

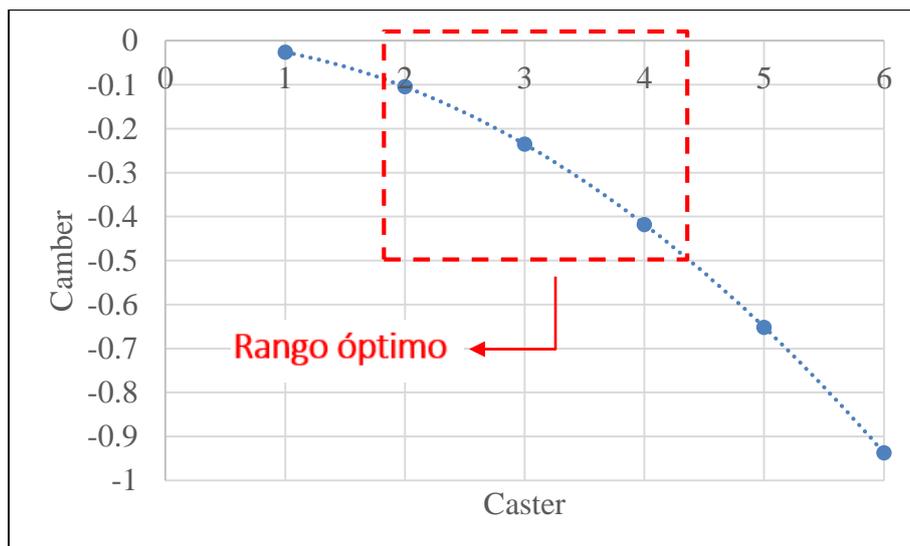


Figura 3.8 Fuerza de accionamiento respecto al Caster  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.8 se presenta la variación del Camber respecto al ángulo Caster en el momento que la dirección al máximo del accionamiento. Se puede observar que el Caster actúa de manera similar al ángulo King pin pero este aumenta el Camber de manera negativa, por lo cual el vehículo, en una curva, será significativamente más estable. Así mismo, de manera análoga al ángulo King pin, es tentativo seleccionar un ángulo Caster elevado para obtener la mayor estabilidad posible en las curvas, sin embargo, este también aumentará el Caster Trail lo cual, como se mencionó en la sección 1.5.4, aumentará la fuerza necesaria para accionar el sistema de dirección.

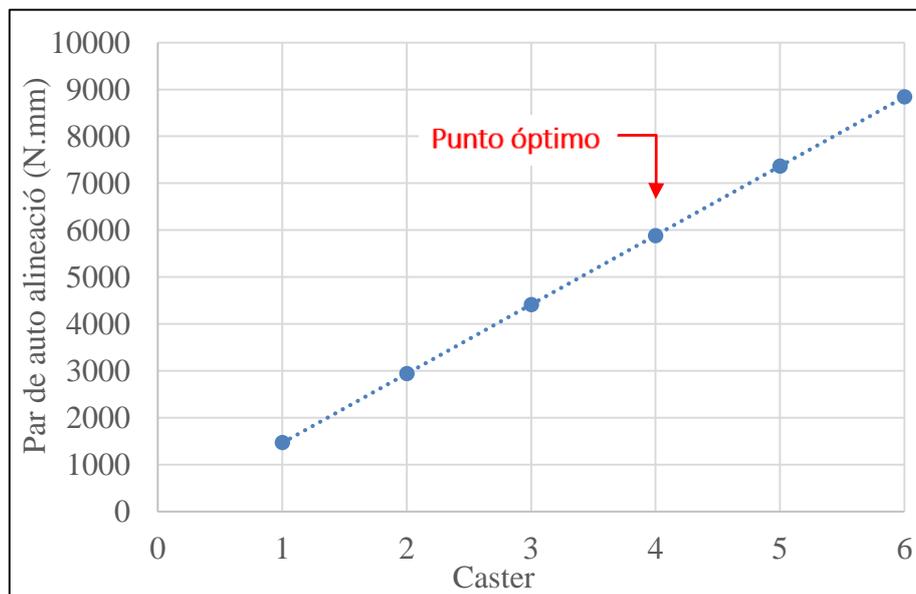


Figura 3.9 Fuerza de accionamiento respecto al Caster  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.9 se observa que el par de accionamiento del sistema aumenta a medida que se aumenta el Caster debido a que el Caster Trail aumenta de manera proporcional a este. Por tal motivo, se debe optar por un ángulo Caster lo más bajo posible teniendo en cuenta en no afectar la geometría de la dirección. Al tomar como referencia la figura 3.7 y la figura 3.8 se infiere un ángulo King pin de 9 grados con lo cual, para no afectar la estabilidad del vehículo, se debe seleccionar un ángulo Caster de 4 grados.

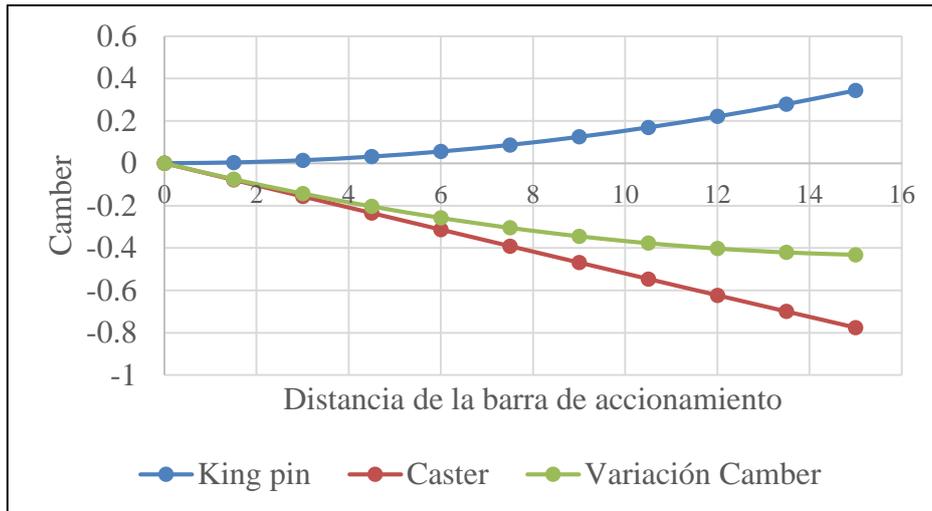


Figura 3.10 Variación de ángulo Caster y King pin  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.10 se presenta el efecto del ángulo King pin y Caster sobre el ángulo Camber al accionar la barra tipo joystick. En ella se puede observar una variación del Camber hacia el lado negativo como máximo de  $-0.4^\circ$  lo cual aumentará el Camber Thrust con 167N y por ende aumentará la estabilidad del vehículo en las curvas. Así mismo, con los ángulos seleccionados se pretende obtener el menor esfuerzo muscular posible.

Concepto	Valor numérico
Ángulo Camber	$-2^\circ$
Ángulo de Caster	$4^\circ$
Ángulo King pin	$9^\circ$
Ángulo TOE	$0^\circ$
Distancia entre ejes	2 m
Distancia entre neumáticos delanteros	1.2 m

Tabla 3.3 Resumen cotas de dirección  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.3 se presenta el resumen de valores a emplear en la geometría de la dirección con lo que se podrá calcular la fuerza necesaria para accionar el sistema de dirección. Así mismo, y más importante en el correcto diseño de la geometría de dirección, se garantizará la estabilidad del sistema de dirección debido a que se evitará que algún desnivel accione el sistema y el piloto percibirá en el mando de dirección el

punto máximo de agarre del neumático y desniveles del pavimento. Por lo tanto, se puede afirmar que el sistema de dirección será preciso y de alta eficiencia sobre el monoplaza.

### 3.1.7 Velocidad máxima en la posición máxima de accionamiento

Para aprovechar completamente la energía producida por el motor de combustión interna es importante mantener la máxima velocidad en las curvas y, sobretodo, al sobrepasar a un vehículo. Para hallar la velocidad se aplicó (2.10) y las cargas en el neumático exterior a la curva de la tabla 3.4. Con ello se obtuvo una velocidad máxima de 22.68km/h por lo cual se puede afirmar que, además de la correcta geometría de dirección de dirección de la tabla 3.3, la variación de velocidad será de 3km/h con lo que se espera aprovechar de manera eficiente la energía generada por el motor de combustión interna.

### 3.2 Fuerza de accionamiento máxima según casos críticos

Los casos críticos para el análisis están expuestos en la sección 2.7 del capítulo 2, para ello, se calculó la fuerza de traslación por eje y rueda la cual depende directamente de la fuerza vertical por neumático mostrada en la tabla 3.4. Así mismo, para poder realizar el análisis de los cuatro casos críticos se calculó mediante (2.4), (2.7) y (2.9) la traslación de fuerza ante cargas dinámicas. Además de ello, se tuvo en cuenta las cargas de impacto vertical y horizontal descrito en la sección 2.8.8.

Caso de traslación de fuerza	Neumático delantero derecho	Neumático delantero izquierdo	Neumático posterior	Ratio de carga por eje
Aceleración	195.96 N	195.96 N	554.23 N	41:59
Desaceleración	390.41 N	390.41 N	401.88	66:34
Curva	391.34 N	206.02 N	766 N	49:51
Curva + desaceleración	<b>419 N</b>	177.57 N	568 N	55:45

Tabla 3.4 Traslación de fuerza respecto al caso crítico de estudio  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.4 se observa la fuerza vertical por neumático ante los tres casos críticos en los que el vehículo puede encontrarse durante la competencia. Se puede observar que la fuerza máxima vertical es en el neumático derecho delantero el cual corresponde al neumático externo de la curva ante una desaceleración. Así mismo, el ratio de carga por eje es beneficioso para evitar el subviraje y el sobreviraje descrito en la sección 1.5.9 debido a que la fuerza máxima de agarre está debidamente distribuido por la correcta selección de la distancia entre ejes del monoplaza.

### 3.2.1 Análisis ergonómico según fuerza de accionamiento

Para obtener la fuerza de accionamiento del sistema crítico se debe tener en cuenta el escenario más crítico en el cual se pueda encontrar el monoplaza. Este caso se muestra en la tabla 3.4 en el cual la fuerza vertical máxima es de 419N con lo que en dicho momento se tendrá que emplear la mayor cantidad de fuerza para lograr accionar el sistema. Así mismo, se debe tener en cuenta la fuerza lateral ejercida delante del neumático por el “Caster Trail” de la figura 1.11, la cual, debido a un ángulo de  $4^\circ$  es de 11.68mm, con lo cual mediante (1.10) y (1.11), se obtiene un valor de 335.2N. Además, al emplear (1.12), se obtiene una fuerza de accionamiento sobre la mangueta de 39.15N la cual es la misma fuerza aplicada sobre el conector principal de tipo L.

Concepto	Valor
Fricción y Camber Thrust (Fr)	335.2 N
Fuerza sobre el conector principal (Fn)	39.15 N

Tabla 3.5 Fuerza accionamiento del sistema  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.5 se muestra las fuerzas que actúan sobre la mangueta de dirección en la que se agregó el conector principal de tipo L de 100mm. Luego de tener las dimensiones de la mangueta se realizó el cálculo de la fuerza de accionamiento mediante (1.11) la cual será aplicada directamente al brazo de la mangueta la cual depende directamente de la fuerza necesaria para accionar el sistema de dirección mediante (1.12); por lo tanto, la fuerza sobre el conector principal es igual a la fuerza necesaria sobre la mangueta debido al ser un elemento simétrico, es decir, se debe obtener una fuerza de salida en la barra de accionamiento tipo joystick de 39.15N.

Ratio punto pivote (mm)	Fuerza (N)
100/120	46.98
105/115	42.88
110/110	39.15
115/105	35.75
<b>120/100</b>	<b>32.63</b>
125/95	29.75
130/90	27.10
135/85	24.65

Tabla 3.6 Fuerza accionamiento del sistema  
Fuente: Elaboración propia

Finalmente, al tener la fuerza necesaria de accionamiento del sistema directamente sobre la mangueta se calculó la distancia al punto de pivote que garantice no superar la fuerza máxima de diseño de 133N en un movimiento de tipo “push” expuesta en la tabla 2.13. Para ello, en la tabla 3.6 se muestra la iteración realizada de la distancia desde el punto en la palanca de 220mm de largo desde una relación de 100/120 hasta 135/85 siendo el primer factor la distancia del punto de pivote hasta el punto de contacto con la mano del piloto. Este rango de medidas es seleccionado debido a la disponibilidad de espacio en el vehículo; por lo tanto, la fuerza máxima de accionamiento para obtener una fuerza de salida de 39.15N es de 33 N la cual evitará el desgaste muscular prematuro del piloto debido a que es el 25% de la fuerza máxima de diseño.

### 3.3 Análisis estructural de la mangueta de dirección

En el análisis estructural se tomó el caso crítico de mayor fuerza vertical el cual, según la tabla 3.4, ocurre en el momento de frenar (desaceleración) en una curva. Así mismo, se evaluó la resistencia mecánica de la mangueta ante un impacto vertical (desnivel) de 700N y un impacto horizontal de 400 N como valor absoluto. También, se evaluó las barras de dirección del sistema bajo las mismas consideraciones de impacto mencionadas anteriormente.

### 3.3.1 Impacto vertical

Mesh Metric	Orthogonal Quality	Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	5.2388e-005	<input type="checkbox"/> Min	2.0345e-003
<input type="checkbox"/> Max	0.99999	<input type="checkbox"/> Max	0.99995
<input type="checkbox"/> Average	0.7049	<input type="checkbox"/> Average	0.39396
<input type="checkbox"/> Standard Deviat...	0.33291	<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0.28828

(a)

(a)

Figura 3.11 (a)Calidad de malla Ortogonal. (b) Calidad de malla Skewness  
Fuente: Elaboración propia

Según la figura 3.11 presentada se observa que la calidad de malla por el criterio Ortogonal es en promedio de 0.7 y por el criterio de Skewness de 0.39. Estos valores, al estar dentro de un rango categorizado como “muy bueno”, garantizarán que los resultados obtenido con el software ANSYS sean reales y confiables debido a la correcta estructuración de la malla, sobretodo, en los lugares críticos del elemento como cambios de geometría donde se generan concentración de esfuerzos.

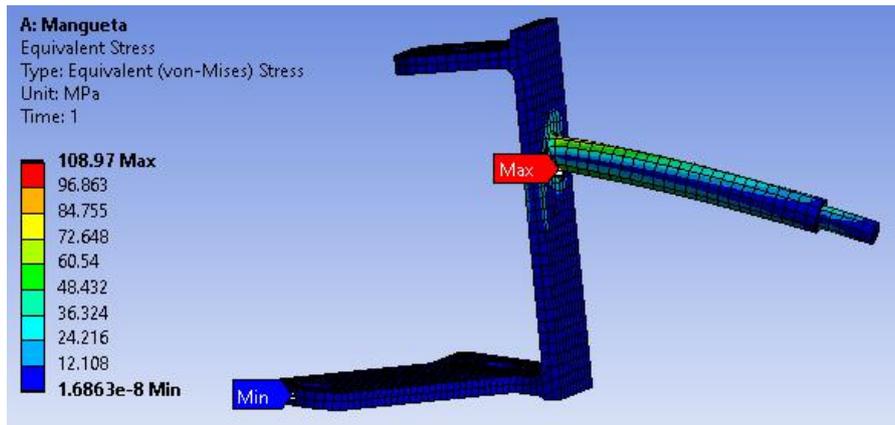


Figura 3.12 Esfuerzo máximo ante impacto vertical  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.12 se observa el resultado en ANSYS ante un impacto vertical directamente a la mangueta. El impacto ha sido representado mediante una carga directa sobre el muñón de la mangueta ubicada en el extremo opuesto a la pared de la mangueta. Así mismo, se tiene como esfuerzo máximo de 108.97 MPa lo cual cumple con el límite de esfuerzo de diseño ante un factor de seguridad de 4 debido a no superar los 120MPa como esfuerzo de diseño.

### 3.3.2 Impacto horizontal

Mesh Metric	Skewness	Mesh Metric	Orthogonal Q...
<input type="checkbox"/> Min	2.0345e-003	<input type="checkbox"/> Min	2.0111e-004
<input type="checkbox"/> Max	0.9998	<input type="checkbox"/> Max	0.99999
<input type="checkbox"/> Average	0.3854	<input type="checkbox"/> Average	0.71914
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.27444	<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.31949

(a) (b)

Figura 3.13 (a) Calidad de malla Skewness. (b) Calidad de malla Ortogonal  
Fuente: Elaboración propia

Según la figura 3.12 la calidad de malla por el criterio Ortogonal es en promedio de 0.72 y por el criterio de Skewness de 0.38. Estos valores, al igual que en el caso anterior, garantizarán que los resultados obtenidos con el software ANSYS sean reales y confiables. Principalmente, se obtuvo una correcta estructuración de la malla en los lugares críticos del elemento como cambios de geometría donde se generan concentración de esfuerzos y en los agujeros para los anclajes.

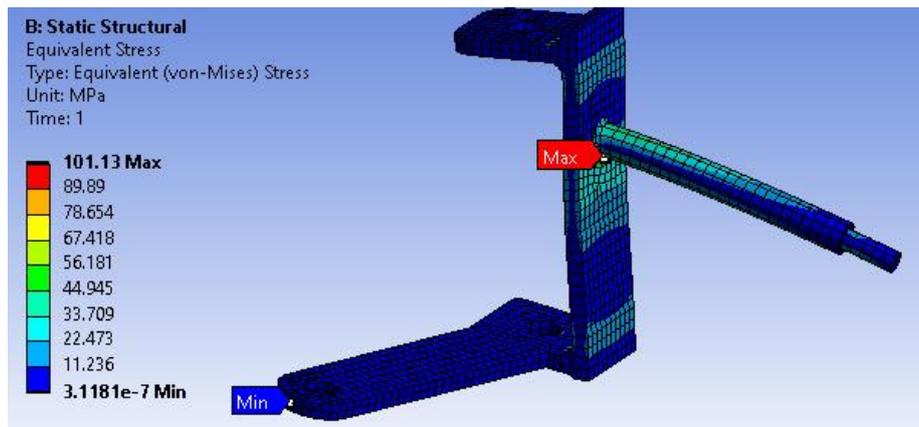


Figura 3.14 Esfuerzo máximo ante carga horizontal  
Fuente: Elaboración propia

Al igual que en el caso de un impacto vertical, en la figura 3.14 se presenta la simulación estructural de la mangueta ante un impacto horizontal de 400N. En ella se observa que el esfuerzo máximo equivalente (von Mises) es de 101 MPa en el cambio de geometría entre el muñón y la pared de la mangueta con lo cual, hasta el momento, el dimensionamiento de la mangueta es correcto y seguro para la competencia ante un factor de seguridad de 4.

### 3.3.3 Cargas combinadas

Mesh Metric	Orthogonal Q...	Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	2.0111e-004	<input type="checkbox"/> Min	2.0345e-003
<input type="checkbox"/> Max	0.99999	<input type="checkbox"/> Max	0.9998
<input type="checkbox"/> Average	0.71914	<input type="checkbox"/> Average	0.3854
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.31949	<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.27444

(a) (b)

Figura 3.15 (a) Calidad de malla Ortogonal. (b) Calidad de malla Skewness.  
Fuente: Elaboración propia

Según la figura 3.15 la calidad de malla por el criterio Ortogonal es en promedio de 0.72 y por el criterio de Skewness de 0.38. Estos valores se encuentran dentro del rango “muy bueno” de los criterios de falla descritos en la sección 2.9.2. Con dichos valores obtenidos se garantiza la confiabilidad y veracidad de los resultados obtenidos a lo largo del proceso de simulación estructural. Así mismo, se obtuvo una correcta estructuración de la malla en las áreas críticas del elemento como cambios de geometría en donde se generan una concentración de esfuerzos.

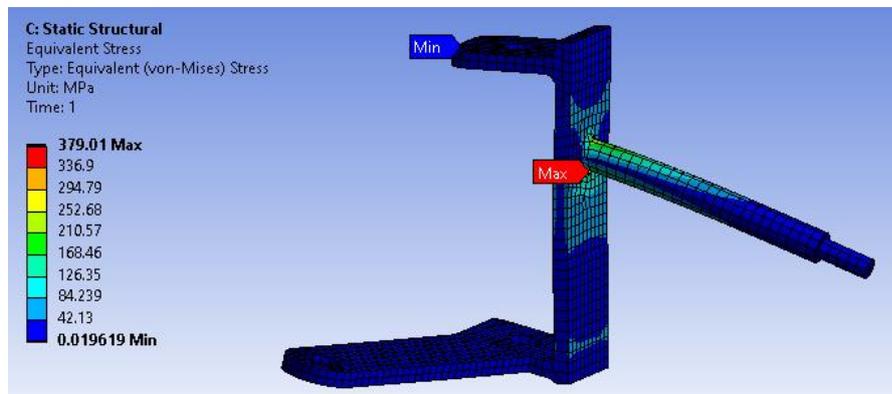


Figura 3.16 Esfuerzo máximo ante cargas combinadas  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.16 se presenta el resultado de los esfuerzos máximos y mínimos según criterio de falla por von mises. Se puede observar que el esfuerzo máximo es de 379 MPa lo cual supera al valor máximo de diseño de 120 MPa. Por ello, se utilizará la parametrización de ANSYS para optimizar la mangueta de dirección. Con ello se espera obtener la mangueta de dirección final ideal en un menor tiempo que al realizarlo de manera manual. Seguido a ello, se realizará la optimización topológica de la mangueta de dirección y el conector principal de tipo L.

### 3.3.4 Parametrización de la mangueta

En las secciones anteriores se presentó los tres casos más críticos en el análisis del comportamiento del sistema de dirección mediante el software computacional ANSYS. En los dos primeros casos de análisis, desnivel e impacto horizontal, se cumplió con los parámetros de diseño impuestos en la tabla 2.11. Sin embargo, al analizar la mangueta en un caso combinado crítico se presentó un esfuerzo máximo según el criterio de von Mises de 379 MPa lo cual supera al esfuerzo de diseño de 120MPa ante un factor de seguridad de 4. Para poder optimizar la geometría se utilizó la parametrización en ANSYS para encontrar el punto ideal en cuanto a masa y resistencia estructural en el cual se satisfaga los requerimientos de diseño estructural.

Parámetro	Incremento (mm)
Espesor Mangueta	0 - 6
Redondeo mangueta	1 – 5
Diámetro del muñón	9 - 15

Tabla 3.7 Parámetros para iteración del diseño  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.7 se presentan tres parámetros respecto a un rango de valores que se utilizaron para realizar la iteración mediante el software ANSYS. Así mismo, se realizaron 180 combinaciones con dichos valores teniendo como punto de salida al esfuerzo máximo según criterio de falla por von Mises. Con dicha cantidad de combinaciones se obtuvo la convergencia de los resultados, es decir, encontrar el punto óptimo de diseño en el cual se obtuvo un esfuerzo de diseño de cada parámetro para lograr un esfuerzo máximo equivalente menor a 120MPa sin sacrificar la masa del elemento.

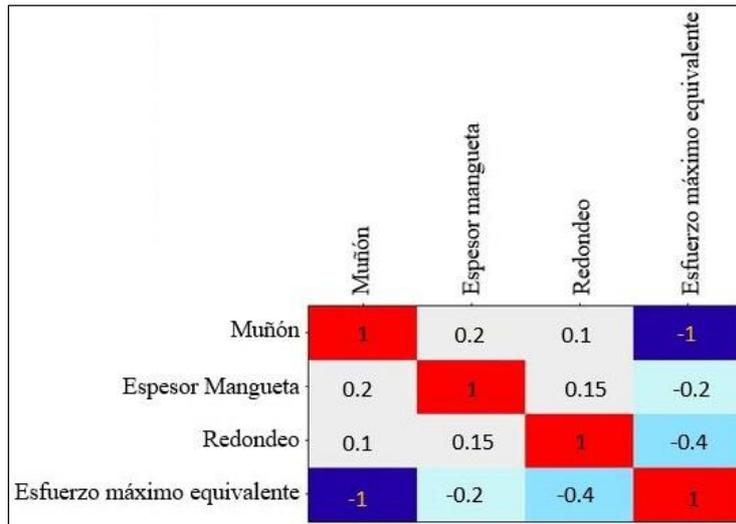


Figura 3.17 Matriz de correlaciones entre componentes contra esfuerzo de von Mises  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.17 se presenta la matriz de correlaciones entre los parámetros introducidos al software para hallar la configuración ideal de la mangueta de dirección para lograr obtener componentes resistentes y livianos. Se puede observar que las correlaciones de mayor impacto (-1 y -0.4) es el esfuerzo máximo con el muñón y el redondeo en el cambio de geometría. Por lo tanto, la convergencia de dimensiones estará enfocado en los parámetros antes mencionados contrastado con el espesor general de la mangueta.

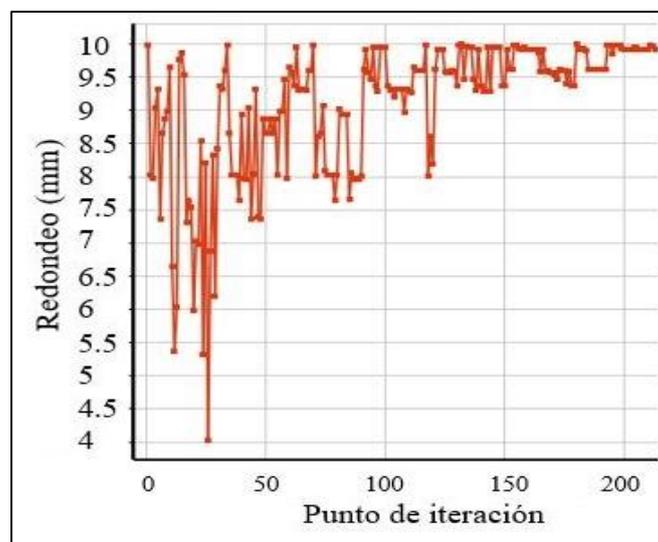


Figura 3.18 Espesor general de la mangueta según punto de iteración  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.18 se muestra la iteración del redondeo de la mangueta en el cambio de geometría de 4 mm a 10mm. Dicho parámetro es del segundo de mayor impacto de correlación respecto al esfuerzo máximo equivalente según criterio de falla por von-Mises. Por tal motivo, se empleará el valor de convergencia de 10mm con lo que se espera obtener un factor de seguridad de 4 debido a la criticidad del elemento ante la seguridad del piloto y participantes de la competencia.

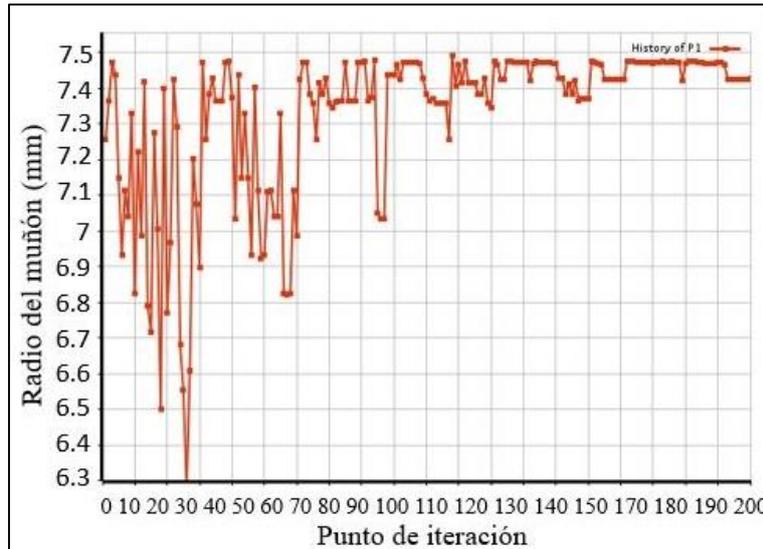


Figura 3.19 Diámetro del muñón según punto de iteración.  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.19, se muestra la iteración del radio del muñón desde 6mm a 7.5mm, a pesar de que el rango ingresado fue de 4.5 a 7.5mm; sin embargo, el software ANSYS únicamente seleccionó el primer rango mencionado debido a la correlación de parámetros según los puntos de diseño para optimizar los recursos computacionales. Se puede observar una convergencia en 7.5mm de radio, sin embargo, se deberá tener en cuenta que las dimensiones seleccionadas sea la correcta teniendo en cuenta que el esfuerzo máximo equivalente no supere el esfuerzo máximo de diseño seleccionado al ser contrastado con el espesor de la mangueta como se muestra en la figura 3.20.

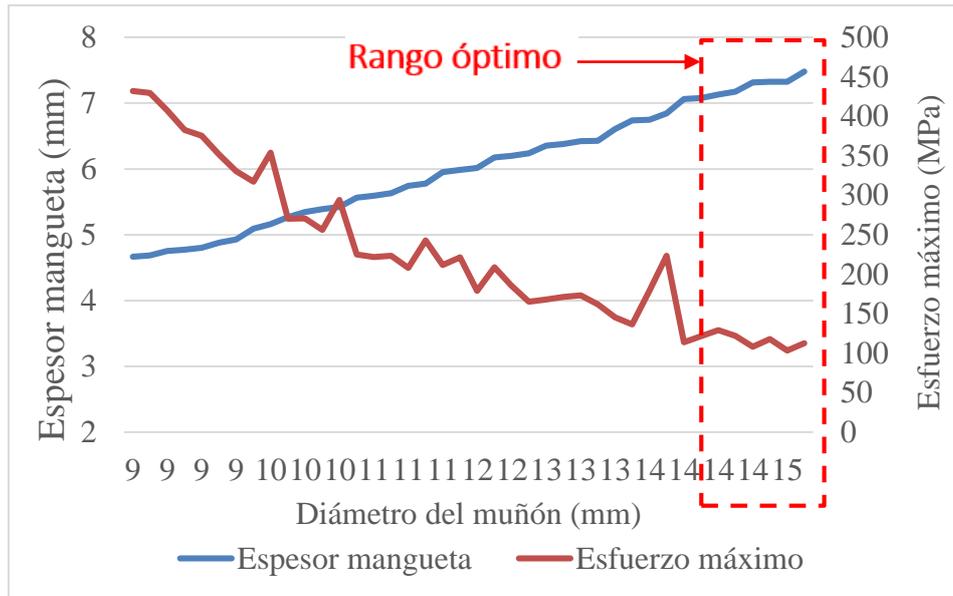


Figura 3.20 Iteración del espesor de la mangueta y el diámetro del muñón respecto al esfuerzo máximo  
Fuente: Elaboración propia

Para seleccionar el correcto espesor de mangueta se realizó el cruce de iteraciones con el radio del muñón debido a que el espesor de la mangueta se correlaciona de manera efectiva con el diámetro del muñón respecto al esfuerzo máximo equivalente como se presenta en la figura 3.20. Así mismo, se observa que, teniendo en cuenta un factor de seguridad de 4, con un diámetro de muñón de 15mm y un espesor de mangueta de 3.5mm se cumple con el requerimiento; sin embargo, se seleccionó un diámetro de 14mm con un espesor de 7mm debido a que el espesor de la mangueta será optimizado topológicamente con lo cual se obtuvo una menor masa.

Concepto	Valor (mm)
Espesor	7
Diámetro muñón	14
Redondeo	5
Distancia entre acoples	161

Tabla 3.8 Dimensiones finales de la mangueta  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.8 se presentan las dimensiones finales de la mangueta de dirección con la cual se satisfizo las condiciones de diseño con un factor de seguridad de 4. Teniendo en cuenta los esfuerzos de diseño presentados en la tabla 2.11 para el material aluminio 7075-T6, el cual presenta la menor densidad, el esfuerzo máximo equivalente no debe ser superior a 120MPa en el análisis estructural realizado en la sección 3.3.5.

### 3.3.5 Análisis estructural de la mangueta

Antes de poder realizar el análisis estructural de la mangueta es importante definir la viabilidad de manufactura de la pieza presentada. Es decir, si bien la mangueta puede ser realizada en una sola pieza, el muñón, en este caso, se plantea que sea una pieza a parte el cual debe ir unido a la pared de la mangueta con un ajuste de holgura clase RC5. Para ello, se utilizará la teoría del capítulo 13 de [28] en el que se detallan los pasos para el correcto análisis de este tipo de manufactura o acople.

Elemento	Dimensión (mm)
Muñón	18.959 – 18.939
Agujero en pared de la mangueta	19.030 – 19.000

Tabla 3.9 Dimensiones del muñón y agujero de la pared de la mangueta  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.9 se muestran las dimensiones máximas y mínimas en la zona de anclaje del muñón de 14mm. Para el área de anclaje se tendrá en cuenta un diámetro de 19mm para poder cumplir con el redondeo de 10mm obtenido en la parametrización. Para ello, se tomó como referencia las medidas de la tabla 3.8 con lo que se obtuvo una holgura máxima de 0.091mm y una holgura mínima de 0.041mm con lo que se obtiene un acople de precisión y de manufactura viable que resistirá las cargas de funcionamiento del monoplaza. Además, para verificar ello se realizó un análisis mediante ANSYS siguiendo el caso de fuerzas combinadas.

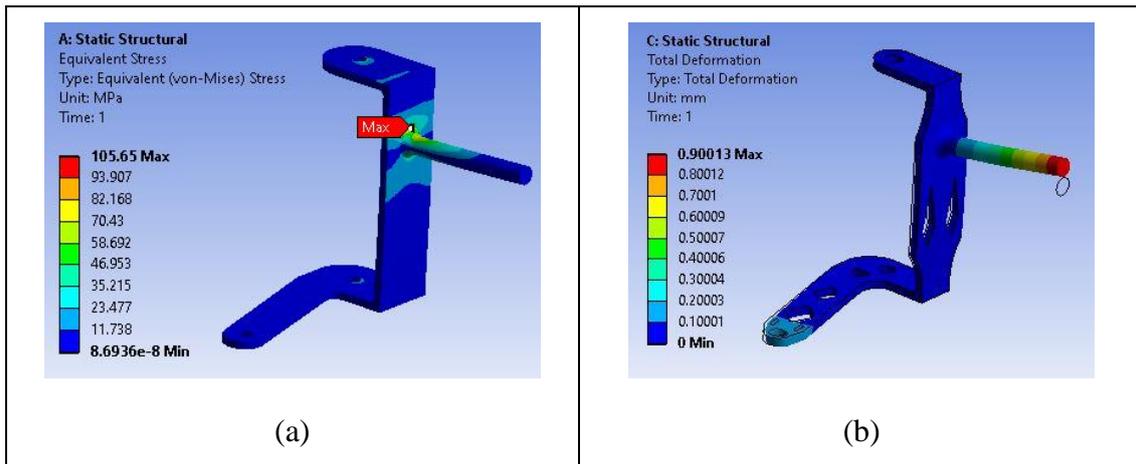


Figura 3.21 (a) Validación final de la mangueta luego de la parametrización. (b) Análisis de deformación  
 Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.21a se muestra la simulación de la mangueta luego de realizar la parametrización expuesta en la sección 3.3.3 y análisis de ajuste de holgura de clase RC5. Para ello se consideró las medidas de holgura máxima de muñón y orificio de la pared de la mangueta debido a que es el caso más crítico. Se puede observar que el esfuerzo máximo por von Mises es de 106 MPa con un factor de seguridad de 4.5. En la figura 3.21b se observa una deformación total de 0.9mm la cual no variará la geometría de dirección.

### 3.4 Análisis estructural del conector principal tipo L

Al igual que la parametrización realizada para hallar el dimensionamiento óptimo de la mangueta, se realizará el mismo proceso para el conector principal de tipo L. En la parametrización realizada se iteró el espesor y ancho del elemento para así poder obtener las dimensiones mínimas requeridas para soportar por las cargas a las cual está sometido ante el accionamiento del piloto con la mayor fuerza posible. Las dimensiones a iterar del conector principal tipo L se presentan en la tabla 3.10.

Concepto	Parámetro (mm)
Espesor del conector principal	1 – 15
Redondeo	5 – 20
Ancho de la sección transversal	1 – 15

Tabla 3.10 Parámetros para iteración del conector principal tipo L  
 Fuente: Elaboración propia

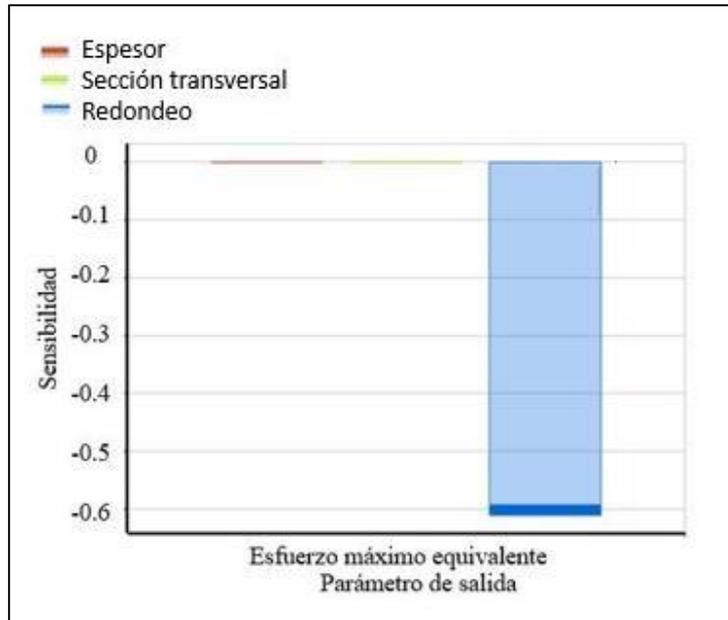


Figura 3.22 Sensibilidad parametrización del conector principal tipo L  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.22 se presenta la sensibilidad del esfuerzo máximo por von Mises ante la variación de los tres parámetros ingresados al software ANSYS. Se puede observar que el redondeo en el cambio de geometría es de alta sensibilidad debido a la concentración de esfuerzos en dicha zona. Por lo tanto, sino es bien seleccionado, se pueden ocasionar fracturas del material. Por tal motivo, este parámetro será el principal factor de análisis ante un factor de seguridad de 2.5.

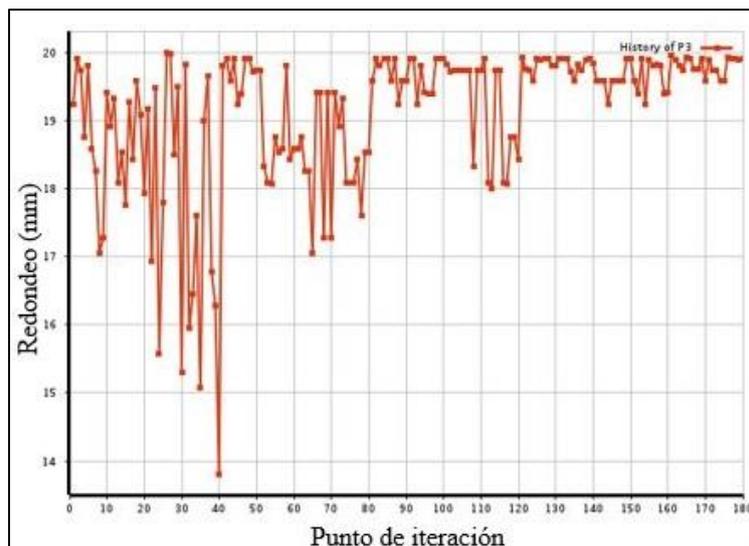


Figura 3.23 Parametrización del conector principal tipo L  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.23 se presenta el resultado de la iteración según los parámetros de la tabla 2.11. Se puede observar que el redondeo en el cambio de geometría, inicialmente ángulo recto, converge en un radio de 20mm. Este valor permite la desconcentración o redistribución de esfuerzos lo cual disminuyó el esfuerzo máximo por el criterio de falla de von Mises. Así mismo, si bien los demás parámetros no generan sensibilidad al cambio del esfuerzo máximo, se observó una convergencia en el valor máximo ingresado; es decir, tanto el espesor como el ancho de la sección transversal serán de 15mm, respectivamente.

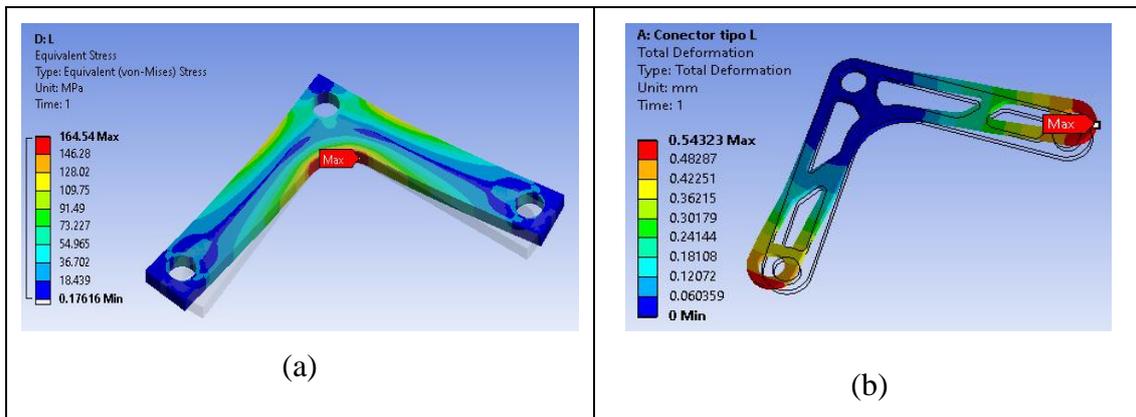


Figura 3.24 (a) Análisis estructural del conector de tipo L. (b) Deformación absoluta  
Fuente: elaboración propia

En la figura 3.24a se presenta la simulación estructural del conector principal de tipo L con cargas de tipo pin de 705N en ambos casos debido a que el elemento es simétrico para poder obtener una relación de giro de 1:1, es decir, por cada ángulo de desplazamiento de la palanca de accionamiento tipo joystick el neumático girará el mismo valor. Se puede observar que el esfuerzo máximo es de 164MPa lo cual cumple con el criterio de diseño según la tabla 2.11. Finalmente, en la figura 3.24b se observa una deformación de 0.54mm la cual se desprecia por no interferir en el correcto funcionamiento del sistema de dirección.

### 3.5 Análisis estructural de los elementos del sistema de dirección

Los elementos que se deben analizar son la barra de accionamiento tipo joystick, la barra de acoplamiento longitudinal y transversales. En cuanto a la barra de accionamiento tipo joystick se realizó un análisis por flexión mientras que las dos barras de acoplamiento conectadas a las manguetas se realizó un análisis por pandeo. Para ello, se empleará la fuerza máxima que una persona promedio de 80kg puede realizar la cual

es el 30% de su peso corporal, en este caso, la máxima fuerza es de 236N, aproximadamente. Así mismo, se empleó un factor de seguridad de 2.5 con lo que se obtuvo una fuerza de 588N desde el punto de accionamiento del piloto sobre la palanca de accionamiento tipo joystick.

### 3.5.1 Palanca de accionamiento tipo joystick

Para el correcto dimensionamiento de la barra de accionamiento tipo joystick se empleó la formulación matemática expuesta en la sección 1.9.4 con lo cual se obtuvo el diámetro mínimo para la barra ante una carga máxima horizontal de 588N. Así mismo, se empleó las medidas seleccionadas la tabla 3.5 para obtener el momento máximo con lo cual al emplear (1.18) , (1.19) y (1.20) se obtuvo un diámetro mínimo requerido de 12mm. Por último, debido a que la barra tendrá un pin para poder sujetarla con el chasis, se realizó un estudio por criterio de falla de von-Mises para verificar que no exista un esfuerzo mayor a 192MPa, sobretodo, en el cambio de geometría entre el pin y la palanca de accionamiento.

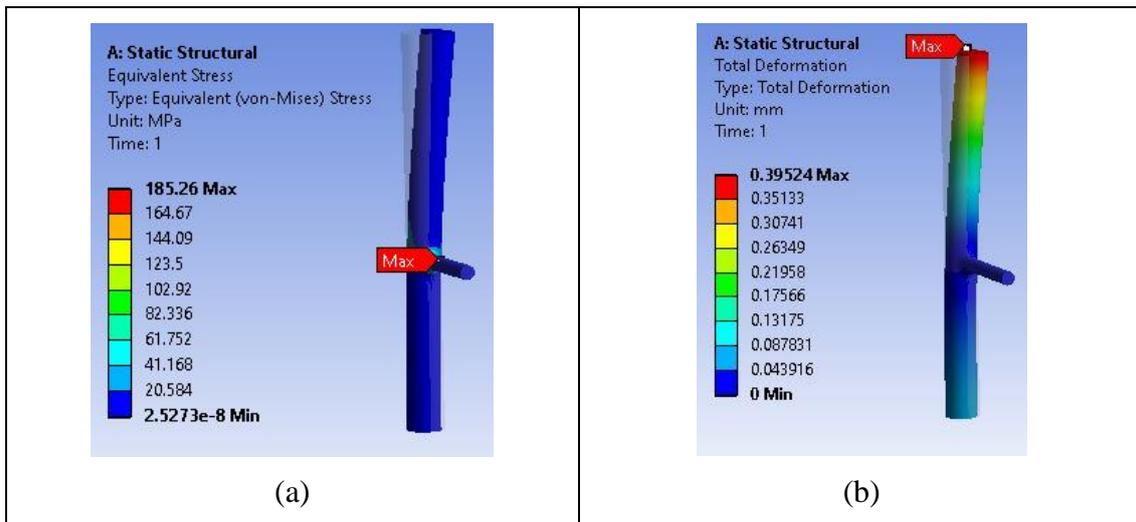


Figura 3.25 (a) Simulación barra vertical tipo joystick. (b) Deformación absoluta  
 Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.25a se muestra la simulación mecánica de la palanca de accionamiento de tipo joystick con un diámetro de 12mm ante una fuerza horizontal de 588N. Se observa que el esfuerzo máximo es de 185.26 MPa en la zona crítica de cambio de geometría lo cual cumple de manera satisfactoria con el límite de esfuerzo de diseño de 192MPa, por lo tanto, el elemento no fallará por un esfuerzo flexionante. Así mismo, en la figura 3.25b se muestra la deformación absoluta la cual es de 0.39mm que no afecta en el comportamiento de la dirección.

### 3.5.2 Barra de acoplamiento longitudinal

La barra de acoplamiento longitudinal es el nexo principal entre la palanca de accionamiento de tipo joystick y el conector principal de tipo L el cual sincroniza el movimiento “push-pull” a un movimiento angular en los neumáticos. Para realizar el análisis estructural se aplicó una carga axial de 706N en compresión directamente sobre el eje central de la barra, es decir, no existe ningún tipo de excentricidad que deba ser considerado. Así mismo, se aplicó la formulación de Euler para realizar el análisis de estabilidad y evitar la falla por pandeo del elemento.

Diámetro barra de acoplamiento longitudinal (mm)	Carga crítica (N)	Esfuerzo crítico (Mpa)	Relación de Esbeltez	Masa (g)
5	545.03	27.76	160.00	11
<b>6</b>	<b>1130.18</b>	<b>39.97</b>	<b>133.33</b>	<b>16</b>
7	2093.80	54.41	114.29	22
8	3571.92	71.06	100.00	28
9	5721.53	89.94	88.89	36
10	8720.52	111.03	80.00	44
11	12767.71	134.35	72.73	53
12	18082.86	159.89	66.67	63
13	24906.66	187.65	61.54	74
14	33500.73	217.62	57.14	86
15	44147.61	249.82	53.33	99
16	57150.77	284.24	50.00	113
17	72834.62	320.89	47.06	127
18	91544.48	359.75	44.44	143
19	113646.63	400.83	42.11	159
20	139528.25	444.13	40.00	176

Tabla 3.11 Iteración del diámetro de la barra de acoplamiento longitudinal.

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.11 se muestra la iteración del diámetro de la barra de acoplamiento longitudinal de una longitud de 200mm. Se puede observar que con un diámetro de 6mm se obtiene una carga crítica superior a 706N, carga obtenida luego de la palanca de accionamiento de tipo joystick. Además, se cumple con el requerimiento de diseño tanto del esfuerzo crítico como de la relación de esbeltez mayor a 65 siendo estas de 39.97MPa y 133.3, respectivamente.

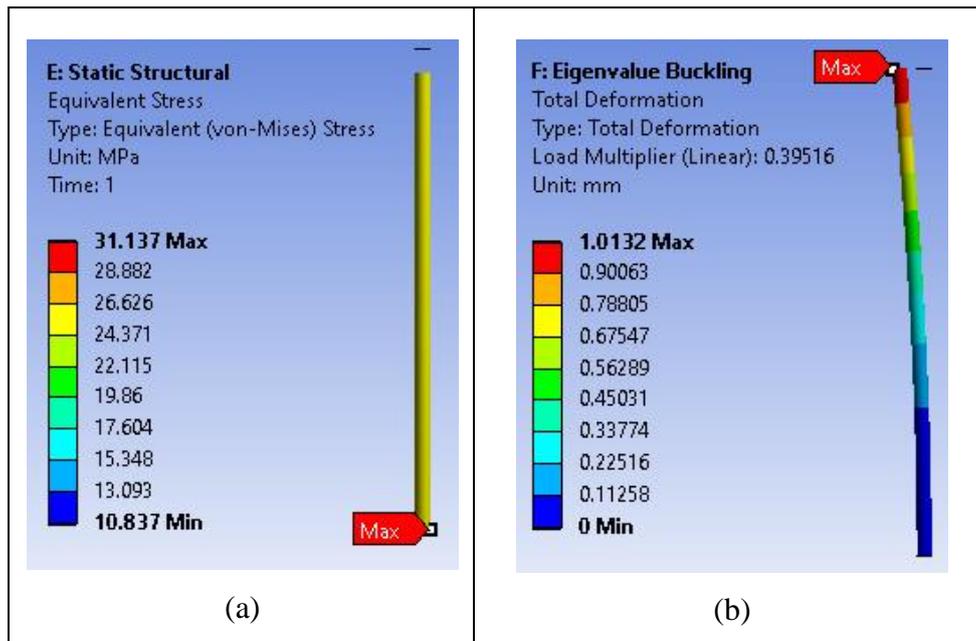


Figura 3.26 (a) Análisis estructural mediante criterio de von Mises. (b) Análisis de estabilidad estructural.  
 Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.26 se presenta tanto el análisis estructural mediante el criterio de falla por von Mises y el análisis de estabilidad de la barra considerándola como una columna simplemente apoyada. En la figura 3.26a se observa el análisis estructural en el cual el esfuerzo máximo, según criterio de von Mises, es de 31.14MPa el cual cumple con el criterio de esfuerzo de diseño máximo de 192MPa. Así mismo, en la figura 3.26b se presenta el análisis de estabilidad el cual fue validado mediante la tabla 3.12 según criterios de estabilidad mediante Euler y la relación de esbeltez.

### 3.5.3 Barra de acoplamiento transversal

Para el correcto dimensionamiento de la barra de acoplamiento transversal se tuvo en cuenta la distancia entre neumáticos delanteros seleccionada en la sección 3.1.3. Con ello se obtuvieron dos barras de acoplamiento transversal siendo la primera de 662mm y la segunda de 442mm. Estas dimensiones serán utilizadas para el análisis las fórmulas de la sección 1.9.3 del capítulo 1 desde un diámetro de 5mm hasta un diámetro de 20mm. Finalmente, se empleará la fuerza de 706N descrita en el análisis de la barra longitudinal de 200mm y criterios de estabilidad según la formulación de Euler.

Diámetro barra de acoplamiento transversal (mm)	Carga crítica (N)	Esfuerzo crítico (MPa)	Relación de Esbeltez	Masa (g)
5	111.59	5.68	353.60	24
6	231.40	8.18	294.67	35
7	428.70	11.14	252.57	48
<b>8</b>	<b>731.34</b>	<b>14.55</b>	<b>221.00</b>	<b>62</b>
9	1171.46	18.41	196.44	79
10	1785.49	22.73	176.80	97
11	2614.14	27.51	160.73	118
12	3702.39	32.74	147.33	140
13	5099.54	38.42	136.00	164
14	6859.14	44.56	126.29	191
15	9039.05	51.15	117.87	219
16	11701.39	58.20	110.50	249
17	14912.60	65.70	104.00	281
18	18743.37	73.66	98.22	315
19	23268.69	82.07	93.05	351
20	28567.85	90.93	88.40	389

Tabla 3.12 Iteración del diámetro de la barra de acoplamiento transversal de 442mm.  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.12 se muestra la iteración del diámetro de la barra de acoplamiento transversal, nexo principal entre conector principal de tipo L y la mangueta de dirección, respecto a la carga crítica la cual no debe ser superior a la fuerza máxima en la barra de 706N. La longitud de la barra es de 442mm y es fija, por ello, la variación realizada fue con el diámetro. Se puede observar que con un diámetro de 8mm se satisface el criterio de no superar la carga de accionamiento máxima y es el de menor masa respecto a las barras de mayor diámetro. Así mismo, se cumple que el esfuerzo crítico sea menor al esfuerzo de fluencia y que la relación de esbeltez sea superior a 65; con lo cual, es correcto aplicar la formulación de Euler.

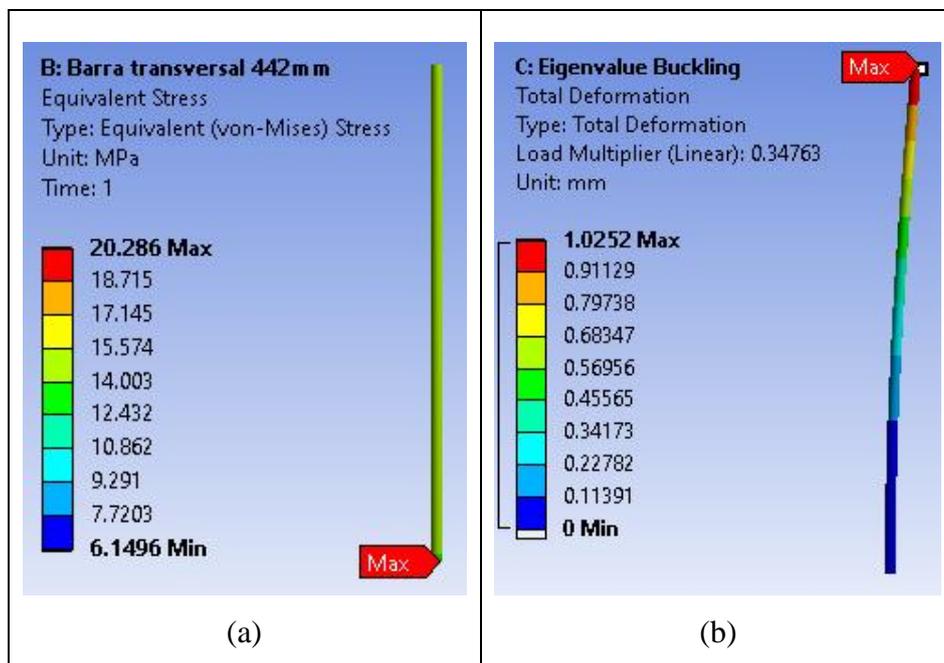


Figura 3.27 (a) Análisis estructural mediante criterio de von Mises, (b) Análisis de estabilidad estructural.  
 Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.27a se presenta el esfuerzo máximo equivalente de la barra de acoplamiento transversal de 442mm de largo con un diámetro de 8mm. Se puede observar que el esfuerzo obtenido es de 20.29Mpa lo cual es un valor bajo por lo cual la teoría empleada es válida. Así mismo, en la figura 3.27b se presenta el análisis de estabilidad de la barra en la que se observa una deformación máxima de 1mm lo cual es aceptable en términos de estabilidad. Por lo tanto, el dimensionamiento de la barra de 442mm es correcta y no fallará por pandeo durante la competencia.

### 3.5.4 Barra de acoplamiento transversal de 662mm

Si bien el análisis realizado para la barra de acoplamiento longitudinal de 442mm es correcto, también es necesario realizarlo con la barra de acoplamiento de 662mm con la misma carga de 706N. Para ello, al igual que en el caso anterior, se iteró la barra desde un diámetro inicial de 5mm hasta 20mm teniendo en cuenta la carga crítica, esfuerzo crítico y la relación de esbeltez la cual, para poder emplear la formulación de Euler en el caso del aluminio, debe ser mayor a 65.

Diámetro barra de acoplamiento transversal (mm)	Carga crítica (N)	Esfuerzo crítico (MPa)	Relación de Esbeltez	Masa (g)
5	49.75	2.53	529.60	36
6	103.16	3.65	441.33	52
7	191.11	4.97	378.29	71
8	326.02	6.49	331.00	93
9	522.22	8.21	294.22	118
<b>10</b>	<b>795.95</b>	<b>10.13</b>	<b>264.80</b>	<b>146</b>
11	1165.35	12.26	240.73	176
12	1650.48	14.59	220.67	210
13	2273.31	17.13	203.69	246
14	3057.72	19.86	189.14	285
15	4029.50	22.80	176.53	328
16	5216.34	25.94	165.50	373
17	6647.86	29.29	155.76	421
18	8355.57	32.84	147.11	472
19	10372.91	36.59	139.37	526
20	12735.21	40.54	132.40	582

Tabla 3.13 Iteración del diámetro de la barra de acoplamiento transversal de 662mm.

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.13 se muestra la iteración del diámetro de la barra de acoplamiento transversal de una longitud de 662mm. De manera análoga al comportamiento de la barra de acoplamiento transversal de 442mm, el diámetro que cumple con los criterios de diseño es de 10mm y, sobretodo, la relación de Esbeltez mayor a 65. Por lo tanto, en este caso también es correcto aplicar la teoría de estabilidad elástica por Euler. Finalmente, se puede afirmar que los elementos están correctamente dimensionados y no fallarán por pandeo, es decir, son elementos estables.

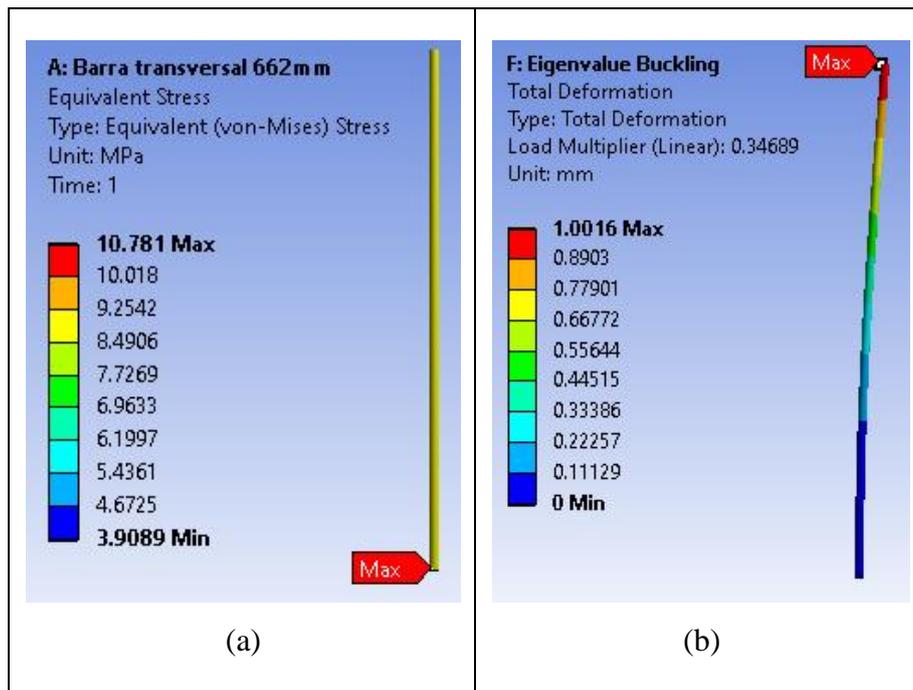


Figura 3.28 (a) Análisis estructural mediante criterio de von Mises, (b) Análisis de estabilidad estructural.  
 Fuente: Elaboración propia

El análisis estructural de la barra de acoplamiento transversal se realizó mediante una carga axial de 705N directamente sobre el eje central de la barra. En la figura 3.28a se observa el análisis estructural en el cual el esfuerzo máximo, según criterio de von Mises, es de 10.78MPa con lo que se afirma el correcto uso de la formulación de Euler. Así mismo, en la figura 3.28b se presenta el análisis de estabilidad el cual fue validado mediante la tabla 3.12.

Elemento	Diámetro final (mm)
Barra de acoplamiento longitudinal	6
Barra acoplamiento transversal de 662mm	10
Barra acoplamiento transversal de 442mm	8

Tabla 3.14 Dimensiones finales de las barras de acoplamiento transversal y longitudinal.  
Fuente: elaboración propia

En la tabla 3.14 se muestran las dimensiones finales tanto de la barra de acoplamiento longitudinal de 200mm de longitud como las barras transversal de 662mm y 442mm. Al elegir dichas dimensiones se asegura la estabilidad del sistema, es decir, no ocurrirá una falla por pandeo en las barras lo cual provocaría una imprecisión en el manejo del monoplaza. Adicionalmente, las dimensiones seleccionadas son las mínimas requeridas para satisfacer los requerimientos de diseño debido a que con las de menor masa con lo cual se cumple con el objetivo de obtener la menor masa que sea capaz de resistir las cargas estáticas y dinámicas propias del funcionamiento del vehículo.

### 3.6 Verificación de falla por fatiga

La verificación de falla por fatiga se realizará a los elementos que presenten esfuerzo por flexión. Estos son la mangueta de dirección, el conector principal de tipo L y la palanca de accionamiento de tipo joystick. Como se presentó en la sección 2.9.1 se asumirá vida infinita del elemento si los ciclos de vida según el límite de fatiga supera el valor de  $10^6$ . Para ello, el esfuerzo a la fatiga máximo que se obtuvo fue de 140 MPa con lo que se obtuvo una esperanza de vida de  $4 \times 10^6$  ciclos que, al tener en cuenta la aplicación y modo de uso del sistema, se puede afirmar que el sistema de dirección es de vida infinita.

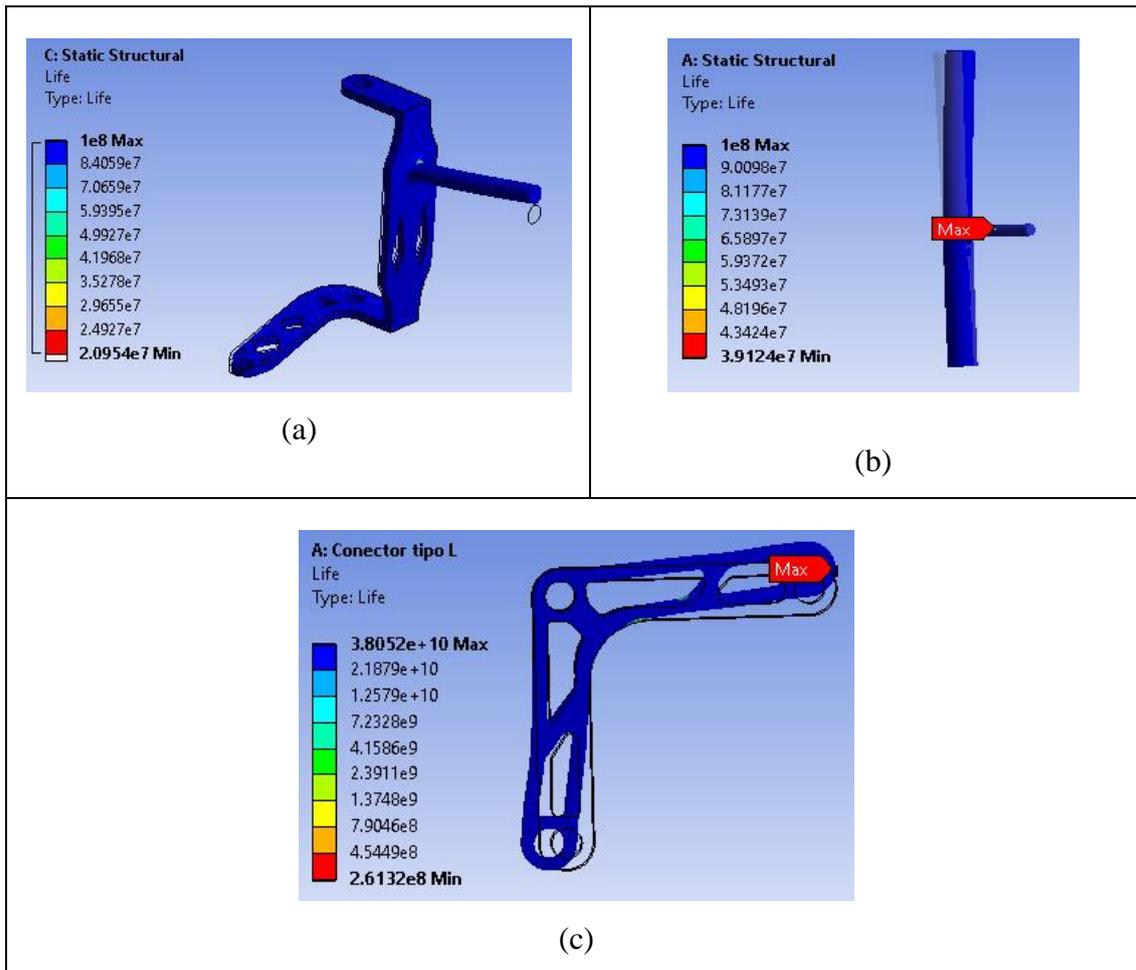


Figura 3.29 (a) Análisis por fatiga de la mangueta de dirección. (b) Análisis por fatiga de la palanca de accionamiento de tipo joystick. (c) Análisis por fatiga del conector principal de tipo L  
Fuente: elaboración propia

En la figura 3.29a se observa que el ciclo de vida de la mangueta de dirección mínima es de  $2 \times 10^7$  lo cual cumple con el criterio expuesto en la sección 2.9.1. Además, en la figura 3.29b se observa que también se cumple con el criterio propuesto ya que se obtuvo un estimado de vida de  $3.9 \times 10^7$  ciclos. Finalmente, en la figura 3.29c se obtuvo un ciclo de vida mínimo de  $3.2 \times 10^8$  para el conector principal de tipo L. Por lo tanto, ya que los tres elementos analizados presentan un ciclo de vida mayor a  $10^6$  se puede afirmar que el sistema es considerado como vida infinita

### 3.7 Optimización topológica del sistema de dirección

El ganador de la competencia Shell eco-Marathon es el equipo que recorra la mayor cantidad de kilómetro con el menor consumo de combustible. Por ello, la masa del monoplaza es un factor sumamente importante en el diseño, por ende, se aplicó una optimización topológica tanto a la mangueta de dirección como al conector principal de

tipo L. Mediante la optimización, se logró reducir un 40% la masa de cada elemento. Dicha disminución aportará en mantener lo más bajo posible la masa del monoplaza en general. Si bien el consumo de combustible depende de todas las áreas de diseño. Con reducción de masa de solo el sistema de dirección se dará la oportunidad y aporte al equipo en lograr el objetivo de ganar la competencia.

### 3.7.1 Mangueta

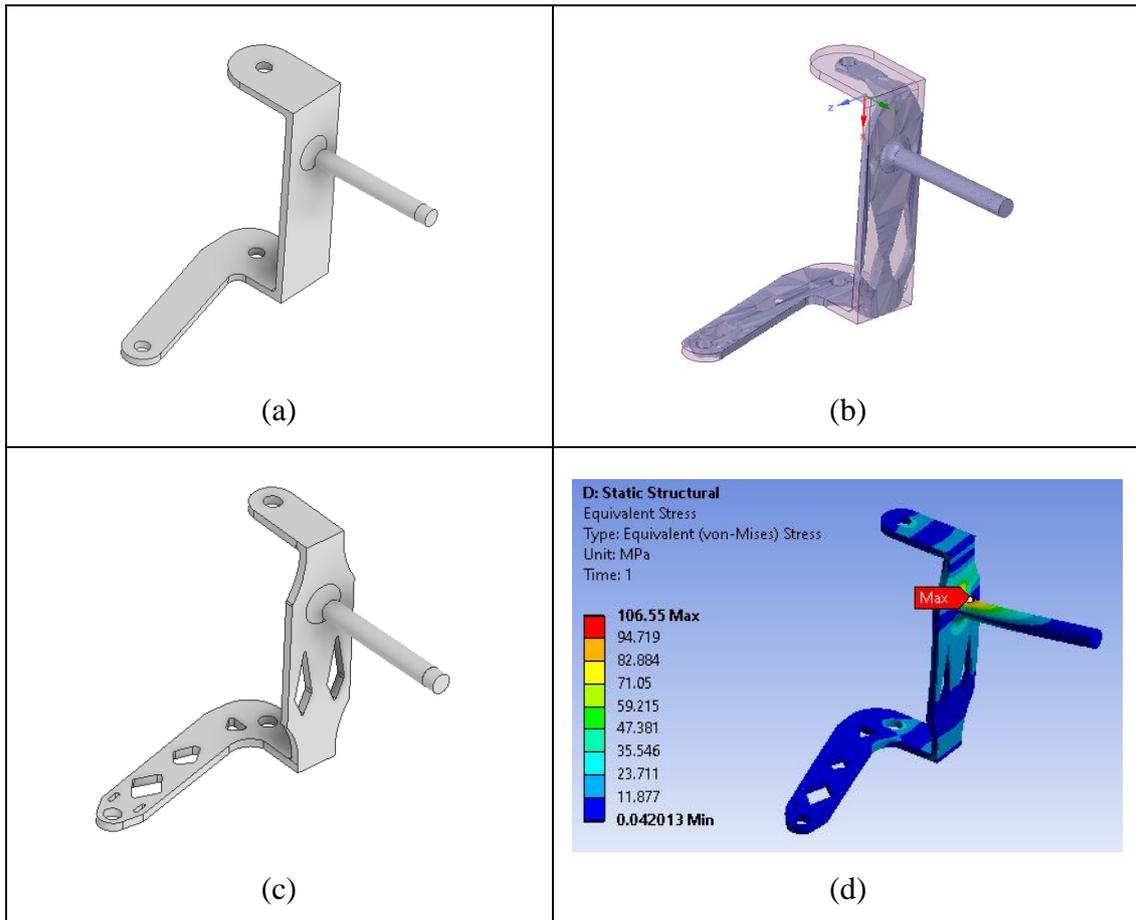


Figura 3.30 (a) Mangueta de dirección inicial. (b) Mangueta de dirección optimizado. (c) Rediseño mangueta con topología. (d) Simulación de la mangueta de dirección luego de la optimización topológica. Fuente: elaboración propia

En la figura 3.30 se puede observar la optimización topológica de la mangueta de dirección. Mediante la reducción de masa mediante la topología se logró reducir un 40% de la masa inicial del componente, es decir, se logró obtener una masa final de 166 gramos con una masa inicial de 273 gramos. Dado que se tienen dos componentes como este se logró disminuir 214 gramos únicamente en las manguetas de dirección. Así mismo, en la figura 3.30d se observa un esfuerzo máximo de 106MPa lo cual asegura la resistencia

mecánica del elemento al estar debajo del esfuerzo de diseño de 120MPa ante un factor de seguridad de 4.

### 3.7.2 Conector principal tipo L

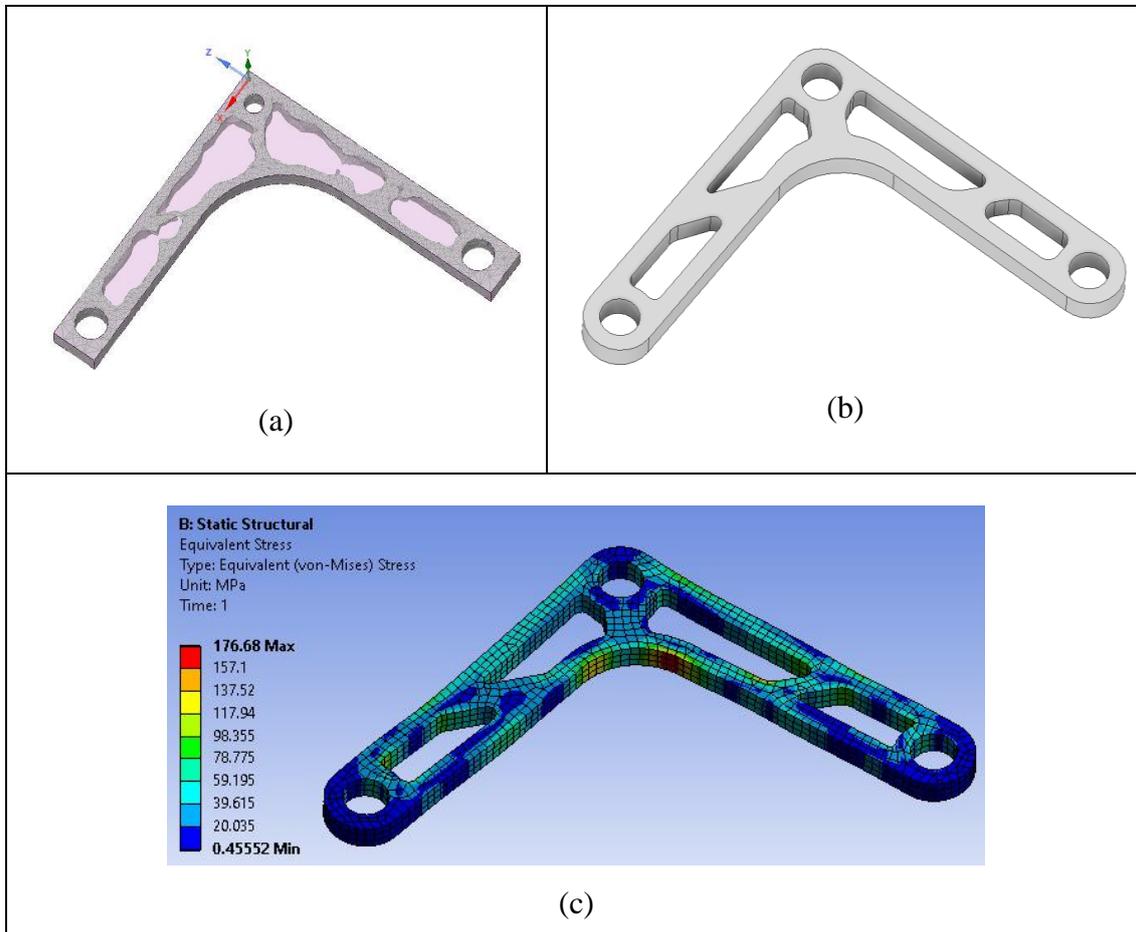


Figura 3.31 (a) Conector principal tipo L optimizado. (b) Rediseño mangueta con topología. (c) Simulación del conector principal luego de la optimización topológica.

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.31a y figura 3.31b se presenta la optimización topológica del conector principal de tipo L y rediseño del mismo en base a las dimensiones adquiridas con ANSYS. Se observa una reducción considerable de masa que representa el 40% de la masa inicial, es decir, se obtuvo una masa final del elemento de 32g. Así mismo, en la figura 3.31c se observa que el esfuerzo máximo es de 176.68Mpa con lo que se estaría cumpliendo así el objetivo de la tesis de obtener un sistema de dirección liviano, pero capaz de soportar las cargas del funcionamiento del sistema de dirección. Cabe resaltar, que en el diseño del conector principal de tipo L fue aplicado un factor de seguridad de 2.5 que también se cumple luego de la optimización topológica.

Componentes	Masa inicial (g)	Masa final (g)	Variación (%)
Mangueta de dirección	273	166	39.2
Conector principal tipo L	54	32	40.7

Tabla 3.15 Variación masa luego de la optimización topológica  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.15 se presenta la variación final de masa tanto de la mangueta de dirección como del conector principal de tipo L. En ambos casos se observa una variación de, aproximadamente, 40% lo cual representa una disminución de masa del sistema de dirección de 236 gramos. Así mismo, en el rediseño según topología obtenida con ANSYS fue considerada la manufactura del elemento para evitar su complejidad, en otras palabras, se procuró obtener superficies planas y continuas.

### 3.8 Ensamble general del sistema de dirección

Finalmente, se verificó la armonía entre los componentes diseñados para verificar, mediante el software Inventor, el correcto funcionamiento del sistema, es decir, que en el movimiento desde los extremos máximo de accionamiento no exista ningún componente que impacte con otro. Así mismo, se verificó que realmente se cumpla la teoría de Ackermann al girar virtualmente los neumáticos y medir el ángulo de giro de cada neumático.

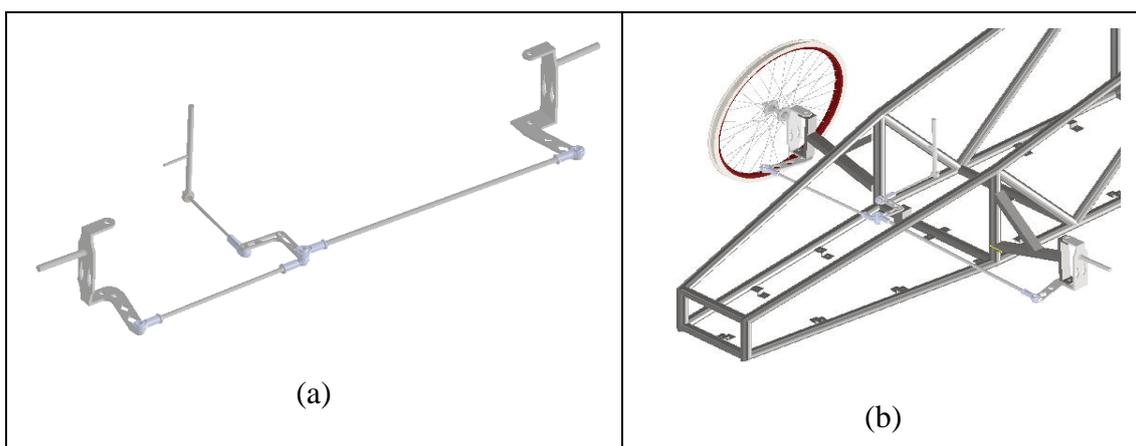


Figura 3.32 (a) Ensamble final del sistema de dirección. (b) Compatibilidad con el chasis.  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.32a se presenta la configuración final ensamblada en la cual se comprobó que los componentes diseñados y seleccionados, como los terminales de dirección, son compatibles entre sí y existe armonía en el sistema de dirección. Así mismo, en la figura 3.32b se presenta la compatibilidad del sistema de dirección con el chasis diseñado en la cual se puede observar que las dimensiones están perfectas.

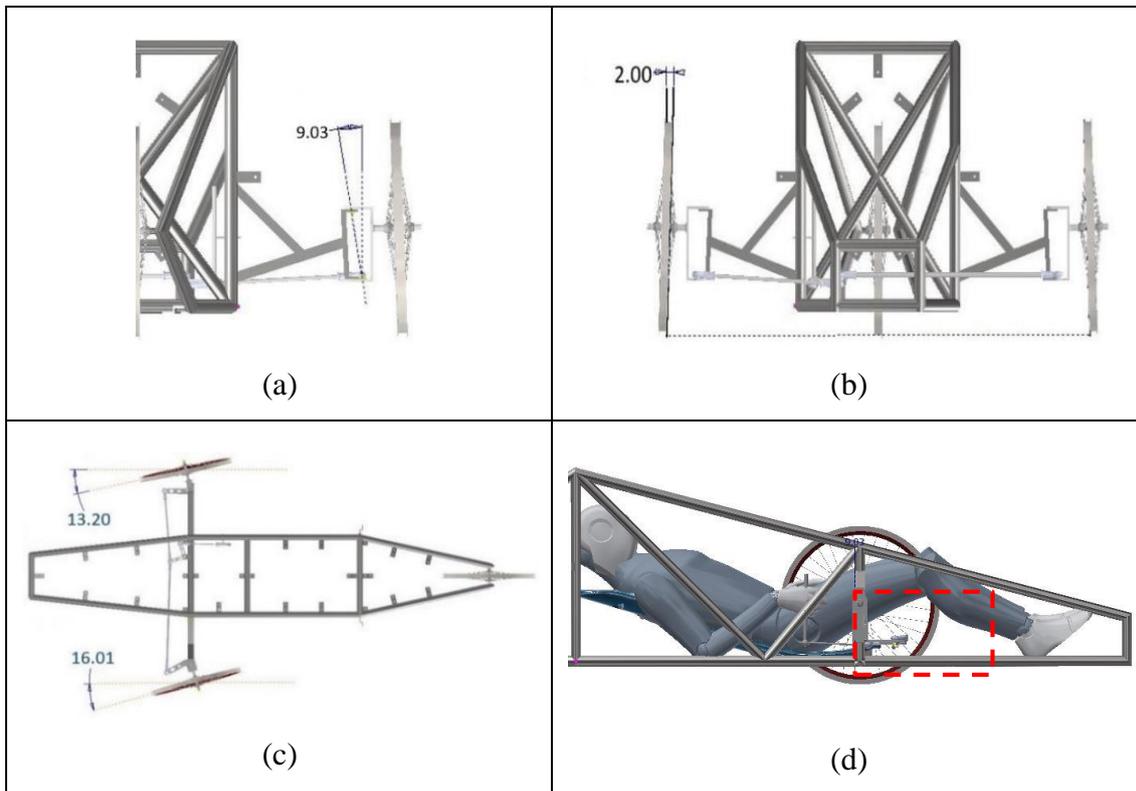


Figura 3.33 (a) Ángulo King pin. (b) Ángulo Camber. (c) Giro de los neumáticos respecto a la geometría de Ackermann. (d) Compatibilidad del sistema con la posición de manejo del piloto  
 Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.33a se muestra el ángulo de King pin de nueve grados el cual se logró mediante con un perfil C soldado directamente al chasis. Así mismo, en la figura 3.33b se observa que el dimensionamiento de la mangueta es correcto, ya que se obtuvo un ángulo Camber de  $-2^\circ$ . Además, en la figura 3.33c se observa que la geometría de Ackermann teórica calculada en la sección 3.1.4 se cumple en el giro de los neumáticos al tener un ángulo de  $73^\circ$  en los brazos de la mangueta. Finalmente, en la figura 3.33d se observa que las barras de acoplamiento (zona encerrada con líneas punteadas) no interfieren en la posición natural de manejo del piloto con lo que el sistema es validado al ser completamente compatible con el chasis manufacturado.

Componente	Cantidad	Masa (g)
Palanca de dirección	1	70
Terminales de dirección	6	17
Mangueta de dirección	2	166
Conector principal	1	32
Barra transversal 442mm	1	62
Barra transversal 662mm	1	146
Barra longitudinal de 200mm	1	16
Pernos y tuercas	7	5
	<b>Total</b>	<b>812</b>

Tabla 3.16 Listado general del sistema de dirección final.  
Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.16 se muestran todos los componentes y cantidad de los mismos del sistema de dirección final. Dichos componentes se muestran en el plano de ensamble general del anexo 1 según la ubicación en el sistema de dirección. Así mismo, se muestra el tipo de perno y tuerca a utilizar los cuales varían sus medidas según el tipo de elemento que se desea unir, por ejemplo, en el caso de los terminales de las barras de 10mm se emplearán pernos milimetrados M10x1.25. Por último, se observa que la masa final del sistema es de 812 gramos el cual será comparado con uno de los mejores equipos de la competencia Shell eco-Marathon Américas.

### 3.9 Comparativo contra otros equipos de Shell eco-Marathon Americas

La masa obtenida, luego de la optimización topológica debe ser contrastada contra equipos con mayor experiencia para validar que el método seguido ha tenido efecto y si se tiene posibilidad de ganar la competencia en cuanto al ratio peso-potencia. Para ello, se tendrá en cuenta al equipo “Cal Poly Supermilage Team” el cual tiene más de 10 años de experiencia en la competencia teniendo un record de haber quedado dentro del top 3 de manera consecutiva.

Equipo	Masa total sistema de dirección (kg)
Cal Poly Supermilage team	1.7
UTEC eco-Racing	0.812

Tabla 3.17 Comparativo entre equipos top del mundo  
Fuente: elaboración propia

En la tabla 3.17 se muestra el comparativo de masa entre el equipo “Cal Poly Supermilage” y el equipo UTEC eco-Racing. Se observa que la masa obtenida en el diseño de dirección es 52% más liviano que el equipo de mayor experiencia. Finalmente, esta reducción de masa fue contrastada con los datos reales que dicho equipo según una variación de masa con lo que se pudo adquirir un estimado de ahorro de combustible por reducción de masa.

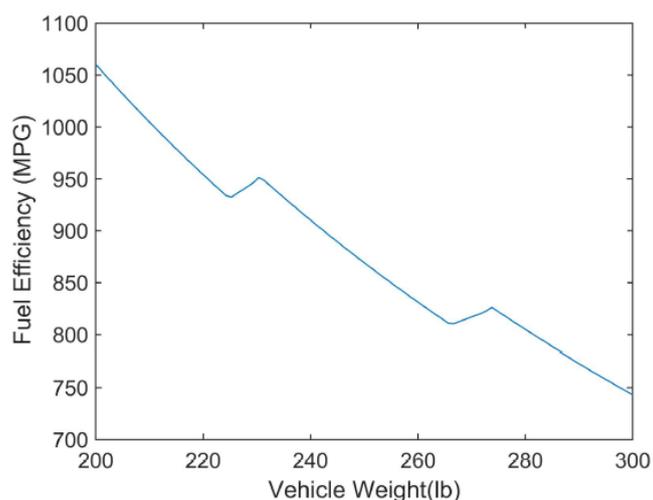


Figura 3.34 Consumo de combustible contra la masa total del vehículo  
Fuente: C. Bickel. Optimizing control of Shell eco Marathon prototype vehicle to minimize fuel consumption [48].

En la figura 3.34 se presenta la toma de data experimental realizada por el equipo “Cal Poly” en su monoplaza respecto el consumo de combustible contra la masa total del vehículo en condiciones ideales. Se puede observar que una diferencia de 9kg se obtiene una eficiencia de 100MPG por lo cual se espera que con una diferencia de 0.89kg poder obtener un ahorro de 10MPG, aproximadamente. Cabe resaltar que el aporte del ahorro de combustible es netamente una comparación entre los sistemas de dirección de los equipos mas no de la masa total del vehículo.

## CONCLUSIONES

1. La competencia Shell eco-Marathon se basa en la eficiencia energética por lo cual es de suma importancia mantener la velocidad máxima del monoplaza el mayor tiempo posible. Por ello, al seleccionar una distancia entre neumáticos delanteros de 1.2 metros y un ángulo Camber de  $-2^\circ$  se logró que el vehículo solo disminuya 3km/h al momento de accionar completamente el sistema de dirección. Así mismo, el ángulo de Camber varía en  $-0.4^\circ$  conforme se acciona el sistema de dirección lo cual produce un aumento de 175N de la fuerza lateral, por lo tanto, obtuvo un vehículo estable en curvas y en el rebase a otro vehículo.
2. La competencia Shell eco-Marathon consta de tres días de competencia, por lo cual, al seleccionar un ángulo Caster de  $4^\circ$  y King Pin de  $9^\circ$  se logró obtener una fuerza máxima de accionamiento de 32.66N. Como parte del análisis ergonómico, la fuerza máxima que una persona promedio debe generar para evitar el desgaste muscular prematuro es de 133N. Por lo tanto, la fuerza de accionamiento del sistema de dirección es un 25% de la fuerza mencionada; por ello, el sistema de dirección cumple con el requisito por lo cual el piloto no tendrá problemas en el correcto y eficiente control del vehículo a lo largo de la competencia.
3. El parámetro más sensible en la competencia de autos es la masa total del vehículo y más aún en la competencia Shell eco Marathon que una diferencia de 80MPG marca la diferencia entre ganar o perder. Por lo cual, mediante la optimización topológica, se logró reducir 236 gramos el peso final del sistema de dirección obteniendo así una masa final de 814g. Por ello, al comparar únicamente las masas de los sistemas de dirección con el equipo Cal Poly y mediante la figura 3.34, se proyectó un aporte en el ahorro de combustible de 10MPG, aproximadamente. El equipo Cal Poly tiene más de diez años en experiencia en la competencia, ha tenido un record al estar en el top tres en cinco oportunidades y cuentan con un sistema de dirección de una masa de 1.7kg. Por lo tanto, al haber tenido en cuenta cada gramo en el sistema de dirección final diseñado del equipo UTEC eco-Racing se logró ser un 53% más liviano con lo

que se aporta al equipo, con el sistema de dirección, la oportunidad de llegar a estar dentro del top 5 de la competencia Shell eco Marathon.

4. Según el reglamento de la competencia Shell eco-Marathon vehículo debe ser capaz de soportar un impacto de 700N para garantizar la seguridad del piloto y participantes de la competencia. Dicha fuerza fue empleada en la simulación estructural del sistema de dirección para verificar la integridad estructural del mismo. Por ello, con la parametrización realizada mediante ANSYS se obtuvieron tanto el espesor mínimo de 5mm para la mangueta de dirección y un redondeo mínimo de 20mm requerido para el conector principal de tipo L. Con ello, y como parte del análisis estructural del sistema de dirección, se evitó agregar peso extra innecesario al vehículo consiguiendo así piezas robustas que presentaron un esfuerzo máximo de 185Mpa en el momento de mayor fuerza de accionamiento.
  
5. Si bien el alcance de la tesis no contempla el prototipo del sistema de dirección se puede realizar en una futura investigación y desarrollo del sistema de dirección los planos de fabricación y ensamblaje del sistema de dirección para proceder con la manufactura del vehículo. Con ello, se podrá realizar la prueba de funcionamiento y puesta a punto del vehículo en cara a la competencia Shell eco-Marathon 2020. Así mismo, se obtendrá el valor real de la masa total del sistema de dirección y se podrá realizar la comparación con la masa real proporcionada por el equipo Cal Poly.
  
6. Como parte del desarrollo del sistema de dirección para futuras competencias se podría experimentar y simular las barras de acoplamiento con un material compuesto como la fibra de carbono con lo que se lograría disminuir en un 60% la masa del sistema de dirección y aumentar la probabilidad de ganar la competencia. Así mismo, se puede realizar una futura investigación en un sistema de dirección con ruedas directrices posteriores, sea de dos o un solo neumático. Finalmente, para un mayor análisis ergonómico es posible realizar el análisis del mismo sistema de dirección diseñado en el presente trabajo mediante el software “AnyBody” para obtener mayores datos de esfuerzo muscular y posición ideal de manejo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] G. J, “Érase una vez: autos ensamblados en Perú,” 2016. [Online]. Available: <http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/10193-erases-una-vez-autos-ensamblados-en-peru>. [Accessed: 14-Oct-2019].
- [2] Ensambladoras se sujetarán a la clasificación especial de vehículos, vol. 1. Lima, Perú: Decreto de ley N° 18079, 1970, pp. 1–2.
- [3] G. Hidalgo, “Ensamblaje de autos en el Perú: Pasado, presente y ¿Futuro?” [Online]. Available: <https://www.nitro.pe/mercado-motor/ensamblaje-de-autos-en-el-peru-pasado-presente-y-futuro.html>. [Accessed: 27-Nov-2019].
- [4] Establecen disposiciones referidas a ómnibus ensamblados sobre chasis de vehículos de carga, habilitados para el servicio de transporte interprovincial de pasajeros. Lima, Perú: Decreto supremo N°066-2004-MTC, 2004.
- [5] A. Montoya, “Bus-camión: viaje directo al peligro | Archivo - La República.” [Online]. Available: <https://larepublica.pe/archivo/301182-bus-camion-viaje-directo-al-peligro/>.
- [6] V. Lazo, “Bus camión es un peligro para usuarios | Diario Correo,” 2014. [Online]. Available: <https://diariocorreo.pe/peru/bus-camion-es-un-peligro-para-usuarios-545476/>. [Accessed: 01-Sep-2019].
- [7] Ley que crea el sistema nacional de inspecciones técnicas vehiculares. Lima, Perú: LEY N° 29237, 2008.
- [8] Aprueban Reglamento Nacional de Inspecciones Técnicas Vehiculares. Lima, Perú: Decreto supremo N° 025-2008-MTC, 2018.
- [9] J. León, “MTC reconoce irregularidades en revisiones técnicas Lima | El Comercio Perú.” [Online]. Available: <https://elcomercio.pe/lima/mtc-reconoce-irregularidades-revisiones-tecnicas-269891-noticia/>. [Accessed: 18-Nov-2019].
- [10] Ley de tránsito. Argentina: Ley N° 24.449, 1995.

- [11] J. Chamba and D. Jaramillo, “Sistema de Dirección y Frenos para Vehículo de competencia Shell Eco Marathon,” Universidad del Azuay, 2016.
- [12] C. A. Llivisaca Aucapiña, “Diseño y Construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia Fórmula SAE eléctrico,” Universidad politécnica salesiana, 2017.
- [13] Aprueban el reglamento nacional de vehículos. Lima, Perú: Decreto supremo N°058-2003-MTC, 2003.
- [14] “Sonoma Raceway, Duke Electric Vehicles.” [Online]. Available: <http://www.duke-ev.org/blog/2018/11/23/sonoma-raceway>. [Accessed: 27-Oct-2019].
- [15] W. Milliken and D. Milliken, Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, 19945.
- [16] D. Seward, Race-Car-Design. Inglaterra: macmillan education, 2014.
- [17] E. Sánchez, M. Lozano, and M. Meyer, “El sistema de dirección,” Santiago de Chile, ch.
- [18] V. Castillo and F. Sánchez, “Sistema de dirección monoplaaza formula student,” Universitat Jaume-I, 2017.
- [19] J. Vidosic, Machine Design Projects. New York, 1957.
- [20] W. O. Gallardo Tonato, “Selección e implementación del sistema de dirección para el prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17,” Universidad técnica de Ambato, 2018.
- [21] Fierros Clásicos, “El Tren Delantero,” 2013. [Online]. Available: <https://fierrosclasicos.com/el-tren-delantero/>. [Accessed: 25-Oct-2019].
- [22] C. García, “Columna de dirección,” 2017. [Online]. Available: <https://docplayer.es/62898819-Columna-de-direccion.html>. [Accessed: 12-Oct-2019].
- [23] D. Mejía, “Diseño de manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplaaza para la competencia en la fórmula SAE,” Politécnica salesiana sede Cuenca, 2015.

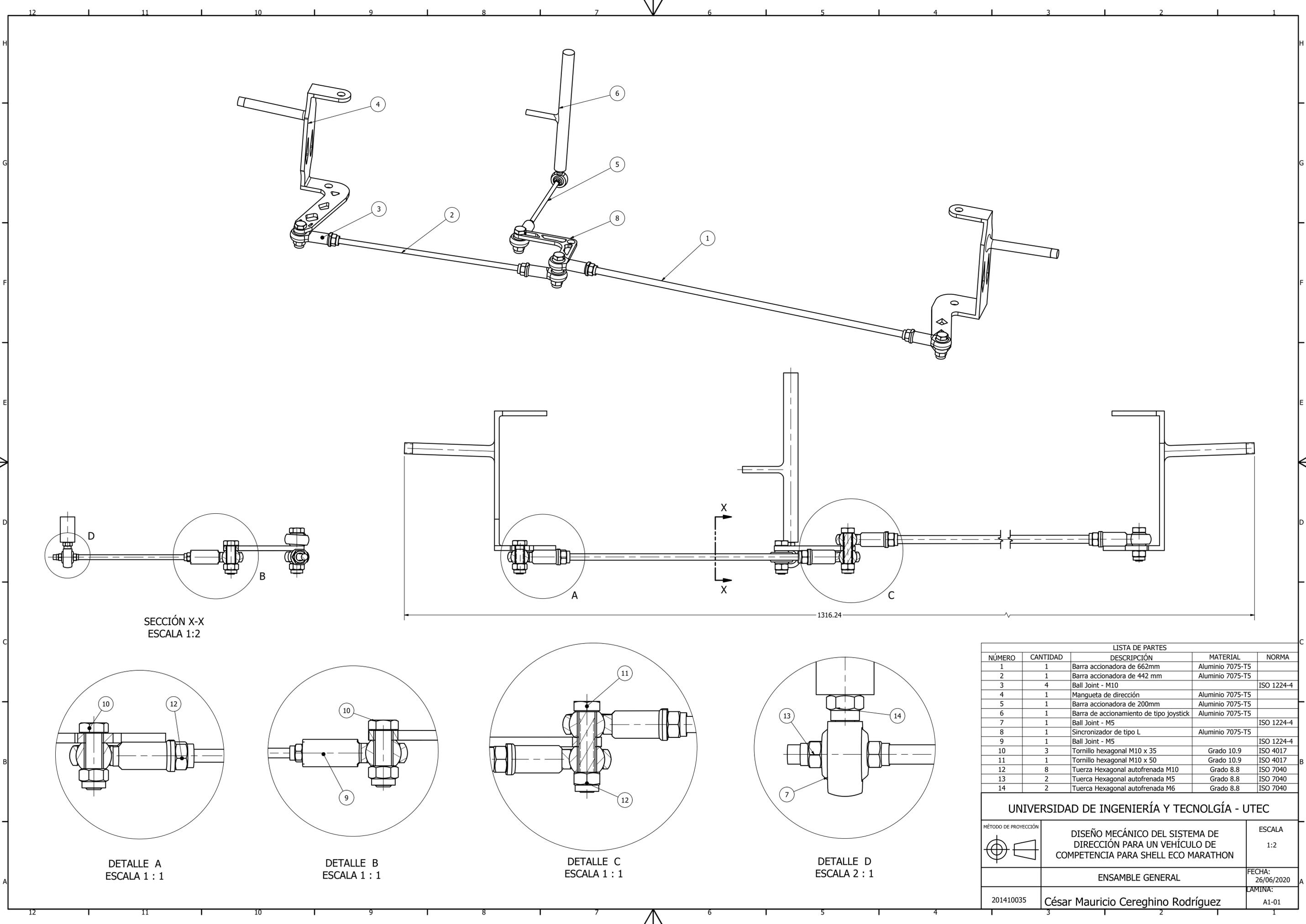
- [24] D. Alvarado, “Conoce todo sobre la cremallera de dirección,” 2017. [Online]. Available: <https://www.nitro.pe/mecanico-nitro/conoce-todo-sobre-la-cremallera-de-direccion.html>. [Accessed: 31-Oct-2019].
- [25] R. D. Palacios Abad and S. E. Palacios abad, “Estudio e implementación de un sistema de dirección de un sistema de dirección asistida para un vehículo lada modelo niva 2121 motor 1600 c.c. 4x4,” Uniersidad pilitécnica saleciana sede Cuenca, 2011.
- [26] J. M. Gere and B. J. Goodno, *Mecánica de materiales*, Seventh ed. México: CENCAGE Learning, 2009.
- [27] R. C. Hibbeler, *Mecánica de materiales*, Eighth edi. México: Pearson, 2011.
- [28] R. L. Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, Fifth edit., vol. 1, no. 3. Perason, 2010.
- [29] P. Uarac, P. Cendoya, and J. Sanhueza, “Optimización topológica bidireccional con esquema de penalización de material y restricciones de desplazamiento,” vol. 23, pp. 75–84, 2015.
- [30] D. Jankovics, H. Gohari, M. Tayefeh, and A. Barari, “Developing Topology Optimization with Additive Manufacturing Constraints in ANSYS,” 2018, vol. 51, no. 11, pp. 1359–1364.
- [31] C. A. G. Pérez and H. I. M. Castillo, “Diseño Diseño y optimización topológica de un implante craneal personalizado.” México, pp. 210–219, 2017.
- [32] X. Huang, “Evolutionary topology optimization of continuum structures with an additional displacement constraint,” *Struct. Multidiscip. Optim.*, vol. 40, pp. 409–416, 2010.
- [33] J. Rasmussen, M. Damsgaard, E. Surma, M. De Zee, and V. Vondrak, “AnyBody - a software system for ergonomic optimization,” Denmark, 2003.
- [34] C. J, Rasmussen, J, Dahlquist, M, Damsgaard, Mark de Zee, S, “Musculoskeletal modeling as an ergonomic design method,” 2003. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/233782912\\_Musculoskeletal\\_modeling\\_as\\_an\\_ergonomic\\_design\\_method](https://www.researchgate.net/publication/233782912_Musculoskeletal_modeling_as_an_ergonomic_design_method). [Accessed: 24-Oct-2019].

- [35] O. Bejarano Grández, “Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión,” Pontificia Universidad Católica del Perú, 2013.
- [36] B. Gamarra, “Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica,” Lima, Perú, 2016.
- [37] I. J&R Bicycles, “Primo Slic Tire-Wire.” [Online]. Available: <https://jrbicycles.com/products/primo-champion-comet-slic-tire-wire>. [Accessed: 24-Apr-2020].
- [38] Strictly bmx, “Tioga OS20 Power Block Tyre 20”. [Online]. Available: <https://www.strictlybmx.com/tioga-os20-power-block-tyre-20>. [Accessed: 26-Apr-2020].
- [39] Ginko, “Michelin Blue Flange 44-406mm 210gr.” [Online]. Available: <https://www.ginkgo-veloteile.de/ginkgoshop/en/Wheel-Accessories/Tires-Tubes/Tires-406-mm/Michelin-Blue-Flange-44-406mm-210gr.html>. [Accessed: 24-Apr-2020].
- [40] J. Lafford, “Tyre Rolling Resistance Data,” 2002. [Online]. Available: <http://www.legslarry.beerdrinkers.co.uk/tech/JL.htm>. [Accessed: 24-Apr-2020].
- [41] Lares Corporation, “Manual Steering Gear and Linkage.” [Online]. Available: <https://www.larescorp.com/tech-tips-articles/skinned-knuckles-articles/manual-steering-gear-and-linkage/>. [Accessed: 26-Apr-2020].
- [42] A. Sood, A. Pandey, S. Vyas, and A. K. Sharma, “Analysis and Design of Steering and Suspension System By Mathematical and Computational Methodology,” no. 31, pp. 2393–8374, 2016.
- [43] SKF, “SA 6 E.” [Online]. Available: [https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/rod-ends/productid-SA\\_6\\_E](https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/rod-ends/productid-SA_6_E). [Accessed: 25-Apr-2020].
- [44] CPR kart parts, “Go Kart Stub Axle Spindle.” [Online]. Available: <https://cutpriceracing.com.au/store/Stub-Axle-Suit-Arrow-CRG-Silver-Pair-w-Blue-Spacers-STAC1B/>. [Accessed: 25-Apr-2020].

- [45] “CIPESA.” [Online]. Available: <https://www.cipesa.pe/producto/7075-aluminio>. [Accessed: 27-Feb-2020].
- [46] ANSYS, “Mesh Quality & Advanced Topics Introduction to ANSYS Meshing,” 2015.
- [47] Department of Defense, MIL-STD-1472G, Design Criteria Standard, Human Engineering. United States of America, 1999.
- [48] C. L. Bickel, “Optimizing control of Shell eco Marathon prototype vehicle to minimize fuel consumption,” California Polytechnic State University, 2017.

## **ANEXOS**

## **ANEXO 1: ENSAMBLE GENERAL**



SECCIÓN X-X  
ESCALA 1:2

1316.24

LISTA DE PARTES				
NÚMERO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	NORMA
1	1	Barra accionadora de 662mm	Aluminio 7075-T5	
2	1	Barra accionadora de 442 mm	Aluminio 7075-T5	
3	4	Ball Joint - M10		ISO 1224-4
4	1	Mangueta de dirección	Aluminio 7075-T5	
5	1	Barra accionadora de 200mm	Aluminio 7075-T5	
6	1	Barra de accionamiento de tipo joystick	Aluminio 7075-T5	
7	1	Ball Joint - M5		ISO 1224-4
8	1	Sincronizador de tipo L	Aluminio 7075-T5	
9	1	Ball Joint - M5		ISO 1224-4
10	3	Tornillo hexagonal M10 x 35	Grado 10.9	ISO 4017
11	1	Tornillo hexagonal M10 x 50	Grado 10.9	ISO 4017
12	8	Tuerca Hexagonal autofrenada M10	Grado 8.8	ISO 7040
13	2	Tuerca Hexagonal autofrenada M5	Grado 8.8	ISO 7040
14	2	Tuerca Hexagonal autofrenada M6	Grado 8.8	ISO 7040

UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA - UTEC

MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA PARA SHELL ECO MARATHON	ESCALA 1:2
	ENSAMBLE GENERAL	FECHA: 26/06/2020
201410035	César Mauricio Cereghino Rodríguez	LAMINA: A1-01

DETALLE A  
ESCALA 1 : 1

DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

DETALLE C  
ESCALA 1 : 1

DETALLE D  
ESCALA 2 : 1