



# **UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE  
DIRECCIÓN PARA VEHÍCULOS MONOPLAZA**

**AUTOR: PASPUEL OÑATE LUIS ANDRÉS**

**DIRECTOR: ING. MELO OBANDO JORGE LUIS, MSc.**

**Ibarra, 2023**

## **CERTIFICADO**

### **ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR**

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas

#### **CERTIFICO:**

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es " DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE DIRECCIÓN PARA VEHÍCULOS MONOPLAZA " presentado por el señor: Paspuel Oñate Luis Andrés concédula 1004174262, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 16 días del mes de junio del 2023

Atentamente,



Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.

**DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO**



# UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

## BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

### AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

#### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1004174262		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Paspuel Oñate Luis Andrés		
DIRECCIÓN:	Avenida 13 de Abril y Galápagos		
EMAIL:	lapaspuelo@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0969966680

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	"Diseño y construcción de una caja de dirección para vehículos monoplaza."
AUTOR (ES):	Paspuel Oñate Luis Andrés
FECHA: DD/MM/AAAA	30/06/2023
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniería Automotriz
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.

#### 2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 30 días del mes de junio de 2023

EL AUTOR:

Nombre: Luis Paspuel

## **DEDICATORIA**

Este trabajo lo dedico con todo mi amor y cariño a Dios, a mis padres Luis Paspuel y María Oñate por su sacrificio y esfuerzo, por darme una carrera, por brindarme su apoyo y creer en mí, puesto que han sido mi motivación en los momentos difíciles.

## **AGRADECIMIENTO**

Expreso mis más sinceros sentimientos de gratitud a Dios por brindarme la sabiduría necesaria para llegar a cumplir una meta más en mi vida. A mis padres, quienes me guiaron a cada paso de este largo trayecto, quienes fueron fundamentales en todo momento y para cada decisión. A mis profesores asesores, quienes me mostraron el camino hacia la independencia de la realización de un proyecto, del mismo modo que me aconsejaron de forma correcta cuando lo necesité. Muchas gracias.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
<b>RESUMEN</b>	xvi
<b>ABSTRACT</b>	xvii
<b>CAPITULO I</b>	18
<b>1. CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA</b>	18
1.1 Antecedentes	18
1.2 Situación actual	20
1.3 Prospectiva	20
1.4 Planteamiento del problema	21
1.5 Objetivos	21
1.5.1 Objetivo general	21
1.5.2 Objetivos específicos	21
1.6 Alcance	22
1.7 Justificación	22
1.8 Contexto	23
<b>CAPITULO II</b>	24
<b>2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA</b>	24
2.1 Descripción de vehículos monoplaza	24
2.1.1 Vehículo Formula SAE	25
2.2 Tipos de sistema de dirección	26
2.2.1 Dirección mecánica	26
2.2.2 Dirección asistida hidráulica	29
2.2.3 Dirección asistida electromecánica o electrónica	30
2.3 Elementos que componen la caja de dirección	31
2.3.1 Elementos fijos	31
2.3.2 Elementos móviles	33

2.3.2.1 Piñón	34
2.3.2.2 Cremallera	35
2.3.2.3 Rodamiento	36
2.3.3 Elementos de sujeción	37
2.3.3.1 Acoplamiento articulado	37
2.3.3.2 Terminales de la dirección	38
2.4 Materiales de fabricación	38
2.4.1 Materiales para engranajes de acero	39
2.4.1.1 Aceros endurecidos directamente	39
2.4.1.2 Aceros endurecidos en forma superficial	39
2.4.2 Materiales en hierro y bronce para engranajes	41
2.4.3 Materiales plásticos para engranajes	42
2.5 Geometría del sistema de dirección	43
2.5.1 Ángulos de la convergencia y divergencia	43
2.5.2 Ángulos de caída	44
2.5.3 Ángulos de Avance	45
2.5.4 Geometría Ackermann	47
<b>CAPITULO III</b>	<b>50</b>
<b>3. METODOLOGÍA</b>	<b>50</b>
3.1 Definición de los parámetros Formula SAE	52
3.1.1 Selección de parámetros generales	52
3.1.2 Parámetros de desempeño Formula SAE	53
3.1.3 Parámetros del SKID-PAD	54
3.2 Dimensionamiento de la caja de dirección	55
3.2.1 Mecanismo piñón cremallera	55
3.2.2 Funcionamiento del mecanismo	56
3.2.3 Cálculo diseño piñón cremallera	57

3.2.3.1 Cálculos para piñón con dientes rectos	59
3.2.3.2 Cálculos para cremallera con dientes rectos	62
3.2.3.3 Juego radial y tangencial del diente entre engranes	65
3.2.3.4 Coeficiente de recubrimiento	66
3.2.4 Fallo en engranes	68
3.2.5 Tensión aplicando Lewis	70
3.2.6 Tensión máxima admisible	73
3.3 Selección del material	74
3.3.1 Materiales para engranajes de acero	74
3.3.2 Cálculo de resistencia del material	75
3.4 Simulación del prototipo	77
3.4.1 Proceso para la simulación del piñón cremallera	78
3.4.2 Análisis de tensión	80
3.4.3 Análisis de deformación	82
3.4.4 Factor de seguridad (FOS)	83
3.4.5 Ensamble en 3d	85
3.5 Fabricación de la caja de dirección	92
3.5.1 Fabricación de piñón	93
3.5.2 Fabricación de cremallera	94
3.5.3 Fabricación de la carcaza	95
3.5.4 Fabricación de los soportes	97
3.6 Montaje de la caja de dirección	99
3.7 Análisis económico de manufactura	102
3.7.1 Costos de elementos utilizados	102
3.7.2 Costos de elementos de fabricación	103
3.7.3 Costos de elementos normalizados	103

<b>CAPÍTULO IV</b>	104
<b>4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b>	104
4.1 Análisis del diseño y construcción	104
4.1.1 Resultados del cálculo piñón	104
4.1.2 Resultados del cálculo cremallera	105
4.1.3 Análisis económico	106
4.2 Ensayos del comportamiento direccional mediante software	106
4.2.1 Ángulos de giro mediante SolidWorks	106
4.2.2 Cálculo de los ángulos de giro	107
4.2.3 Comprobación del ángulo de giro mediante SolidWorks	109
4.2.4 Geometría Ackermann mediante SolidWorks	110
4.3 Comparación de la geometría implementada mediante SolidWorks	112
4.4 Comportamiento direccional del vehículo	115
4.4.1 Geometría Ackermann implementada	115
4.4.2 Ensayos de giro en el vehículo monoplaza	116
4.4.3 Pruebas de giro en el vehículo monoplaza	117
4.5 Características finales de la caja de dirección	118
<b>CAPÍTULO V</b>	120
<b>5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	120
5.1 Conclusiones	120
5.2 Recomendaciones	122
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	123
<b>ANEXOS</b>	126

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>TABLA NÚM.</b>	<b>PÁGINA</b>
Tabla 3.1 Dimensiones establecidas para vehículos monoplace Formula SAE	52
Tabla 3.2 Valores establecidos para masa en vehículos monoplace	53
Tabla 3.3 Fuerzas que actúan sobre el vehículo monoplace	53
Tabla 3.4 Resumen de los valores obtenidos para el dimensionamiento del piñón	58
Tabla 3.5 Valores obtenidos del juego radial y lateral	66
Tabla 3.6 Resultados del coeficiente de recubrimiento	68
Tabla 3.7 Resultados obtenidos del Factor de Lewis	72
Tabla 3.8 Resultados obtenidos metodología tensión de Lewis	72
Tabla 3.9 Resultados obtenidos en tensión máxima admisible	73
Tabla 3.10 Propiedades mecánicas de aceros con aleación	74
Tabla 3.11 Resultados obtenidos para la selección del material	77
Tabla 3.11 Resultados obtenidos para simulación	79
Tabla 3.12 Costos del material utilizado	102
Tabla 3.13 Costo de los elementos de fabricación	103
Tabla 3.14 Costos de los elementos normalizados	103
Tabla 4.1 Valores obtenidos del cálculo del piñón	104
Tabla 4.2 Valores obtenidos del cálculo de la cremallera	105
Tabla 4.3 Costos totales de fabricación	106
Tabla 4.4 Parámetros generales de los vehículos Formula SAE	107
Tabla 4.5 Resultados de los ángulos en las ruedas internas y externas	109
Tabla 4.6 Croquis de los valores de la geometría Ackermann	109
Tabla 4.7 Croquis de los valores de la geometría de dirección	111
Tabla 4.8 Resultados de la geometría de sistema de dirección	115
Tabla 4.9 Resultados del sistema de dirección	115

Tabla 4.10 Características de la caja de dirección	117
Tabla 4.11 Resultados de los ensayos de giro	118

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>FIGURA NÚM.</b>	<b>PÁGINA</b>
Figura 2.1 Vehículo monoplace Formula SAE	24
Figura 2.2 Mecanismo de piñón cremallera	27
Figura 2.3 Mecanismo de tornillo sin fin	28
Figura 2.4 Mecanismo de tornillo sin fin y rodillo	28
Figura 2.5 Mecanismo de tornillo sin fin y dedo	29
Figura 2.6 Dirección asistida hidráulica	30
Figura 2.7 Dirección asistida electromecánica o electrónica	30
Figura 2.8 Carcasa de la piñón cremallera	32
Figura 2.9 Soporte de la caja de dirección	32
Figura 2.10 Tipos de casquillos libres de mantenimiento	33
Figura 2.11 Piñón con dientes rectos	34
Figura 2.12 Piñón con dientes helicoidales	35
Figura 2.13 Cremallera con dientes rectos	36
Figura 2.14 Rodamiento de tipo bolas	36
Figura 2.15 Acople universal con estriado	37
Figura 2.16 Rótula de dirección	38
Figura 2.17 Tipos de convergencia (TOE)	43
Figura 2.18 Tipos de ángulo de caída (CAMBER)	45
Figura 2.19 Tipos de ángulo de avance (CASTER)	46
Figura 2.20 Geometría Ackermann, paralela y anti Ackermann	47
Figura 2.21 Geometría trapezoidal óptima del sistema de dirección	49
Figura 3.1 Flujograma del proceso del diseño y fabricación	51
Figura 3.2 Skid-Pad diagrama normalizado por Formula SAE	55
Figura 3.3 Mecanismo piñón-cremallera	56

Figura 3.4 Módulos y Diámetros Pitch, según la norma UNI 3521	59
Figura 3.5 Magnitudes y características de un piñón con dientes rectos	60
Figura 3.6 Magnitudes y características de la cremallera con dientes rectos	62
Figura 3.7 Juego radial y juego lateral del sistema de engranes	65
Figura 3.8 Relación de contacto del piñón cremallera	67
Figura 3.9 Engrane con falla en cuanto al diseño o desgaste	69
Figura 3.10 Diente con las fuerzas radial y tangencial	70
Figura 3.11 Factor de Lewis (Y) en función del número de dientes para engranes con ángulo de 20°	72
Figura 3.12 Mallado en el piñón cremallera	78
Figura 3.13 Determinación del punto de anclaje para el piñón cremallera	79
Figura 3.14 Determinación de las fuerzas en el diente del piñón cremallera	80
Figura 3.14 Análisis de las fuerzas en el diente del piñón cremallera	81
Figura 3.15 Graficas de los resultados tensión de los aceros para el piñón cremallera	81
Figura 3.16 Análisis de deformación en el diente del piñón cremallera	82
Figura 3.17 Graficas de los resultados de deformación para el piñón cremallera	83
Figura 3.18 Análisis del factor de seguridad en el diente del piñón cremallera	84
Figura 3.19 Análisis del factor de seguridad en el diente del piñón cremallera	85
Figura 3.20 Ensamble de la caja de dirección piñón cremallera	86
Figura 3.21 Ensamble de la caja de dirección piñón cremallera	86
Figura 3.22 Punto de anclaje para cargas axiales	87
Figura 3.23 Carga axial en compresión y tensión	87
Figura 3.24 Simulación de Tensiones en cremallera al aplicar las cargas axiales	88
Figura 3.25 Resultados de tensiones al aplicar las cargas axiales	89
Figura 3.26 Simulación de desplazamiento en cremallera al aplicar las cargas axiales	89
Figura 3.27 Resultados de desplazamiento al aplicar las cargas axiales	90
Figura 3.28 Simulación del FOS en cremallera al aplicar las cargas axiales	91

Figura 3.29 Resultados de desplazamiento al aplicar las cargas axiales	92
Figura 3.30 Barra de Acero AISI 4140	93
Figura 3.31 Piñón con eje estriado en acero AISI 4140	94
Figura 3.32 Barra de Acero AISI 1020	94
Figura 3.33 Cremallera en Acero AISI 1020	95
Figura 3.34 Barra de Acero A 36	96
Figura 3.35 Tubo cedula 80 3/4	97
Figura 3.36 Caja del piñón cremallera	97
Figura 3.37 Barras de Acero A36	98
Figura 3.38 Soportes en Acero A36	98
Figura 3.39 Elementos que componen la caja de dirección para vehículos monoplaza	99
Figura 3.40 Acople de elemento normalizados con elementos fabricados	100
Figura 3.41 Acople de elementos móviles y fijos	100
Figura 3.42 Ensamble completo de la caja de dirección	101
Figura 3.43 Montaje de la caja de dirección en el bastidor del vehículo	101
Figura 4.1 Croquis de las variables del radio giro	107
Figura 4.2 Croquis de la geometría que forman los brazos de dirección	111
Figura 4.3 Croquis de la geometría implementada con valores referenciales	113
Figura 4.4 Croquis de la geometría del sistema de dirección	114
Figura 4.5 Giro de las ruedas a la derecha e izquierda	116
Figura 4.6 Giro de las ruedas a la derecha e izquierda	117
Figura 4.7 Ficha técnica de la caja de dirección	119

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>TABLA NÚM.</b>	<b>PÁGINA</b>
ANEXO I. Plano del piñón en Acero AISI 4140	126
ANEXO II. Plano de la cremallera en Acero AISI 1020	127
ANEXO III. Plano de la carcasa en Acero A36	128
ANEXO IV. Plano de la carcasa tubular en Tubo cedula 40	129
ANEXO V. Plano de la tapa de la carcasa en Acero A36	130
ANEXO VI. Plano del soporte de caja en Acero A36	131
ANEXO VII. Plano del casquillo con valona en Bronce	132
ANEXO VIII. Plano del casquillo sin valona en Bronce	133
ANEXO IX. Rodamiento rígido de bolas 6002 2RS catálogo SKF	134
ANEXO X. Sello radial G 16X22X3 catálogo SKF	135

## RESUMEN

En el presente trabajo muestra el diseño y construcción de una caja de dirección con disposición central para un vehículo monoplaza, el tema nace de la necesidad de aplicar los conocimientos impartidos en clase, con ayuda de herramientas y equipos tecnológicos. En la actualidad, existen diversas investigaciones en relación al diseño y construcción, donde la mayoría de los avances por lo general se aplica a metodología de construcción, donde la selección de un material es la base del proyecto, debido a que debe ser viable, funcionalidad y de fácil adquisición. Esto sin afectar los costos de producción con el fin de mejorar e innovar dicho sistema.

En cuanto al diseño mecánico, es una tarea que requiere diversas habilidades, donde se lleva un proceso altamente iterativo, debido a que existen funciones que se realizaron mediante códigos y normativas. Además, se consideró la dimensiones, tolerancias, unidades y cálculos. Los aspectos importantes para iniciar con el proceso del diseño es comenzar por la literatura, ya que hace referencia a fundamentos teóricos, con la finalidad de orientar y enforzar al diseñador. Luego, se llevó a cabo la selección del mecanismo como el material que se utilizó posteriormente se realizó el modelado de los elementos de la caja de dirección, por medio de herramientas digitales.

El objetivo es incentivar el crecimiento, desarrollo y elaboración de nuevas piezas para fortalecer el proceso de enseñanza mediante su ejecución. Para el diseño de la caja de dirección se utilizó software CAD/CAE, tomando en cuenta que se debe aplicar el modelado de mecanismos, procesos de manufactura y costes de producción. Obteniendo un resultado favorable a través de simulaciones se lleva a cabo el proceso de construcción, mediante maquinarias como: fresadoras, torno, soldadora, entre otros. Al finalizar el proyecto se obtuvo una pieza funcional y totalmente rentable.

**PALABRAS CLAVE:** Formula SAE, dirección, piñón cremallera, modelado de mecanismos, selección material, simulación CAD/CAE, fabricación, costos, geometría Ackermann, ángulos de giro.

## ABSTRACT

This work shows the design and construction of a steering box with a central arrangement for a single-seater vehicle. The topic arises from the need to apply the knowledge taught in class with the help of technological tools and equipment. At present, there are several studies in relation to design and construction, where most of the advances are generally applied to construction methodology, where the selection of a material is the basis of the project because it must be viable, functional, and easy to acquire. This without affecting production costs in order to improve and innovate the system.

As for mechanical design, it is a task that requires diverse skills and where a highly iterative process is carried out due to the fact that there are functions that are carried out by means of codes and regulations. In addition, dimensions, tolerances, units, and calculations were considered. The important aspect of starting with the design process is to begin with the literature, since it refers to theoretical foundations, in order to guide and focus the designer. Then, the selection of the mechanism as the material to be used was carried out, and later, the modeling of the elements of the steering box was made by means of digital tools.

The objective is to encourage the growth, development, and elaboration of new pieces to strengthen the teaching process through its execution. CAD/CAE software was used for the design of the steering box, taking into account that the modeling of mechanisms, manufacturing processes, and production costs should be applied. Obtaining a favorable result through simulations, the construction process is carried out by means of machinery such as milling machines, lathes, and welding machines, among others. At the end of the project, a functional and fully profitable piece was obtained.

**KEY WORDS:** SAE formula, steering, rack and pinion, mechanism modeling, material selection, CAD/CAE simulation, manufacturing, costs, Ackermann geometry, rotation angles.

# CAPITULO I

## 1. CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA

### 1.1 Antecedentes

Los vehículos monoplazas, son diseñados para ser tripulados por una persona, por ende, cuentan con un habitáculo. El diseño de un vehículo monoplaza a diferencia del vehículo convencional, es principalmente su costo, tamaño y peso, por ello, es común encontrar vehículos monoplazas en competiciones automovilísticas del tipo Formula SAE, Formula Student, entre otros. Una de las competiciones más comunes, en la cual los estudiantes forman parte del ambiente competitivo automovilístico es la Formula SAE (Society of Automotive Engineers) la cual se creó en 1982 en Michigan EE. UU, misma institución que cuenta con normativa y reglamentos para todos aquellos estudiantes que forman parte de las competiciones automovilísticas (Llivosica, 2018).

Por otro lado, el gran éxito y acogida que tienen en sus distintas ediciones se extiende a otros países como Inglaterra, Australia, Alemania entre otros. Cabe recalcar que la Formula SAE es un ambiente competitivo, donde los participantes pueden diseñar y construir sus vehículos monoplaza. Sin embargo, una peculiaridad del diseño de un vehículo monoplaza, es el sistema de dirección, el cual se encarga de controlar el movimiento del vehículo, mediante una serie de componentes mecánicos (Morillo, 2018). Además, un mecanismo que influye en el comportamiento del vehículo es la caja de dirección o también conocido como sistema de desmultiplicación, la cual se ubica en el centro del sistema de dirección a contrario de los vehículos convencionales.

La geometría de la dirección es la disposición geométrica de los elementos que interfieren con la columna de dirección, por lo tanto, esta transmite movimiento de rotación a la caja de dirección y esta a su vez convierte esta rotación en movimiento lineal, que se logra mediante la cremallera del sistema de piñón. (Moggio, 2016). La caja de dirección es un elemento mecánico que brinda maniobrabilidad al vehículo, mediante engranajes que transmiten, la dirección del conductor al varillaje de dirección,

por lo tanto, hace rotar las ruedas, y multiplica los cambios de dirección del conductor, con la finalidad que las ruedas delanteras se muevan más en relación al volante.

Los procesos de fabricación, para este tipo de componentes son aceros medio en carbono, los materiales que se le adicionan son el cromo y molibdeno, esto aporta alta resistencia mecánica y tenacidad. Además, de brindar maquinabilidad, dicha propiedad facilita la manipulación y corte del material (Ñacata & Cherres, 2019), esta bonificación, lo convierte en una opción muy viable para la construcción del piñón-cremallera de la caja de dirección. Un mecanismo relevante en la industria automotriz, es el crecimiento e importancia del uso de plataformas globales, destreza que consiente en un mejor beneficio de la inversión en investigación y progreso de las compañías constructoras al agrupar las plataformas de los vehículos (estructura, arquitectura, ingeniería y los aspectos más importantes de la mecánica, que representan alrededor de 80% de los mecanismos de un vehículo) y formar una base sólida la cual permita construir los distintos modelos de vehículos, y finalmente distribuir a los distintos mercados. (McKinsey&Company, 2009).

Una vez dada la extensa diversidad de vehículos que la industria automotriz produce. Es necesario tener una categorización que permita clasificar los vehículos, para este caso ecuatoriano se recoge en la Norma NTE INEN 2656.

Fabricas encargadas de la contrucción de piezas para vehículos automotrices son:

- AMORTIGUADORES Y PARTES DEL ECUADOR S.A.
- DOMIZIL MUEBLES Y AUTOPARTES S.A
- ECUAENSAMBLE
- FCA.RESORTES VANDERBILT S.A
- IND. DE MATERIALES DE FRICCIÓN S.A
- METALTRONIC S.A.
- TRANSEJES ECUADOR CIA. LTDA. Etc.

Su actividad en el campo automotriz es la elaboración de cajas de cambios, ejes, amortiguadores, radiadores, silenciadores, columnas y cajas de dirección, entre otros. (Acosta & Bustos , 2018).

## **1.2 Situación actual**

En la actualidad, existen diversas investigaciones en relación al diseño y construcción de la caja de dirección para vehículos monoplace, la mayoría de los avances son en cuanto a la metodología de construcción, tipo de material y costos de producción. Todo con el fin de mejorar e innovar dicho sistema. Entre la variedad de mecanismos que se encuentran disponibles en el mercado, podemos encontrar: dirección hidráulica, dirección eléctrica, dirección piñón cremallera entre otros (Morillo, 2018). La dirección seleccionada piñón cremallera debido al tamaño de los vehículos monoplace.

Las modificaciones y adaptaciones que se realizaban a los sistemas de dirección en vehículos monoplace, surgio con el mecanismo piñón-cremallera, mismo que solo se utilizaba en vehículos pequeños, debido a su diseño era sumamente deficiente. La dirección solia ser muy pesada ademas, su relacion de giro con el volante obligaba al conductor a dar varias vueltas para direccionar el vehículo (Moya, y otros, 2019). Con el paso del tiempo se proporcionó una solución, mediante la implementación del sistema de dirección asistida. Las investigaciones de los ultimos años, en cuanto a optimización del diseño y construcción se dio, al implementar sistemas de dirección con alta sensibilidad, y materiales con aleaciones livianas. Por otro lado, el sistema piñón cremallera es el más usado por su costo y su acoplamiento simple (Burgos, 2014).

## **1.3 Prospectiva**

Mediante el diseño y construcción de la caja de dirección del vehículo monoplace, se busca el proceso más rentable, considerando parámetros que garanticen un diseño óptimo para la elaboración del mecanizado a través de un croquis. Del mismo modo, la construcción precisa de indagar sobre los materiales y procesos de manufactura que se encuentren disponibles en el medio. Como resultado será una autoparte totalmente funcional. Haciendo uso de las herramientas de software, nos permitirá realizar un breve análisis del comportamiento de la autoparte mediante de simulaciones.

## **1.4 Planteamiento del problema**

En los últimos años, los programas informáticos han permitido realizar simulaciones que pueden asegurar que cualquier pieza que se analice cumpla con las metas previamente marcadas, por lo que la investigación a realizar debe contribuir al cambio de matriz productiva del Ecuador, es decir, al desarrollo de autopartes nacionales y a la uso de materiales existentes en nuestro entorno, mediante una metodología que de impulso a la industria automotriz ecuatoriana, la mayoría de las autopartes y materiales que se importan del exterior a precios elevados, y el diseño de estas piezas no toma en cuenta nuestras condiciones geográficas, datos que son de importancia decisiva a la hora de diseñar y fabricar partes automotrices.

## **1.5 Objetivos**

### **1.5.1 Objetivo general**

- Diseñar y construir una caja de dirección con disposición central para vehículos monoplaza.

### **1.5.2 Objetivos específicos**

- Identificar las variables que influyen en el diseño de una caja de dirección para un vehículo.
- Diseñar una caja de dirección con disposición central para un vehículo monoplaza.
- Construir la caja de dirección con materiales disponibles en el medio.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la caja de dirección fabricada.

## 1.6 Alcance

En el presente proyecto se precisa de ejecutar el diseño y construcción de la caja de dirección o sistema de desmultiplicación de los vehículos monoplaza, cabe resaltar que son diferentes a lo convencional, debido al acoplamiento de transmisión. Este mecanismo admite el trabajo del sistema de dirección, de acuerdo al movimiento existente entre el volante y la rotación de las ruedas (Flores, 2019). Cuanto mayor sea la relación del mecanismo de dirección, menos fuerza se demanda para mover el volante y se debe emplear para realizar giros más largos.

Esto representa un mayor margen de error al operar el volante y facilita a los conductores inexpertos tomar curvas con mayor facilidad. Por el contrario, una relación de transmisión baja aumentará la demanda del conductor del vehículo, la dirección requiere más fuerza y el volante requiere un ángulo de dirección más pequeño para cambiar de dirección. Para el desarrollo de un sistema de dirección más pequeño, más ligero y con mucha más precisión (Castillo & Sánchez, 2017).

Finalmente, implementar las herramientas de software CAD, que proporcionen la comprensión del conjunto cinemático. Para la elaboración de engranajes es importante que el material de fabricación tenga una alta resistencia y un buen comportamiento a fatiga, con un bajo factor de fricción como son los aceros al carbono AISI 1020 e AISI 4140 (Ñacata & Cherres, 2019). Estos aceros se pueden encontrar en el medio automotriz y son materiales que cumplen con la normativa ISO 1400, que garantiza productos de calidad.

## 1.7 Justificación

La finalidad de este proyecto es obtener la caja de dirección a base del diseño y construcción, además cumplir con la fiabilidad y seguridad de un sistema de dirección para vehículos monoplaza. Además, será un soporte para el desarrollo de futuras investigaciones a nivel de diseño y mecanizado de partes automotrices. El empezar a fabricar autopartes propias, con materiales que se encuentren en el medio, es el comienzo de un proceso de industrialización, por tal motivo es conveniente que el coste

de producción y las metodologías a emplear sean adecuadas. A medida que se realiza la investigación en el campo del diseño de autopartes, el proyecto sin duda se enfocará en la matriz de producción, haciendo uso de software para determinar el diseño, es decir, su construcción se construirá con software de ingeniería que permite el análisis de las partes de los automóviles, porque estos procedimientos reducen el costo y uso de material innecesario, reducir tiempo producción y por ende los errores de fabricación.

La política tiene como principal objetivo promover la indagación para la formación y el desarrollo, enfocados en la tecnología e innovación para el emprendimiento, la protección de la propiedad intelectual, y promover cambios en la matriz productiva vinculando al público, los sectores productivos y las universidades. Además, promover el desarrollo industrial nacional mediante la mejora de la cadena productiva (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo, 2020).

## **1.8 Contexto**

En la actualidad nuestro país, se ve limitado en cuanto al diseño y construcción, debido a la infraestructura, no obstante, se han realizado investigaciones e innovaciones en cuanto los procesos de manufactura de piezas mecanizadas en el Ecuador. Por consiguiente, la investigación local relacionada al diseño y construcción de la caja de dirección se ve detenida, por lo que optan por importar partes automotrices o realizar adaptaciones no muy oportunas, lo que conlleva un gasto económico importante.

El diseño y construcción de esta autoparte es obtener un producto que garantice fiabilidad y funcionalidad. Además, de realizar un producto que no se encuentra disponible en el mercado (Moggio, 2016). La geometría del sistema de dirección de un vehículo monoplaza, se determina mediante el desplazamiento que debe recorrer la cremallera y que las ruedas del vehículo giren en un ángulo anteriormente determinado.

La representación de los elementos móviles se la realiza mediante vectores del sistema de dirección en sus dos diferentes condiciones: sin ángulo de giro y con el ángulo máximo de giro. (Moya, y otros, 2019). De la misma manera es de suma importancia comprender los factores que pueden afectar a la geometría del sistema de dirección que entregue al vehículo una buena maniobrabilidad y control sobre la pista.

## CAPITULO II

### 2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Descripción de vehículos monoplace

Un vehículo monoplace se caracteriza por ser conducido, dirigido o pilotado por un ocupante, cabe aclarar que disponen de una sola plaza y los vehículos más recurrentes son las motocicletas y automóviles. Por lo general, la mayoría de este tipo de vehículos suelen ser ocupados para la competición. No obstante, existen vehículos monoplaces ocupados por un tripulante, aunque no se encuentren dirigidos o conducidos por él piloto. Según (López, 2017), los automóviles de carreras suelen ser de una sola plaza y están diseñados especialmente para competiciones de automovilismo. En la Figura 2.1 muestra un vehículo monoplace Formula SAE diseñado y construido por estudiantes, en el mismo, se observa que el habitáculo es reducido y está diseñado lo menos ancho posible para reducir la superficie frontal y mejorar la aerodinámica.



**Figura 2.1** Vehículo monoplace Formula SAE

### 2.1.1 Vehículo Formula SAE

Formula SAE es una competencia universitaria organizada por IMechE (Instituto de Ingenieros Mecánicos) para diseñar, construir y probar un automóvil monoplaza. La Sociedad de Ingenieros Mecánicos (SAE) fue fundada en 1982 en los Estados Unidos. No fue hasta 1998 que IMechE organizó la primera competencia en el Reino Unido (García, 2014). El propósito de la Formula SAE, es de promover la sana competencia en estudiantes que trabajan en el diseño, fabricación y en el desarrollo de la experiencia hasta la realización del proyecto. El cual debe cumplir con una normativa que promueve la exigencia en ingeniería e involucra la variedad de aspectos con los que trabaja la industria automotriz, como diseño, fabricación, pruebas, simulación, costos y finanzas, ya que aplican lo que aprenden en el salón de clases.

Los vehículos monoplazas del tipo Formula SAE debido a su bajo peso y excelente aerodinámica, son rápidos tanto en recta como en curva. Sin embargo, el objetivo de la competición es que los estudiantes desarrollen un vehículo monoplaza que supere pruebas tanto como estáticas y dinámicas. Vale la pena aclarar que las pruebas determinan, la funcionabilidad de los distintos sistemas que componen un vehículo, Además los resultados obtenidos son calificados mediante puntos (García, 2014). No obstante, el tema de interés en el presente proyecto es la caja de dirección, que se encuentra conectada a los tirantes y estos a su vez se unen a los brazos de dirección. En definitiva, estos elementos forman parte del sistema de dirección, ya que de esta forma se controla el ángulo de giro del vehículo (Castillo & Sánchez , 2017).

En cuanto al sistema de dirección es importante establecer un radio mínimo de giro, ya que los ángulos de giro dependerán del radio de curvatura de la pista. Por lo tanto, la selección de un mecanismo adecuado para el diseño de la caja de dirección es significativo. No obstante, el funcionamiento comúnmente utilizado en un sistema de dirección es el principio de Ackermann, el cual se constituye de un mecanismo articulado con cuatro barras y toman una forma trapezoidal (Moggio, 2016). Sin embargo, es necesario investigar la geometría que mejor se adecue al sistema de dirección.

## **2.2 Tipos de sistema de dirección**

La dirección es un sistema que debe estar mecánicamente conectado a las manguetas delanteras (Formula SAE, 2022). Además, la caja de dirección tiene un mecanismo el cual transforma el movimiento angular en un desplazamiento lineal, se debe agregar que el comportamiento del vehículo se condiciona por la geométrica del sistema. Por lo tanto, se debe adecuar la geometría para predecir el comportamiento del sistema de dirección, puesto que es importante establecer la posición de las ruedas móviles en el suelo, ya sea en que se conduzca en línea recta o en curva (Flores, 2019).

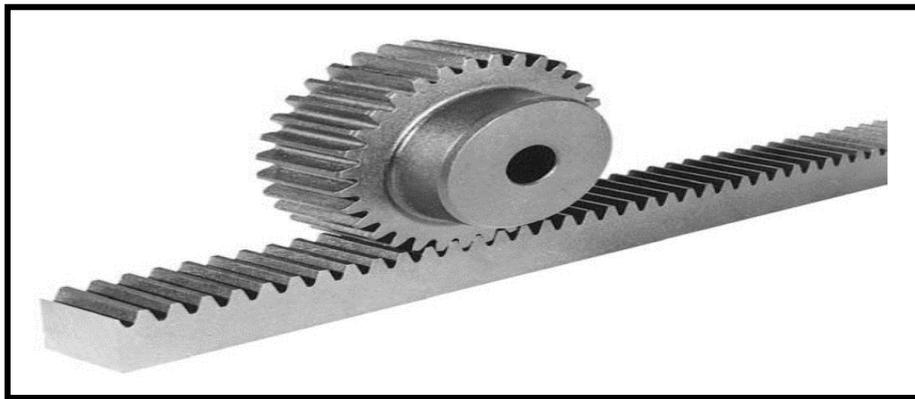
Ciertas condiciones determinan la geometría con la que trabaja la dirección mientras que la posición de las ruedas, aseguran que el automóvil siga exactamente el camino deseado por el conductor, proporcionando un viaje suave y seguro. Además, una adecuada función el control requiere que los elementos que componen el sistema cumplan con ciertos parámetros de diseño. Cabe aclarar, que finalidad es que las ruedas sean guiadas por el volante a través de la dirección (De Castro, 2004). No obstante, la orientación de las ruedas no debe verse alterada por irregularidades de la superficie, además de regresar y estabilizarse en línea recta cuando el piloto suelte el volante después de realizar un giro.

### **2.2.1 Dirección mecánica**

La aplicación de una dirección mecánica es usual en automóviles livianos, de forma que el par de accionamiento en el volante no sea excesivo. Además, existen diferentes tipos de mecanismos que pueden conformar una dirección mecánica. Por otra parte, todos tienen la función de orientar las ruedas del vehículo a través del giro del volante, de modo que el vehículo siga el camino condicionado por el conductor. No obstante, es importante que los elementos del eje directriz delantero cumplan con ciertas condiciones de geometría para su montaje, por esta razón la caja de dirección es uno de los sistemas más sofisticados del automóvil (Remling, 2002). A continuación, los diferentes tipos de mecanismos más frecuentados en la dirección son:

### a) Mecanismo piñón cremallera

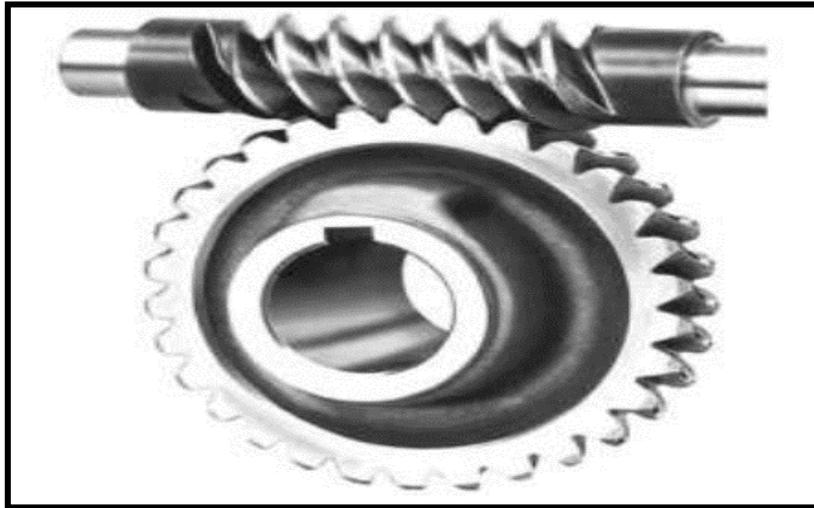
El mecanismo de tipo piñón cremallera, posee la función de transformar el movimiento rotatorio en lineal. Cabe aclarar, que la cremallera cuenta con una base sin límite de engranes, que tienen forma trapezoidal. Además, se considera con un centro infinito lo cual genera una involuta con una trayectoria de línea recta, respecto a los dientes de la cremallera (Norton, 2020). Por el contrario, el piñón es un engranaje cilíndrico y puede ser de dientes rectos o helicoidales. Además, cuenta con un paso diametral el cual determina la dimensión de los dientes. No obstante, se encarga de provocar el movimiento giratorio en el mecanismo.



**Figura 2.2** Mecanismo del tipo piñón cremallera  
(González A. , 2019)

### b) Mecanismo de tornillo sinfín

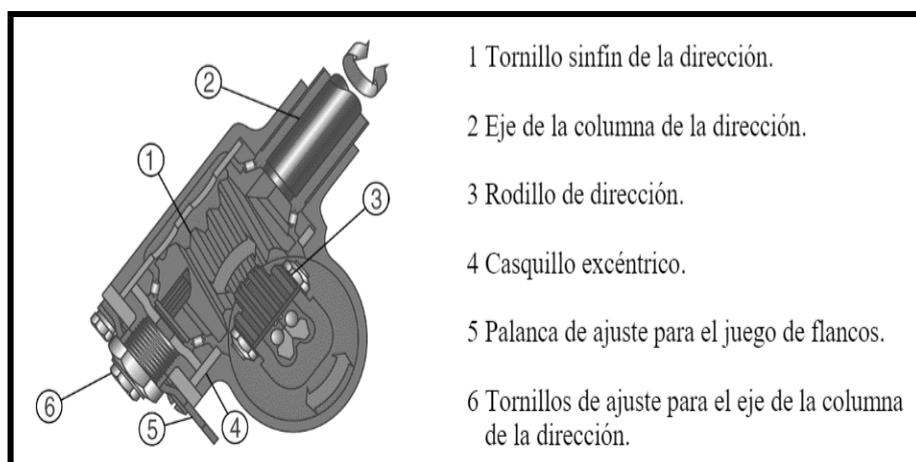
El mecanismo de tornillo sinfín, se caracteriza por tener un diente enrollado continuamente en su propio eje y se lo conoce como envolvente simple. Por otro lado, la envolvente doble tiene el mismo principio y se caracteriza por su forma de reloj de arena. Cabe aclarar, que es el resultado de incrementar en gran medida el ángulo de hélice. Además, se encuentra conectado a una rueda de tornillo sin fin (corona). Debido a la gran diferencia de ángulos de hélice que existe entre ellos, su ángulo de trabajo entre ejes es a  $90^\circ$  (Domínguez, 2020). Una gran ventaja que ofrece el mecanismo es elevadas desmultiplicaciones lo cual lo hace perfecto para en vehículos pesados que no demanden ir a grandes velocidades.



**Figura 2.3** Mecanismo de tornillo sin fin  
(González A. , 2019)

### c) Mecanismo de tornillo sin fin y rodillo

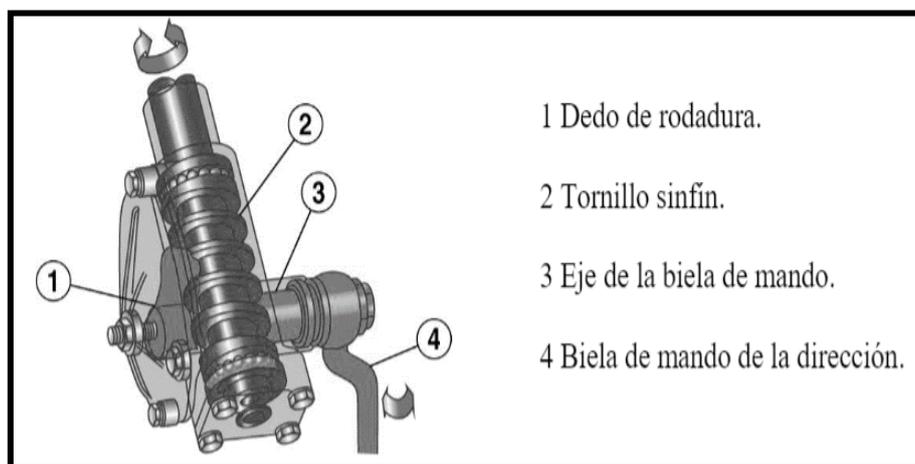
Este mecanismo según (González R. , 2009) radica en un cilindro que descansa sobre un tornillo sinfín lo que permite un giro de manera lateral, elaborando así un movimiento angular sobre el eje del engranaje de ataque. No obstante, el mecanismo ofrece ventajas tal como la reducción al desgaste, la reducción del espacio y la suavidad de funcionamiento. Además, el juego o holgura que se produce en la dirección se puede reajustar, de modo que no presente juego alguno cuando se conduce en línea recta (González R. , 2009).



**Figura 2.4** Mecanismo de tornillo sin fin y rodillo  
(González R. , 2009)

#### d) Mecanismo de tornillo sin fin y dedo

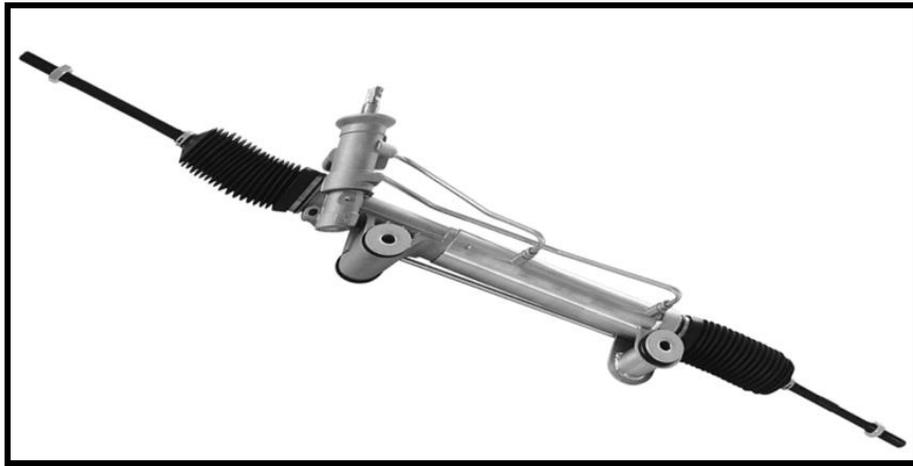
Los elementos primordiales que conforman este tipo de mecanismo, es un tornillo sin fin cilíndrico y un dedo de rodadura. Puesto que, la biela de mando genera sobre el tornillo sinfín un movimiento a manera de palanca. En consecuencia, provoca que el dedo de rodadura se desplace a través de las ranuras de paso del tornillo sinfín. Además, las principales ventajas que puede presentar este mecanismo es la reducción el desgaste y aumentar la suavidad de trabajo. Como si fuera poco el mecanismo se ajustarse al juego longitudinal que presenta el tornillo sin fin. Por lo tanto permite la regulación del juego entre los elementos que componen el mecanismo del rodillo y el tornillo sinfín (Rivadeneira, 2016).



**Figura 2.5** Mecanismo de tornillo sin fin y dedo  
(González R. , 2009)

#### 2.2.2 Dirección asistida hidráulica

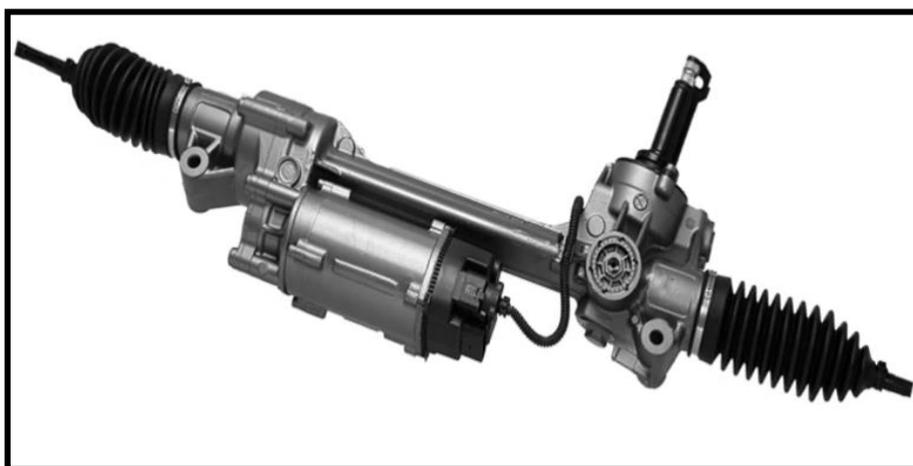
La dirección asistida hidráulica utiliza líquido para facilitar la rotación del volante. No obstante, el movimiento de las ruedas se obtiene gracias a la presión que se genera en el sistema de la caja de dirección. El líquido fluye a través de la bomba hidráulica, que se encuentra accionada por el motor del vehículo. Finalmente, esto permite dirigir las ruedas del vehículo con un menor esfuerzo, además de reducir los tiempos de reacción cuando se presentan cambios repentinos en la dirección y ofrecer una mayor maniobrabilidad a bajas velocidades (Mora, 1997).



**Figura 2.6** Dirección asistida hidráulica  
(De Castro, 2004)

### 2.2.3 Dirección asistida electromecánica

La dirección asistida electromecánica se activa solo cuando es necesario, con el objetivo de disminuir el esfuerzo que debe ejercer el conductor sobre el volante. Además, el motor eléctrico es el encargado de aplicar la fuerza de torsión necesaria sobre la columna de dirección, de modo que facilite la conducción y maniobrabilidad del vehículo al momento de girar o tomar una curva (Denton, 2016).



**Figura 2.7** Dirección asistida electromecánica o electrónica  
(Rivadeneira, 2016)

## **2.3 Elementos que componen la caja de dirección**

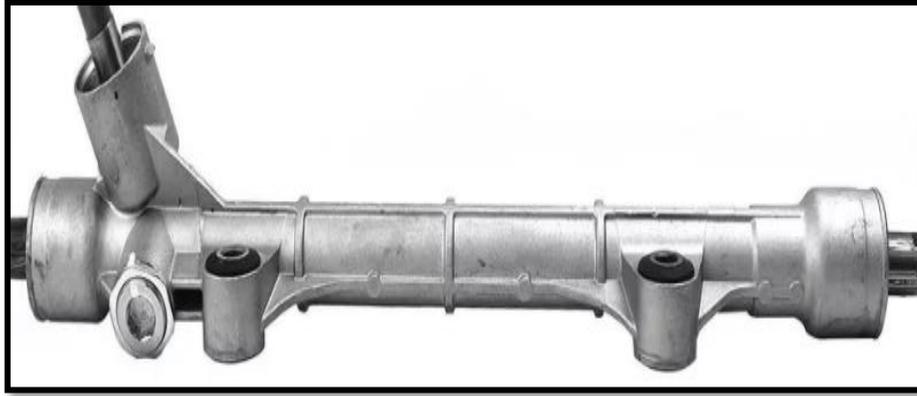
La caja de dirección se puede considerar una máquina que permite la maniobrabilidad del vehículo. No obstante, existen distintos aspectos los cuales clasifican la complejidad de una máquina, como pueden ser por el número de pasos que deba hacer para cumplir un trabajo o el número de piezas que lo conforman. Además, la caja de dirección de un vehículo cuenta con mecanismos que deben encontrarse conectados mecánicamente entre sí (Myszka, 2012). Cabe aclarar, que se conoce como mecanismo a las partes rígidas, cuya función sea el transmitir el movimiento para cumplir con el propósito por el cual sea diseñado. Finalmente, el sistema de dirección está compuesto por mecanismos que puede realizar diferentes tipos de movimientos y se encuentra constituido por elementos fijos, móviles y de sujeción.

### **2.3.1 Elementos fijos**

Los elementos fijos son generalmente componentes estructurales. No obstante, la realidad es que son piezas que permanecen estáticas durante funcionamiento de los componentes móviles del conjunto. Sin embargo, su importancia radica en alojar estos elementos, pero no significa que tengan menor importancia (Águeda, García, Gómez, Martín, & Gonzalo, 2016).

#### **a) Carcasa de la caja de dirección**

La caja de dirección o armazón, tiene como objetivo alojar los componentes fijos y móviles en su interior. Además, de aislar los mecanismos de factores climáticos también, protege los elementos móviles que son órganos delicados de la dirección, evitando que se contaminen del polvo, agua o tierra (Flores & Remache, 2014). Puesto que, producen un deterioro progresivo y reduciendo el tiempo de vida útil del sistema. No obstante, altera el funcionamiento mecánico de los componentes.



**Figura 2.8** Armazón del piñón cremallera  
(De Castro, 2004)

### **b) Soporte de la caja de dirección**

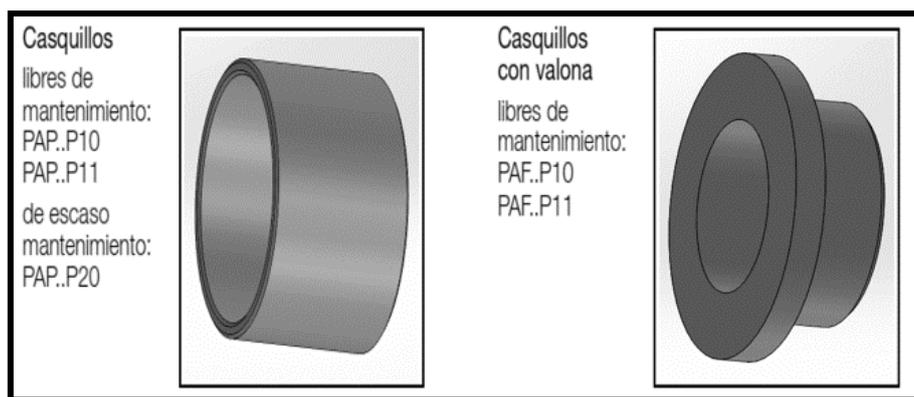
El soporte o buje en la dirección juega un papel importante, ya que su trabajo es absorber el impacto y proporcionar estabilidad en los puntos de apoyo. Además, se comporta como un elemento de fijación, ya que mantiene la cremallera alineada con el bastidor del vehículo. No obstante, es un componente mecánico muy común utilizado en una infinidad de máquinas. Sin embargo, cuando estos elementos se desgastan producen vibraciones, debilitando otros componentes mecánicos, por lo tanto, provoca una conducción inestable. Su movimiento frecuente provoca un desgaste adicional, y sin un mantenimiento o cuidado adecuado, pueden desgastarse prematuramente (Ward, 2021). Existen varias señales de advertencia que, si se detectan deben ser revisadas para descubrir los daños en los bujes de la dirección. Puesto que, provoca ruidos al conducir, sacudidas constantemente en el volante e inestabilidad en el vehículo.



**Figura 2.9** Soporte de la caja de dirección  
(Gómez, 2016)

### c) Casquillos libres de mantenimiento

Los casquillos, también conocidos como cojinetes de deslizamiento, se caracterizan por ser lisos. Además, actúan como bujes y se encargan de reducir la fricción que se produce cuando dos superficies se encuentran en contacto directo. Cabe aclarar, que los cojinetes son libres de mantenimiento, porque se encuentran empapados en aceite. Los casquillos son similares a tubos delgados con ejes giratorios o deslizantes según su necesidad, esto mejora la eficacia, reduce el ruido y las vibraciones (Permaglide, 2006). Se afirma que, los casquillos o bujes, se utilizan con mayor frecuencia en el sector automotriz. Puesto que, tienen una gran variedad de materiales para su fabricación. En la figura 2.10, muestra los casquillos más utilizados en el diseño de máquinas.



**Figura 2.10** Tipos de casquillos libres de mantenimiento  
(Permaglide, 2006)

### 2.3.2 Elementos móviles

Los elementos móviles son fundamentales, porque realizan un trabajo al transmitir el movimiento de un punto a otro. Esto se realiza mediante elementos que interactúan entre sí. No obstante, la movilidad del mecanismo radica en el diseño o análisis del número de grados de libertad. Sin embargo, es posible determinar la movilidad de un mecanismo determinando el número de eslabones (Shigley & Uicker, 2001). Finalmente, el funcionamiento de la caja de dirección, cuenta con un mecanismo que transforma movimiento circular en lineal. Es decir, el movimiento circular lo realiza el elemento de entrada, mientras que el elemento de salida realiza un movimiento lineal.

### 2.3.2.1 Piñón

Son elementos mecánicos que transmiten movimientos entre ejes no alineados y permiten modificar la velocidad de giro, ya sea un multiplicador o reductor. Además, los ejes pueden ser paralelos, cruzados o cortados en determinados ángulos de trabajo. Sin embargo, la relación de velocidad depende del diámetro de los engranajes utilizados en el montaje. En cuanto al mecanismo que conforma la caja de dirección, es una rueda dentada normalmente cilíndrica y puede ser conformado por engranajes rectos o helicoidales (Cardona & Clos, 2008). Además, que describe un movimiento de rotación alrededor de su eje, mientras que en la cremallera se lo considera como un elemento lineal dentado, que describe el movimiento rectilíneo en un sentido u otro, puesto que su función depende del giro del piñón.

#### a) Piñón con engranaje recto

La figura 2.11, muestra un piñón con dientes paralelos al eje de rotación. Los engranajes con dientes rectos son sencillos y sus dientes apuntan directamente desde el centro. No obstante, generan cargas de reacción radiales en el eje, puesto que transmiten la potencia y el movimiento de rotación entre ejes paralelos. Este tipo de engranaje suele emplearse para velocidades pequeñas y medias, ya que genera ruido cuando aumenta su velocidad (Budynas & Nisbett, 2020).



**Figura 2.11** Piñón con dientes rectos  
(Arroyo, 2004)

### b) Piñón con engranaje helicoidal

Los dientes generan una forma de espiral o helicoidal del cilindro base. Además, esto permite que los ejes sean paralelos en el espacio o se crucen y formen un ángulo entre sí. Otra característica se encuentra en los dientes, ya que los engranajes helicoidales engranan lentamente en lugar de repentinamente. Además, el funcionamiento es suave y silencioso en elevadas velocidades. (Budynas & Nisbett, 2020). Por último, tiene dentado inclinado en relación al eje de rotación, lo que les permite transmitir mayor movimiento que los engranajes con dientes rectos, no obstante, requieren una mayor lubricación, puesto que sufren un mayor desgaste.



**Figura 2.12** Piñón con dientes helicoidales  
(Arroyo, 2004)

#### 2.3.2.2 Cremallera

La cremallera es un dispositivo mecánico, que transmite un movimiento lineal uniforme. También, se lo considera un engrane recto que cuenta con un diámetro de paso infinito, debido a que la base de la cremallera cuenta con un número ilimitado de dientes. Además, el valor del paso de base, se representa con una distancia constante. No obstante, la cremallera trabaja en conjunto con un elemento que transmite movimiento circular, esto provoca que la cremallera se desplace de forma lineal (Norton, 2020).



**Figura 2.13** Cremallera con dientes rectos  
(Fernández, 2018)

### 2.3.2.3 Rodamiento

Los rodamientos o cojinetes soportan cargas radiales, cargas de empuje y en mucho de los casos ambos. Además, son relativamente económicos y cuentan con una gran variedad, puesto que son los más utilizados en maquinaria. Por lo tanto, permiten el movimiento giratorio, mientras reducen la fricción entre elementos fijos y móviles (Gómez, 2016). También, trasladan el movimiento es decir, que se apoyan en un elemento fijo mientras permiten la rotación de un elemento móvil.



**Figura 2.14** Rodamiento de tipo bolas  
(NTN SNR, 2021)

### 2.3.3 Elementos de sujeción

Los elementos de sujeción se caracterizan por juntar dos o más elementos mecánicos. Es decir, se emplean para que los eslabones trabajen juntos formando un sistema. Además, de mantener a los elementos en una posición permanente, son básicos en la elaboración de cadenas cinemáticas. También, transmiten distintos movimientos, debido a que son puntos de unión y se los conoce como nodos (Suñer, Rubio, Mata, Albeda, & Cuadrado, 2007).

#### 2.3.3.1 Acoplamiento articulado

El acoplamiento articulado o acople universal, tiene como principal función garantizar una transmisión de energía, potencia y rotación. Así mismo, se encarga de unir dos ejes con alineaciones distintas, gracias a su articulación permite una transmisión eficiente cuando los ejes se encuentran inclinados (Bataller, y otros, 2009). Sin embargo, el funcionamiento puede variar de acuerdo al diseño. Es común en la industria automotriz encontrar este acoplamiento en columnas de dirección o cualquier vehículo de tracción trasera.



**Figura 2.15** Acople universal con estriado  
(Suñer, Rubio, Mata, Albeda, & Cuadrado, 2007)

### 2.3.3.2 Terminales de la dirección

Las terminales o rótulas se encuentran en los extremos del varillaje de la dirección, la mayor parte estos elementos están constituidos por un perno que se encuentra cerrado por una carcasa, la cual contiene un cojinete esférico de fricción. Además, permite el desplazamiento de manera horizontal y vertical, siendo esta la principal característica para la implementación en sistemas de suspensión y dirección en vehículos. No obstante, según la disposición geométrica las rótulas pueden clasificarse ya sea por carga o seguidora (Pabón, 2005). Es decir, que la rótula de carga soporta las fuerzas verticales en tensión o compresión, mientras que la rótula seguidora, resiste fuerzas horizontales.



**Figura 2.16** Rótula de dirección  
(Jácome, 2022)

## 2.4 Materiales de fabricación

Los elementos pueden elaborarse de un sin número de diferentes tipos de materiales. Sin embargo, desde un punto de vista técnico en cuanto al diseño, los elementos deben cumplir ciertos parámetros. Donde la selección del material tiene un papel importante en el diseño, del mismo modo se debe considerar la resistencia y rigidez. Además, se involucra aspectos como el peso, seguridad, costo, entre otros (Güemes & Martín, 2012). También, es necesario considerar que la fabricación sea viable, tomando en cuenta todos los procesos que conlleva desde la obtención del material base, hasta el montaje final de la máquina.

La selección depende de las propiedades que puede ofrecer el material, existe un listado de materiales que se emplean para la transmisión de movimiento para trabajo medio y pesado. Sin embargo, para la fabricación de engranajes se realiza en acero cuya composición química sea bajo y medio en carbono. Además, el uso de este tipo de material en la industria automotriz se distribuye entre la producción de bielas, ejes de transmisión y cigüeñales. Mientras que en la industria petrolera se utiliza para la elaboración de taladros, brocas, barrenos y vástagos de pistón (Zárate, 2016).

## **2.4.1 Materiales para engranajes de acero**

### **2.4.1.1 Aceros endurecidos directamente**

La normativa estandariza se basa en AGMA 2001-B88, para el número de tensión permisible y el número de tensión por contacto, para aceros que tienen de endurecimiento directo (Regalado, 2015). Además, existen diferentes aceros al carbono, pero los aceros aleados son los más empleados. Sin embargo, los aceros que más se utilizan en la producción de engranes son: AISI 1020, AISI 1040, AISI 1050, AISI 3140, AISI 4140, AISI 4340, AISI 6150, AISI 8650, entre otros (Vallejo, 2020). Puesto que se forman al combinar un acero al carbono con cualquier elemento de aleación mejorando sus propiedades desde las térmicas hasta mecánicas. Debido a que existe una resistencia directa entre dureza y resistencia se pueden utilizar cualquier material ante mencionado, siempre que se sometan a tratamientos térmicos apropiados para lograr la dureza deseada y el valor para indicar la dureza Brinell se representa con el símbolo HB.

### **2.4.1.2 Aceros endurecidos en forma superficial**

La aplicación del endurecimiento superficial es crear una superficie dura, sobre una pieza de acero al bajo carbono. Es decir, el proceso se basa en aumentar el contenido de carbono en la capa superficial de la pieza (Álvarez, 2017). No obstante, el endurecimiento puede llevarse a cabo por diferentes métodos, por ejemplo: mediante flama, inducción, carburización y nitruración.

### **a) Dientes de engranajes endurecidos mediante flama y por inducción**

La técnica consiste en un calentamiento térmico al nivel de la capa superficial del material, y se lo realiza mediante flamas generadas por gas, a altas temperaturas. Otro método es en la aplicación de inducción eléctrica por medio de bobinas, puesto que, al controlar el tiempo y la entrada de energía, se puede controlar la profundidad con la que penetra el calor y la profundidad de endurecimiento en la superficie resultante. Además, es importante que este tratamiento se realice por toda la geometría del diente, especialmente en flanco y base, dado que son las zonas más comprometidas. Este proceso se basa en la capacidad inherente de los aceros para ser endurecidos (González A. , 2019). Sin embargo, se deben especificar los materiales que pueden endurecerse hasta llegar a estos valores, por lo general, son aceros de aleación de medio carbono con valores aproximados entre 0,40 y 0.60% de carbono.

### **b) Carburización**

La carburización es un proceso de cementación, que consiste en añadir carbono a la superficie del material, esta técnica confiere al material una capa exterior dura, mientras que el núcleo se mantiene dúctil (Bernal, 1994). Esto se consigue calentando el material en una atmósfera carbonosa a cierta temperatura, sin embargo, la profundidad efectiva se define como la superficie endurecida hasta que la dureza alcanza un mínimo de 50 en la escala Rockwell (HRC) (Bernal, 1994).

### **c) Nitruración**

Mediante la nitruración se obtiene una superficie consistente, no obstante, es una capa muy delgada. El proceso se lleva a cabo en una atmósfera que contiene una mezcla constituida por gases de amoníaco y amoníaco disociado. Sin embargo, este proceso se aplica cuando el elemento se encuentra sometido a cargas son ligera. Cabe aclarar que debe evitarse la nitruración cuando se presenten cargas o choques excesivos, ya que la

superficie endurecida no es lo suficientemente profunda como para soportar tales cargas, esto se debe al espesor de endurecimiento que alcanza aplicando el método de nitruración (Maldonado, 1996).

## **2.4.2 Materiales en hierro y bronce para engranajes**

### **a) Hierros fundidos**

Los hierros más utilizados en la elaboración de engranes son: hierro fundido gris, hierro fundido dúctil o nodular y hierro maleable. Es importante recordar que el hierro gris, es el más utilizado debido a su bajo costo, además es sumamente frágil cuando el material tiene que soportar cargas en tensión. A diferencia de su resistencia por compresión que puede soportar hasta tres veces más que la carga a tensión (Budynas & Nisbett, 2020). El hierro fundido dúctil, presenta propiedades muy similares al hierro fundido maleable, y se lo realiza agregando ferro silicio de magnesio ( $FeMgSi$ ) a una determinada temperatura. En cuanto al hierro fundido maleable, se lo obtiene mediante el proceso de recocido lo que provoca la liberación de carbono, de un modo similar al hierro fundido gris. Sin embargo, su forma es nodular y se lo conoce con el nombre de “carbono de temple”, debido a que los periodos largos de temperatura son más costosos (Bernal, 1994).

### **b) Bronces**

Las aleaciones con base de bronce también son utilizadas para la fabricación de engranajes, porque estas simulan las propiedades mecánicas de un acero dulce. Lo cual significa, que para obtener este tipo de aleaciones se requiere añadir material en ciertas proporciones a la base de bronce. Sin embargo, los materiales más empleados para este tipo de mezcla son el bronce con: fósforo, manganeso, aluminio y silicio (Maldonado, 1996). Dependiendo la necesidad del diseñador se selecciona cierto material, ya sea silicio o manganeso para una buena resistencia a la corrosión y fósforo o aluminio para elevar las propiedades en cuanto a resistencia por fatiga y desgaste. Finalmente, se

puede trabajar el material en frío o caliente y sus propiedades pueden variar según el tipo de tratamiento térmico que se emplee en el elemento.

### **2.4.3 Materiales plásticos para engranajes**

Los plásticos utilizados en la fabricación de engranajes son adecuados para aplicaciones que requieren un funcionamiento silencioso y ligero, baja fricción, resistencia razonable a la corrosión y buenas propiedades de desgaste (Ringegni, 2013). Debido a que la resistencia es mucho menor que la de los materiales metálicos para la producción de engranajes, los plásticos se utilizan a menudo en dispositivos que están expuestos a cargas bajas. Sin embargo, una de las características de los plásticos es la posibilidad de darles su forma final sin mayor procesamiento, por lo que es un método económicamente útil (Del Castillo, 2013). Los materiales plásticos más comunes para la producción de engranajes son:

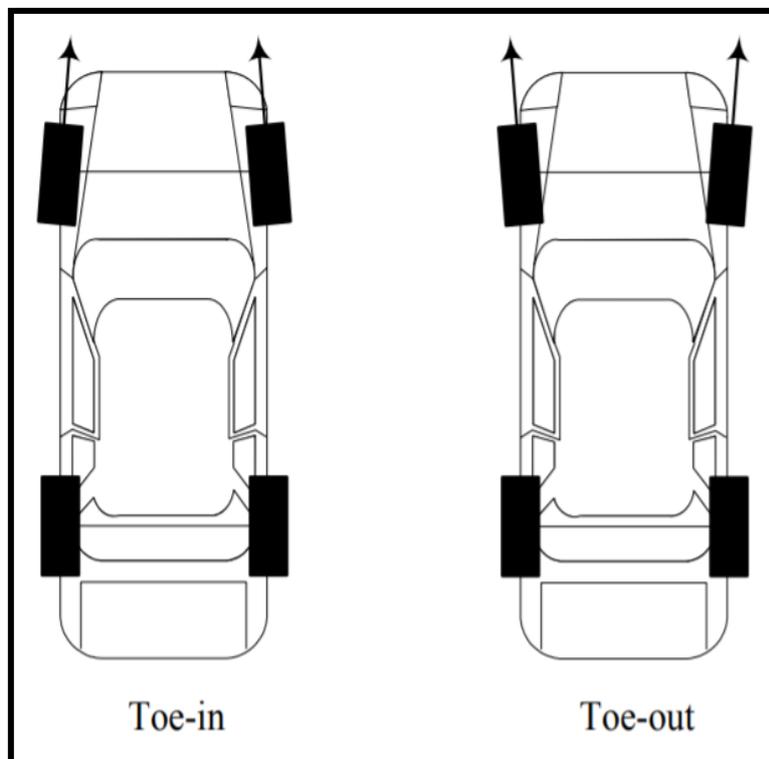
- Fenólicos
- Policarbonato
- Acetal
- Poliamida
- Poliéster
- Nylon
- Sulfuro de polifenileno
- Poliuretano
- Elastómero de poliéster
- Estireno (SAN)
- Acrilonitrilo (ABS)

Estos son los plásticos que más se frecuentan, ya que pueden fabricarse mediante una infinidad de fórmulas. Además, se pueden rellenar con gran variedad de productos los cuales mejoran la resistencia al desgaste, al impacto, límite de temperatura, entre otras propiedades.

## 2.5 Geometría del sistema de dirección

### 2.5.1 Ángulos de la convergencia y divergencia

La variación de convergencia o divergencia se encuentra en relación con el sistema de dirección, puesto que es la línea vertical que forma el vehículo con respecto a la orientación en que apuntan las ruedas del vehículo, esto se aprecia desde una vista superior del vehículo. Sin embargo, esta variación puede ser expresado en grados o fracciones, además se puede apreciar una convergencia si las ruedas apuntan hacia el interior del vehículo y divergencia si las ruedas apuntan al exterior (Ferigra, 2012). La convergencia positiva o negativa puede generar varios problemas en vehículos. Tal como, el desgaste excesivo de los neumáticos debido a un mal contacto con la superficie. Además, de una mala maniobrabilidad. Finalmente, lo ideal es obtener una variación de cero grados.



**Figura 2.17** Convergencia (TOE)  
(Jazar, 2008)

### **a) Convergencia positiva**

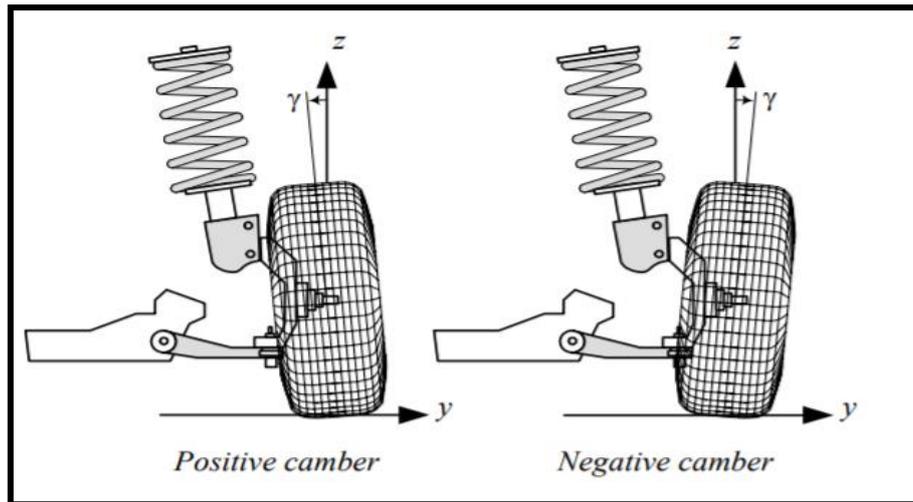
Se define como una convergencia positiva según la perspectiva de las ruedas, de modo que si se encuentran apuntando al interior del vehículo desde una vista frontal del vehículo como se puede apreciar en la Figura 2.17. Esto provoca un efecto de mayor estabilidad al comenzar una curva. Por otra parte, su estabilidad es baja en la entrada de la curva y en línea recta.

### **b) Convergencia negativa**

En la Figura 2.17 también se puede apreciar la convergencia negativa. Cabe aclarar, que se puede diferenciar de la convergencia positiva porque las ruedas tienden a apuntar al exterior del vehículo visto por la parte frontal del vehículo. Esto permite una mejor estabilidad en línea recta y aumenta la adherencia en curvas. Sin embargo, la estabilidad al inicio se ve comprometida.

## **2.5.2 Ángulos de caída**

El ángulo Camber o ángulo de caída, se lo conoce al grado de inclinación que forma el neumático con respecto a la superficie de la calzada. En cuanto al grado de inclinación puede ser positivo o negativo como si indica en la Figura 2.18. De modo que, incrementa el agarre del neumático en curvas cuando se tiene un cierto ángulo negativo. Por lo contrario, un ángulo positivo causa cierta pérdida de adherencia del neumático. Además, el ángulo neutro del Camber no presenta ningún tipo de inclinación, donde sus ruedas se encuentran perfectamente verticales. Es decir, los neumáticos se encuentran perpendiculares al suelo lo cual significa, que los neumáticos se encuentran en el punto máximo de contacto con la superficie. Sin embargo, el ángulo puede verse afectado por variables como el tipo de neumático, presión de inflado incluso la temperatura (Galvis & Trujillo, 2017). Además, su configuración depende del sistema de suspensión.



**Figura 2.18** Ángulo de caída (CAMBER)  
(Jazar, 2008)

**a) Ángulo positivo**

El ángulo de caída positiva como se muestra en la Figura 2.18, tiene una ligera inclinación de la rueda con respecto a su eje vertical. Donde la parte superior sobresale y el inferior se introduce en el chasis, provocando un mayor desgaste en la parte inferior del neumático.

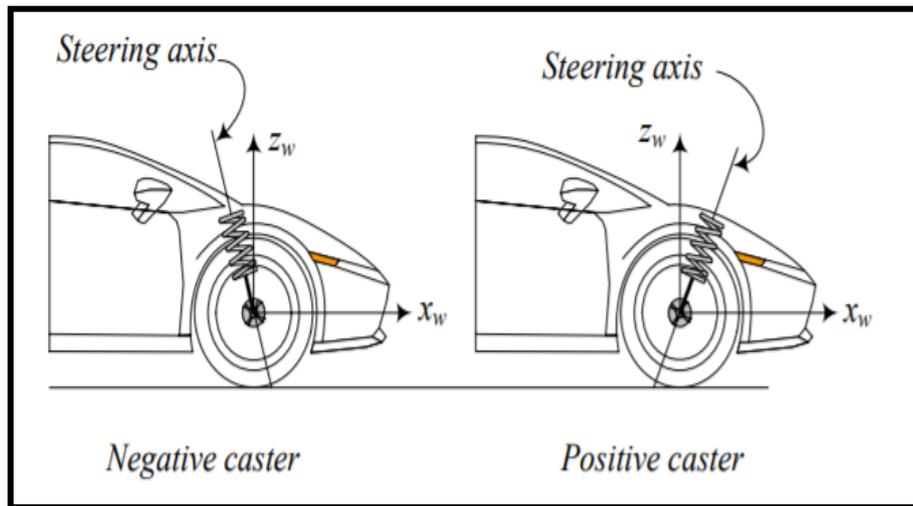
**b) Ángulo negativo**

El ángulo de caída negativa estimula un desgaste excesivo en la parte exterior del neumático. Puesto que la parte inferior sobresale, mientras que la parte superior se introduce con respecto al chasis como se puede apreciar en la Figura 2.18.

### 2.5.3 Ángulos de Avance

El ángulo de avance “Caster”, se forma a partir de línea vertical del centro de la rueda con respecto al eje del pivote en el sentido de avance. Así mismo, existe distintos ángulos de avance, con respecto a una correcta regulación es importante tener en cuenta que no provoca desgaste en neumáticos. la Por otro lado, provoca inestabilidad y

deficiencia en curvas. Cabe aclarar, que su regulación depende del sistema de suspensión y los valores del ángulo de avance se encuentran de 6 a 12 grados, esto en vehículos de tracción trasera. Mientras que los vehículos de tracción delantera su rango se encuentra de 0 a 4 grados (Mejía, 2015).



**Figura 2.19** Ángulo de avance (CASTER)  
(Jazar, 2008)

#### a) Ángulo de avance positivo

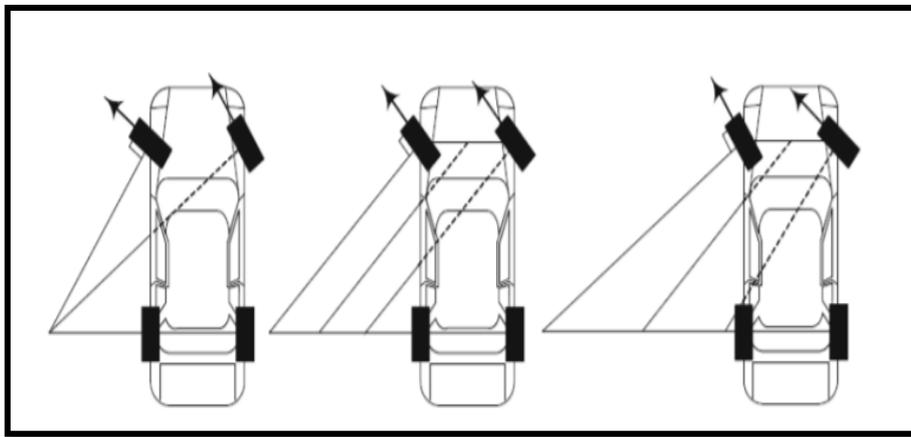
El ángulo de avance positivo como se muestra en la Figura 2.19, es la configuración estándar para la mayoría de vehículos, debido a que ofrece una mayor estabilidad en línea recta y eficiencia en curva. La línea vertical tiende a inclinarse a la parte trasera del vehículo por delante de la rueda. Por esta razón, permite una facilidad de conducción.

#### b) Ángulo de avance negativo

Por el contrario, un ángulo de avance negativo facilita el giro del volante, pero complica su conducción en línea recta. En la Figura 2.19. Se observa, la línea vertical tiende a inclinarse hacia la parte delantera del vehículo. De modo que afecta su estabilidad.

### 2.5.4 Geometría Ackermann

La geometría de dirección de Ackermann es la disposición geométrica de los eslabones que interceden en el mecanismo de la dirección de un automóvil (Wiley, 2001). Su diseño es una configuración utilizada para dar una solución viable al problema de las ruedas interiores y exteriores del vehículo al momento de ingresar en una curva. Además, al momento de girar el volante el conductor se percata que las dos ruedas delanteras no despliegan el mismo ángulo de giro, lo cual es conocido como “efecto Ackermann” (Valenzuela, y otros, 2013). El ángulo de Ackermann es crucial e indispensable para el correcto funcionamiento del bastidor y orientación del vehículo.

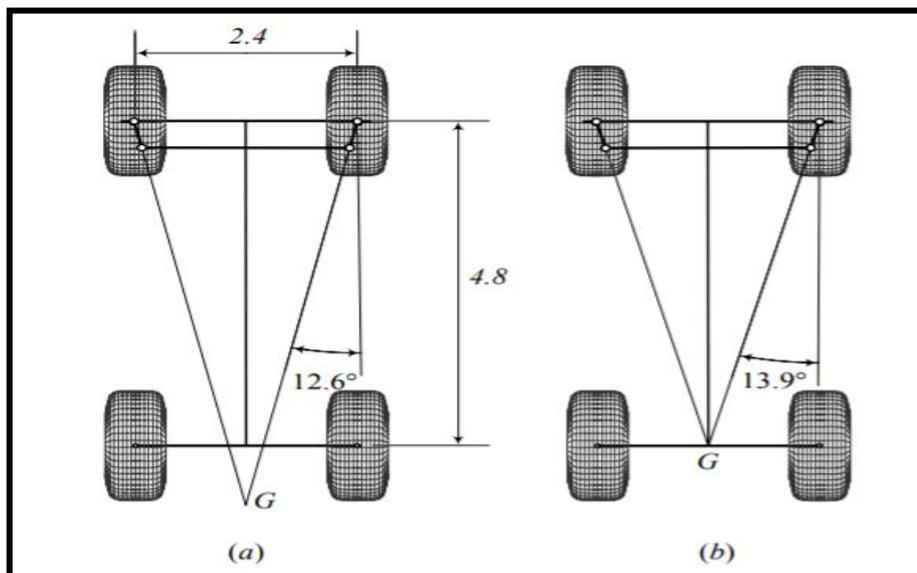


**Figura 2.20** Geometría Ackermann, paralela y anti Ackermann  
(Moggio, 2016)

El ángulo medio de las ruedas delanteras se define como ángulo de Ackerman, y consiste en un sistema articulado que lo conforman las ruedas directrices con el sistema de dirección. La geometría Ackermann, radica en los diferentes ángulos que las ruedas pueden alcanzar al efectuar un giro. Sin embargo, Existen diferentes maneras de configurar el sistema de dirección, obteniendo diferentes resultados como se indica en la Figura 2.20. El primero, se conoce como ángulo Ackermann, se caracteriza por provocar un ángulo mayor de giro en la rueda interior del vehículo. Segundo, se conoce como Ackermann paralelo. Puesto que, las dos ruedas tienen un mismo ángulo de giro. Por último, se conoce como anti Ackermann debido a que la rueda exterior tiene un mayor ángulo de giro.

Las diferentes geometrías pueden generar varias discusiones, no obstante, la solución técnica más idónea es el aplicar la geometría según la finalidad. Debido a que no es correcto trasladar las soluciones técnicas de una categoría a otra, porque cada categoría tiene un reglamento. Por ejemplo, en los formula suelen utilizar la geometría en paralelo o anti-Ackermann, ya que estos vehículos tienen elevadas cargas aerodinámicas. Las cuales se originan al tomar una curva a altas velocidades, provocando una fuerza normal sobre el eje delantero de las ruedas directrices varias veces superior al peso del vehículo (Genta, 1997).

Esto nos lleva a la transferencia lateral de carga, donde las ruedas internas se aligeran mientras que las exteriores se sobrecargan. Por lo tanto, la mayor parte del peso en una curva con mucho apoyo aerodinámico está localizado en las ruedas exteriores. Además, el rozamiento con el suelo no es un factor de mucha importancia, puesto que los motores implementados en esta categoría vencen fácilmente esta fuerza de rozamiento, por esta razón lo que importa en general en este tipo de vehículos es el agarre máximo en las ruedas (Wiley, 2001). Por otra parte, en los vehículos convencionales intentan reducir el rozamiento excesivo en las ruedas, ya que generan un mayor desgaste en los neumáticos mediante la configuración de una geometría Ackermann, donde la rueda interna gire más que exterior.



**Figura 2.21** Geometría trapezoidal óptima del sistema de dirección (Jazar, 2008)

Un 100% Ackerman establece que las proyecciones de los brazos de dirección se cortan en el centro del eje trasero. No obstante, en cuestión que el porcentaje sea mayor al 100%, estas proyecciones se convergen en la parte anterior del eje trasero, mientras que si cortaran por detrás es inferior. En el apartado de conformidad con la geometría Ackermann. Según (Milliken, 1994), afirma que el 100% se cumple cuando la proyección de los brazos de dirección se encuentre situados a  $180^\circ$  grados. Por esta razón, el concepto estipula que la cremallera de dirección debe colocarse a una longitud de 50 mm detrás del eje delantero de modo que se obtenga una funcionalidad adecuada.

## CAPITULO III

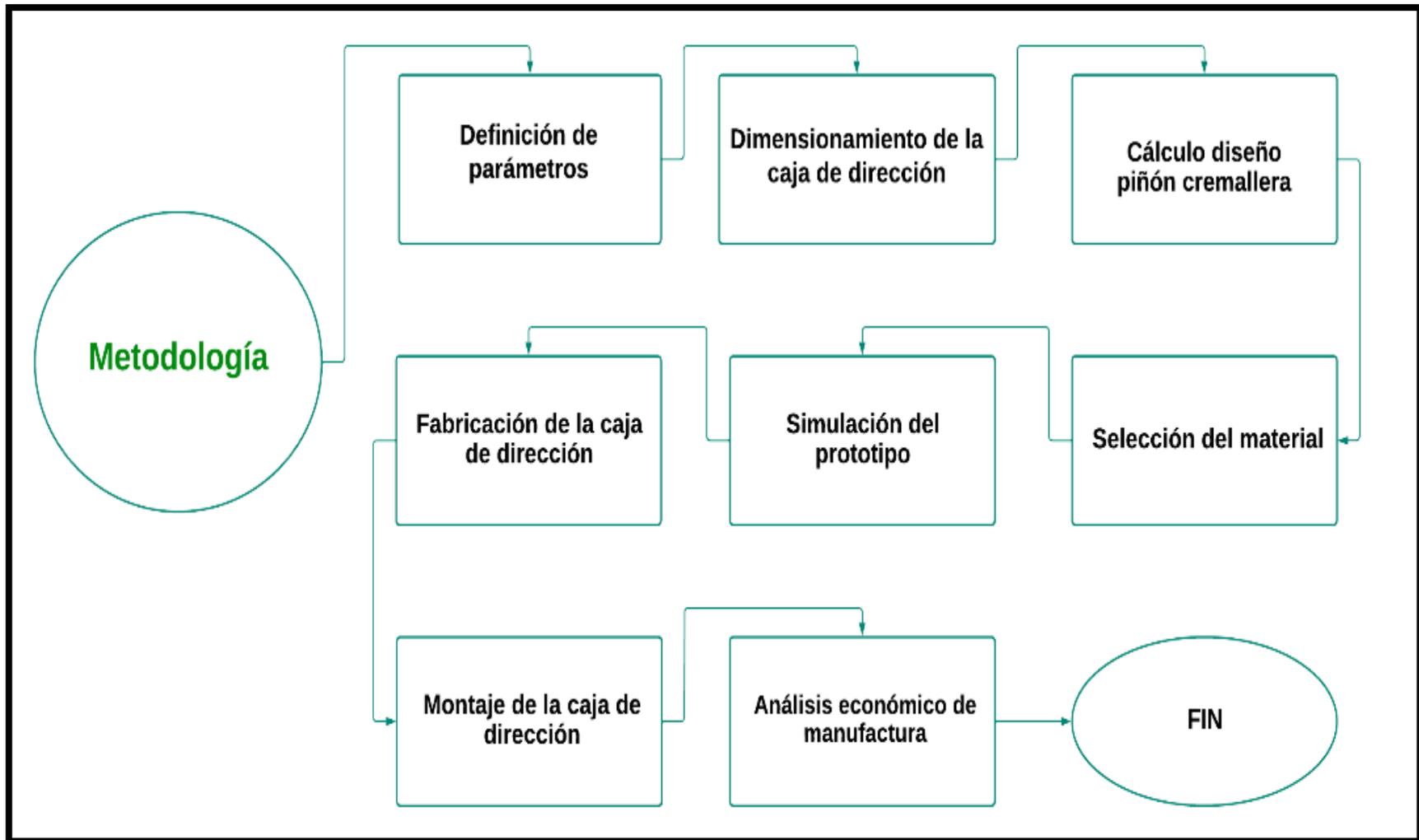
### 3. METODOLOGÍA

El propósito del presente capítulo, es especificar la metodología que se utilizó en el diseño y construcción de una caja de dirección con disposición central para vehículos monoplaça. El principio se basó en el libro de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” en su novena publicación, donde el diseño de un elemento nace por una necesidad con el fin de resolver un problema, puesto que el diseño es un proceso de innovación y altamente iterativo donde la toma de decisiones juega un papel crucial. Además, es importante acoplarse a una normativa y acatar parámetros a modo de guía, ya que un factor importante en el diseño es determinar la geometría y dimensiones del elemento (Budynas & Nisbett, 2020).

Después, se realizó los cálculos necesarios haciendo uso de la literatura, puesto que una parte del diseño radica en la investigación. Además, se debe seleccionar un material adecuado, porque la selección implica un estudio comparativo de las posibles soluciones de diseño. También, se utilizó herramientas digitales para corroborar la funcionabilidad del mecanismo, dado que existe una gran cantidad de software que proporciona herramientas para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos.

El objetivo durante la fabricación es emplear recursos que se encuentren de manera comercial, dado que el proceso de desarrollo y fabricación tiene una serie de diferentes pasos que hacen referencia a un buen diseño, cabe aclarar que las diferentes metodologías se rigen a la planificación donde se estima el resultado deseado. En la Figura 3.1 se plantea el flujograma a seguir, debido a que la metodología se divide en varias fases, con el fin de obtener un diseño óptimo. Sin embargo, el resultado de la caja de dirección debe acatar con ciertas características tal como:

- Suavidad y precisión obteniendo una respuesta inmediata
- Irreversibilidad, que el giro de la rueda no afecte en la conducción del vehículo
- Estabilidad donde el volante debe permanecer en una posición estable



**Figura 3.1** Flujograma del proceso del diseño y fabricación

### 3.1 Definición de los parámetros Formula SAE

La Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers, SAE), es la principal fuente de información técnica para definir los parámetros de diseño para el desarrollo del presente trabajo, por esta razón se detalla varios puntos de interés como normas y códigos. Sin embargo, no es la única fuente de información debido a que existen variables y fórmulas que se emplearon a partir de libros, fichas técnicas e informes. Las normas, son un grupo de especificaciones que tienen la finalidad de alcanzar la uniformidad, debido a que limitan las variaciones que puedan surgir al fabricar un elemento, material o proceso. De modo similar actúa un código, ya que es conjunto de especificaciones que buscan alcanzar un grado específico en cuanto a seguridad, eficiencia y calidad (Budynas & Nisbett, 2020).

#### 3.1.1 Selección de parámetros generales

Se recopiló información acerca de los valores que involucran el estudio de la conducta dinámica que presenta el vehículo, puesto que es necesario especificar las dimensiones generales del vehículo monoplace, por esta razón se identificaron diferentes variables de valor numérico y los datos fueron obtenidos del reglamento (Formula SAE, 2022). Por lo tanto, en la Tabla 3.1 muestran los valores dimensionales que debe acatar todo vehículo Formula SAE, mientras que en la Tabla 3.2 se muestran valores implementados en el cálculo de las fuerzas actuantes en el vehículo.

**Tabla 3.1** Dimensiones establecidas para vehículos monoplace Formula SAE

<b>DIMENSIONES FORMULA SAE</b>		
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor (mm)</b>
Distancia entre ejes	L	1 600
Distancia del eje anterior	L1	900
Distancia del eje posterior	L2	700
Altura del centro de gravedad	h	300
Ancho de vía anterior	Ava.	1 200
Ancho de vía posterior	Avp.	1 180

**Fuente:** (Llivosica, 2018)

**Tabla 3.2** Valores establecidos para masa en vehículos monoplaça

<b>MASA FORMULA SAE</b>		
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor (kg)</b>
Peso del vehículo	W	225
Peso del conductor	Wc	75
Peso del total	Wt	300

**Fuente:** (Llivosica, 2018)

En la Tabla 3.3, se muestran los datos acerca de las fuerzas laterales que actúan en cada eje del vehículo, las cuales se originan por aceleración y radio de giro. De modo que, el desarrollo para determinar una respuesta del comportamiento direccional dependerá en parte de las fuerzas que actúan en el sistema. No obstante, la fuerza lateral y la carga vertical se obtienen mediante la aplicación de fórmulas, puesto que al conocer estas fuerzas permite encontrar el ángulo de deriva. Cabe aclarar, que el ángulo de deriva se forma a partir del sentido de avance del vehículo y el sentido de avance del vehículo si siguiese la dirección impuesta por las ruedas directrices.

**Tabla 3.3** Fuerzas que actúan sobre el vehículo monoplaça

<b>FUERZAS QUE ACTUAN FORMULA SAE</b>			
<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Fuerza sobre el eje delantero	Fzl	1 250	N
Fuerza lateral delantera	Fyd	1 880	N
Fuerza necesaria para girar la rueda	FL	950	N
Fuerza aplicada en el volante por el piloto	F1	100	N
Fuerza a aplicar en el soporte de la dirección	Fs	600	N
Torque de funcionamiento de la columna de dirección	Tp	60	Nm

**Fuente:** (Morillo, 2018)

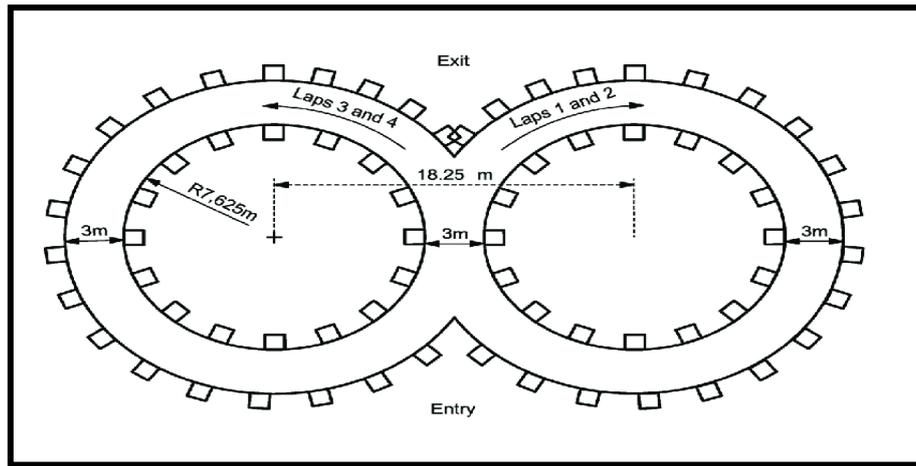
### 3.1.2 Parámetros de desempeño Formula SAE

Se detallaron los parámetros en los cuales se desempeña el sistema de dirección, para ello se utilizó de referencia el reglamento técnico (Formula SAE, 2022), en el apartado de “General Chassis Rules” para vehículos monoplaça, donde se detalla a modo de vista general, los puntos importantes en el diseño del sistema de dirección. A continuación, se especificó las reglas que debe cumplir el sistema de dirección:

- La cremallera de dirección se debe encontrar conectado mecánicamente al chasis del vehículo, del mismo modo que la columna de dirección con la caja.
- El sistema de dirección debe contar con un límite que impidan que los brazos de la dirección se atasquen, estos deben encontrarse en la mangueta o en la cremallera evitando que llantas entren en contacto con la suspensión.
- El movimiento libre autorizado en la dirección debe estar restringido a 7 grados en total y se debe medir en el volante de la dirección.
- El volante tiene que estar conectado a la columna de dirección mediante una desconexión rápida.
- Los elementos móviles tienen que brindar seguridad, ya sean protegidas evitando un contacto directo con el piloto.
- El volante tiene que contar con un perímetro continuo circular o casi ovalado, con ciertas secciones rectas.
- En cualquier posición que se encuentre el volante, la parte superior del volante no debe ser más elevada que la zona del arco frontal.
- Los componentes que sostienen el volante al bastidor de dirección, deben ser uniones mecánicas y permanecer visibles. No se permiten conexiones con resina sin respaldo mecánico.

### **3.1.3 Parámetros del SKID-PAD**

Se realizó la prueba SKID-PAD regulado por la normativa Formula SAE, para evaluar eventos dinámicos, estáticos y la adherencia lateral que proporciona el vehículo. No obstante, este evento es el más exigente para el sistema de dirección, debido a que se evalúa el comportamiento y respuesta del vehículo en una difícil condición. En cuanto a la pista, tiene la forma del número ocho y está conformada por dos círculos con un diámetro interior de 15.25 metros, mientras que el diámetro exterior es de 21.25 metros, debido al carril por el cual el vehículo circula siendo este de 3 metros y sus centros se encuentran a una distancia de 18.25 metros. La prueba se reside en dar cuatro vueltas, las dos primeras vueltas se realizan en sentido horario o antihorario, mientras que las otras dos vueltas restantes se efectúan en el sentido contrario a las que se realizó las dos primeras vueltas. Además, este proceso de evaluación se encuentra cronometrado.



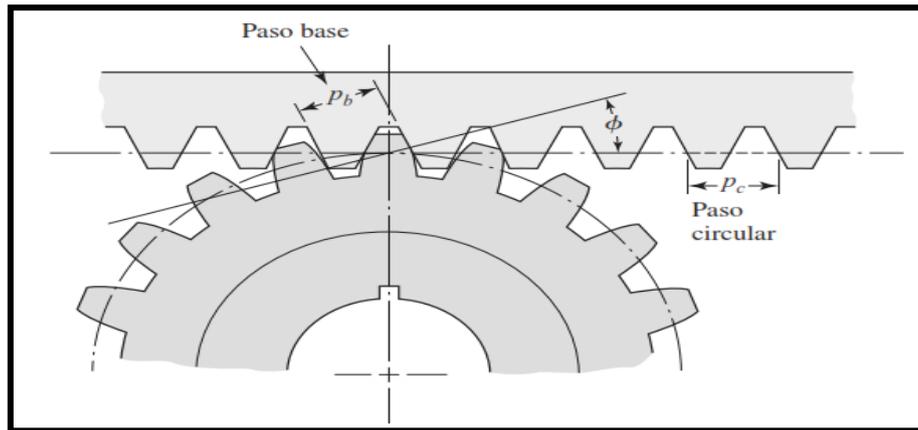
**Figura 3.2** Skid-Pad diagrama normalizado por Formula SAE  
(Formula SAE, 2022)

## 3.2 Dimensionamiento de la caja de dirección

Una vez se identificó los parámetros de diseño, se realizó la selección del tipo de mecanismo que mejor encaje con el objetivo del proyecto. También, se investigó el funcionamiento del mecanismo que se implementó en la caja de dirección, como también los elementos que lo componen. Además, se realizó los cálculos correspondientes para obtener un dimensionamiento previo en cada pieza. En cuanto al programa empleado para el diseño y simulación fue SolidWorks, cabe mencionar que es una versión educativa, y se realizó de esta manera con el objetivo de que el resultado sea satisfactorio.

### 3.2.1 Mecanismo piñón cremallera

El sistema de dirección del vehículo tiene un papel sustancial en el desempeño del vehículo, ya que permite conducir el vehículo de manera confiable y segura. El sistema de dirección con un mecanismo de piñón y cremallera según (González R. , 2009) es el más utilizado en vehículos ligeros, debido a que la industria automotriz requiere disminuir el peso del vehículo elevar la velocidad, reducir el consumo de energía y la pérdida de energía por inercia.



**Figura 3.3** Mecanismo piñón cremallera  
(Shigley & Uicker, 2001)

### 3.2.2 Funcionamiento del mecanismo

El funcionamiento de la caja de dirección tiene como finalidad que las ruedas permitan la maniobrabilidad del vehículo, esto se realiza mediante el componente piñón y cremallera. Sin embargo, el movimiento se origina en el volante y lo transmite al piñón por medio de la columna de dirección, esto provoca el recorrido en la cremallera y en consecuencia trasmite el movimiento a las ruedas. Además, el sistema de dirección es importante para un adecuado funcionamiento del vehículo, ya que permite conducir de manera confiable y segura (Shigley & Uicker, 2001). El recorrido de la cremallera depende del paso entre dientes que exista entre los engranajes. Debido a que existen dos tipos de relación donde se hace referencia a la velocidad de entrada y salida. Ahora bien, se conoce como multiplicación cuando se eleva la velocidad angular y reduce el par, a diferencia de la reducción que reduce la velocidad angular y eleva el torque, esto se logra variando el número de dientes en los engranes.

En un componente piñón y cremallera no existe debidamente una correlación de transmisión, debido a que se define mediante la distancia que recorre la cremallera por vuelta de giro del piñón. No obstante, el volante debe tener una alta sensibilidad en cuando a sus ruedas, por lo tanto, se necesita una multiplicación donde el engranaje es más grande con un mayor número de dientes en relación a la cremallera o reducción donde el engranaje tendrá un número menor de dientes que la cremallera.

### 3.2.3 Cálculo diseño piñón cremallera

Para el diseño del componente piñón y cremallera se tomó en cuenta las características de caja de dirección empleadas en la Formula SAE. A primera vista, una variable importante para el diseño de la caja de dirección, es el recorrido de la cremallera. Un valor estimado para el desplazamiento de este tipo de dirección es aproximadamente de 76 mm de lado a lado según (Formula Seven, 2021) en el apartado de “Shop Products”, es importante dejar en claro que depende del fabricante y diseño. Es decir, para que la caja de dirección tenga una disposición central se entiende que la cremallera tiene un recorrido de 38 mm tanto como para el lado izquierdo como para el derecho, todo esto de acuerdo a las especificaciones que tienen las cajas de dirección para vehículos monoplaza.

Se comenzó por el diámetro exterior para el piñón puesto que, cada vez que el piñón de una vuelta completa es decir  $360^\circ$ , por consecuencia genera un desplazamiento lineal total de 76 mm en la cremallera. Por lo tanto, el piloto logra un desplazamiento en la cremallera de 38 mm cuando gira el volante a  $180^\circ$ , lo que significa que ese desplazamiento deber permitir al vehículo tomar una curva independientemente de su radio de giro. Ahora bien, el recorrido total de la cremallera resultaría ser el perímetro del piñón, teniendo en cuenta este concepto se relaciona el perímetro del círculo con el diámetro exterior del piñón. De modo que, aplicando la fórmula de perímetro de un círculo. obtendríamos, el diámetro exterior despejando la variable de interés (Galvis & Trujillo, 2017).

$$P = \pi * D \quad [3.1]$$

Donde:

$P$ :     perímetro del círculo

$D$ :     diámetro del círculo

$\pi$ :     constante universal

Definitivamente, el diámetro exterior del piñón se encuentra en relación con el desplazamiento de la cremallera. Sin embargo, en cuanto a diseño se propone que el piloto tenga un ángulo de giro en el volante menor o igual a  $180^\circ$ . De modo que la cremallera alcance el máximo desplazamiento de lado a lado. Lo cual significa, que la cremallera deberá desplazarse entre valores aproximados de 50 mm a 72 mm con respecto al ángulo de giro del piñón establecido.

Para la obtención del diámetro del piñón que se utilizó en el proyecto, se realizó una regla de “tres simple inversa”, debido a que, los valores de las variables establecidas cuentan con magnitudes inversamente proporcionales. En cuanto al perímetro se aplicó el mismo método para obtener un valor aproximado de desplazamiento total de la cremallera. Una vez se tomó en cuenta los distintos parámetros ya mencionados es así como, el perímetro entra en relación con el recorrido de la cremallera. Cabe aclarar, que el diámetro obtenido en la Tabla 3.4 vendría siendo el diámetro exterior del piñón.

**Tabla 3.4** Resumen de los valores obtenidos para el dimensionamiento del piñón

Ítem	Símbolo	Valores	
		Piñón establecido	Piñón Obtenido
Ángulo	$\emptyset$	$360^\circ$	$180^\circ$
Perímetro	P	78.00 mm	156.00 mm
Diámetro	D	24.82 mm	49.65 mm

**Fuente:** (Formula Seven, 2021)

A continuación, los engranes son componentes que transmiten la fuerza mediante un contacto directo. Además, se constituyen por dos engranajes unidos a sus respectivos ejes, de manera que la rotación y la potencia se transfieren de un eje al otro por la presión existente entre los dientes. La fuerza de empuje se la denomina con la letra F además se descompone en fuerza tangencial  $F_t$  y radial  $F_r$ .

Además, el módulo es primordial para el cálculo de las diferentes variables con las que cuenta el engranaje, debido a que como norma tanto como el piñón como la cremallera deben diseñarse con el mismo módulo, por esta razón se han normalizado y son valores recomendados según la UNI 3121.

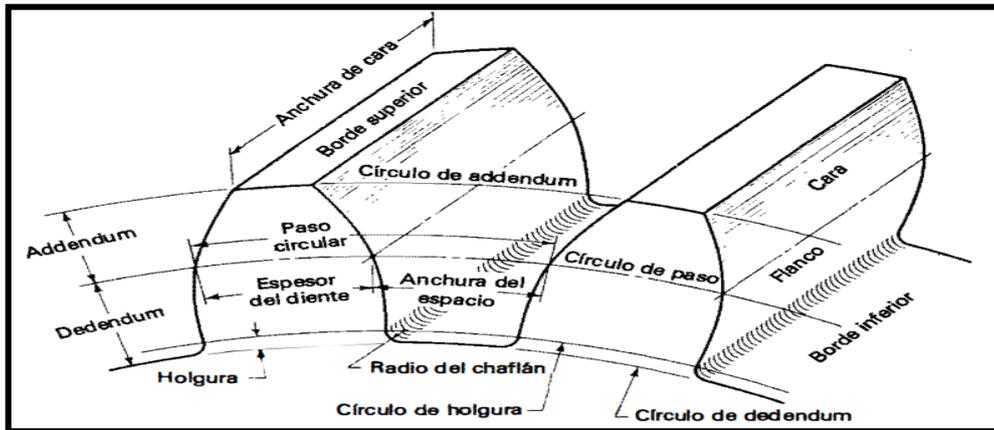
Módulo m	Paso p	Módulo m	Paso p	Módulo m	Paso p
0.5	1.571	2	6.284	6	18.850
0.55	1.727	2.25	7.069	6.5	20.420
0.6	1.885	2.5	7.854	7	21.991
0.7	2.199	2.75	8.639	8	25.133
0.8	2.513	3	9.425	9	28.274
0.9	2.827	3.25	10.210	10	31.416
1	3.142	3.5	10.996	11	34.557
1.125	3.534	3.75	11.781	12	37.699
1.25	3.927	4	12.556	14	43.982
1.375	4.320	4.5	14.137	16	50.265
1.5	4.712	5	15.708	18	56.549
1.75	5.498	5.5	17.279	20	62.832

**Figura 3.4** Módulos y Diámetros Pitch, según la norma UNI 3121  
(Giraldo, Narváez, & Garcés, 2014)

Sin embargo, para que engranen adecuadamente dos engranajes deben poseer un mismo módulo, para evitar daños críticos ante la fractura del diente que se ocasiona por fallos superficiales, debido a que el primer fallo es desastroso mientras que el segundo es progresivo. Para evitar ese tipo de fallos es necesario una distancia adecuada en los ejes, se elige un módulo alto y un número reducido de dientes o viceversa. No obstante, en engranajes con un trabajo a bajas velocidades es recomendable el uso de un bajo módulo y gran número de dientes, ya que el coeficiente de engrane aumenta, por tanto, los esfuerzos se repartirán a más dientes elongando la vida útil del engranaje. Terminando, existen módulo ( $m$ ) y paso ( $p$ ) que se encuentran normalizados, por ello la selección del módulo estándar comercial para el presente proyecto siendo así  $m = 2 \text{ mm}$ , donde el paso se encontrará normado según la UNI 3121 dando como resultado  $p = 6,284 \text{ mm}$ .

### 3.2.3.1 Cálculos para piñón con dientes rectos

En la figura 3.5 se muestra las características de un engranaje con los dientes rectos. Además, los dientes cubierta por generatrices en un círculo base. A continuación, se presentan las fórmulas recopiladas del libro de (Norton, 2020) y valores generales implementados para el cálculo.



**Figura 3.5** Magnitudes y características de un piñón con dientes rectos  
(Shigley & Uicker, 2001)

Donde se describieron las variables y fórmulas que se encuentran en la Figura 3.5 para el diseño del diente del piñón:

- Modulo ( $m$ ), es el rasgo que relaciona al diámetro primitivo con el número de dientes de un engranaje  $m = 2 \text{ mm}$ .
- Ángulo de presión ( $\alpha$ ), es la desviación en un contacto entre dos sólidos, estos se encuentran normalizados  $\alpha = 20^\circ$ .
- Longitud del diente ( $b$ ), se denomina al ancho de la cara y corresponde a la distancia del diente en un plano axial  $b = 11 \text{ mm}$ .
- Diámetro externo ( $D_e$ ), es la circunferencia de cabeza de los dientes  $D_e = 50 \text{ mm}$ .
- Diámetro primitivo ( $D_p$ ), es la circunferencia que corresponde al producto del número de dientes por el módulo.

$$D_p = D_e - (2 * m) \quad [3.2]$$

- Diámetro interno ( $D_i$ ), es la circunferencia que se encuentra en la base del diente.

$$D_i = D_p - (2,5 * m) \quad [3.3]$$

g) Número de dientes del piñón ( $Z_p$ ), es el total de dientes que tiene el engranaje.

$$Z_p = \left(\frac{D_p}{m}\right) \quad [3.4]$$

h) Altura del diente ( $h$ ), es la longitud entre la base del diente y la cabeza de diente.

$$h = D_e - D_i \quad [3.5]$$

i) Espesor del diente ( $e$ ), es el paso circunferencial comprendido entre los flancos de dos dientes.

$$e = \left(\frac{19}{40}\right) (\pi * m) \quad [3.6]$$

j) Vano del diente ( $v$ ), es la longitud circunferencial primitiva entre dos dientes consecutivos.

$$v = \left(\frac{21}{40}\right) (\pi * m) \quad [3.7]$$

k) Paso circular ( $p$ ), es la distancia circunferencial primitiva con el número de dientes del engrane.

$$p = \pi * m \quad [3.8]$$

l) Altura de cabeza del diente ( $h_a$ ), también conocido “addendum”, es la longitud entre el diámetro exterior del engranaje menos el diámetro primitivo.

$$h_a = D_e - D_p \quad [3.9]$$

m) Altura del pie del diente ( $h_d$ ), también conocido “dedendum”, es la longitud entre el diámetro primitivo menos el diámetro interior del engranaje.

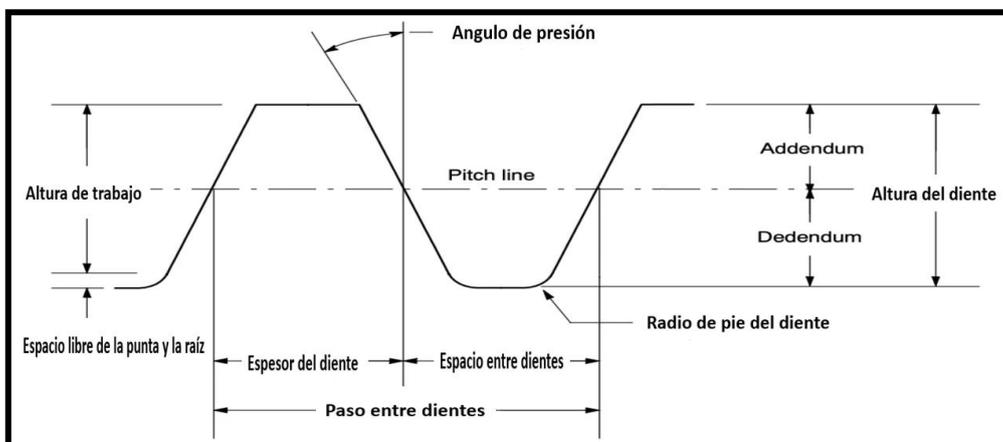
$$h_d = D_p - D_i \quad [3.10]$$

n) Angulo entre dientes ( $\emptyset$ ), es ángulo que ocupara cada diente del engranaje.

$$\emptyset = \frac{360^\circ}{Z_p} \quad [3.11]$$

### 3.2.3.2 Cálculos para cremallera con dientes rectos

Se define por el hecho de que el movimiento circular lo transforma en un sentido lineal longitudinal. Dado que la cremallera puede verse como un engranaje de diámetro infinito, donde no existe el concepto de distancia entre ejes. Además, la pieza puede contar con dientes rectos o helicoidales, puesto que al contar con dientes rectos sus flancos son planos (Becerra, Moya, Martínez, & Gómez, 2012).



**Figura 3.6** Magnitudes y características de la cremallera con dientes rectos (Norton, 2020)

- a) Modulo ( $m$ ), es el rasgo que relaciona al diámetro primitivo con el número de dientes de un engranaje  $m = 2 \text{ mm}$ .
- b) Angulo de presión ( $\alpha$ ), se denomina ángulo de presión a la desviación en un contacto entre dos sólidos, estos se encuentran normalizados  $\alpha = 20^\circ$ .
- c) Longitud del diente ( $b$ ), se denomina al ancho de la cara y corresponde a la distancia del diente en un plano axial  $b = 16 \text{ mm}$ .
- d) Altura de cremallera ( $H$ ), es la altura que tiene la cremallera hasta la base  $H = 7,50 \text{ mm}$ .
- e) Longitud de la cremallera ( $L$ ), es la longitud deseada dependiendo de su utilización, para las cremalleras se considera un diámetro infinito  $L = 410.00 \text{ mm}$ .
- f) Paso entre dientes ( $p$ ), es la longitud entre dos puntos de dientes consecutivos con medidos por la línea que traza el diámetro primitivo como se aprecia en la Ecuación 3.8.
- g) Numero de dientes de la cremallera ( $Z_c$ ), es el total de dientes que tiene el engranaje.

$$Z_c = \frac{\text{desplazamiento propuesto}}{p} \quad [3.12]$$

- h) Distancia entre centros ( $a_x$ ), es la longitud dependiente del módulo así mismo del diámetro del eje y del piñón.

$$a_x = \left[ \frac{Z_p * m}{2} \right] + H \quad [3.13]$$

- i) Altura del diente ( $h$ ), es la longitud del diente medido desde la base del diente hasta su cabeza.

$$h = 2,25 * m \quad [3.14]$$

- j) Altura de cabeza del diente ( $h_a$ ), es la longitud circular entre la línea que traza el diámetro primitivo y la cabeza del diente.

$$h_a = 1 * m \quad [3.15]$$

- k) Altura del pie del diente ( $h_f$ ), es la longitud circular entre la base del diente y entre la línea que traza el diámetro primitivo.

$$h_f = 1,25 * m \quad [3.16]$$

- l) Altura de trabajo del diente ( $h_w$ ), es el área del diente que se ve comprometida bajo cargar de trabajo.

$$h_w = 2 * m \quad [3.17]$$

- m) Radio de pie del diente ( $r_f$ ), es el radio de la zona critica de los dientes de la cremallera.

$$r_f = 0,3 * m \quad [3.18]$$

- n) Espesor del diente ( $s$ ), el paso de la línea que traza el diámetro primitivo del engranaje, comprendido entre sus dos flancos.

$$s = (0,5)(\pi * m) \quad [3.19]$$

- o) Espacio libre de la punta y la raíz ( $c$ ), es el área que forma juego radial con los dientes del otro piñón.

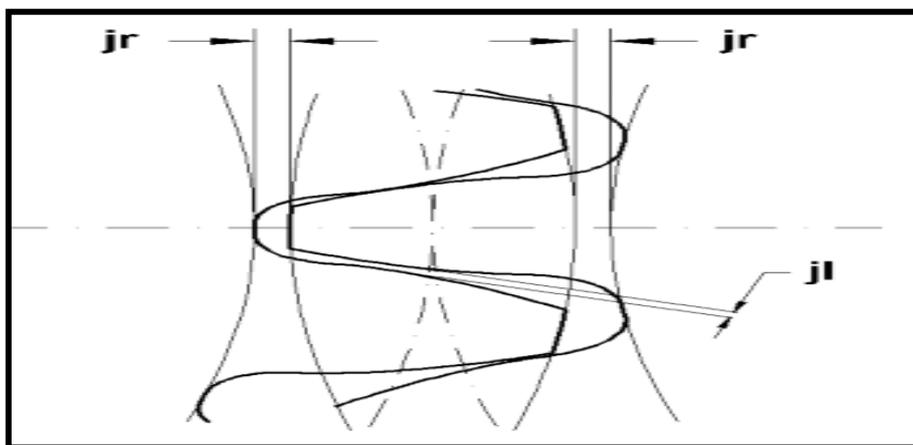
$$c = 0,25 * m \quad [3.20]$$

p) Ancho del fondo del diente (T), espacio que existe entre dientes formado por el cortador o fresa.

$$T = \frac{(p - (4 * h_a * \text{tg}(\alpha)))}{2} \quad [3.21]$$

### 3.2.3.3 Juego radial y tangencial del diente entre engranes

La holgura radial o inferior ( $j_r$ ) y la holgura lateral o tangencial ( $j_l$ ) son holguras en las que el espacio entre dos dientes es levemente mayor que el grosor del diente para evitar la sobrecarga y el calentamiento por fricción. Esto crea un juego lateral o tangencial, y dado que la altura de la cabeza es menor que la altura del pie, crea un juego radial o inferior (Budynas & Nisbett, 2020). También conocidos como juego entre dientes, son los espacios  $j_r$  y  $j_l$  respectivamente, ya que el primero se origina entre la cabeza del diente y el perímetro de la raíz para evitar la presión que pueda crear debido al contacto directo, y el segundo entre los perfiles de los dientes para que logre una adecuada lubricación cuando están conectados entre sí (Myszka, 2012).



**Figura 3.7** Juego radial y juego lateral del sistema de engranes  
(Norton, 2020)

Para determinar, el siguiente cálculo se aplicaron las siguientes ecuaciones:

$$j_r = 0.166 * m \quad [3.22]$$

$$j_l = v - s \quad [3.23]$$

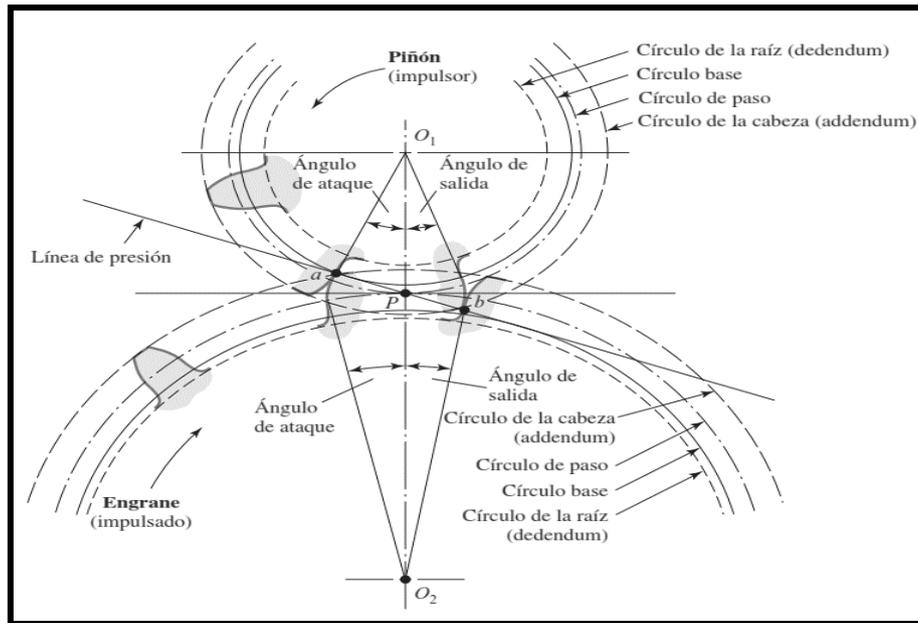
Resumen del resultado que se obtuvo al aplicar las ecuaciones 3.22 y 3.23.

**Tabla 3.5** Valores obtenidos del juego radial y lateral

Ítem	Símbolo	Valores
Juego radial	Jr	0.33 mm
Juego lateral	Jl	0.16 mm

#### 3.2.3.4 Coeficiente de recubrimiento

El coeficiente de recubrimiento ( $m_c$ ), también conocido como relación por contacto, es un valor que calcula el promedio de dientes que se encuentran en contacto. También, la línea de acción es el trayecto perpendicular a los perfiles del piñón cremallera, son puntos de contacto los cuales representan a la dirección de las fuerzas (Budynas & Nisbett, 2020). El ángulo de presión se encuentra normalizado a  $20^\circ$  siendo la línea de presión con la tangente de circunferencia de paso, estos se denominan círculos base. Como norma general, se debe obtener un coeficiente de recubrimiento  $m_c > 1,2$ . Con ello se garantizará que el engranaje logre transmitir cargas más elevadas con una mayor rigidez, un funcionamiento más uniforme y menos ruidoso (Flores J. C., 2019).



**Figura 3.8** Relación de contacto del piñón cremallera  
(Budynas & Nisbett, 2020)

La relación de contacto  $m_c$ , es la relación entre la línea de presión y el paso base, se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$m_c = \frac{L_{aPC}}{P_b} = \frac{\sqrt{r_{aP}^2 - r_{bP}^2} + \sqrt{r_{aC}^2 - r_{bC}^2} - c \cdot \sin(\alpha)}{P_b} \quad [3.24]$$

Donde:

$L_{aPC}$ : línea de presión o segmento

$P_b$ : paso de base circular

$r_{aP}$ : radio de cabeza del piñón

$r_{bP}$ : radio base del piñón

$r_{aC}$ : radio de cabeza del piñón

$r_{bC}$ : radio del piñón

$c$ : distancia entre centros

La línea de acción que se muestra en la Figura 3.8, donde “a” es el punto inicial, mientras que el punto “b” marca el final. Además, el arco se conforma por dos puntos “a” y “p”, este arco se lo denomina como arco de aproximación ( $q_a$ ), donde los puntos “p” y “b” conforman el arco de retroceso ( $q_r$ ). Finalmente, la sumatoria da como resultado al arco de acción.

$$L_{aPC} = q_a + q_r \quad [3.25]$$

Donde:

$q_a$ : arco de aproximación

$q_r$ : arco de retroceso

Mientras que el paso de base circular  $P_b$ , tiende a ser menor que el arco de acción esto da como resultado que un par de dientes durante un periodo de tiempo se encuentren en un contacto continuo.

$$P_b = \pi * m * \cos (\alpha) \quad [3.26]$$

Entonces, reemplazamos los valores en la Ecuación 3.24. En consecuencia, los resultados se pueden observar en la Tabla 3.6. De modo que, los valores son resultados obtenidos por medio del cálculo. Para terminar, la relación de contacto  $m_c$ , procura un mejor funcionamiento, al momento de engranar los dientes del piñón y cremallera, obteniendo una transmisión más uniforme y como norma general siempre se estima que la relación de contacto sea  $m_c > 1,2$ .

**Tabla 3.6** Resultados del coeficiente de recubrimiento

Ítem	Símbolo	Valores
Línea de acción	$L_{aPC}$	9.42 mm
Paso de base circular	$P_b$	5.90 mm
Relación de contacto	$m_c$	1.59

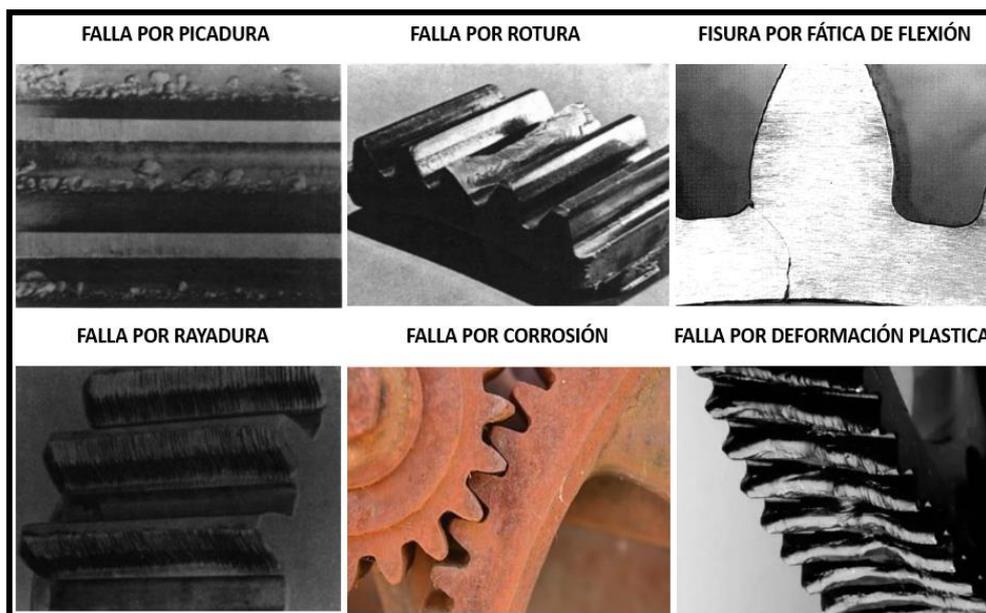
### 3.2.4 Fallo en engranes

Una caja de cambios no funciona cuando no puede realizar la tarea para la que fue diseñada. Según los expertos, la causa más común de falla entre engranes es la fatiga, seguido por golpes y el desgaste (Becerra, Moya, Martínez, & Gómez, 2012). No obstante, se realizó análisis de más de 1500 casos investigados. Donde los tres ejemplos más frecuentes de falla de engranajes fueron: fatiga volumétrica de engranajes (32%); Tensión de flexión (12,5 %) y desgaste abrasivo de los dientes (10 %) (Miranda, 2019).

Los fallos que más se presentan en engranes son:

- a) Problemas de mantenimiento o instalación (75%)
- b) Inconvenientes en el tratamiento térmico (16%)
- c) Desperfectos de diseño (7%)
- d) Inconvenientes en el proceso de fabricación (1%)
- e) Contratiempo en el material (1) %

Por lo tanto, en el diseño de la caja es necesario no sólo conocer todos los requisitos de la caja para la que está destinada como: potencia, velocidad, sobrecargas, tiempo de trabajo, temperatura de operación, entre otros. También, es fundamental conocer los errores que se pueden presentar a lo largo de su vida útil, es importante para garantizar un ajuste adecuado en el proceso de selección del material y cálculos posteriores (Del Castillo, 2013).



**Figura 3.9** Engrane con falla en cuanto al diseño o desgaste  
(Blanco, Marín, & Amaya, 2020)

Los defectos que se pueden presentar en la superficie son ocasionados por tensiones debido al contacto entre los dientes. Además, si en los engranajes estuviesen fabricados geoméricamente perfectos y fueran totalmente macizos, el contacto entre los engranes sería una fila a lo ancho del diente. Sin embargo, en la práctica no es el caso ya que el contacto se presenta en el plano del diente (Soto, 2008).

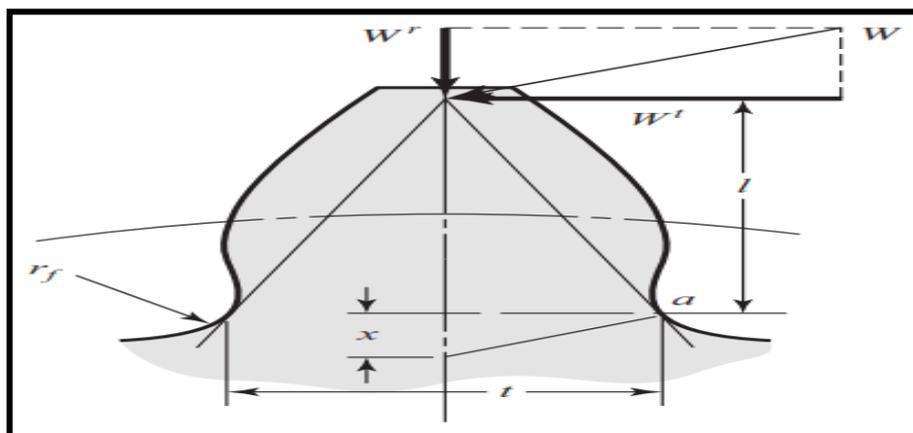
### 3.2.5 Tensión aplicando Lewis

La tensión de Lewis se fundamenta en el cálculo por tensión en la raíz del diente, puesto que se considera al diente como una viga empotrada inmóvil ante la fuerza entre los dientes. Además, cuando dos dientes del engrane trabajan en conjunto, se produce el contacto a diferentes alturas del flanco del diente (Budynas & Nisbett, 2020). Cabe aclarar, que el momento más perjudicial se puede apreciar en la Figura 3.10, donde la fuerza interviene en la cabeza del diente y se produce el momento máximo de tensión en el pie del diente, donde la fuerza se divide en dos componentes:

$$F_t = F * \cos(\alpha) \quad [3.27]$$

$$F_r = F * \text{sen}(\alpha) \quad [3.28]$$

La componente radial  $F_r$  provoca una tensión a modo de compresión uniforme en la raíz del diente, no obstante, la componente tangencial  $F_t$  provoca una tensión a modo de flexión a media altura diente (Budynas & Nisbett, 2020). Además, la fuerza que se aplicó para el cálculo es la fuerza necesaria para girar la rueda (FL), dicho valor que se encuentra en la Tabla 3.3. Por lo tanto, la fuerza tangencial para el piñón cremallera  $F_t = 892.70 \text{ N}$ .



**Figura 3.10** Diente con las fuerzas radial y tangencial  
(Budynas & Nisbett, 2020)

Normalmente los esfuerzos por compresión se desprecian por dos razones: uno por su magnitud es mucho menor que otros esfuerzos y dos por los materiales manejados para la fabricación, puesto que tienen una mayor tenacidad a la compresión que a la tracción. Luego, el diente al comportarse como una viga incrustada en la base y se somete exclusivamente a una fuerza tangencial  $F_t$ , donde la tensión máxima resulta ser:

$$\sigma = \frac{F_t}{b*m*Y} \quad [3.29]$$

Donde:

- $\sigma$ : tensión máxima
- $F_t$ : fuerza tangencial
- $b$ : longitud del diente
- $m$ : módulo del engranaje
- $Y$ : factor de forma basado en Lewis

Para el cálculo de la tensión máxima requiere de medidas geométricas que generalmente dependen de la dimensión y silueta del diente. De modo que, se utilizó el factor de Lewis que es una aproximación de parámetros medibles considerando a la silueta del diente para observar de qué manera se ve afectada por las fuerzas. En definitiva, hay diferentes métodos para conseguir el factor de Lewis ya sea por tablas o formulas. No obstante, el número de dientes seleccionado no se encuentra disponible en la Tabla 3.11. Por lo tanto, se necesita realizar una interpolación línea, que radica en trazar una recta que atraviesa dos puntos conocidos y deducir los valores intermedios. Finalmente, la interpolación siempre arroja un pequeño margen de error con respecto al valor real.

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

**Figura 3.11** Factor de Lewis (Y) en función del número de dientes para engranes con ángulo de 20°  
(Budynas & Nisbett, 2020)

En la Tabla 3.12, se detalla los valores obtenidos para el factor de Lewis. Mientras que, el valor para la cremallera se obtuvo mediante tablas tomando en cuenta el tipo de engrane y ángulo de presión que se cálculo para el diseño del proyecto.

**Tabla 3.7** Resultados obtenidos del Factor de Lewis

Factor de Lewis	Símbolo	Valores
Piñón	$Y_p$	0.334
Cremallera	$Y_c$	0.485

Se reemplaza los valores en la Ecuación 3.29 los respectivos valores para calcular la tensión máxima para el piñón que se lo denominará  $\sigma_p$ , mientras que la cremallera será  $\sigma_c$ . Entonces se obtuvo la siguiente Tabla 3.13.

**Tabla 3.8** Resultados obtenidos metodología tensión de Lewis

Tensión máxima	Símbolo	Valores
Piñón	$\sigma_p$	121.488 MPa
Cremallera	$\sigma_c$	57.519 MPa

### 3.2.6 Tensión máxima admisible

Después de calcular la tensión de trabajo, se debe establecer el valor máximo posible de tensión admisible. No obstante, este valor corresponde al límite de elasticidad del material, ya que si supera este valor el material sufrirá una deformación plástica. De modo que las deformaciones plásticas son irreversibles, se considera un límite elástico a la tensión máxima o punto de rotura que puede alcanzar el material (Bernal, 1994). Por tanto, a partir de la presión de trabajo y teniendo en cuenta el margen de seguridad hasta el esfuerzo máximo admisible, se determina el valor del límite elástico del material mediante la siguiente ecuación. (Pastor, 2019):

$$\sigma_y = \sigma * F_s \quad [3.30]$$

Donde:

$\sigma_y$ : tensión máxima admisible

$\sigma$ : tensión máxima

$F_s$ : factor de seguridad

Por lo tanto, se decreta un factor de seguridad. El cual es sugerido según la aplicabilidad del elemento, este factor puede variar, sin embargo, para este tipo de engranajes es recomendable utilizar un valor entre 1.00 y 3.00 según el libro de Diseño de Máquinas “Diseño en ingeniería mecánica de Shingley”. En cuanto a el valor de factor de seguridad se utilizará  $F_s = 2.00$  este margen garantiza seguridad. Se obtuvo un límite elástico ( $\sigma_y$ ), tanto como para el piñón y cremallera. Lo cual significa, que el material seleccionado no debe sobrepasar el valor indicado en la Tabla 3.14.

**Tabla 3.9** Resultados obtenidos en tensión máxima admisible

Tensión máxima admisible	Símbolo	Valores
Piñón	$\sigma_{yp}$	242.976 MPa
Cremallera	$\sigma_{yc}$	115.038 MPa

### 3.3 Selección del material

El criterio de selección del material depende del uso o su aplicación, existen otros tipos de materiales para la elaboración de engranes. Estos pueden verse afectados según la localidad y economía, no obstante, se debe tomar en cuenta las propiedades del material desde un punto de vista técnico establecer una lista de materiales tentativos para la realización del piñón cremallera de la caja de dirección. Tomando en cuenta que es de uso automotriz se necesita que sea un material ligero, costo bajo, con resistencia a la tracción y propiedades mínimas de dureza.

Además, debe ser resistente a la fatiga y que cumpla las exigencias a las cuales va a ser sometido el material para que garantice su funcionamiento. El estudio de (Arroyo, 2004) dice que los engranajes, los ejes de las máquinas, las máquinas herramienta y muchos tipos de engranajes medianos y grandes y engranajes de reducción, y los engranajes medianos y grandes generalmente están hechos de acero con bajo y medio carbono, el generalmente está hecho de acero de bajo y medio carbono.

#### 3.3.1 Materiales para engranajes de acero

El valor de la tensión nominal  $\sigma d$  resulta del cálculo realizado en el capítulo anterior, teniendo en cuenta las características antes mencionadas, se establecen los siguientes criterios. Además, el límite elástico debe ser igual o mayor que el esfuerzo de diseño. Los aceros de temple directo son aceros para herramientas y muchos tipos de reducciones y cajas de engranajes medianas y pesadas suelen fabricarse con acero al carbono medio (Fernández, 2018). Entre los muchos aceros al carbono y aceros aleados utilizados se encuentran:

**Tabla 3.10** Propiedades mecánicas de aceros con aleación

Material SAE/AISI	Acero al carbono	Estado	Límite elástico a la tensión	Resistencia máxima a la tensión	Dureza Brinell
			MPa	MPa	HB
AISI 1010	0.08 - 0.13 %	laminado en caliente	179	324	95
		laminado en frío	303	365	105

**Tabla 3.10** Propiedades mecánicas de aceros con aleación (**Continuación...**)

AISI 1020	0.18 - 0.23 %	laminado en caliente	207	379	111
		laminado en frio	393	469	131
AISI 1040	0.37 - 0.44 %	laminado en caliente	290	524	149
		laminado en frio	490	586	170
AISI 1050	0.48 - 0.55 %	laminado en caliente	345	621	179
		laminado en frio	579	689	197
AISI 6150	0.48 - 0.53 %	recocido	407	662	192
		templado y revenido	1020	1082	314
AISI 8740	0.38 - 0.43 %	recocido	414	655	190
		templado y revenido	917	993	288
AISI 4140	0.33 - 0.43 %	templado y revenido @ 1 200°F	655	758	230
AISI 4130	0.28 - 0.33 %	templado y revenido @ 1 200°F	703	814	245
AISI 4340	0,38 - 0,43 %	templado y revenido @ 1 200°F	855	965	280

Fuente: (SAE DATABOOK, 1974)

Si bien, es cierto estos aceros son perfectos para la fabricación de engranes desde un punto de vista técnico, pero la metodología planteada indica que el material para la elaboración de la caja de dirección será material que se encuentre disponible en el medio ya sea por la economía, la disposición, y la tratabilidad del mismo, se eligió ocuparse en la simulación con aceros de diferentes límites elástico (Güemes & Martín, 2012).

### 3.3.2 Cálculo de resistencia del material

Se hacen algunas suposiciones para las siguientes secciones para simplificar el proceso de cálculo, pero no comprometen la seguridad ya que siempre fomentan el diseño excesivo. Además, el perfil del diente actúa como una viga en voladizo cuando se dobla, al final de la cual se aplica una carga puntual  $Ft$ . Finalmente, el punto de contacto entre los dientes está en realidad en la trayectoria del diámetro del círculo primitivo, pero al usar un valor más amplio, el diseño tiene en cuenta más esfuerzo que el valor real y, por lo tanto, brinda más seguridad. (Shigley & Uicker, 2001).

- a) Momento flexor máximo en la base del diente.

$$M = F_t * h \quad [3.31]$$

Donde:

$M$ : momento flexor máximo

$F_t$ : fuerza tangencial

$h$ : altura del diente

b) Tensión en la base del diente.

$$\sigma_b = \frac{6 * F_t * h}{b * s^2} \quad [3.32]$$

Donde:

$\sigma_b$ : tensión base del diente

$F_t$ : fuerza tangencial

$h$ : altura del diente

$b$ : longitud del diente

$s$ : espesor del diente

c) Factor de seguridad.

$$F_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_b} \quad [3.33]$$

Donde:

$F_s$ : factor de seguridad

$\sigma_y$ : tensión máxima admisible

$\sigma_b$ : tensión base del diente

Finalmente, en la Tabla 3.11 encontramos los valores obtenidos mediante ecuaciones. Por ejemplo, el factor de seguridad es importante tener en cuenta esta variable al momento de seleccionar el material.

**Tabla 3.11** Resultados obtenidos para la selección del material

Ítem	Símbolo	Componentes	
		Piñón	Cremallera
Momento flexor máximo en la base del diente	$M$	8.034 Nm	4.017 Nm
Tensión en la base del diente	$\sigma_b$	222.300 MPa	72.446 MPa
Factor de seguridad	$F_s$	1.09	1.587

Los resultados obtenidos en la Tabla 3.11, son teóricos y de orientación para la selección del material. Ya que, estos resultados son válidos siempre y cuando existan materiales que se ajusten a las propiedades requeridas del problema. Tal como, el límite elástico, resistencia a la tracción y dureza que requiera el diseño. Ahora bien, el piñón obtuvo un valor muy cercano al 1. Por el contrario, la cremallera se encuentra con un valor  $F_s > 1$ . Con el propósito de, seleccionar un material adecuado se tomaron en cuenta todas las variables posibles que favorezcan al factor de seguridad (Budynas & Nisbett, 2020). Del mismo modo, se compenso con la selección de un acero con mejores propiedades, el resultado se verá evidenciado mediante la simulación en el software.

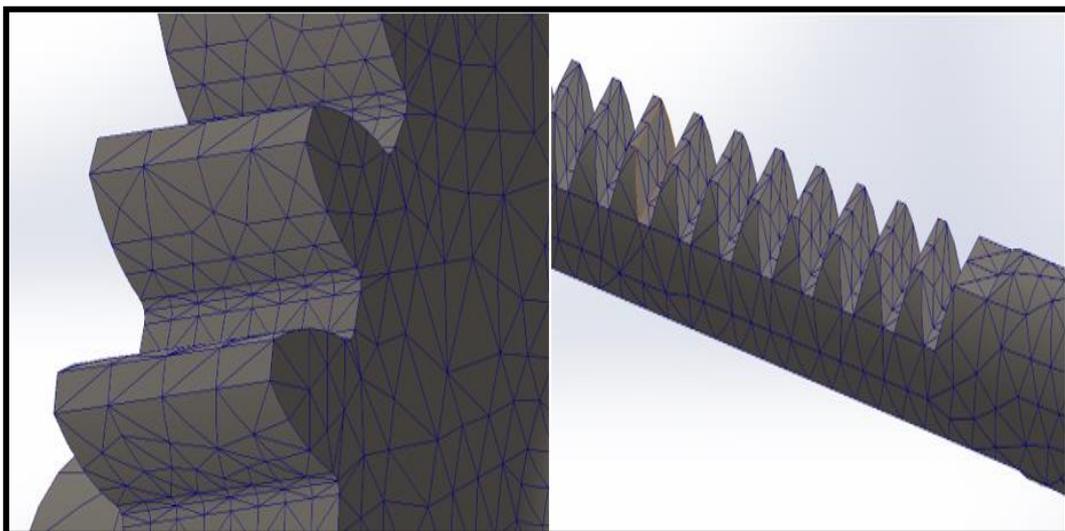
### 3.4 Simulación del prototipo

En los siguientes apartados se comprobó mediante software la viabilidad de los materiales tentativos que se muestran en la Tabla 3.10 para los temas de flexión, fatiga y desgaste superficial obtenidos a través de fórmulas de diseño. Además, es importante trabajar con el material que se considere correcto y continuar con el modelado de los elementos con el software. Para analizar el comportamiento del material en el mecanismo de piñón y cremallera, fue necesario calcular algunos parámetros del sistema de transmisión y conocer las fuerzas que actúan sobre el mecanismo durante su funcionamiento (Pastor, 2019). En esta sección, se utilizó el software SOLIDWORKS para realizar simulaciones en dientes de engranajes. El objetivo es saber cómo reaccionan en una situación de emergencia en la que la caja de cambios está bloqueada y las fuerzas transmitidas se concentran en un diente. En este caso, el diente está

expuesto a una flexión pura. Sin embargo, dado que la repetición es mayor que uno, el esfuerzo también recae en una parte de la segunda marcha. En cualquier caso, el estudio actual no tiene en cuenta esta situación, siempre se mantiene del lado de la seguridad y aplica condiciones más estrictas que las condiciones reales.

### 3.4.1 Proceso para la simulación del piñón cremallera

El mallado es el proceso que se encuentra dentro del análisis de elementos finitos, donde se estudia la creación de modelos CAD de cada pieza para determinar si cumple con los requisitos de diseño es probable que encuentre errores que requieran rehacer los pasos anteriores. Este proceso consta de pequeños elementos que se conectan entre sí en los llamados nodos. Es decir, el software divide el elemento en sub elementos más pequeños para analizar el elemento principal con más detalle (Budynas & Nisbett, 2020). Además, el tamaño de la malla puede variar según la complejidad geométrica del elemento. Ahora bien, el mallado de la Figura 3.12, se puede apreciar que los nodos forman un mallado triangular/tetraédrico que suelen ser apropiados y se generaron mediante el software.



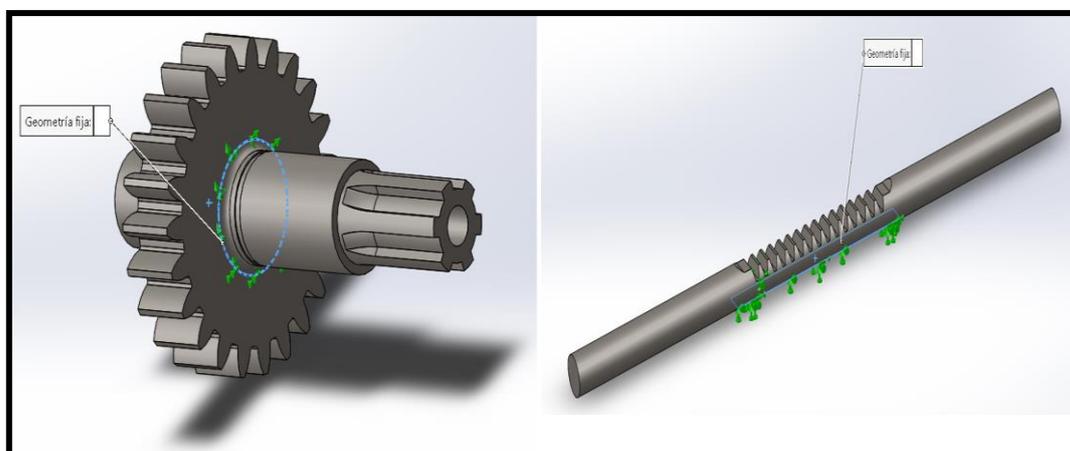
**Figura 3.12** Mallado en el piñón cremallera

La configuración para el mallado que se utilizó para la simulación del piñón cremallera, se detalla en la Tabla 3.11. Hay que mencionar, que la densidad de malla para engranajes no requiere que sea demasiado fina y vale la pena aclarar que el software con una densidad de malla de calidad estándar, se obtiene resultados viables sin un excesivo gasto computacional. Esto es por la geometría del engrane donde se aplica la fuerza es en el flanco y cara del diente donde son relativamente planos con cierto grado de inclinación según el diseño.

**Tabla 3.11** Resultados obtenidos para la simulación

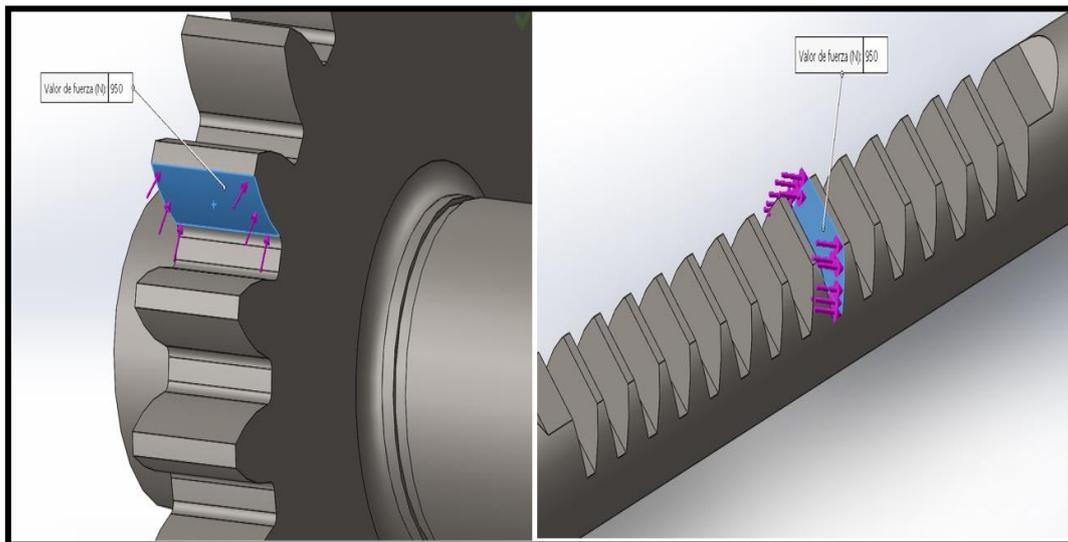
Configuración	Elemento	
	Piñón	Cremallera
Densidad de malla	estándar	
Mallador	Malla basada en curvatura	
Tipo de malla	Malla sólida	
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden	
N° total de nodos	72 378	16 452
N° total de elementos	47 742	9 985
Tamaño máx. de elemento	6.058 mm	3.961 mm
Tamaño mín. de elemento	1.211 mm	3.961 mm
Puntos jacobianos	16 puntos	

El punto de anclaje, es un factor importante para una correcta simulación. Cabe aclarar, que se debe tener en cuenta el funcionamiento del mecanismo. Al mismo tiempo, comprender que puntos se encuentran fijos al momento de aplicar el punto fijo en el software.



**Figura 3.13** Determinación del punto de anclaje para el piñón cremallera

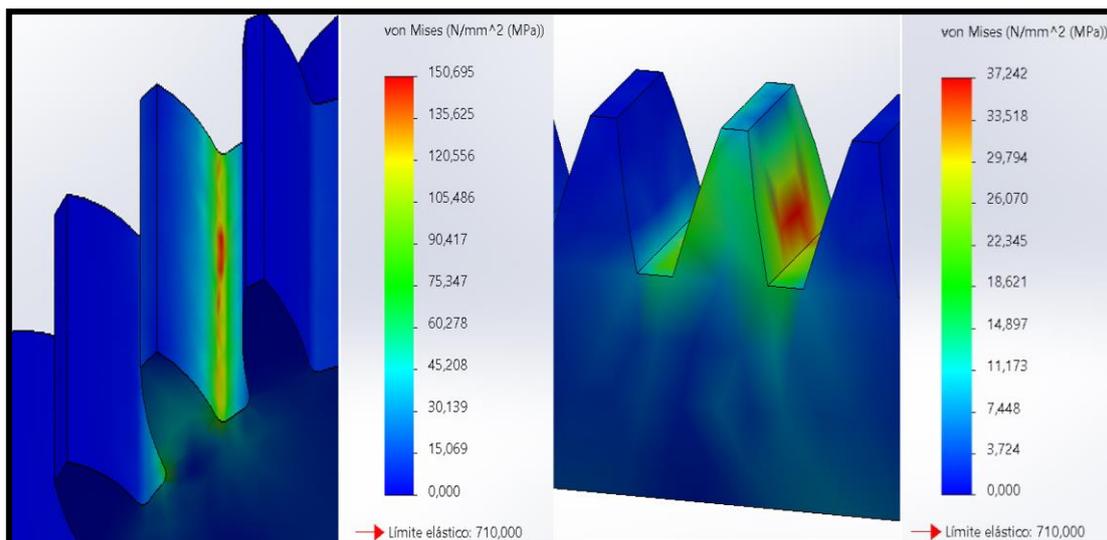
La fuerza aplicada será sobre unos de los dientes del engrane tanto como para el piñón y la cremallera como se muestra en la Figura 3.14. Cabe aclarar, que en el apartado anterior se calculó una relación de contacto dicho valor obtenido mediante la Ecuación 3.24, donde se apreció que el esfuerzo no reincidentará en un solo diente. Dicho de otro modo, se añadió un extra en cuanto a seguridad. La fuerza aplicada en la cara del diente es la  $F_t$ , este valor obtenido mediante la Ecuación 3.27 equivalente  $892.70\text{ N}$ .



**Figura 3.14** Determinación de las fuerzas en el diente del piñón cremallera

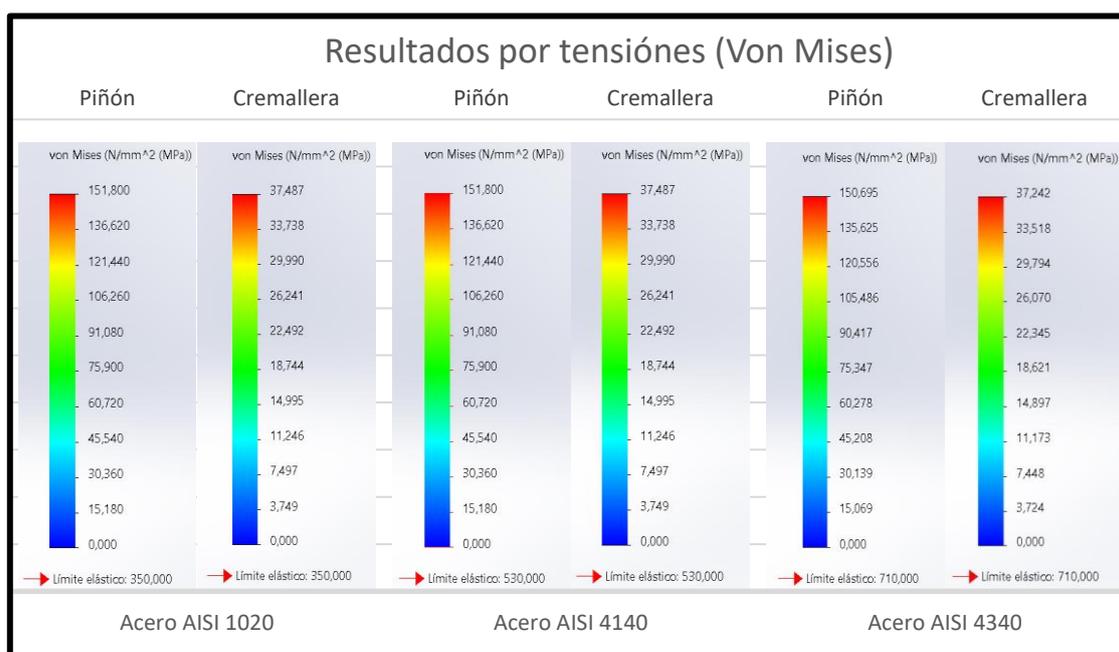
### 3.4.2 Análisis de tensión

Se observa una mayor concentración de tensión en la raíz del diente para el piñón. Algo similar ocurre, con el diente de la cremallera donde la zona más afectada es cerca de la raíz. Por lo tanto, la concentración de tensiones para los dientes del engranaje es más aguda en el lado opuesto del lado donde se aplica la fuerza. El valor de tensión más alto para el piñón oscila en aproximadamente  $150.00\text{ MPa}$ . Ahora bien, por el lado de la cremallera la tensión con el valor más alto  $37.00\text{ MPa}$ . Sin embargo, estos valores son pequeños en comparación con el límite elástico del material AISI 4340 seleccionado para la simulación siendo de  $710.00\text{ MPa}$ . Por lo tanto, toda la deformación permanece en la zona elástica y el material no se deforma permanentemente.



**Figura 3.14** Análisis de las fuerzas en el diente del piñón cremallera

Los valores de tensión máxima obtenidos luego de la simulación son levemente menores a los valores teóricos obtenidos en los cálculos de resistencia a la flexión. Esto se debe a una de las suposiciones hechas antes del cálculo, la suposición de fuerza en la parte superior del diente. También, esta hipótesis da como resultado tensiones más altas que en la realidad, ya que las fuerzas se distribuyen a lo largo de los flancos de los dientes. Entonces, las simulaciones dan valores ligeramente más bajos si la fuerza se aplica correctamente al flanco del diente en lugar de solo a la parte superior.

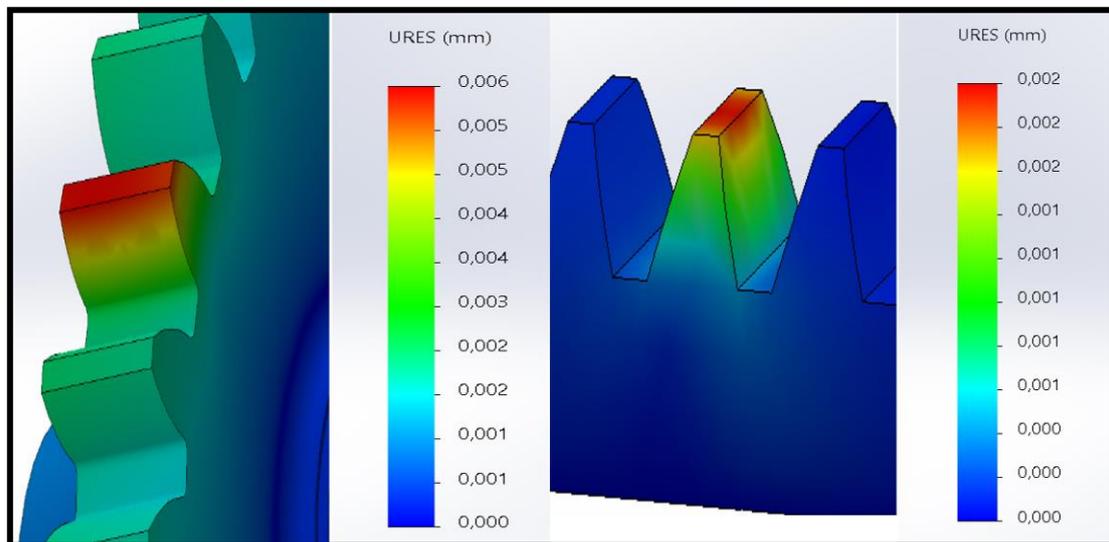


**Figura 3.15** Graficas de los resultados tensión de los aceros para el piñón cremallera

Finalmente, en la Figura 3.15, se muestra una tabla grafica donde se encontraron los resultados de los materiales tentativos que se encuentran disponibles en el medio. Así mismo, los aceros con un límite elástico menor se ven más afectados por la fuerza tangencial que se aplicó en la cresta del diente.

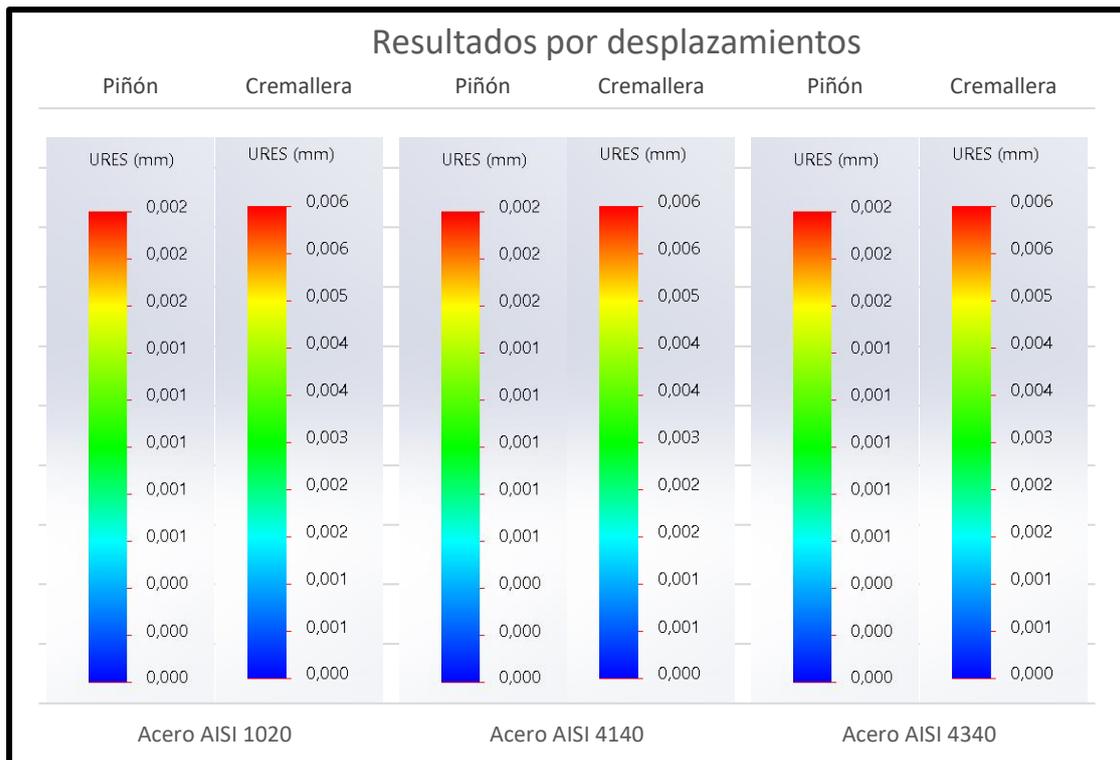
### 3.4.3 Análisis de deformación

En la Figura 3.16 debido a la fuerza aplicada en la cara del diente este tiende a sufrir un desplazamiento. Es decir, tanto como el diente del piñón y de la cremallera sufren una deformación. En la simulación se observó que URES, siendo el desplazamiento resultante a la aplicar una fuerza alcanza un valor máximo para el piñón de 0.006 milímetros, mientras que en la cremallera se encuentra en 0.002 milímetros. Cabe aclarar, que son valores completamente despreciables y puede considerarse con seguridad. Debido a que, se encuentre dentro del rango de deformación elástica.



**Figura 3.16** Análisis de deformación en el diente del piñón cremallera

También, se debe agregar que la fatiga es una de las primordiales causas de falla de los engranajes porque las cargas que experimentan los engranajes son variables y cíclicas. Este tipo de carga genera una concentración de tensión en la raíz del diente. Ahora bien, al momento de ingresar los datos, se obtuvieron resultados donde se muestran que toda el área del flanco del diente se encuentra más comprometida que cualquier otra área.

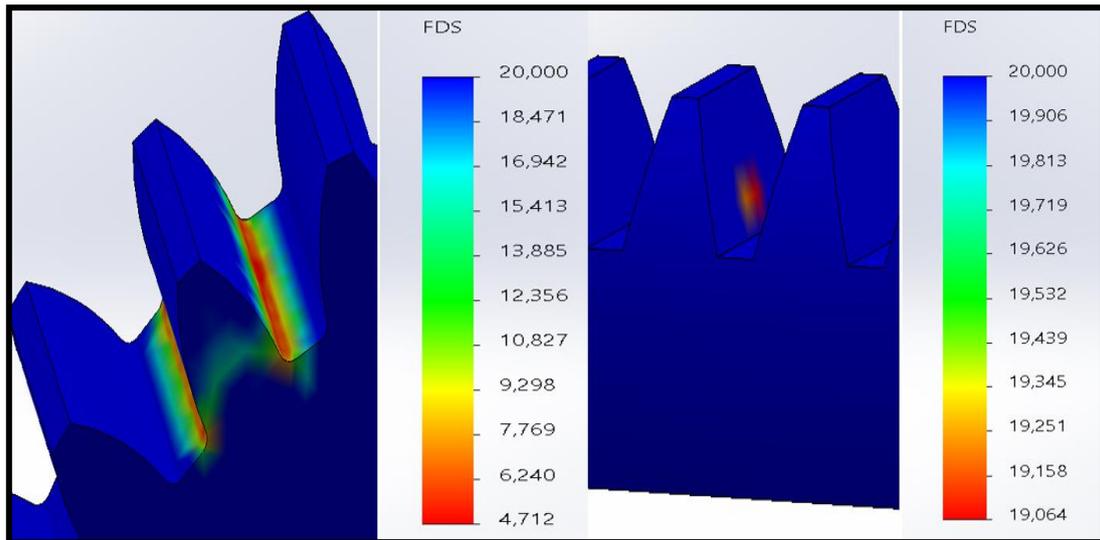


**Figura 3.17** Graficas de los resultados de deformación para el piñón cremallera

Por último, en la Figura 3.17, se muestra una tabla grafica de los resultados del desplazamiento de la cresta del diente de los distintos materiales tentativos que se encuentran disponibles en el medio. Así mismo, se puede apreciar que ninguno de los materiales presenta deformaciones que sean permanentes.

#### 3.4.4 Factor de seguridad (FOS)

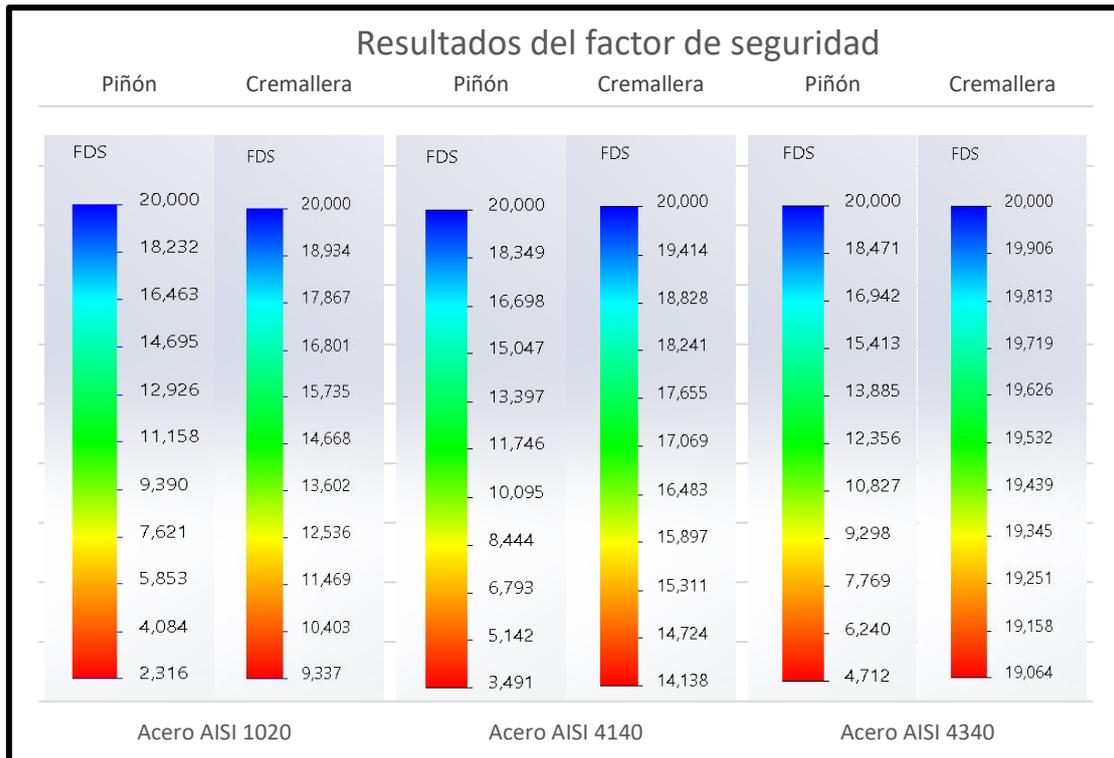
Acerca del factor de seguridad o FOS (factor of safety). En la Figura 3.18 se finiquita que el factor de seguridad sugerido es un intervalo entre el 1 a 3. Ahora bien, para la finalidad de comprensión se aumentó la escala a 20. Además, se observó que en la simulación el factor de seguridad supera con creces al planteado inicialmente, sobredimensionando la pieza. Debido a que, las propiedades del material seleccionado supera a las tensiones requeridas, así como un límite elástico muy elevado.



**Figura 3.18** Análisis del factor de seguridad en el diente del piñón cremallera

En la Figura 3.19, se presentó los valores obtenidos del factor de seguridad de los diferentes materiales que se encuentran disponibles en el medio. No obstante, se entraron variaciones en cada material debido a sus propiedades. Por ejemplo, en el piñón elaborado en acero AISI 1020, mostro un mínimo  $F_s$  de 2.316 en el área más afectada del diente siendo un valor adecuado. Donde la raíz del diente es la zona más afecta por la carga aplicada como se indicó en la Figura 3.18. Sin embargo, el  $F_s$  de la cremallera aplicado el mismo material llega a 9.316 en el área más afectada, siendo un valor relativamente alto en cuanto a seguridad y funcionalidad.

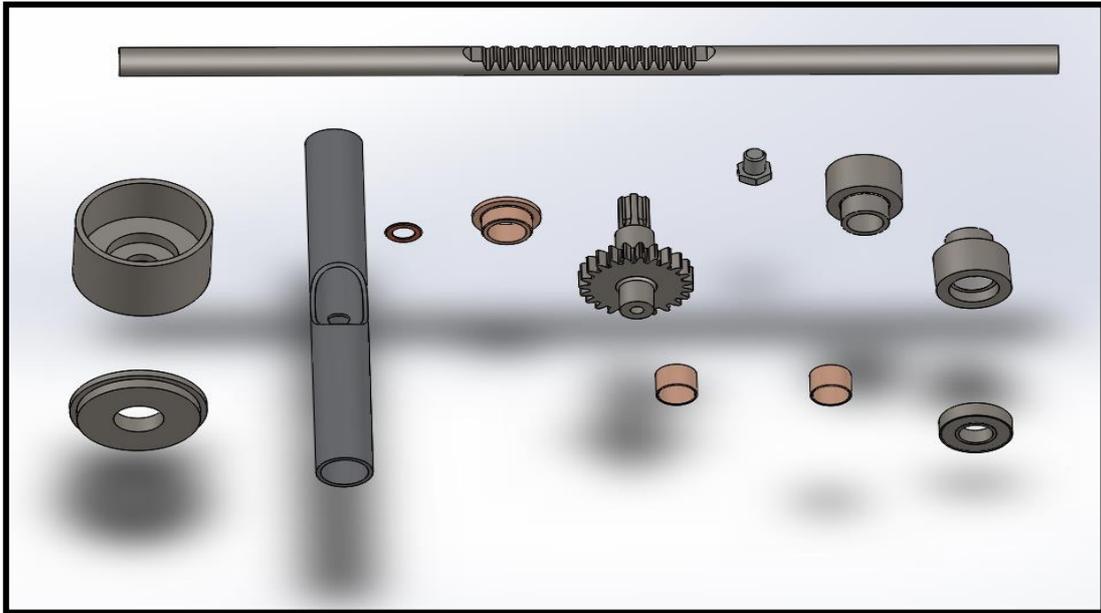
Es importante dejar claro, que el elevar demasiado un factor de seguridad no es viable para el diseño. Ya que, se puede llegar a un sobredimensionamiento e incluso al desperdicio del material. Ahora bien, En los aceros como AISI 4140, se presentó en la zona más afectada  $F_s$  relativamente altos en cuanto a la cremallera, siendo esta de 14.138. No obstante, piñón se encuentra con un  $F_s$  de 3.491 siendo un valor aceptable. Para terminar, el acero AISI 4340 presenta valores muy elevados. Puesto que, es un material con propiedades muy elevadas, siendo este un sobredimensionamiento con  $F_s$  que superan lo recomendado.



**Figura 3.19** Análisis del factor de seguridad en el diente del piñón cremallera

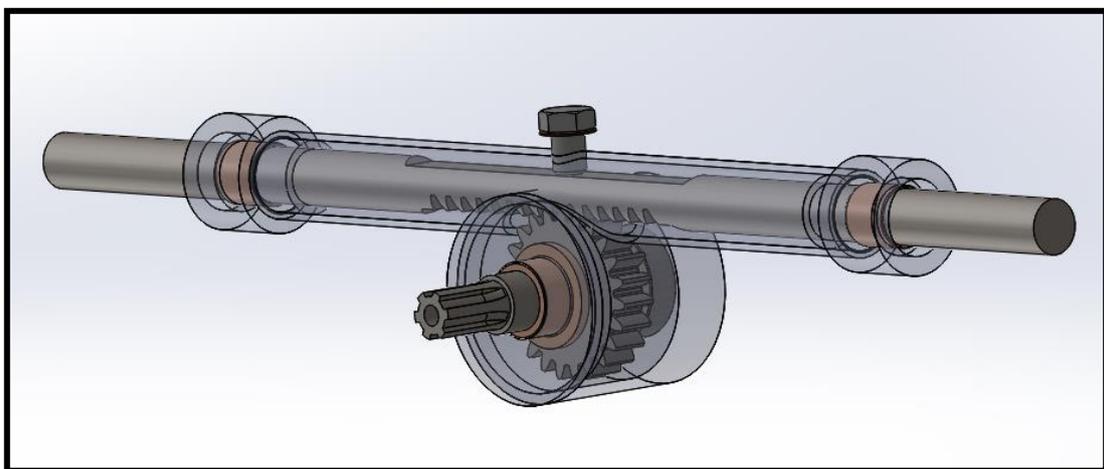
### 3.4.5 Ensamble en 3d

Una vez se concluyó con los cálculos necesarios para el dimensionamiento del piñón cremallera, se realizó el modelado de las piezas y demás complementos que conforman la caja de dirección para los vehículos monoplaza, donde la creatividad es un factor importante para lograr un diseño óptimo. En este proceso se elaboró un conjunto de diseños asistidos por computadora CAD (Norton, 2020). Luego, se continuó al ensamblaje en 3D, para ello se utilizó el programa de software SolidWorks, por su versatilidad al momento de modelar o acoplar piezas mecánicas. Puesto que, es de utilidad y recomendable comprender la teoría del funcionamiento del mecanismo, así como delimitar de forma correcta el espacio para la construcción física. Por lo tanto, el diseño de cada pieza se incluyó con las dimensiones y especificaciones del material utilizado. En la Figura 3.20 se muestra el despiece de la caja de dirección, y se identificó los elementos tanto móviles como fijos. Para continuar con el ensamble es sustancial que ninguno de los elementos móviles colisione con otros componentes del sistema, debido a que puede provocar fallos.



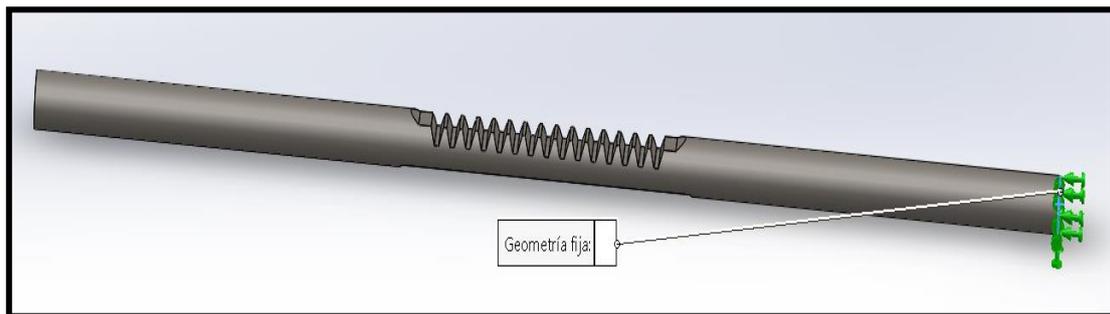
**Figura 3.20** Ensamble de la caja de dirección piñón cremallera

En cuanto a la dinámica del ensamble de elementos, se realiza mediante la relación de posición. Cabe aclarar, que es una herramienta de ensamble que brinda el software SolidWorks. Dicha herramienta permite acoplar varios componentes. Ahora bien, es importante comprender que las relaciones de posición se encuentran a través de relaciones geométricas entre los elementos de un ensamblaje. Finalmente, agregar dichas características define las direcciones permitidas ya sea un movimiento lineal o de rotación para el componente. Como en la Figura 3.21, se obtuvo una vista preliminar siendo el resultado final del proceso de fabricación.



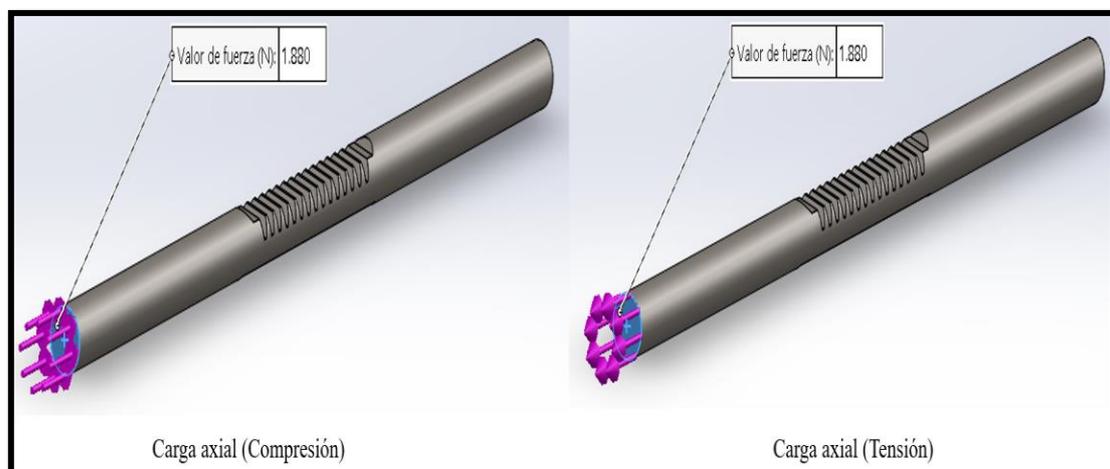
**Figura 3.21** Ensamble de la caja de dirección piñón cremallera

Para finalizar, se realizó una simulación para la cremallera. Puesto que, cuando el vehículo se encuentre en movimiento aparece una fuerza lateral delantera que corresponde a la carga axial máxima sobre el sistema de dirección. Del mismo modo, se realizó la simulación de como esta fuerza actúa sobre la cremallera. Para ello, se aplicó los parámetros de malla descritos en la Tabla 3.11. No obstante, el punto de anclaje se aplicó en el extremo del eje como se aprecia en la Figura 3.22.



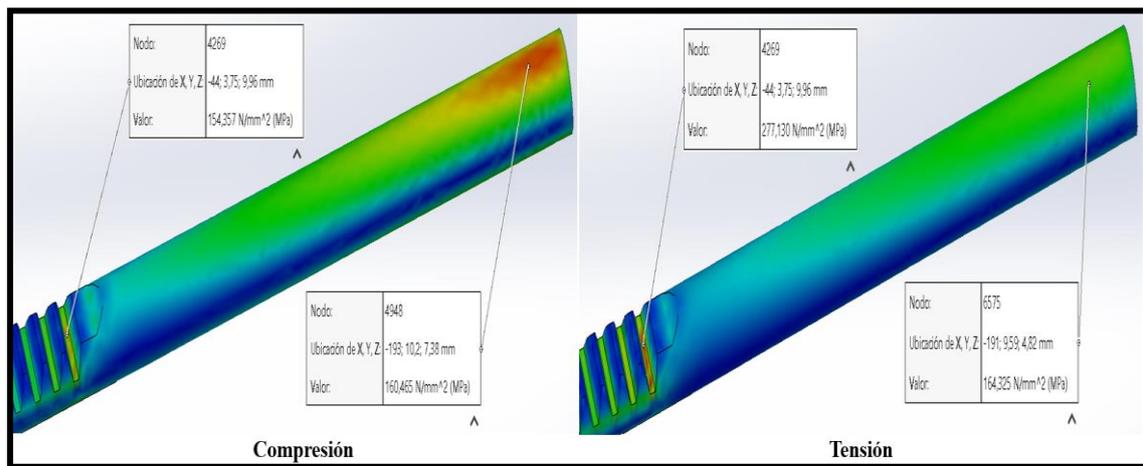
**Figura 3.22** Punto de anclaje para cargas axiales

Luego, se aplicó las cargas axiales siendo una fuerza que va dirigida paralelamente al eje. En la Figura 3.23 se muestra de qué manera se aplicó estas fuerzas sobre el eje. Esta fuerza puede ser a manera de compresión o tensión por lo tanto se realizó la simulación para los dos casos. La fuerza lateral que se aplicó para la simulación es 1880.00 N fuerza que se detalla en la Tabla 3.3.



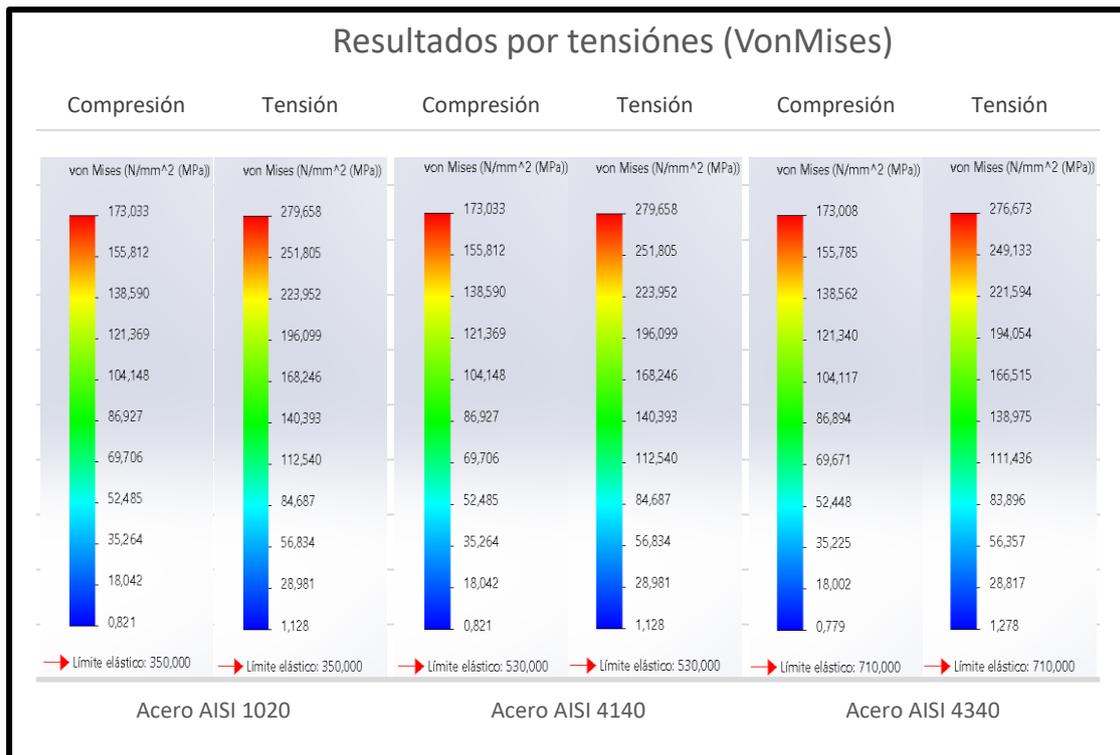
**Figura 3.23** Carga axial en compresión y tensión

Para fines de simulación se utilizó el acero AISI 1020. Como se observa en la Figura 3.24 los resultados de tensiones obtenidos de la simulación. En cuanto a la carga axial en compresión se aprecia por el color que la zona más afectada de la cremallera es el extremo del eje y menor medida la base de los dientes. No obstante, cuando la carga axial se encuentra en tensión la zona del extremo se encuentra menos comprometida que en la base de los dientes puesto que el diámetro del eje es menor en esa parte de la cremallera.



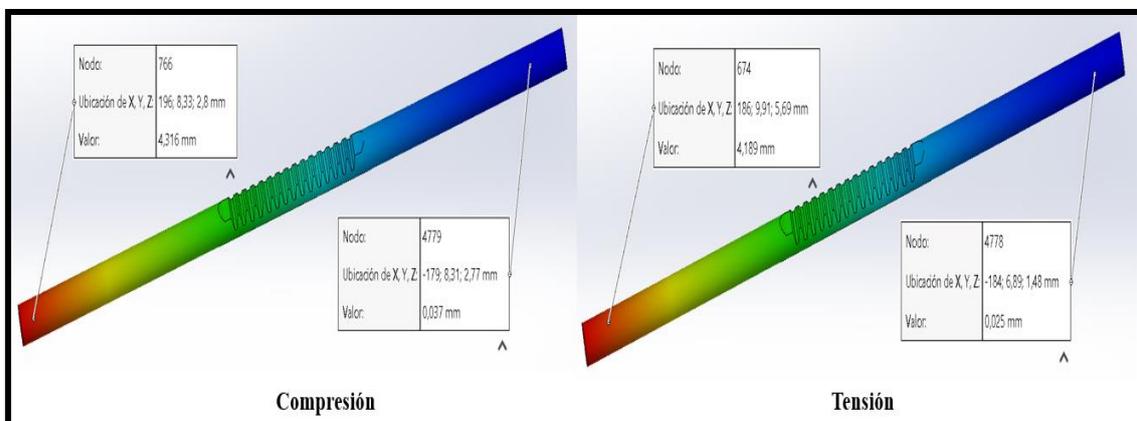
**Figura 3.24** Simulación de Tensiones en cremallera al aplicar las cargas axiales

Se aplicó la misma metodología para los demás materiales. En la Figura 3.25 muestra a manera de resumen los resultados obtenidos por la simulación, el color en las tablas indica cuanta tensión se encuentra en ejerciendo dicha zona. En la Figura 3.24 indica la tensión producida por compresión, donde la zona menos afectada es la base de los dientes puesto que la tensión se encuentra cerca 155.00 MPa, mientras que en el extremo del eje su tensión se encuentra cerca 160.00 MPa. Por otra parte, cuando la carga axial es producida por tensión la zona más comprometida es en la base de los dientes puesto que se obtuvo valores de tensión cerca 275.00 MPa, mientras que en el extremo del eje se obtiene valores 165.00 MPa.



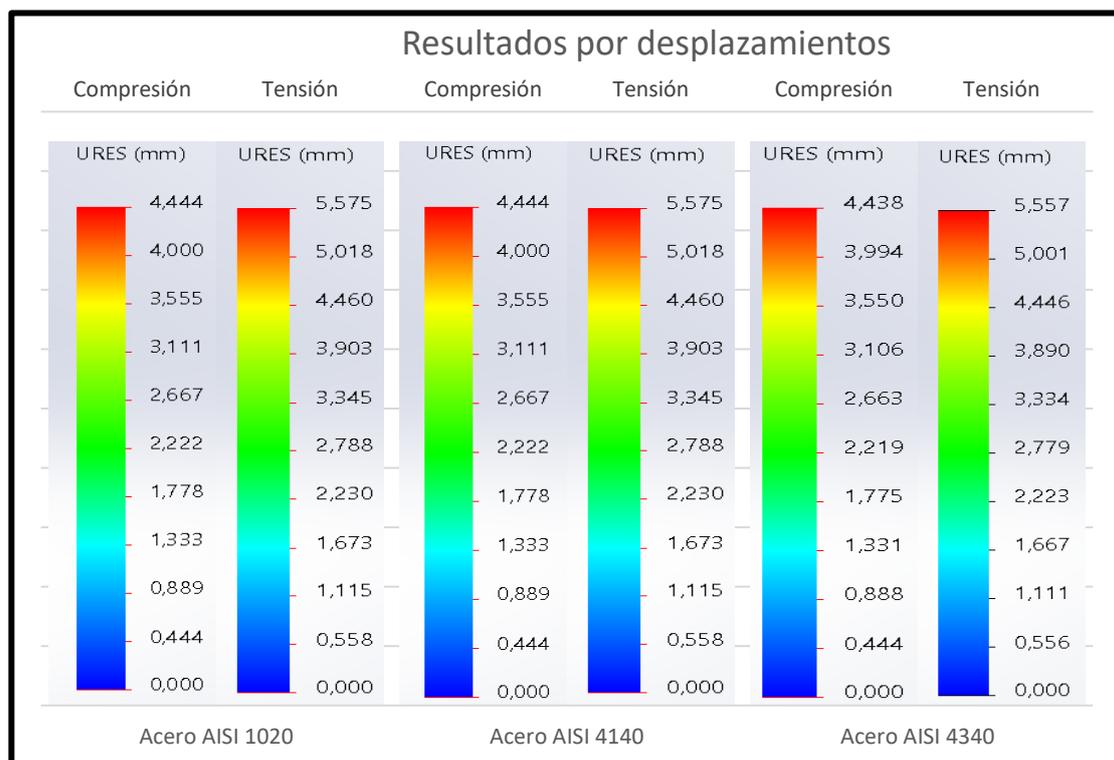
**Figura 3.25** Resultados de tensiones al aplicar las cargas axiales

En la Figura 2.26 muestra el desplazamiento para la carga axial en compresión como en tensión. No obstante, el resultado de simulación es similar para ambos casos. Debido a que el desplazamiento ocurre en el extremo de la cremallera por esa razón la simulación arroja valores similares. Sin embargo, estos valores son similares en cuanto a magnitud ya que la carga axial en compresión produce un desplazamiento de reducción. Por el contrario, la carga axial en tensión produce una elongación de la pieza.



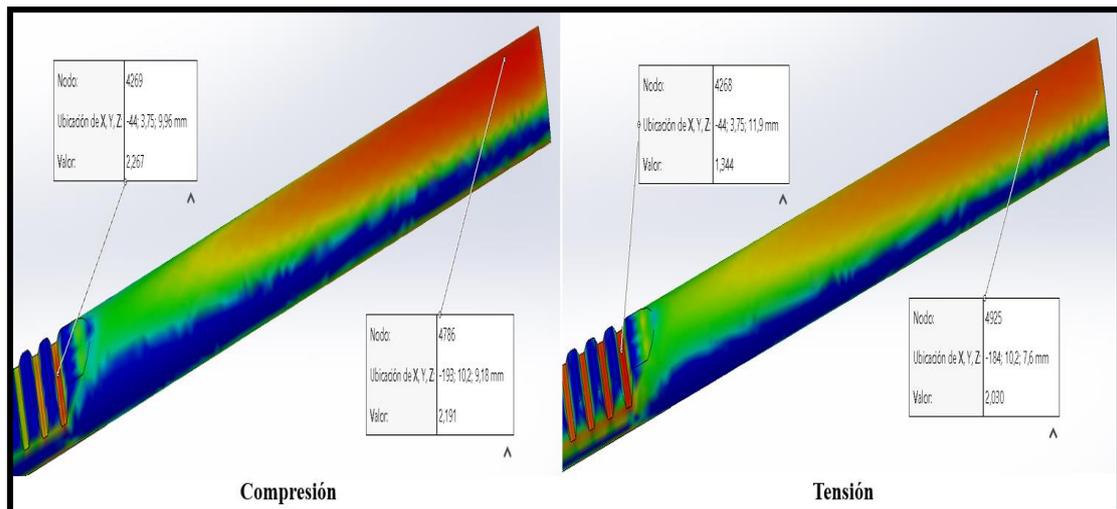
**Figura 3.26** Simulación de desplazamiento en cremallera al aplicar las cargas axiales

En la Figura 3.27 se muestra los resultados de deformación en los diferentes materiales, puesto que los resultados obtenidos por el software son relativamente bajos siendo el extremo de la cremallera la zona más afectada con valores de 4.30 mm en compresión y 4.20 mm en tensión. Sin embargo, estos valores no son representativos puesto que no sobrepasa el límite elástico del material y se pueden considerar seguro.



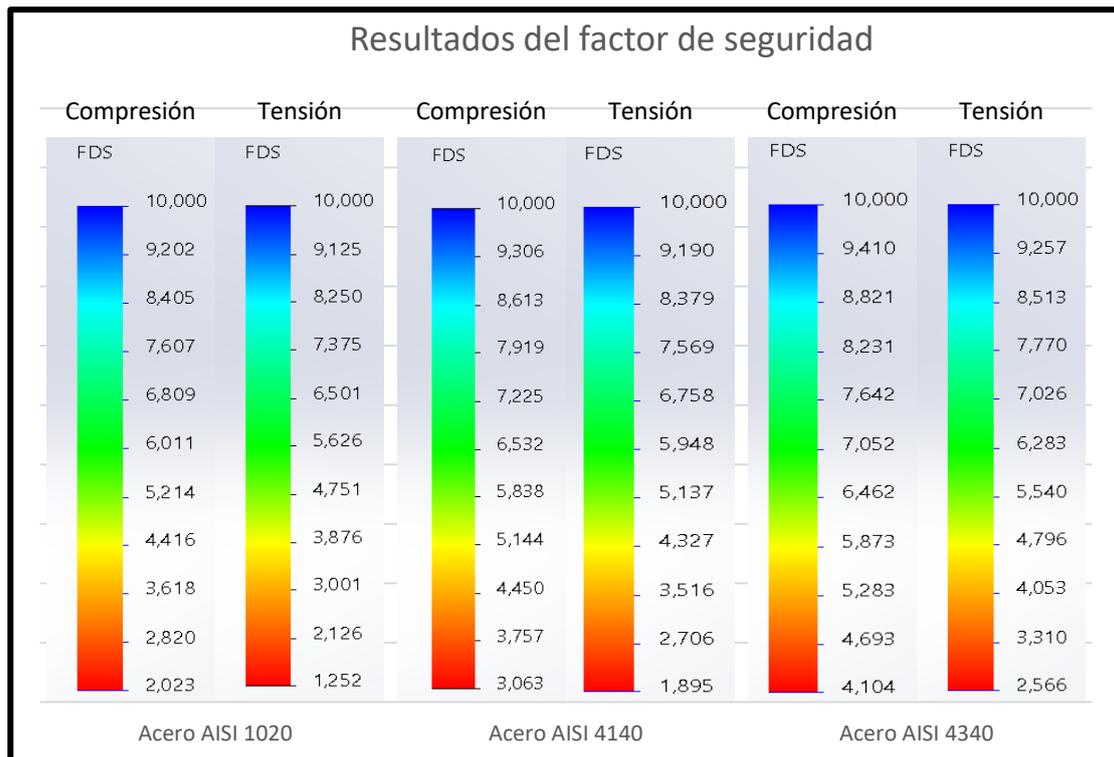
**Figura 3.27** Resultados de desplazamiento al aplicar las cargas axiales

Para terminar, se realizó la simulación del factor de seguridad en la Figura 2.28, muestra las zonas más afectadas de la cremallera. Del mismo modo que en la simulación de tensiones zona más comprometida de la pieza se encuentra en el extremo de la cremallera cuando la carga axial es en compresión mientras que base de los dientes tiene una menor tensión. Por el contrario, cuando la carga axial se encuentra en tensión la zona más afectada es la base mientras que el extremo de la cremallera sufre una menor tensión.



**Figura 3.28** Simulación del FOS en cremallera al aplicar las cargas axiales

Se realizó una tabla comparativa de los resultados obtenidos del factor de seguridad para los diferentes materiales, puesto que en la Figura 3.29 se observó las zonas de mayor interés según se aplique la carga axial. Por lo tanto, cuando se encuentra en compresión la zona más comprometida será el extremo de la cremallera donde se obtuvo un factor de seguridad de 4.104 para el acero AISI 4340 y 3.063 en acero AISI 4140 siendo un factor de seguridad muy elevado para el diseño. Por el contrario, se obtuvo un factor de seguridad de 2.023 para el Acero AISI 1020 siendo un valor viable para el diseño. Ahora bien, cuando se encuentra la cremallera en tensión la zona más comprometida es la base del diente donde se obtuvo valores de 2.566 para el acero AISI 4340 siendo un factor de seguridad elevado para el diseño. Sin embargo, se obtuvo un factor de seguridad de 1.895 en acero AISI 4140 y 1.252 para el Acero AISI 1020 siendo valores aceptables para el diseño.



**Figura 3.29** Resultados de desplazamiento al aplicar las cargas axiales

Para terminar, los aceros implementados para los engranes del piñón es el acero AISI 4140 también conocido con el nombre comercial de acero 709, puesto que satisface con los requisitos del diseño. No obstante, se seleccionó un acero AISI 1020 para la cremallera, puesto que satisface con los requisitos del diseño. No obstante, se obtuvo un valor elevado en la simulación del factor de seguridad para los dientes de la cremallera. Sin embargo, el sobredimensionamiento se debe a la longitud del diente, y a su vez la longitud depende del diámetro de la cremallera. Es decir, el diámetro seleccionado se encuentra con factores de seguridad aceptable para soportar las tensiones producidas por la carga axial. Por esta razón, la cremallera no se encuentra sobredimensionado puesto que debe soportar una carga adicional cuando el vehículo se encuentre en movimiento.

### 3.5 Fabricación de la caja de dirección

En la presente sección se detalla los procesos utilizados para materializar los elementos que fueron previamente diseñados para el sistema de dirección piñón cremallera, una vez finalizado se realizó la adecuación de los elementos dentro del vehículo. Por lo

tanto, el proceso de ensamble se especifica las acciones a tomar en cuenta para los diferentes elementos de la dirección y de qué manera se integran con los demás subsistemas. Además, es importante el análisis económico que detalle los costos en cuanto al material y construcción de los elementos que conforma este sistema sin dejar a un lado los componentes normalizados que se han adquirido.

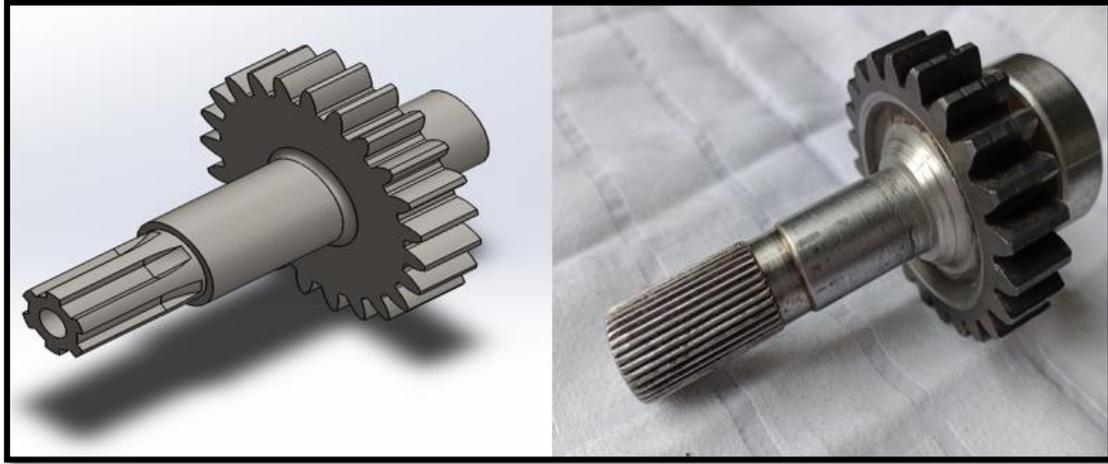
### 3.5.1 Fabricación de piñón

Para la elaboración de los dientes del piñón, se fabrica mediante un generador de engranes el cual tiene realiza los dientes según el módulo, paso circular y el número de dientes se utiliza una determinada fresa. A continuación, en la Figura 3.30 se observó el material base para la elaboración de esta pieza. Luego, se realizó los dientes del engrane según lo calculado previo al diseño. Después, se detalla el diámetro del eje de realizar. Para terminar, en la punta del eje se realizó un estriado que acople con la columna de dirección.



**Figura 3.30** Barra de Acero AISI 4140

A continuación, en la Figura 3.31 se observa la pieza finalizada según los planos previamente diseñados dichos planos se encontrarán en el apartado de anexos. Para finalizar se realizó el acople de elementos móviles como es el rodamiento y junta universal.



**Figura 3.31** Piñón con eje estriado en acero AISI 4140

### 3.5.2 Fabricación de cremallera

Para la elaboración de la cremallera se implementó un acero AISI 1020. Ahora bien, esta barra de 16 mm de diámetro, fue necesario rectificar en las puntas debido a las imperfecciones producidas al corte como en la Figura 3.32 se observó el detalle al momento de adquirir el material mediante el uso del torno. Ya que, de ese modo se obtuvo las medidas especificadas en el diseño. Luego, mediante la fresadora realizó la fabricación de cada diente en la cremallera con variables de la geometría del diente como paso del diente. Después, al lado opuesto de los dientes con ayuda del torno se realizó la guía de la cremallera.



**Figura 3.32** Barra de Acero AISI 1020

También, se obtuvo el resultado diseñado como se observa en la Figura 2.33. A partir de la barra de acero base. Teniendo en cuenta, de que las puntas de los ejes encajen con los casquillos libre de mantenimiento. Para finalizar, en los extremos de la cremallera quedaron indefinidos, ya que la sujeción dependerá del mecanismo que se implemente para el montaje del vehículo. En el presente proyecto se realizó un roscado interno para acoplar las terminales axiales de la dirección.

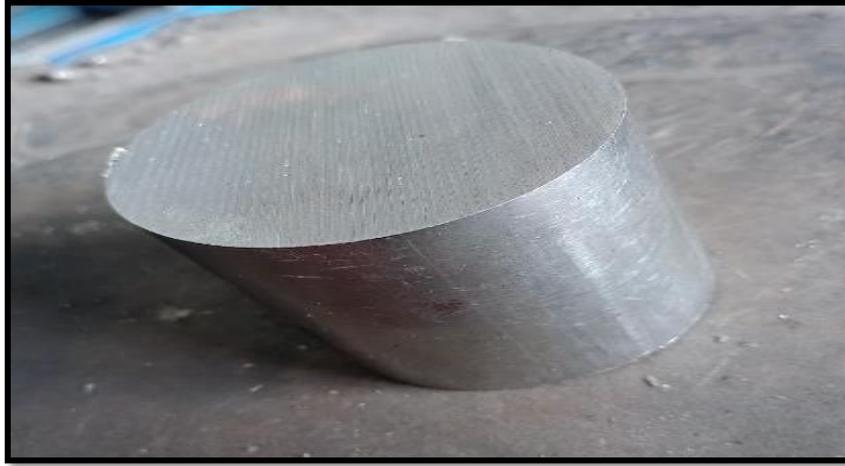


**Figura 3.33** Cremallera en Acero AISI 1020

### 3.5.3 Fabricación de la carcasa

#### a) Caja y tapa de dirección

El material base que se utilizó para realizar la carcasa es un Acero A36 como se observa en la Figura 3.34, debido al excelente material estructural y de un adecuado comportamiento al mecanizado, para llevar a cabo la carcasa mediante un vaciado donde albergara elementos tales como rodamientos, casquillos y engranes. Para la elaboración de la caja es necesario tomar en cuenta el método de sellado, para la sujeción de la caja con la tapa se realizará un roscado grueso creando un cierre hermético. De tal modo que los elementos internos de la caja de dirección se encuentren aislados del exterior y evitar daños con elementos del ambiente o factores del clima.



**Figura 3.34** Barra de Acero A 36

#### **b) Tubo de la caja de dirección**

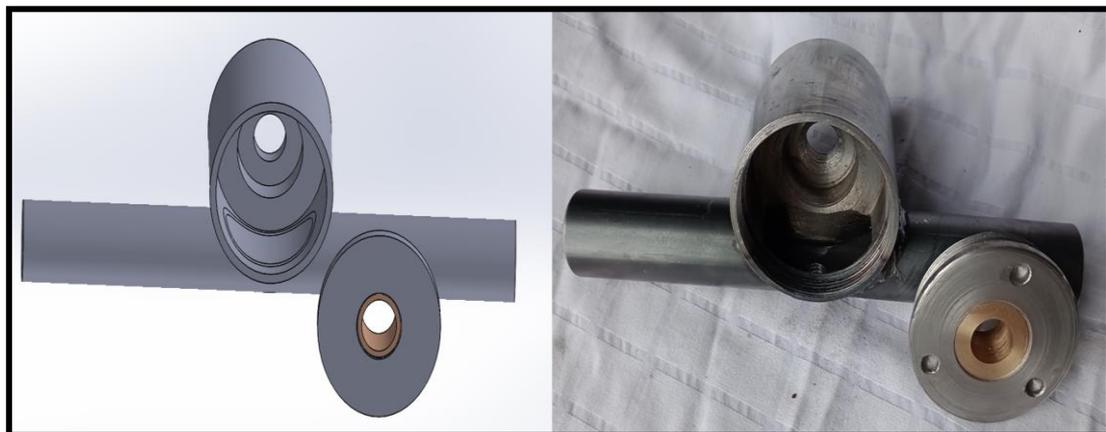
Se utilizó un tupo cedula 80 de diámetro  $3/4$  para la carcasa de la cremallera. En la Figura 3.35, se observa que es un tubo fabricado en acero negro, pero también se encuentra disponible en galvanizado. Respecto a el trabajo que se realizó en el tubo siendo el material base, tal como los demás componentes se comenzó mediante un proceso de rectificación para adecuar las medidas longitudinales ya establecidas. Luego, mediante el torno se realizó en los extremos un roscado grueso interno, esto ayudo para fijar mecánicamente los soportes de dirección.

Después, en el centro del tubo se realizó una perforación de  $3/8$  con rosca gruesa esta entrada será por donde ingrese la grasa para futuros mantenimientos preventivos. Así mismo, del lado opuesto mediante el torno se realizó una corte circular siendo la base para la carcasa del piñón. Finalmente, se terminó la elaboración de esta pieza con la aplicación de soldadura MIG/MAG para fijar estos dos elementos.



**Figura 3.35** Tubo cedula 80 3/4

Para finalizar, en la Figura 3.36 se aprecia el vaciado que se realizó en el torno a la caja donde se aloja el piñón. Del mismo modo, se realizó para que se aloje el rodamiento que va en el eje del piñón y se finalizó con una perforación de 5/8 de rosca fina, para el momento de desmontaje del rodamiento de la caja de la dirección. También, se aprecia un roscado grueso interno en la caja, al igual que en la tapa. Esto ayudo para que genere un cierre hermético entre la tapa y caja de la dirección.



**Figura 3.36** Caja del piñón cremallera

### 3.5.4 Fabricación de los soportes

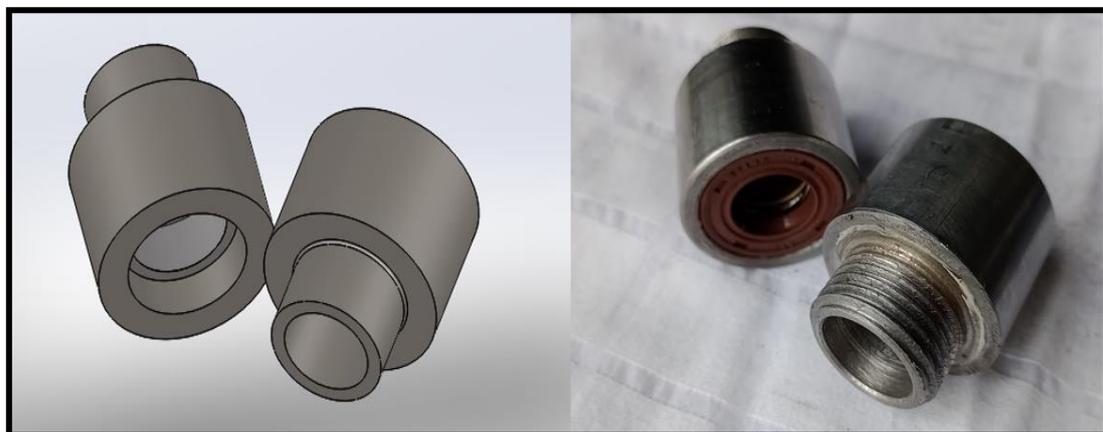
Para la elaboración de los soportes se utilizó dos barras de acero A36 como se muestra en la Figura 3.37. También, deben pasar por una rectificación en general en cuanto a la

longitud. Ahora bien, se comenzó por perforar el centro de material según los planos del diseño. Luego, en un extremo del cilindro de cada soporte se realizó rosca macho, dicha rosca esta se sujeta a los extremos de la caja de dirección. En el interior de los soportes albergaran los casquillos de bronce que permiten centrar además del desplazamiento de la cremallera. Así mismo, en el interior alberga un retén que evita el ingreso de impurezas y que la grasa se mantenga en su lugar.



**Figura 3.37** Barras de Acero A36

Finalmente, en la Figura 3.38 se observa el resultado que se obtuvo al terminar el mecanizado. Una vez terminado con las piezas se verifico que los casquillos de bronce calcen adecuadamente. Del mismo modo, se realizó con los sellos o retenes para ejes de 16 milímetros. Para terminar, se enroscan en la caja de la dirección para comprobar que embonen adecuadamente.



**Figura 3.38** Soportes en Acero A36

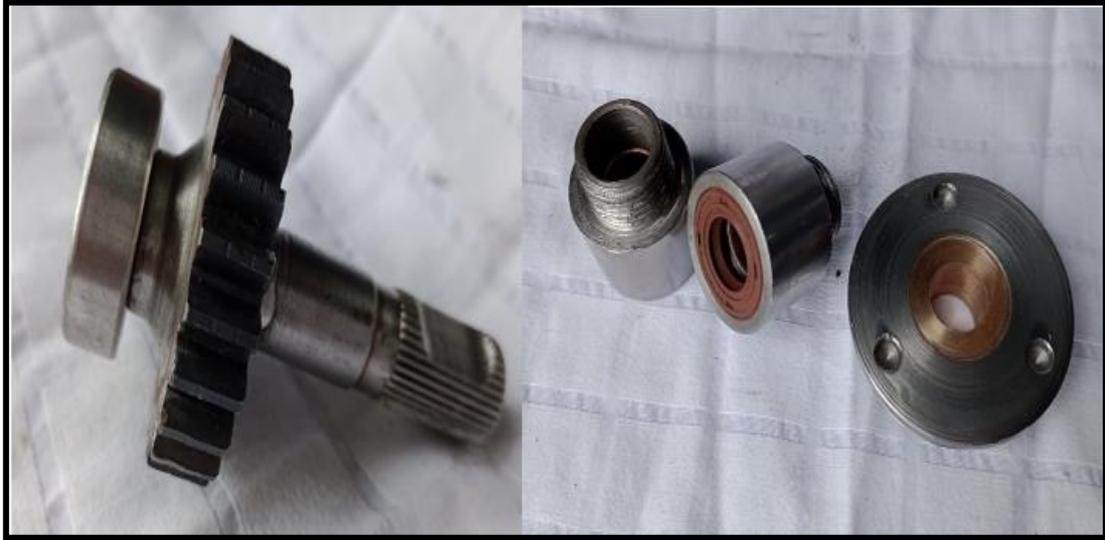
### 3.6 Montaje de la caja de dirección

Para comenzar con el montaje, se necesitó reconocer las piezas móviles, fijas y de sujeción. En cuanto a, La Figura 3.39 se observa el despiece de la caja de dirección. Además, se necesita los elementos normalizados que se encuentran disponibles en el medio. Tal como la junta universal, casquillos libres de mantenimiento, rodamiento 2RS 6002 y sellos G 16X22X3. Así como, los elementos fabricados por como el piñón, cremallera, soportes y carcasa o caja de dirección.



**Figura 3.39** Elementos que componen la caja de dirección para vehículos monoplaza

En primer lugar, se acopló el rodamiento 2RS 6002 en el eje del piñón de 23 dientes. Luego, se realizó la instalación de los casquillos de bronce en la tapa como en el interior de los soportes que son la guía para la cremallera de dirección. Para concluir la primera parte se colocó los retenes R8 en cada extremo de los soportes como se aprecia en la Figura 3.40, es importante evitar el contacto directo de los dientes de la cremallera con los sellos G 16X22X3. Puesto que, puede rasgar el interior de los retener y no tener un adecuado funcionamiento.



**Figura 3.40** Acople de elemento normalizados con elementos fabricados

Segundo lugar, se instaló los soportes en los extremos de la caja de dirección mediante el roscado. Después, se insertó la cremallera de dirección con mucho cuidado a través de los retenes como se aprecia en la Figura 3.41. Ahora bien, se realizó una inspección visual y la respectiva verificación simulando el desplazamiento de la cremallera de dirección.



**Figura 3.41** Acople de elementos móviles y fijos

Tercer lugar, se introdujo el piñón con el rodamiento en el asiento de la caja. Luego, se colocó grasa para engranajes en los dientes del piñón cremallera. Puesto que, la grasa

lubrica suaviza y evita la corrosión en las partes móviles que se encuentran en movimiento. Por último, se enrosca la tapa con la caja de dirección creando un cierre hermético y en sí un depósito de grasa para lubricar las piezas en funcionamiento.



**Figura 3.42** Ensamble completo de la caja de dirección

Finalmente, se realizó el montaje de la caja de dirección en el vehículo. Puesto que, no existe una normativa como tal que incluya parámetros del modo de anclaje de la caja de dirección. Con la excepción, que se debe encontrar sujeta de manera mecánica. Por lo tanto, quedo a la disposición del bastidor como se muestra en la Figura 3.43 y se fijó la caja de dirección en el bastidor de manera mecánica como lo indica la normativa Formula SAE.



**Figura 3.43** Montaje de la caja de dirección en el bastidor del vehículo

### 3.7 Análisis económico de manufactura

En la siguiente sección se encuentran los costos que se produjeron a lo largo del diseño y fabricación de la caja de dirección para un vehículo monoplaza, entre las cuales estarán:

- Costos de elementos utilizados
- Costos de elementos fabricados
- Costos de elementos utilizados

#### 3.7.1 Costos de elementos utilizados

En la Tabla 3.12, se encuentran los valores de los materiales que se emplearon durante el proceso de fabricación. Donde, se especificaron detalles como el tipo de material, dimensiones y cantidad.

**Tabla 3.12** Costos del material utilizado

<b>ELEMENTOS UTILIZADOS</b>					
<b>Descripción</b>	<b>Proveedor</b>	<b>Dimensiones (mm)</b>	<b>Valor Uni.</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Total</b>
Barra de acero K 709 (AISI 4140)	LA CASA DEL PERNO	diámetro 60 x largo 20	2.00 \$	1	2.00 \$
Barra de acero K 709 (AISI 4140)	LA CASA DEL PERNO	diámetro 22 x largo 90	3.00 \$	1	3.00 \$
Barra de acero (AISI 1020)	LA CASA DEL PERNO	diámetro 16 x largo 420	6.00 \$	1	6.00 \$
Barra de acero (A36)	LA CASA DEL PERNO	diámetro 35 x largo 40	2.25 \$	2	5.50 \$
Barra de acero (A36)	LA CASA DEL PERNO	diámetro 60 x largo 75	7.00 \$	1	7.00 \$
Tubo sin costura acero cedula 80 de 3/4	LA CASA DEL PERNO	diámetro 26.7 x largo 250	6.50 \$	1	6.50 \$
Casquillo con valona de bronce	ELECTRONICA Luis Rodríguez	diámetro 30 x largo 15	3.00 \$	1	3.00 \$
Casquillo sin valona de bronce	ELECTRONICA Luis Rodríguez	diámetro 18 x largo 15	1.00 \$	2	2.00 \$
<b>TOTAL</b>					<b>35.00 \$</b>

### 3.7.2 Costos de elementos de fabricación

En la siguiente Tabla 3.13, se encuentran los costos de fabricación. Del mismo modo, la mano de obra y procesos que se realizó en el material para la obtención de las piezas que conforman la caja de dirección.

**Tabla 3.13** Costo de los elementos de fabricación

<b>ELEMENTOS FABRICADOS</b>		
<b>MAQUINARIA</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Total</b>
Máquina torno rectificación	1	15 \$
Máquina fresadora mecanizado	1	12 \$
Máquina amoladora herramienta eléctrica	1	5 \$
Soldadura MIG/MAG	1	8 \$
<b>MANO DE OBRA</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Total</b>
Elemento piñón	1	85 \$
Elemento cremallera	1	38 \$
Carcasa de dirección	1	52 \$
Soportes de dirección	2	26 \$
Bocín del eje de piñón	1	7 \$
Pintura	1	5 \$
<b>TOTAL</b>		<b>253.00 \$</b>

### 3.7.3 Costos de elementos normalizados

En la tabla 3.14, se detallarán las piezas que se encuentran comercialmente en el medio y de los cuales fueron utilizados en la caja de dirección.

**Tabla 3.14** Costos de los elementos normalizados

<b>ELEMENTOS NORMALIZADOS</b>			
<b>Descripción</b>	<b>Valor Uni.</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Total</b>
Bocín de arranque 18x15x2	2.00 \$	2	4.00 \$
Sello radial G 16X22X3	2.50 \$	2	5.00 \$
Rodamiento rígido de bojas 6002 2RS	3.00 \$	1	3.00 \$
Grasa	5.00 \$	1	5.00 \$
<b>TOTAL</b>			<b>17.00 \$</b>

## CAPÍTULO IV

### 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 4.1 Análisis del diseño y construcción

En el presente capítulo se realizó un estudio general. Acerca de los cálculos realizados previo al diseño. También, un resumen económico en cuanto a materiales de fabricación, como también la mano de obra y productos normalizados disponibles en el medio. Además, se detalló los resultados que se alcanzaron mediante las pruebas de ensayo. Finalmente, se comprobó la funcionabilidad y comportamiento direccional de vehículo monoplaza.

##### 4.1.1 Resultados del cálculo piñón

En la Tabla 4.1 muestra los valores que se obtuvieron con respecto al cálculo del piñón. Cabe aclarar, que las variables principales para su fabricación son: el módulo, el ángulo de presión, número de dientes, altura del diente, diámetro externo, diámetro interno y diámetro primitivo. Vale la pena aclarar, que existe una variable independiente como es el ángulo de presión. A diferencia del resto de variables que tienen una relación en cadena con el módulo y el número de dientes.

**Tabla 4.1** Valores obtenidos del cálculo del piñón

Ítem	Símbolo	Componente piñón
Modulo	m	2
Ángulo de presión	$\alpha$	20°
Número de dientes	Z	23 dientes
Diámetro primitivo	Dp	46 mm
Diámetro externo	De	50 mm
Diámetro interno	Di	41 mm
Altura del diente	h	9 mm
Espesor del diente	e	2.98 mm

**Tabla 4.1** Valores obtenidos del cálculo del piñón (**Continuación...**)

Longitud del diente	b	11 mm
Vano del diente	v	3.30 mm
Paso circular	p	6.28 mm
Addendum	ha	4 mm
Dedendum	hd	5 mm
Espesor en la base del diente	sb	4.44 mm

#### 4.1.2 Resultados del cálculo cremallera

En la tabla 4.2 muestra los resultados obtenidos de la cremallera. Además, se observó valores diferentes con respecto al piñón, a causa de variables que forman parte de la geometría del diente. En principio cabe aclarar que la cremallera se considera con un diámetro infinito. También, existen valores que no deben modificar una vez seleccionados. Tal como el módulo y el ángulo de presión, ya que son variables que afectan el acople de engranes con dientes rectos.

**Tabla 4.2** Valores obtenidos del cálculo de la cremallera

Ítem	Símbolo	Componente cremallera
Modulo	m	2
Ángulo de presión	$\alpha$	20°
Número de dientes	Z	14 dientes
Altura del diente	h	4.50 mm
Espesor del diente	s	3.14 mm
Longitud del diente	b	16 mm
Addendum	ha	2 mm
Dedendum	hf	2.50 mm
Longitud de cremallera	L	410 mm
Paso entre dientes	p	6.28 mm
Altura de trabajo del diente	hw	4 mm
Radio del pie del diente	rf	0.60 mm
Espacio libre de raíz	c	0.50 mm
Ancho del fondo del diente	T	1.68 mm
Espesor en la base del diente	sb	4.56 mm

### 4.1.3 Análisis económico

Para finalizar, en la Tabla 4.3 se presentó un resumen del costo total para la elaboración y montaje de la caja de dirección para vehículos monoplaza. Sin embargo, estos costos pueden variar dependiendo del proveedor, como del material y del precio por cada elemento fabricado.

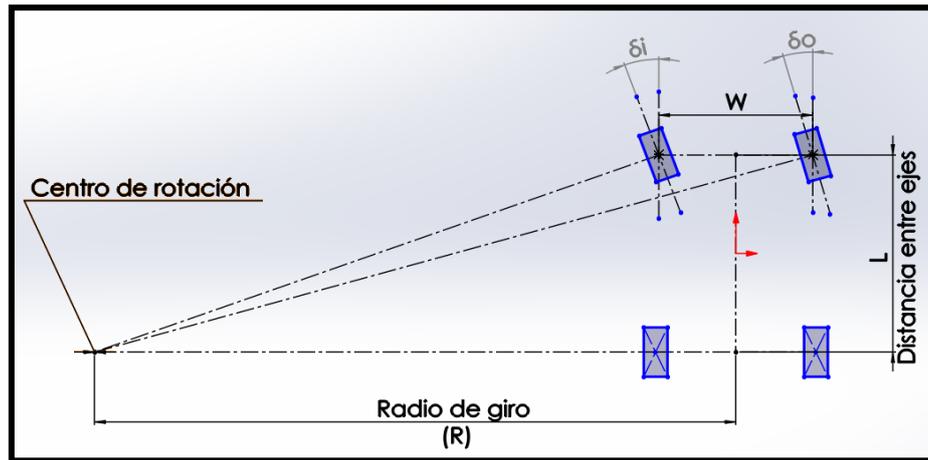
**Tabla 4.3** Costos totales de fabricación

<b>COSTO TOTAL</b>	
Elementos Utilizados	35.00 \$
Elementos Fabricado	253.00 \$
Elementos Normalizados	17.00 \$
<b>TOTAL</b>	<b>305.00 \$</b>

## 4.2 Ensayos del comportamiento direccional mediante software

### 4.2.1 Ángulos de giro mediante SolidWorks

El radio de giro es una medición a la capacidad que tienen los vehículos al momento de girar. Ahora bien, se conoce que entre más corto sea el radio de giro más maniobrabilidad presenta. Sin embargo, esto puede variar, según el recorrido de la pista. Cabe aclarar que, en relación con el radio de giro se encuentran arcos descritos por las ruedas externas e internas en un punto en común al instante de entrar en una curva. Es decir, que dicho ángulo formado por las ruedas es lo que permite girar al vehículo. Sin embargo, no todas las curvas presentan un mismo radio de giro. La Figura 4.1 muestran los puntos y variables que interactúan en el vehículo al momento de tomar una curva.



**Figura 4.1** Croquis de las variables del radio giro

A continuación, en la Tabla 4.4 muestra los valores que se utilizó para el cálculo. Donde se comparó un valor teórico de acuerdo a los parámetros generales de los vehículos Formula SAE con el valor obtenido del vehículo en el que se realizó los ensayos de giro. Con la finalidad de estudiar que parámetros influyen al radio de giro con respecto a los ángulos que forman las ruedas del vehículo.

**Tabla 4.4** Parámetros generales de los vehículos Formula SAE

Parámetro	Símbolo	Valor teórico	Valor obtenido	Unidades
Distancia entre ejes	L	1 600	1660	mm
Ancho de vía delantero	W	1 200	1 350	mm
Radio de giro	R	5 000	5 000	mm

#### 4.2.2 Cálculo de los ángulos de giro

Se cálculo el ángulo de giro en las ruedas con un radio de 5 metros simulando la entrada a una curva muy cerrada. Ahora bien, se realizó para los tres tipos de configuraciones Ackermann que existen para los vehículos monoplaza. No obstante, cada configuración tiene una funcionalidad diferente. Por lo tanto, es importante tener en cuenta que objetivo se desea alcanzar. Para ello, se aplicó las siguientes ecuaciones de Ackermann:

- a) Geometría Ackermann

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{L}{R_1 - \frac{w}{2}}\right) \quad [4.1]$$

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{L}{R_1 + \frac{w}{2}}\right) \quad [4.2]$$

b) Geometría en paralelo Ackermann

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{L}{R_1}\right) \quad [4.3]$$

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{L}{R_1}\right) \quad [4.4]$$

c) Geometría anti-Ackermann

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{L}{R_1 + \frac{w}{2}}\right) \quad [4.5]$$

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{L}{R_1 - \frac{w}{2}}\right) \quad [4.6]$$

En la Tabla 4.5 se obtuvo los resultados del ángulo máximo de giro que necesitan las ruedas del vehículo para tomar una curva con un radio de 5 metros. Además, es importante tener en cuenta que el espacio disponible juega un papel importante. Debido a que, la geometría Ackermann depende de la ubicación de la caja de dirección. En el presente proyecto se obtuvo una geometría Anti-Ackerman, ya que la caja de dirección se encuentra por delante del eje delantero del vehículo. En consecuencia, el resultado de la Geometría Ackerman se invierte como se observa en los resultados de la Tabla 4.5, ya que el ángulo de giro interior se traslada a la rueda exterior, de igual forma ocurre con el ángulo de giro exterior que se trasladó a la rueda interior. Finalmente, la Tabla 4.5 recopiló los resultados de los posibles casos hipotéticos, representando el ángulo que deben formar las ruedas para obtener un radio mínimo de 5 metros.

**Tabla 4.5** Resultados de los ángulos en las ruedas internas y externas

Geometría	Parámetro	Símbolo	Valor teórico	Valor obtenido
Geometría Ackermann	Ángulo de la rueda interna	$\delta_i$	19.98°	20.99°
	Ángulo de la rueda externa	$\delta_o$	15.95°	16.30°
Paralelo Ackermann	Ángulo de la rueda interna	$\delta_i$	17.74°	18.36°
	Ángulo de la rueda externa	$\delta_o$	17.74°	18.36°
Anti-Ackermann	Ángulo de la rueda interna	$\delta_i$	15.95°	16.30°
	Ángulo de la rueda externa	$\delta_o$	19.98°	20.99°

#### 4.2.3 Comprobación del ángulo de giro mediante SolidWorks

Inicialmente en la Tabla 4.6, Se obtuvo la comprobación de resultados para los diferentes tipos de configuraciones existentes en los vehículos monoplaza. No obstante, se observa la manera en que las ruedas describen los arcos de giro con respecto a la proyección del eje trasero del vehículo.

**Tabla 4.6** Croquis de los valores de la geometría Ackermann

Geometría	Parámetro	Croquis
Geometría Ackermann	Ángulo de la rueda interna	
	Ángulo de la rueda externa	

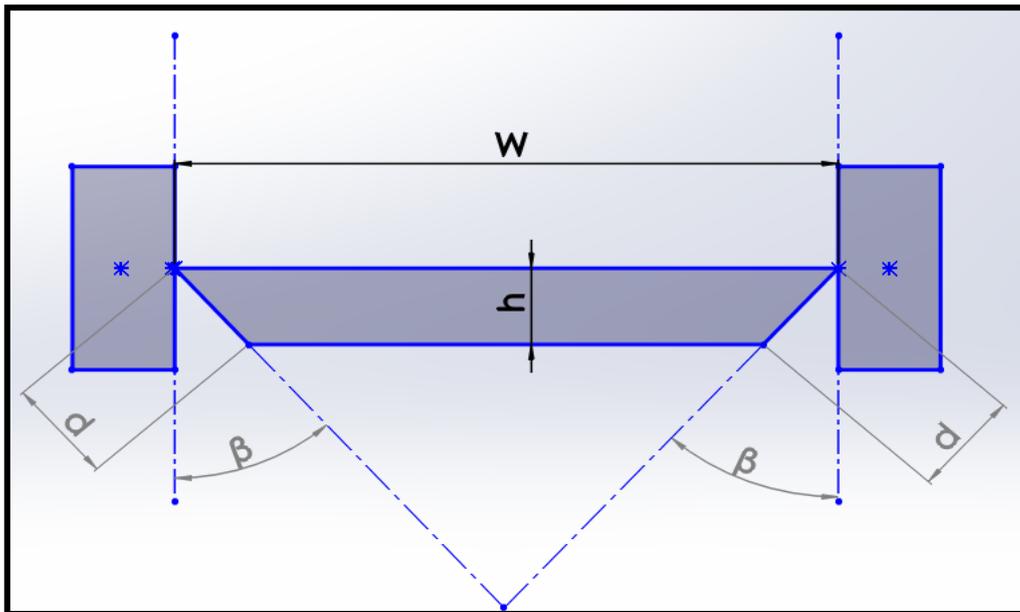
**Tabla 4.6** Croquis de los valores de la geometría Ackermann (**Continuación...**)

Paralelo Ackermann	Ángulo de la rueda interna	
	Ángulo de la rueda externa	
Anti- Ackermann	Ángulo de la rueda interna	
	Ángulo de la rueda externa	

#### 4.2.4 Geometría Ackermann mediante SolidWorks

El brazo de Pitman o brazo de dirección, se encarga de transmitir los esfuerzo y movimientos del sistema de dirección a las ruedas del vehículo. Además, forma un ángulo ( $\beta$ ) en función de las ruedas, puesto que el ángulo formado satisface la geometría planteada por Ackermann como se muestra en la Figura 4.2. Por lo tanto, se cálculo las variables involucradas. Para ello se utilizó el software SolidWorks, mediante un croquizado para determinar la longitud y el ángulo del brazo de dirección.

Puesto que, debe resistir esfuerzos en sentido horizontal. Por lo tanto, es importante que brazo de dirección sea rígido y con una longitud adecuada, puesto que si llega a flexión mayor a 0.3 mm, afecta a la conducción del vehículo. Luego, utilizando los valores sugeridos en el estado del arte se realizó el diagrama aplicando el concepto de Ackerman para obtener el ángulo de los brazos de dirección y la distancia que cumpla con la geometría giratoria de las ruedas.



**Figura 4.2** Croquis de la geometría que forman los brazos de dirección

A continuación, se presenta en la Tabla 4.7 los resultados obtenidos del software. Los ángulos de igual modo que la longitud de los brazos de dirección es una adecuación de la distancia de cremallera con el eje delantero ideal para cumplir con la geometría de Ackermann al 100%. Es decir, que la proyección de los brazos converge en el eje trasero del vehículo como se observa en la Figura 4.2.

**Tabla 4.7** Croquis de los valores de la geometría de dirección

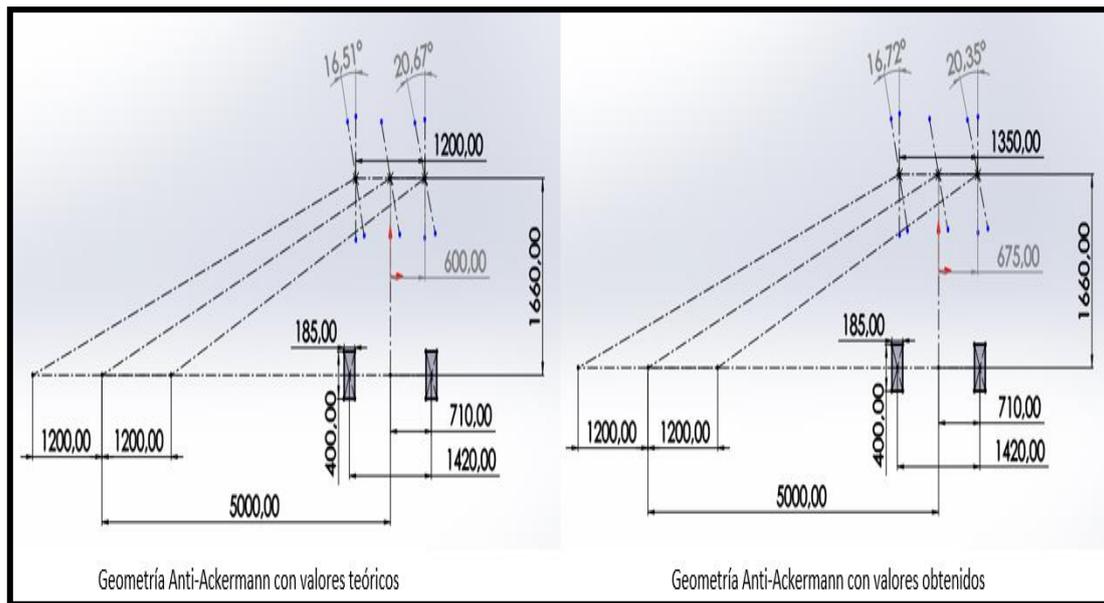
Geometría	Parámetro	Valor	Croquis
Geometría Ackermann	Ángulo del brazo de dirección ( $\beta$ )	20.56°	
	Longitud del brazo de dirección (d)	53.40 mm	
	Distancia de cremallera con el eje delantero (h)	50 mm	

**Tabla 4.7** Croquis de los valores de la geometría de dirección (**Continuación...**)

Paralelo Ackermann	Ángulo del brazo de dirección ( $\beta$ )	17.74°	
	Longitud del brazo de dirección (d)	50 mm	
	Distancia de cremallera con el eje delantero (h)	50 mm	
Anti- Ackermann	Ángulo del brazo de dirección ( $\beta$ )	20.56°	
	Longitud del brazo de dirección (d)	53.40 mm	
	Distancia de cremallera con el eje delantero (h)	50 mm	

### 4.3 Comparación de la geometría implementada mediante SolidWorks

En la Figura 4.3 muestra el croquis de la geometría Anti-Ackermann que se aplicó para la dirección. Ahora bien, debido a que los valores longitudinales del vehículo son diferentes a los valores sugeridos se realizó el croquis para los valores obtenidos. Con el fin de comparar y al mismo tiempo se determinó cómo estas variables influyen en los ángulos internos y externos de las ruedas. En cuanto a los ángulos obtenidos, existen dos posibles casos, una variable es la distancia entre ejes y la otra donde el ancho de vía del vehículo se encuentra fuera de los valores sugeridos.



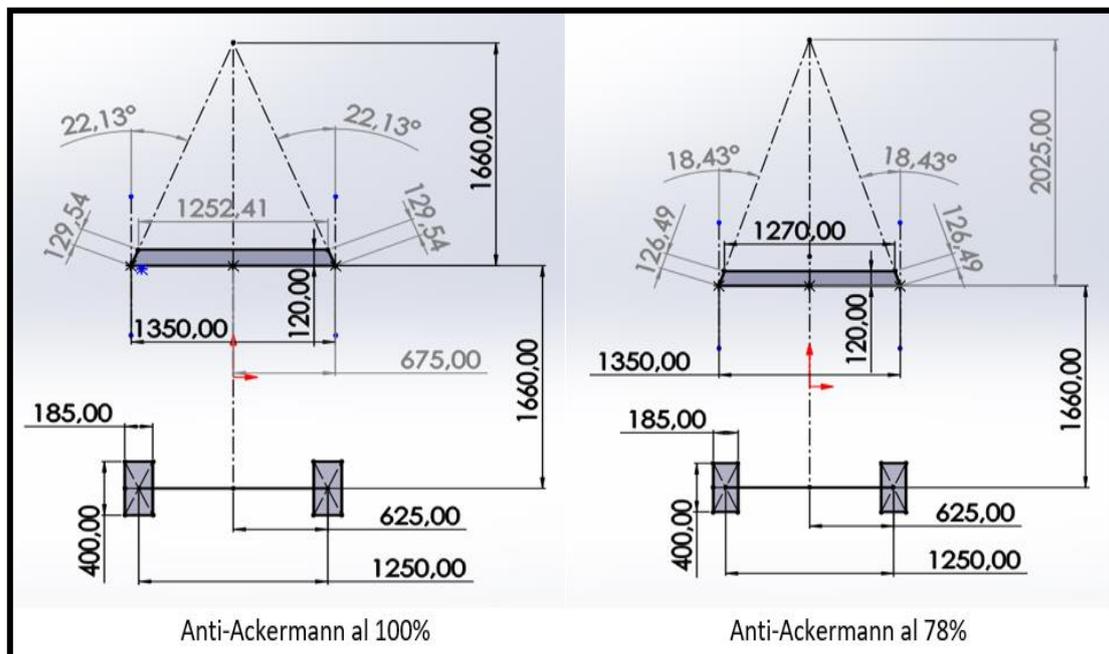
**Figura 4.3** Croquis de la geometría implementada con valores referenciales

En cuanto al primer caso hipotético, donde la distancia entre ejes es mayor al sugerido los ángulos involucrados se incrementan tanto como la rueda interna como la externa por el contrario cuando la distancia de ejes es menor, las ruedas internas y externas reducen el ángulo de giro. Es decir, se requiere mayor ángulo de giro en las ruedas si la distancia entre ejes es mayor, del mismo modo si la distancia entre ejes es menor se necesita un menor ángulo de giro en las ruedas para cumplir con el radio de giro estimado.

El segundo caso hipotético, donde el ancho de vía del vehículo es mayor al sugerido, por lo tanto, los ángulos de giro varían en el presente caso el ángulo de la rueda interna incrementa levemente mientras que el ángulo de la rueda externa disminuye. Ahora bien, si dicha variable es menor a la recomendada el ángulo de la rueda interna disminuye levemente mientras que por el contrario el ángulo de la rueda exterior aumenta proporcionalmente.

Para terminar, se llegó a la siguiente deducción para la geometría Anti-Ackermann. El ángulo de giro en la rueda interna es directamente proporcional a la distancia entre ejes, puesto que su ángulo incrementa al igual que aumenta la distancia entre ejes del vehículo. Pero es inversamente proporcional al ancho de vía y al radio de giro. No obstante, el radio de giro se mantuvo constante para el análisis. De modo similar, estas variables afectan al ángulo de giro de la rueda exterior, puesto que la distancia entre ejes

y el ancho de vía son directamente proporcional al ángulo de giro. Mientras que, el radio de giro se mantiene siendo inversamente proporcional al ángulo de giro de la rueda exterior.



**Figura 4.4** Croquis de la geometría del sistema de dirección

La geometría del sistema de dirección, es el trapecio formado por el eje delantero, la cremallera y los brazos de Pitman. En la Figura 4.4 muestra el croquis con los valores longitudinales que debería tener el sistema de dirección para obtener una adecuación de Anti-Ackerman al 100%. Ahora bien, para obtener un porcentaje del 100% es necesario que la proyección de los brazos de dirección converja a una distancia igual a la separación entre ejes. No obstante, el croquis de la derecha indica el ángulo y a la distancia que deben tener los brazos de la dirección para obtener un Anti-Ackermann al 100%. Mientras que, el croquis de la derecha indica los valores que se obtuvieron del vehículo. Finalmente, en la Tabla 4.8 muestra los resultados obtenidos del croquis de la Figura 4.4. El ángulo del brazo de dirección obtenido es el recomendado para obtener un Anti-Ackermann al 100 %, No obstante, por la disposición del espacio para el montaje de la caja de dirección se obtuvo un Ackerman al 78%.

**Tabla 4.8** Resultados de la geometría de sistema de dirección

Parámetro	Símbolo	Geometría Anti-Ackermann 100%	Geometría Anti-Ackermann 78%
Angulo del pivote de la dirección	$\beta$	22.13°	18.43°
Distancia de la cremallera con el eje delantero	h	120 mm	120 mm
Longitud del brazo del pivote	d	129.54 mm	126.49 mm

## 4.4 Comportamiento direccional del vehículo

El comportamiento direccional radica en la maniobrabilidad del vehículo al momento de conducir. Se debe agregar que para implementar una adecuada geometría Ackermann, se realizó un estudio de las diferentes configuraciones existentes para los vehículos monoplaça. Donde, se identificó los aspectos importantes a tomar en cuenta como el espacio disponible, la eficiencia según su geometría, la eficiencia estructural y su adecuación con la suspensión. Sobre todo, haciendo uso de los parámetros generales para los vehículos Formula SAE.

### 4.4.1 Geometría Ackermann implementada

Respecto al ángulo de giro varía según la aplicabilidad que se requiera, la geometría de dirección que se implementó en el vehículo monoplaça es la Anti-Ackermann. Vale la pena aclarar, que dicha configuración se caracteriza por tener caja de dirección por delante del eje delantero del vehículo, lo cual significa que el vehículo en el momento de ingresar en una curva la rueda exterior cuenta con un ángulo de giro mayor que la rueda interna. Además, mejora la entrada de curvas que presenten un radio de giro más pequeño, dado que aumenta el agarre del neumático por la fuerza normal que actúa sobre la rueda exterior. Los resultados obtenidos se detallan en la Tabla 4.9, donde se recopiló todos los valores calculados para geometría Ackermann seleccionada.

**Tabla 4.9** Resultados del sistema de dirección

Parámetro	Símbolo	Valor obtenido
Distancia entre ejes	L	1 660 mm
Ancho de vía delantero	W	1 350 mm
Radio de giro	R	5 000 mm

**Tabla 4.9** Resultados del sistema de dirección (**Continuación...**)

<b>Geometría Anti-Ackermann</b>		
Angulo de la rueda interna	$\delta_i$	16.15°
Angulo de la rueda externa	$\delta_o$	20.75°
<b>Geometría del sistema dirección Anti-Ackermann 78%</b>		
Angulo del pivote de la dirección	$\beta$	18.43°
Distancia de la cremallera con el eje delantero	h	120 mm
Longitud del brazo del pivote	d	126.49 mm

#### 4.4.2 Ensayos de giro en el vehículo monoplace

Una vez montada la caja de dirección en el vehículo se realizó la alineación del sistema de dirección mediante varillaje y tuerca roscada, del mismo modo se reguló el sistema suspensión. El proceso a seguir para adecuar el vehículo previo a las pruebas de ensayo se encuentra en la ficha técnica en el aparato de anexo. Debido a que esto afecta directamente con la maniobrabilidad del vehículo.

**Figura 4.5** Giro de las ruedas a la derecha e izquierda

En cuanto al comportamiento de la dirección se mostró los ángulos obtenidos teóricamente para cumplir con un radio de 5 metros. Ahora bien, la Figura 4.5 muestra el ángulo formado por las ruedas cuando el volante se encuentra a 90 grados. Para termina, en la Tabla 4.10 se presenta los grados de giro del volante en relación al recorrido de la cremallera giro seleccionado. Además, se realizó el cálculo para alargar el recorrido de la cremallera para adecuar según las necesidades del diseño.

**Tabla 4.10** Características de la caja de dirección

Número de dientes piñón	Número de dientes cremallera	Desplazamiento de la cremallera por vuelta del piñón	Ángulo de trabajo del volante	Recorrido total de la cremallera
23	14	120 mm	0 – 90 °	87.92 mm
23	18	120 mm	0 – 120 °	113.04 mm
23	20	120 mm	0 – 150 °	125.60 mm

#### 4.4.3 Pruebas de giro en el vehículo monoplaza

En los ensayos de giro con el vehículo, se realizó en referencia a la prueba del SKID-PAD donde el radio mínimo de giro es 7.625 metros. No obstante, los ángulos de giro planteados teóricamente se diseñaron para obtener un radio de giro de 5 metros, ya que pueden existir irregularidades en la pista donde estos radios sean menores a los establecidos evitando un posible margen de error. La prueba del SKID-PAD evalúa el comportamiento del sistema de dirección del vehículo al entrar en una curva muy cerrada simulando la pista de una competencia. En la Figura 4.6 se observa el vehículo realizando ensayos de giro.



**Figura 4.6** Giro de las ruedas a la derecha e izquierda

Los resultados de la prueba fueron obtenidos mediante medición. En cuanto a la dinámica de la prueba se realizó giros en sentido horario y antihorario. Con el objetivo de verificar la funcionabilidad y viabilidad del sistema de dirección. También, se obtuvo los resultados del radio de giro obtenido cuando el ángulo de trabajo se encuentra a 90 grados. Para terminar, del vehículo se obtuvo ángulos de giro que alcanzan un radio de 5.5 metros.

**Tabla 4.11** Resultados de los ensayos de giro

Ángulo de trabajo	Parámetro	Símbolo	Valor obtenido
90°	Radio de giro en sentido horario	Rh	5 510 mm
	Radio de giro en sentido antihorario	Ra	5 500 mm
	Radio de giro	R	5 000 mm

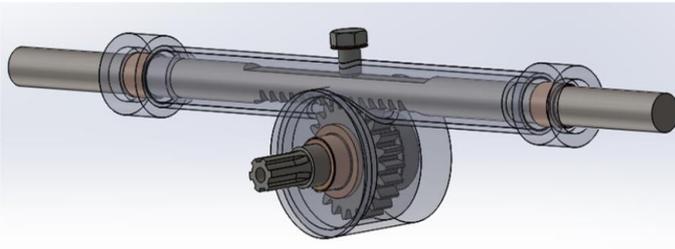
#### 4.5 Características finales de la caja de dirección

Se presentó en la Figura 4.7 una ficha técnica del diseño de la caja de dirección con disposición central para vehículos monoplaza. Dónde se detallaron los resultados de mayor interés. Además, se presentaron las características generales del mecanismo piñón cremallera. Del mismo modo, se especifican los materiales empleados en la fabricación y se detallan las tensiones máximas permisibles.

En la ficha técnica se especificó las características como el desplazamiento de la cremallera en relación con el número de dientes. Donde se detalló la relación del número de dientes y como afecta directamente al ángulo de giro del volante. Para finalizar, en la Figura 4.7 se añadió una lista de las posibles configuraciones del radio de giro en relación al ángulo de giro del volante. La selección depende del tipo de circuito para el cual este diseñado el vehículo.

# CREMALLERA DE DIRECCIÓN

Características Generales		
Material de engranajes	Piñón (Acero AISI 4140)	Cremallera (Acero AISI 1020)
Material de carasa	Acero A36 y Tubo cedula 80	
Tipo de engranaje	Recto	
Ángulo de trabajo	0 - 90 °	
Recorrido total de la cremallera	87.92 mm	
Carga axial máxima	1890 N	
peso	1,86 kg	



COSTO TOTAL	
Elementos Utilizados	35.00 \$
Elementos Fabricado	253.00 \$
Elementos Normalizados	17.00 \$
Total	305.00 \$

Número de dientes piñón	Número de dientes cremallera	Desplazamiento de la cremallera por vuelta del piñón	Ángulo de trabajo del volante	Recorrido total de la cremallera
23	14	120 mm	0 - 90 °	87.92 mm
	18		0 - 120 °	113.04 mm
	20		0 - 150 °	125.60 mm

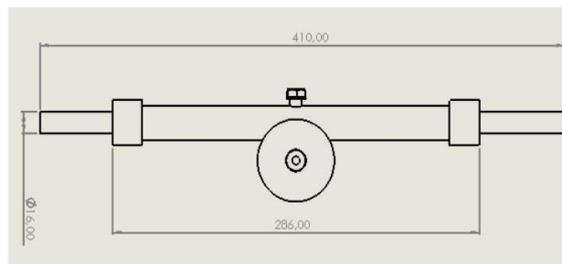
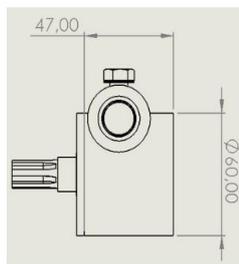


Figura 4.7 Ficha técnica de la caja de dirección

## CAPÍTULO V

### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

El diseño fue un proceso de aplicar diversas técnicas y principios, por ello se identificó las variables de interés mediante la revisión bibliográfica tal como: el módulo, ángulo de presión y número de dientes. Estas variables son sustanciales para determinar tanto las dimensiones como la geometría del mecanismo.

El mecanismo piñón cremallera fueron diseñados con un ángulo de presión a  $20^\circ$ , un módulo 2 mm, y paso entre dientes de 6.28 mm, estas variables deben ser coincidentes para un correcto funcionamiento. Sin embargo, el número de dientes es una variable que no depende de una igualdad para funcionar adecuadamente, ya que trabaja por medio de la relación de transmisión. Por lo tanto, el piñón tiene de 23 dientes mientras que la cremallera cuenta con 14 dientes, obteniendo como resultado un reductor con una relación de transmisión de 0.60.

Para la fabricación del mecanismo piñón cremallera se empleó acero medio al carbón debido a sus propiedades mecánicas, por su economía, la facilidad de adquisición y la tratabilidad del mismo. Tal como el AISI 4140 para el piñón y AISI 1020 en la cremallera, para la simulación se utilizó un mallado estándar basado en la curvatura del elemento del cual se obtuvo un  $F_s$  de 3.49 en el piñón y en la cremallera un  $F_s$  de 9.33, al aplicar la fuerza de tensión en el diente de 950 N. Sin embargo, cuando la fuerza axial lateral de 1 880 N entra en juego con la cremallera se obtuvo un  $F_s$  en compresión de 2.023 y tensión de 1.252.

El uso del software SolidWorks permite determinar un análisis mediante elementos finitos, donde los distintos esfuerzos que se presentan corroboran la fiabilidad de los elementos. Además, permite una simulación dinámica de movimiento en relación al radio de giro, donde nos permite comprobar el ángulo del pivote  $\beta$  que establece el porcentaje de la geometría Anti-Ackerman en un 100% con un ángulo de  $22.13^\circ$ . Sin

embargo, se obtuvo un porcentaje 78% con un ángulo de  $18.43^\circ$  debido a los sólidos paramétricos o elementos que constituyen el sistema de dirección.

Por disposición del bastidor se empleó la geometría Anti-Ackermann se denomina así, porque la caja de dirección se encuentra por delante del eje delantero donde el ángulo de la rueda exterior es mayor que el interno. En cuanto a los resultados en las pruebas dinámicas se obtuvo un radio de giro mínimo de 5.5 metros. Además, en los ensayos se obtuvo ángulos de giro en la rueda externa de  $20.75^\circ$  y en la interna de  $16.15^\circ$ , esto cuando el volante se encuentra en un ángulo de trabajo de  $90^\circ$ .

## 5.2 Recomendaciones

Se recomienda emplear materiales como aluminio y fibra de carbono como principales materiales para el armazón de la caja de dirección, ya que este tipo de materiales son más resistente y de alto desempeño con un menor peso lo cual mejora el rendimiento del vehículo.

Para el ensamble de la caja de dirección y montaje al bastidor del vehículo, se recomienda realizarlo mediante herramientas digitales que permitan para adecuar el funcionamiento de la geometría Ackermann. Donde se establezcan puntos de anclaje como también ángulos del sistema de dirección.

Se recomienda implementar el uso de la dirección asistida en vehículos monoplaza, debido a que permite reducir el diámetro y peso del volante en comparación a un volante estándar, como también reduce la fuerza que debe ejercer volante brindando una mayor a maniobrabilidad a bajas velocidades.

Finalmente, para un mayor desempeño del sistema de dirección es recomendable realizar la implementación de una geometría variable del varillaje de la dirección que admita valorar diferentes ángulos en la dirección, con el fin de adecuar el vehículo a cualquier tipo de pista reduciendo o ampliando su radio de giro.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Acosta, K. S., & Bustos, O. C. (2018). *Análisis del sector ensamblador de vehículos ecuatorianos en la ciudad de Guayaquil*. [Tesis de pregrado], Universidad de Guayaquil, Guayaquil.
- Águeda, E., García, J. L., Gómez, T., Martín, J., & Gonzalo, J. (2016). *Elementos fijos* (Sexta ed.). EDICIONES PARANINFO.
- Álvarez, Á. (2017). *Un método de fabricación de engranajes "ONE-OF-A-KIND" en fresadoras multieje*. [Tesis doctoral], Universidad del País Vasco.
- Arroyo, H. (2004). *Diseño de un reductor para 20 H.P.* [Tesis de postgrado], Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza.
- Bataller, Á., Cabrera, J., Ezquerro, F., Gómez, A., Nadal, F., & Ortiz, A. (2009). *Fundamentos de Teoría de Máquinas* (Tercera ed.). Madrid, España: BELLISCO.
- Becerra, A. M., Moya, J. L., Martínez, R., & Gómez, S. (2012). *Perfeccionamiento del diseño de transmisiones por engranajes cilíndricos de dientes rectos interiores*. [Artículo de investigación], Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas, Cuba.
- Bernal, J. E. (1994). *Endurecimiento Superficial del Acero por Difusión del Carbono en Hierro GAMMA*. [Tesis de postgrado], Universidad Autónoma De Nuevo León, San Nicolás de los Garza.
- Blanco, D. F., Marín, L. A., & Amaya, A. F. (2020). *Las Fallas en los Engranajes*. [Ensayo Investigación], Universidad Pontificia Bolivariana, Santander.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2020). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). México: McGraw-Hill.
- Burgos, L. V. (2014). *Diseño del sistema de dirección para el prototipo fórmula SAE USFQ*. [Tesis de pregrado], Universidad San Francisco de Quito, Quito.
- Cardona, S., & Clos, D. (2008). *Teoría de Máquinas* (Segunda ed.). Barcelona: EDICIONES UPC.
- Castillo, V. J., & Sánchez, F. T. (2017). *Sistema de dirección monoplaza fórmula student*. [Tesis de pregrado], Universidad Jaime I, Uji.
- Castro, M. G., Castro, L. A., & Castro, P. G. (2020). *Aplicación práctica del método AASHTO-93 para el diseño de pavimento rígido*. [Artículo de investigación], Polo del Conocimiento. doi:10.23857/pc.v5i9.1717
- Cruz, C. J. (2013). *Diseño y evaluación de reducción de ejes paralelos para vehículo "DRAG-RACE" eléctrico*. [Tesis de pregrado], Universidad de los Andes, Bogotá.
- De Castro, M. (2004). *Sistemas de dirección* (Primera ed.). Barcelona, España: Ediciones CEAC.
- Del Castillo, F. D. (2013). *Engranajes: Historia Fabricación y Fallas*. [Técnico], Universidad Nacional Autónoma de México, Cuautitlán Izcalli.
- Denton, T. (2016). *Sistemas Mecánico y Eléctrico del Automóvil* (Primera ed.). MARCOMBO.

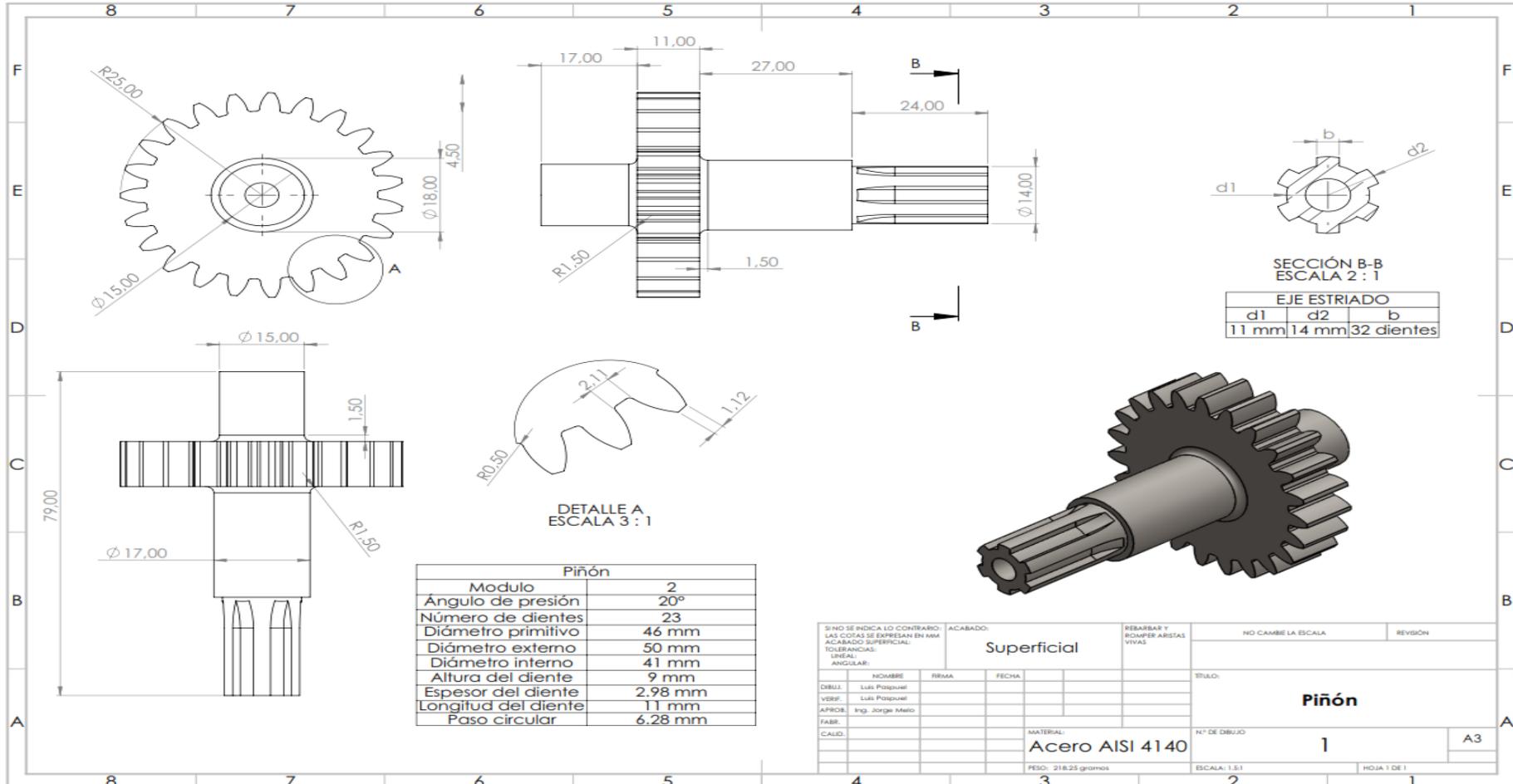
- Domínguez, J. (2020). *Teoría de Máquinas y Mecanismos* (tercera ed.). Sevilla: Universidad de Sevilla.
- Feriga, C. A. (2012). *Instalar los sistemas de suspensión delantera, suspensión trasera; sistema de frenos y sistema eléctrico a un vehículo monoplaza*. [Tesis de pregrado], Universidad Técnica del Norte, Ibarra.
- Fernández, N. A. (2018). *Perfeccionamiento del diseño de los engranajes*. [Tesis de pregrado], Universidad Central "Marta Avreu" de Las Villas, Santa Clara.
- Flores, F., & Remache, A. (2014). *Reingeniería de los sistemas de dirección y de frenos del automóvil Land Rover Hard TPO del año 1981 para taller móvil de la escuela de ingeniería automotriz*. [Tesis de pregrado], Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba.
- Flores, J. C. (2019). *Sistemas de transmisión mecánica*. [Tesis de pregrado], Universidad Mayor de San Andrés, La Paz.
- Formula SAE. (2022). *Rules 2023*. [Reglamento], Society of Automotive Engineers International.
- Formula Seven. (18 de Noviembre de 2021). *FORMULA SAE*. Obtenido de FORMULA SAE: <http://www.formula-seven.com/shop-products/steering-racks-w-rotative-sensor/>
- Galvis, P. A., & Trujillo, J. H. (2017). *Modelado virtual e implementación de un sistema de dirección comercial aplicado a un vehículo eléctrico utilitario*. [Tesis de pregrado], Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira.
- García, J. M. (2014). *Sistema de control de tracción y salida para un monoplaza de la Fórmula SAE*. [Tesis de pregrado], Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.
- Genta, G. (1997). *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation* (Primera ed.). World Scientific Publishing Company.
- Giraldo, A., Narváez, S., & Garcés, M. (2014). *Engranajes Cónicos de Dientes Rectos*. [Tesis de pregrado], Universidad EAFIT, Medellín.
- Gómez, R. L. (2016). *Diseño y comportamiento de cojinetes*. [Tesis de pregrado], Universidad de Cantabria, Escuela Técnica Superior de Náutica, Cantabria.
- González, A. (2019). *Herramienta para el diseño y cálculo de sistemas de transmisión por engranajes cilíndricos de dientes rectos y ejes paralelos*. [Tesis de postgrado], Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla, Sevilla.
- González, R. (2009). *Sistemas de dirección en vehículos*. CIRF.
- Güemes, A., & Martín, N. (2012). *Ciencia de Materiales para Ingenieros* (Primera ed.). PEARSON.
- Haney, P. (2003). *The Racing and High-Performance Tire*, SAE Inc (Primera ed.). Society of Automotive Engineer.
- Jácome, J. V. (2022). *Diseño y construcción de un sistema de suspensión para un vehículo monoplaza formula SAE*. [Tesis de pregrado], Universidad Técnica del Norte, Ibarra.
- Jazar, R. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Applications* (Primera ed.). Nueva York: Springer.

- Llivosica, C. A. (2018). *Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula SAE eléctrico*. [Tesis de pregrado], Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Cuenca.
- López, R. M. (2017). *Diseño óptimo del sistema de admisión de un monoplaza de competición*. [Tesis de pregrado], Escuela Técnica Superior Sevilla, Sevilla.
- Maldonado, J. L. (1996). *Aceros y sus Aplicaciones*. [Tesis de postgrado], Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza.
- McKinsey&Company. (2009). *Desarrollo de sectores de clase mundial en Colombia*. [Sector Autopartes], Ministerio de comercio, Industria y Turismo, Bogotá.
- Mejía, D. S. (2015). *Diseño de manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplaza para la competición en la formula SAE*. [Tesis de pregrado], Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Cuenca.
- Milliken, W. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics* (Primera ed.). SAE International.
- Miranda, C. A. (2019). *Estudio comparativo de las normas ISO 6336 y ANSI/AGMA 2001-D04 para el cálculo de la capacidad de carga de engranajes cilíndricos con perfil de evolvente*. [Tesis de postgrado], Universidad Nacional de Colombia, Bogotá.
- Moggio, A. F. (2016). *Diseño del sistema de dirección de un vehículo de fórmula SAE*. [Tesis de pregrado], Universidad de los Andes, Bogotá.
- Mora, P. (1997). *Dirección Hidráulica* (Primera ed.). Barcelona, España: JUAN PABLOS.
- Morillo, F. P. (2018). *Diseño e implementación de un sistema de dirección para un vehículo tipo formula student*. [Tesis de pregrado], Universidad Técnica del Norte, Ibarra.
- Moya, M. A., Rosas, F., Zamora, I., Salas, R. A., Franco, A. G., & Rosas, G. (2019). *Diseño, modelado y construcción de la dirección de un vehículo tipo SAE mediante análisis vectoriales y geométricos*. [Artículo arbitrado], Instituto Tecnológico de Chihuahua, México.
- Myszka, D. H. (2012). *Máquinas y mecanismos* (Cuarta ed.). Monterrey, México: PEARSON.
- Norton, R. L. (2020). *Diseño de maquinaria* (Sexta ed.). Mexico: MCGRAW-HILL .
- NTN SNR. (2021). *Catálogo General de Industria*. [Catálogo], SNR.
- Ñacata, H. g., & Cherres, A. E. (2019). *Análisis de la variación de la resistencia a la torsión del acero AISI/SAE 4140 tratado térmicamente por temple a 830°C - 860°C y revenido 500°C*. Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito, Quito.
- Pabón, F. A. (2005). *Modelos dinámicos para terminales de dirección y suspensión*. [Tesis de pregrado], Universidad de los Andes, Bogotá.
- Pastor, C. T. (2019). *Diseño y modificación de los piñones de la caja de cambios de la motocicleta Yamaha RD350*. [Tesis de pregrado], Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- Permaglide. (2006). *Casquillos de fricción*. Barcelona: Schaeffler Iberia, s.l.

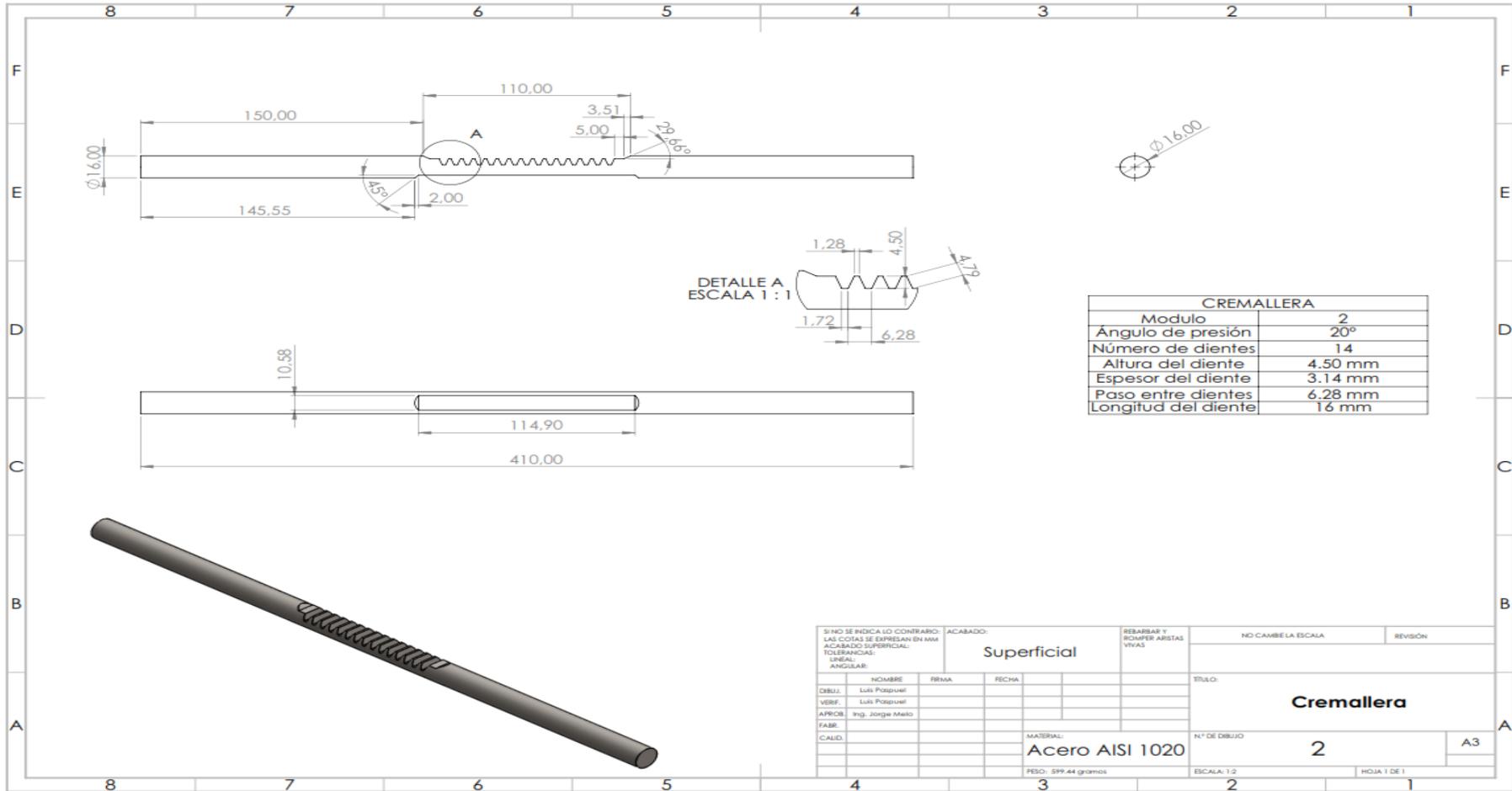
- Regalado, J. M. (2015). *Cálculo y diseño de engranajes conforme a la norma ANSI/AGMA 2101-D04*. [Tesis de pregrado], Universidad Carlos III de Madrid, Leganés.
- Remling, J. (2002). *Sistemas de dirección y suspensión del Automovil* (Primera ed.). Limusa, México: Limusa S.A. De C.V. .
- Ringegni, P. (2013). *Engranajes Cilíndricos a Dientes Rectos*. [Teórico], Universidad Nacional de la Plata, Buenos Aires.
- Rivadeneira, F. R. (2016). *Sistema de Dirección Electro-Asistida*. [Tesis de pregrado], Universidad Tecnológica Equinoccial, Santo Domingo de los Tsáchilas.
- Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo. (2020). *CEPAL*. Obtenido de <https://www.gob.ec/snp>
- Shigley, J. E., & Uicker, J. J. (2001). *Teoría de máquinas y mecanismos*. Michigan: McGraw-Hill.
- Soto, L. R. (2008). *Análisis de esfuerzos en transmisiones de engranes cilíndricos helicoidales mediante el método de los elementos finitos*. [Tesis de postgrado], Escuela Politécnica Nacional, Quito.
- Suñer, J., Rubio, F. J., Mata, V., Albeda, J., & Cuadrado, J. I. (2007). *Teoría de Máquinas y Mecanismos* (Primera ed.). México, México: Alfaomega.
- Valenzuela, R. A., Campos, D. A., Ramírez, C. F., Corral, C., González, C. L., Caberta, R., . . . Romero, J. (2013). *Diseño de chasis para un monoplaza formula SAE*. [Tesis de pregrado], Universidad Autónoma de Ciudad Juárez, Juárez.
- Vallejo, J. J. (2020). *Selección de un material sostenible para el mecanismo piñón cremallera de una barra de dirección hidráulica considerando el método de evaluación de ciclo vida (LCA) y aplicando métodos multicriterios (MCDM) y comprobación por elementos finitos (FEM)*. [Tesis pregrado], Universidad Internacional SEK Ecuador, Quito .
- Ward, L. (2021). *Síntomas de bujes de montaje en bastidor de dirección defectuosos*. VERMIN-CLUB.
- Wiley, J. (2001). *Theory Of Ground Vehicles* (Tercera ed.). Ottawa, Canadá: Department Emeritus and Distinguished Research Professor.
- Zárate, J. J. (2016). *Ciencia y Tecnología de Materiales*. ÉXODO.

# ANEXOS

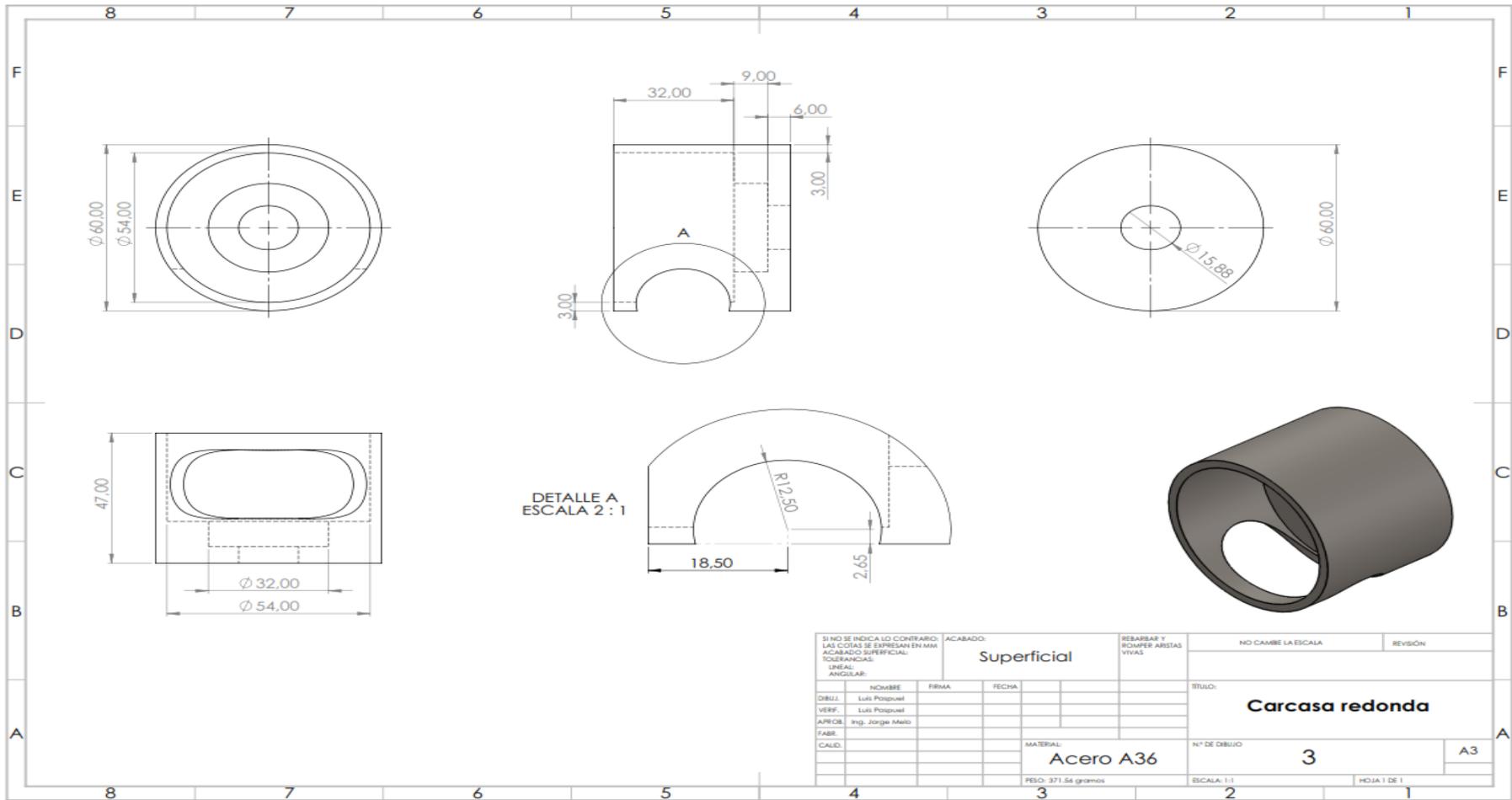
ANEXO I. Plano del piñón en Acero AISI 4140



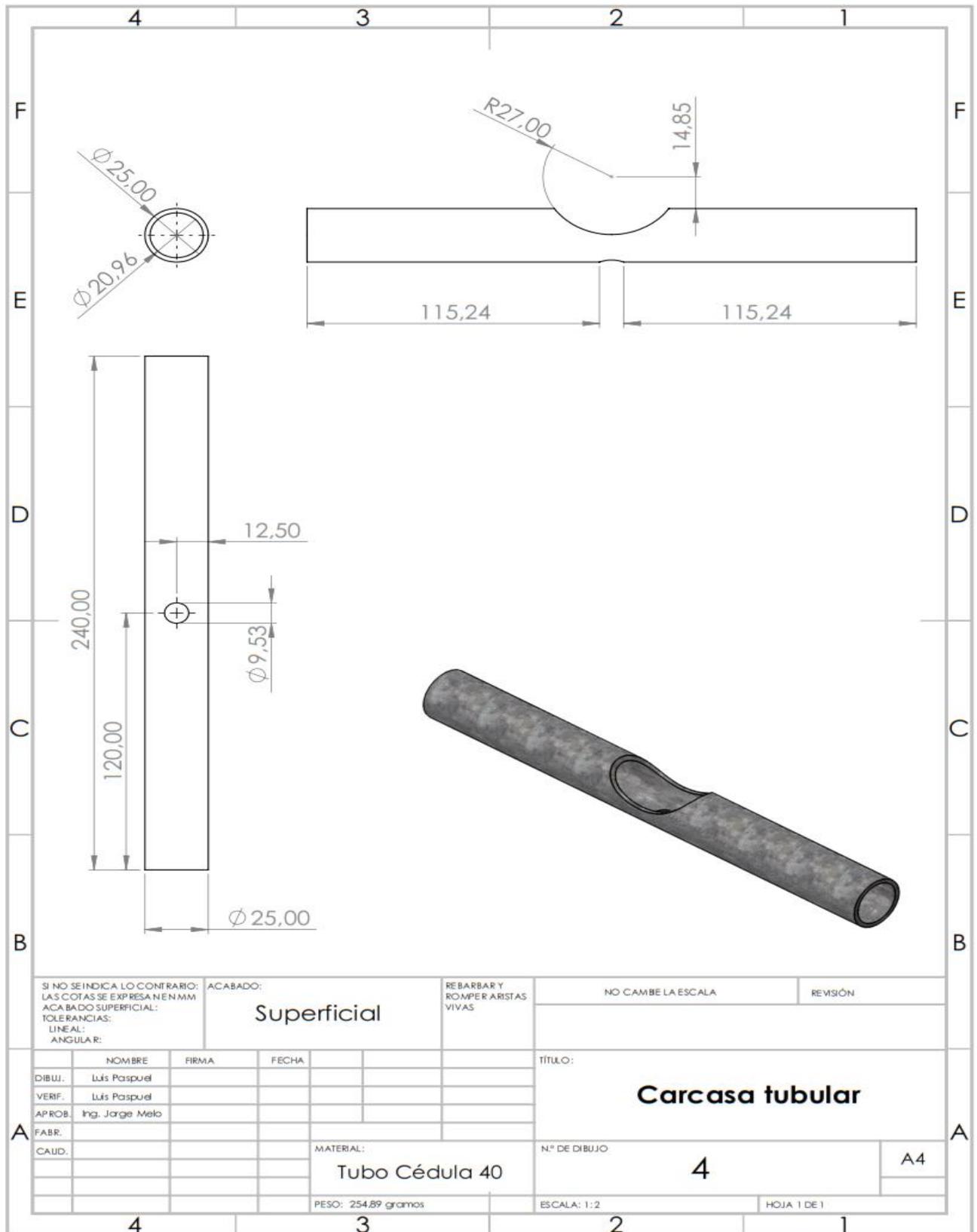
ANEXO II. Plano de la cremallera en Acero AISI 1020



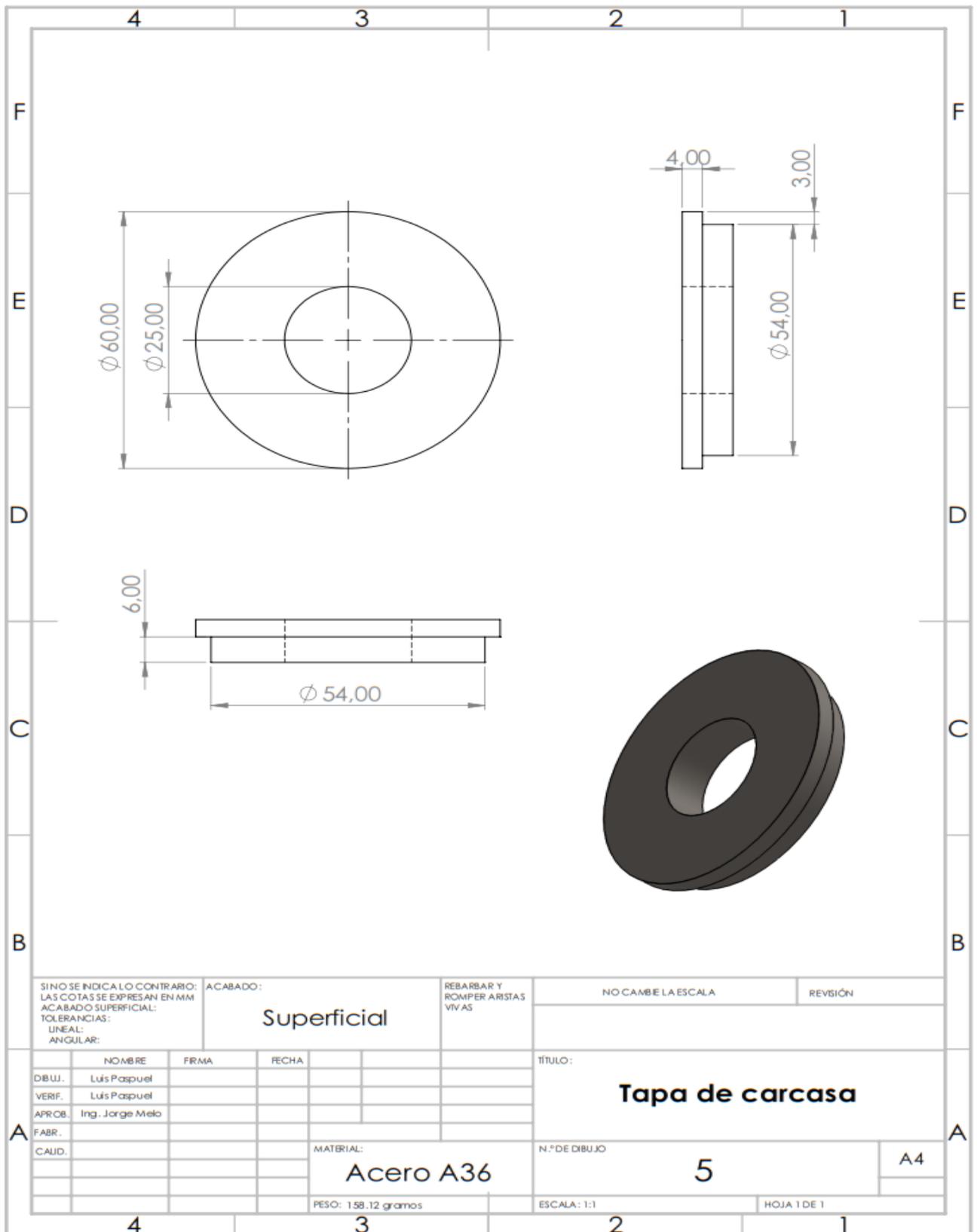
ANEXO III. Plano de la carcasa en Acero A36



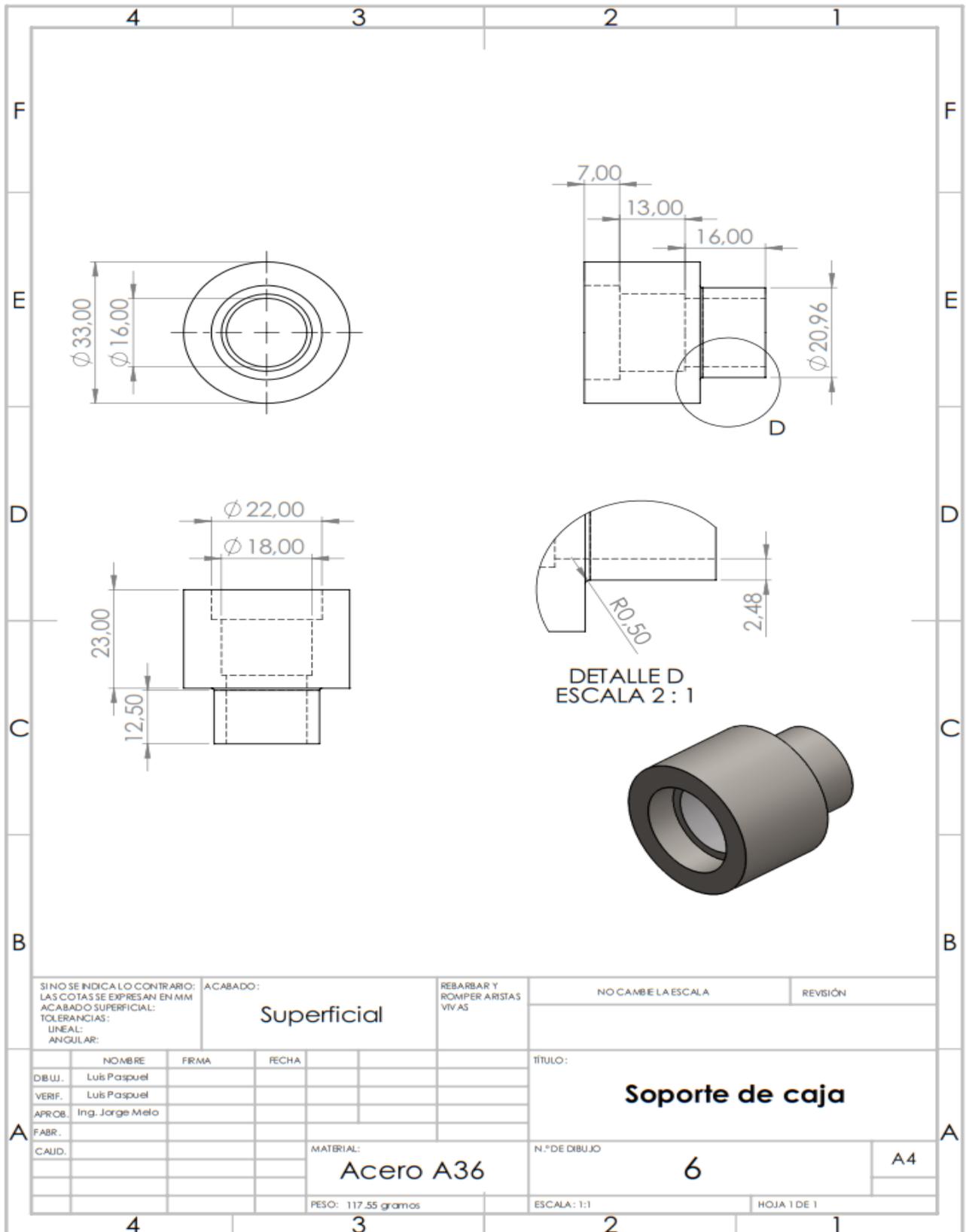
ANEXO IV. Plano de la carcasa tubular en Tubo cedula 40



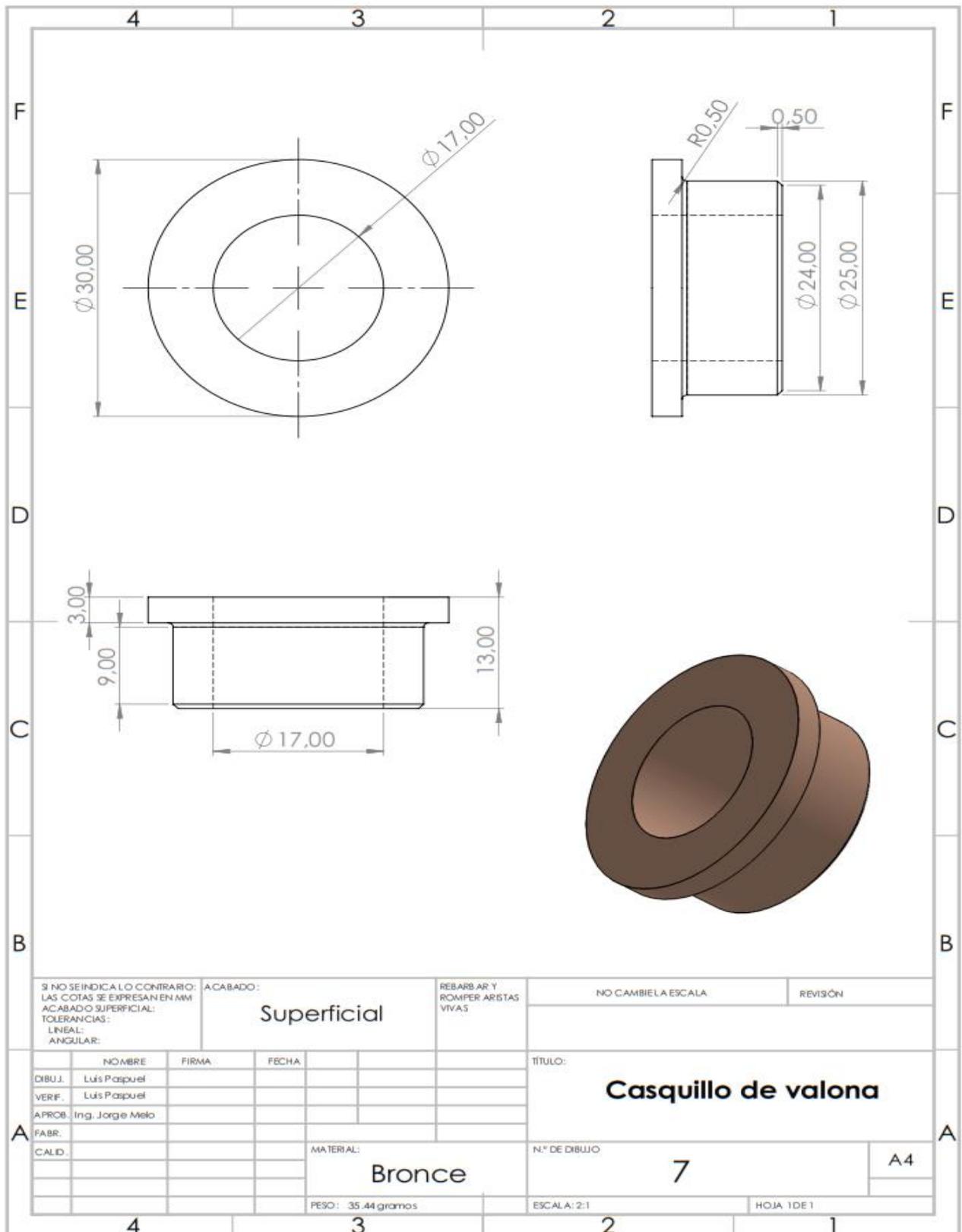
ANEXO V. Plano de la tapa de la carcasa en Acero A36



ANEXO VI. Plano del soporte de caja en Acero A36

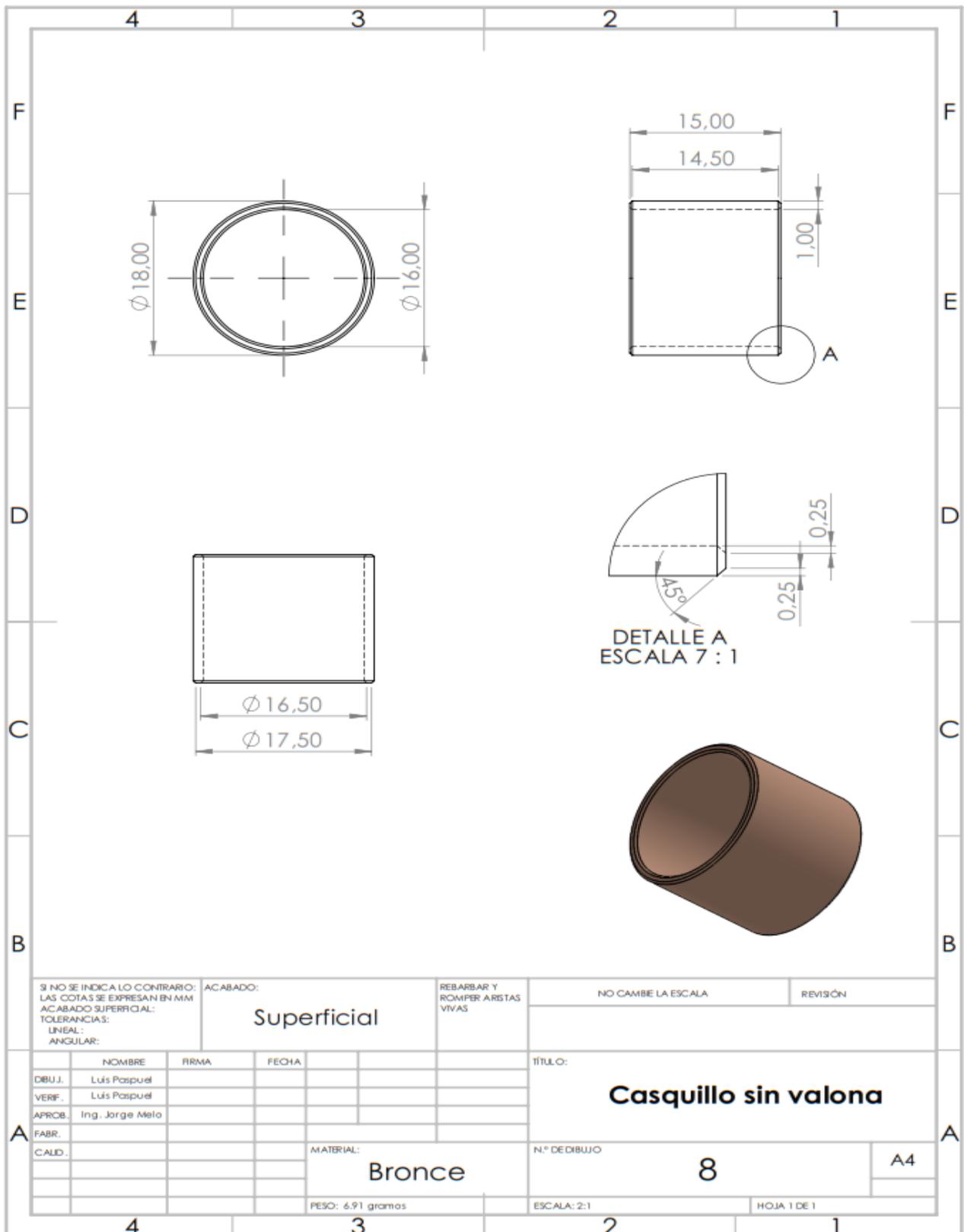


ANEXO VII. Plano del casquillo con valona en Bronce



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO: <b>Superficial</b>		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIELA ESCALA		REVISIÓN		
DIBUJ. Luis Paspuel			FIRMA		FECHA		TÍTULO: <b>Casquillo de valona</b>				
VERIF. Luis Paspuel											
APROB. Ing. Jorge Melo											
FABR.											
CALD.							MATERIAL: <b>Bronce</b>		N.º DE DIBUJO <b>7</b>		A4
							PESO: 35.44 gramos		ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1

ANEXO VIII. Plano del casquillo sin valona en Bronce



## ANEXO IX. Rodamiento rígido de bolas 6002 2RS catálogo SKF

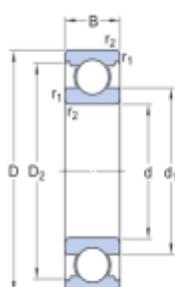


## Especificación técnica

Clase de rendimiento SKF

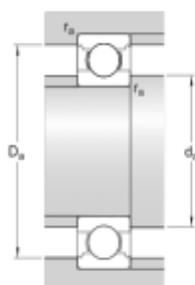
SKF Explorer

## Dimensiones



d	15 mm	Diámetro interno
D	32 mm	Diámetro exterior
B	9 mm	Ancho
$d_1$	≈ 20.5 mm	Diámetro del resalte
$D_2$	≈ 28.2 mm	Diámetro del rebaje
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán

## Dimensiones de los resaltes



$d_a$	min. 17 mm	Diámetro del resalte del eje
$D_a$	max. 30 mm	Diámetro del resalte del soporte
$r_a$	max. 0.3 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

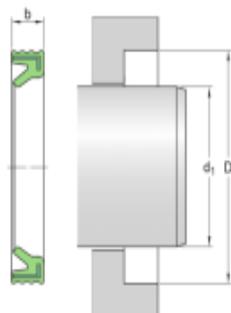
## Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	5.85 kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	2.85 kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	0.12 kN
Velocidad de referencia		50 000 r/min

## ANEXO X. Sello radial G 16X22X3 catálogo SKF



## Especificación técnica



## Dimensiones

$d_1$	16 mm	Diámetro del eje
D	22 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	3 mm	Ancho nominal del sello

## Aplicación y condiciones de funcionamiento

Temperatura de funcionamiento	min. -30 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 110 °C
Velocidad de la superficie del eje	max. 10 m/s
Velocidad de giro	max. 11 937 r/min