



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO
AUTOMOTRIZ**

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

TEMA:

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT**

AUTOR:

MORILLO TASIGUANO FERNANDO PATRICIO

DIRECTOR: ING. JORGE LUIS MELO

IBARRA 2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

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

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD	040179660-2		
APELLIDOS NOMBRES	MORILLOTASIGUANO FERNANDO PATRICIO		
DIRECCIÓN	AV. CARCHI Y LEOPOLDO CHÁVEZ		
EMAIL	fpmorillot@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO	066001601	TELÉFONO MÓVIL	0989800440

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO	DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT.
AUTOR	MORILLO TASIGUANO FERNANDO PATRICIO
FECHA	
PROGRAMA	<input checked="" type="checkbox"/> GRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA	INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR DIRECTOR	ING. JORGE LUIS MELO

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Fernando Patricio Morillo Tasiguano con cédula de identidad Nro. 0401796602, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales del trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

3. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros. Ibarra, a los 27 días del mes de febrero del 2018.

EL AUTOR:



Firma:

Nombres: Fernando Patricio Morillo Tasiguano

Cedula: 0401796602



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **FERNANDO PATRICIO MORILLO TASIGUANO**, con cedula de identidad Nro. 0401796602, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, articulo 4,5 y 6 en calidad de autor de la obra o trabajo de grado denominado: **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT”**, que ha sido desarrollado para optar por el título de: **INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ** en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Ibarra, a los 27 días del mes de febrero del 2018.

Firma: .

Nombres: Fernando Patricio Morillo Tasiguano

Cedula: 0401796602

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente proyecto fue realizado en su totalidad por el señor: Morillo Tasiguano Fernando Patricio, como requisito para la obtención del título de Ingeniería en mantenimiento Automotriz.

Atentamente,



Ing. Jorge Luis Melo
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Técnica del Norte; por haber facilitado todas las herramientas educativas a lo largo de la carrera.

Al Ing. Jorge Luis Melo. DIRECTOR DEL PROYECTO, quien fue la persona que me guio para culminar con éxito el trabajo de grado.

A mi familia por brindarme en todo momento su apoyo, lo que me ha permitido cumplir todas mis metas y anhelos.

Fernando Morillo T.

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a mi madre, por haberme apoyado en todo momento y ser el pilar fundamental en mi vida y por ser mi apoyo incondicional durante el transcurso de mi carrera, que por medio de sus consejos y motivaciones constantes me ha permitido ser una mejor persona.

Fernando Morillo T.

ÍNDICE

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN	i
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO	iii
CERTIFICACIÓN	iv
AGRADECIMIENTO	v
DEDICATORIA	vi
ÍNDICE DE ECUACIONES	xviii
GLOSARIO DE TÉRMINOS	xix
RESUMEN	xx
ABSTRACT	xxi
CAPITULO I	1
1 Problema de Investigación	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Planteamiento del problema	1
1.3 Formulación del problema.....	2
1.4 Delimitación temporal	2
1.5 Espacial.....	2
1.6 Objetivos.....	2
1.6.1 Objetivo General.....	2
1.6.2 Objetivos Específicos	2
1.7 Justificación	3
1.8 Tipo de investigación	3
1.8.1 Descriptivo	3
1.8.2 Investigación bibliográfica	3
1.8.3 Investigación tecnológica	4
1.9 Métodos	4
1.9.1 Técnica e instrumentos	4
CAPÍTULO II.....	5
2 Marco Teórico	5
2.1 Antecedentes.....	5
2.2 Regulaciones Administrativas	6
2.2.1 Artículo 1: Formula SAE descripción general de la competencia.....	6
2.2.1.1 Formula SAE Competencia Objetivo	6

2.2.2	Objetivos del diseño del vehículo.....	7
2.3	Artículo 2: Requisitos generales de diseño.....	8
2.3.1	Dirección	8
2.3.2	Pruebas que se califican en la competencia formula Student.....	9
2.4	ARTÍCULO 2: Inspección Técnica.....	10
2.4.1	Objetivo de la inspección técnica	10
2.4.2	A3.6 Violaciones de Intención	10
2.5	Sistema de dirección.....	11
2.5.1	Características del sistema de dirección	11
2.5.1.1	Seguridad.....	11
2.5.1.2	Suavidad	11
2.5.2	Partes del sistema de dirección.....	11
2.5.2.1	Volante	11
2.6	Seguridad al volante y ergonomía	12
2.6.1	Ergonomía	13
2.6.1.1	El asiento.....	13
2.6.1.2	El volante	13
2.7	Mecanismo de liberación del volante.	13
2.7.1	Mecanismo hex drive.....	14
2.7.2	Mecanismo de engranaje	14
2.7.3	Selección.....	15
2.8	Columna de dirección.....	16
2.8.1	Requisitos de la columna de dirección	17
2.8.2	Juntas universales	17
2.8.3	La caja de dirección.....	18
2.9	Mecanismo del sistema de dirección.....	19
2.9.1	Piñón Cremallera	19
2.9.2	Tornillo sin fin.....	20
2.9.3	Mecanismo del sinfín y turca.....	20
2.9.4	Mecanismo de sin fin y sector dentado	21
2.9.5	Mecanismo de sinfín y rodillo	21
2.9.6	Mecanismo de sinfín y tuerca con hilera de bolas.....	22
2.9.7	Dirección eléctrica.....	22
2.9.8	Hidráulica	23

2.9.9 Electrohidráulica.....	24
2.9.10 Dirección mecánica	25
2.10 Cotas de reglaje de la dirección.....	25
2.10.1 Camber positivo.....	26
2.10.2 Camber Negativo.....	26
2.10.3 Convergencia.....	28
2.10.4 Divergencia.....	29
2.10.5 Ángulo de avance	29
2.10.6 Ángulo de pivote	30
2.11 Comportamiento del neumático.....	31
2.11.1 Ángulo de deslizamiento	31
2.11.2 Coeficiente de fricción.....	32
2.12 Peso y transferencia de carga sobre el vehículo	32
2.12.1 Distribución estática del peso	32
2.12.2 Radio de giro máximo	32
2.12.2.1 Tipos de radio de giro de los vehículos.....	33
2.12.2.2 Aspectos a tener en cuenta sobre el radio de giro	33
2.12.3 Condiciones Anti Ackerman	34
2.12.4 Condición Ackerman.....	34
2.12.5 Aplicaciones de las condiciones de Ackerman.....	35
2.12.6 Sobreviraje y subviraje	36
2.13 Análisis de Mecanismos y cálculos	37
2.14 Análisis de cargas y esfuerzos	37
2.14.1 Fuerza cortante y momentos flectores en vigas.....	37
2.14.2 Esfuerzo	38
2.14.3 Deformación	38
2.14.4 Componentes cartesianos del esfuerzo	39
2.14.5 Deformación unitaria elástica.....	39
2.14.6 Esfuerzo unitario distribuido	39
2.14.7 Esfuerzos normales para vigas en flexión	39
2.14.8 Esfuerzos cortantes para vigas en flexión.....	40
2.14.9 Torsión.....	41
2.15.1 Larga vida útil.....	41
2.16 Elementos de sujeción	42

2.16.1 Sujeción permanente	42
2.16.1.1 Soldadura.....	42
2.16.1.2 Remaches	43
2.16.2 Sujeción removible	44
2.16.2.1 Tuerca.....	44
2.16.2.2 Pernos.....	45
CAPÍTULO III	46
3 Desarrollo de la propuesta	46
3.1 Marco metodológico.....	46
3.2 Análisis de la geometría de la dirección.....	46
3.2.1 Transferencia de la longitud de la masa	46
3.2.2 Carga total vertical del vehículo.....	47
3.2.3 Cálculo del ángulo de giro.....	52
3.2.4 Relación de transmisión piñón y cremallera.....	54
3.2.5 Desmultiplicación.....	54
3.2.6 Cálculo de momentos	54
3.2.6.1 Cremallera	54
3.2.6.2 Columna de dirección.....	55
3.2.6.3 Axial.....	56
3.2.6.4 Terminal	56
3.3 Diseño de la dirección en CAD	57
3.3.1 Análisis de condiciones de diseño.....	57
3.3.1.1 Diseño	57
3.3.1.2 Consideraciones de diseño	57
3.3.2 Herramientas computacionales.....	57
3.3.3 Factor de diseño y seguridad	57
3.4 Selección de componentes.....	58
3.4.1 Selección del material.....	58
3.4.2 Parámetros para la selección de materiales	58
3.4.2.1 Material de la cremallera.....	58
3.5 Diseño de la dirección en SolidWorks	60
3.5.1 Volante	60
3.5.2 Acople del volante.....	61
3.5.3 Columna de dirección.....	61

3.5.4 Caja de dirección	62
3.5.5 Cremallera de dirección.....	62
3.5.6 Axiales	63
3.5.7 Terminales	63
3.5.8 Rodamiento.....	64
3.5.9 Componentes del sistema de dirección.....	64
3.5.10 Ensamble de la dirección al chasis	65
3.6 Análisis de cargas y esfuerzos CAE.....	65
3.7 Condiciones de contorno	65
3.8 Verificaciones de calidad de malla.....	66
3.8.1 Verificación del cociente de aspecto	66
3.8.2 Puntos jacobianos	67
3.8.3 Análisis de malla axial.....	68
3.8.4 Análisis de malla terminal	69
3.8.5 Análisis de malla cremallera.....	69
3.8.6 Análisis de malla en la columna de dirección	69
3.9 Análisis de cargas en el axial.....	70
3.9.1 Esfuerzo de Von Mises en el axial	70
3.9.1.1 Deformación.....	71
3.9.1.2 Factor de seguridad	71
3.9.2 Análisis de cargas en el terminal	72
3.9.2.1 Deformación.....	72
3.9.2.2 Factor de seguridad	73
3.9.3 Análisis de cargas en la cremallera.....	73
3.9.3.1 Deformación.....	74
3.9.3.3 Factor de seguridad	74
3.9.4 Análisis de carga en la columna de dirección.....	75
3.9.4.1 Deformación	75
3.9.4.2 Factor de seguridad.....	76
3.10 Contrición de los elementos del sistema de dirección.....	76
3.10.1 Caja de dirección	76
3.10.2 Axiales del sistema de dirección	77
3.10.3 Cremallera de dirección.....	78
3.10.4 Piñón.....	78

3.10.5 Terminales de dirección.....	79
3.10.6 Acople del volante	79
3.10.7 Juntas universales	80
3.10.8 Rodamiento.....	80
3.10.9 Volante	81
3.10.9.1 Procedimiento de modificación del volante.....	81
3.10.9.2 Columna de dirección	81
3.11 Montaje del sistema de dirección	82
3.12 Convergencia	83
Capitulo IV	84
4. Tabulación y análisis de resultados	84
4.1 Análisis de resultados	84
Capítulo V	87
5. Conclusiones y recomendaciones	87
5.1 Conclusiones.....	87
5.2 Recomendaciones	88
Bibliografía.....	89
ANEXOS	92

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
Figura 2.1.	Posición del volante.	8
Figura 2.2.	Visión lateral del volante	12
Figura 2.3.	Volante.	12
Figura 2.4.	Posición correcta al conducir.	13
Figura 2. 5.	Mecanismo de sujeción	14
Figura 2.6.	Mecanismo de liberación del volante rápido SPA Design.....	14
Figura 2.7.	Volante y acople.....	15
Figura 2.8.	Mecanismos para volante extraíble.....	15
Figura 2.9.	Columna de dirección.	16
Figura 2.10.	Ubicación de la barra de dirección.....	17
Figura 2.11.	Unión pin and block.....	17
Figura 2.12.	Tipos de cajas de dirección.	18
Figura 2.13.	Vista frontal de la caja de dirección.	20
Figura 2.14.	Tornillo sin fin.	20
Figura 2.15.	Mecanismo del sinfín.	21
Figura 2.16.	Mecanismo de sinfín y rodillo.	21
Figura 2.17.	Sistema de bolas.....	22
Figura 2.18.	Dirección eléctrica.	23
Figura 2.19.	Dirección hidráulica	23
Figura 2.20.	Esquema electrohidráulico.....	24
Figura 2.21.	Partes del sistema de dirección mecánica.	25
Figura 2.22.	Cotas	25
Figura 2.23.	Camber positivo.	26
Figura 2.24.	Camber negativo.	26
Figura 2.25.	Caída según la superficie.	27
Figura 2.26.	Convergencia.	28
Figura 2.27.	Ángulo de divergencia	29
Figura 2.28.	Ángulo de avance.....	30
Figura 2.29.	Ángulo de pivote.....	31
Figura 2.30.	Ángulo de deslizamiento.....	31

Figura 2.31.	Radio de giro.....	33
Figura 2.32.	Geometría anti Ackerman.....	34
Figura 2.33.	Sistemas de dirección paralelos.....	34
Figura 2.34.	Evaluación de la dinámica.....	36
Figura 2.35.	Geometría de giro en un vehículo.....	37
Figura 2.36.	Representación de una viga sometida a una carga.....	38
Figura 2.37.	Componentes cortantes.....	39
Figura 2.38.	Representación de una viga recta positiva.....	40
Figura 2.39.	Aislamiento de una sección de la viga.....	40
Figura 2.40.	Ejemplo de torsión.....	41
Figura 2.41.	Rodamiento cónico de dirección.....	42
Figura 2.42.	Soldadura.....	43
Figura 2.43.	Remaches.....	43
Figura 2.44.	Tipo de tuercas.....	44
Figura 2.45.	Tipo de pernos.....	45
Figura 3.1	Marco metodológico.....	46
Figura 3.2	Fuerza en las ruedas.....	48
Figura 3.3	Fuerza de fricción.....	48
Figura 3.4.	Relación de esfuerzos que transmite el mecanismo de dirección.....	51
Figura 3.5	Geometría de giro.....	52
Figura 3.6	Diagrama del ángulo exterior.....	53
Figura 3.7	Diagrama del ángulo interior.....	53
Figura 3.8	Diagrama del cuerpo libre.....	55
Figura 3.9	Diseño del volante.....	60
Figura 3.10	Acople de la dirección.....	61
Figura 3.11	Columna de dirección en SolidWorks.....	61
Figura 3.12	Caja de dirección.....	62
Figura 3.13	Cremallera.....	62
Figura 3.14	Axial.....	63
Figura 3.15	Terminal.....	63
Figura 3.16	Rodamiento cónico.....	64
Figura 3.17	Partes del sistema de dirección por cremallera.....	64
Figura 3.18	Ensamble de la dirección al chasis.....	65
Figura 3.19	Condiciones de contorno de sistema.....	66

Figura 3.20	Verificación de mallado.....	67
Figura 3.21	Análisis de malla del axial.....	68
Figura 3.22	Análisis de malla del terminal.....	69
Figura 3.23	Análisis de malla de la cremallera.....	69
Figura 3.24	Análisis de malla de la columna.....	70
Figura 3.25	Análisis en el axial aplicando una carga de 710.73 N.....	70
Figura 3.26	Desplazamiento del axial.....	71
Figura 3.27	Factor de seguridad en el axial.....	71
Figura 3.28	Análisis de carga en el terminal con una fuerza de 710.73 N.....	72
Figura 3.29	Desplazamiento del terminal.....	72
Figura 3.30	Factor de seguridad en el terminal.....	73
Figura 3.31	Análisis de carga en la cremallera con una fuerza de 710.73 N....	73
Figura 3.32	Desplazamiento de la cremallera.....	74
Figura 3.33	Factor de seguridad en la cremallera.....	74
Figura 3.34	Análisis en la columna de dirección.....	75
Figura 3.35	Desplazamiento de la columna.....	75
Figura 3.36	Factor de seguridad en la columna de dirección.....	76
Figura 3.37	Caja de dirección.....	77
Figura 3.38	Axial.....	77
Figura 3.39	Cremallera de dirección.....	78
Figura 3.40	Engranaje.....	78
Figura 3.41	Terminal de dirección.....	79
Figura 3.42	Acople del volante.....	79
Figura 3.43	Juntas universales.....	80
Figura 3.44	Rodamiento.....	80
Figura 3.45	Diseño del volante.....	81
Figura 3.46	Columna de dirección.....	82
Figura 3.47	Base de la columna de dirección.....	82
Figura 3.48	Sistema de dirección.....	83
Figura 3.49	Máquina de alineación.....	83
A1.1	Mecanismo piñón.....	93
A1.2	Caja de dirección.....	94
A1.3	Rodamiento cónico.....	95

A1.4	Sistema de dirección.....	96
A1.5	Tapa de la caja de dirección.....	97
A1.6	Acople del volante.....	98
A1.7	Axial.....	99
A1.8	Columna de dirección.....	100
A1.9	Terminal.....	101
A1.10	Piñón.. ..	102
A1.11	Volante.....	103
A1.12	Cruceta.....	104
A1.13	Cremallera.....	105
A2.1	Acero SAE 1020.....	106
A2.2	Aluminio SAE 1060.....	107
A2.3	Acero SAE 1015.....	108
A3.1	Ficha tecnica de los electrodos.....	109

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG
Tabla 2. 1.	Formula SAE series.....	5
Tabla 2.2.	Puntuación estática	9
Tabla 2.3.	Pruebas dinámicas.	10
Tabla 3.1	Acero SAE 1020.....	59
Tabla 3.2	SAE 1060.....	59
Tabla 3.3	Composición del acero SAE 1015.....	60
Tabla 4.1	Resultados obtenidos de los cálculos.....	84
Tabla 4.2	Ángulo de giro.....	85
Tabla 4.3	Cálculo de momentos.....	85
Tabla 4.4	Resultados obtenidos del análisis de Von Mises.....	86
Tabla 4.5	Factor de seguridad de las partes del sistema de direccion.....	86
Tabla 4.6	Deformación.....	86

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG
1	Fuerza de fricción.....	32
2	Aplicación de las condiciones de Ackerman.....	35
3	Ángulo externo.....	35
4	Ángulo interno.....	35
5	Incremento de la carga.....	46
6	Carga vertical.....	47
7	Fuerza de fricción en la llanta.....	49
8	Fuerza de fricción en la llanta derecha.....	49
9	Esfuerzo del mecanismo.....	49
10	Fuerza normal.....	50
11	Peso total que soportan las llantas.....	50
10	Fuerza de rozamiento.....	50
11	Par sobre la columna.....	50
12	Fuerza que se aplica al volante.....	51
13	Acople volante.....	51
14	Radio máximo de giro.....	51
15	Desmultiplicación.....	51

GLOSARIO DE TÉRMINOS

CAD: Computer-Aided Design (Diseño asistido por computadora).

CAE: Computer Aided Engineering (Ingeniería asistida por ordenador).

SAE: Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotores).

SES: System of structural equivalence (Sistema de equivalencia estructural)

SRCF: Structural requirements certification form (formulario de certificación de requisitos estructurales).

EHPS: Electro-Hydraulic Powered Steering (La dirección electrohidráulica)

RESUMEN

Esta investigación se la realizó guiándose en las reglas de la formula SAE para realizar el diseño e implementación del sistema de dirección para este tipo de vehículo. Primero se redacta la introducción del trabajo de grado, donde se enuncia el problema se establece los objetivos y también la justificación de la investigación para diseñar e implementar un sistema de dirección para un vehículo tipo formula student. Después se redacta el marco teórico en el cual se detalla los tipos de dirección y materiales de las mismas y cuál de estos tipos de sistema se recomienda según las especificaciones de la normativa SAE para diseñar e implementarlo en el chasis de este tipo de vehículo. Luego se detalla el desarrollo de la propuesta se realiza un flujograma del proceso que se va a seguir para ejecutar los análisis de la geometría de la dirección, cálculos y el diseño del sistema de dirección en un software CAD, en el cual se realiza el análisis de esfuerzo, deformación y factor de seguridad a cada una de las partes del sistema de dirección. A demás se recopila los datos obtenidos en los diferentes análisis y se verifica los valores con los que se obtiene en la simulación comparando la carga máxima que soporta cada uno de los elementos que conforma el sistema de dirección y su factor de seguridad. Finalmente se elaboran las conclusiones y recomendaciones que se ha observado a la larga de la implementación del presente trabajo de grado.

ABSTRACT

This investigation was carried out guided by the rules of the SAE formula, to carry out the design and implementation of the steering system for this type of vehicle. First the introduction of the degree work is written, where the problem is stated, the objectives are established and the justification of the research to design and implement a steering system for a vehicle formula student type. Then, the theoretical framework is written in which the types of address and materials of the same are detailed and which of these types of system is recommended according to the specifications of the SAE regulations to design and implement it in the chassis of this type of vehicle. Then the development of the proposal is detailed, a flowchart of the process to be followed is performed to execute the analysis of the geometry of the address, calculations and the design of the address system in a CAD software in which the analysis of the effort, deformation and safety factor to each of the parts of the steering system. In addition, the data obtained in the different analyzes is collected and the values obtained with the simulation are verified by comparing the maximum load that each of the elements that make up the steering system and its safety factor. Finally, the conclusions and recommendations that have been observed in the long term of the implementation of the present degree work are elaborated.

CAPITULO I

1 Problema de Investigación

1.1 Antecedentes

La fórmula student es un evento en el cual estudiantes de diferentes universidades construyen y diseñan un prototipo de vehículo de competencia similar a un Formula 1. El objetivo de esta competición es diseñar y construir un vehículo apto y fiable, diseñado por los estudiantes de ingeniería Automotriz (Cantos, 2011, pág. 34).

Estas competiciones tienen gran acogida y reconocimiento por lo que son patrocinadas por empresas automotrices de gran reconocimiento internacional como: Bosch, fórmula 1, Ferrari, etc.

Este prototipo permite que los estudiantes participen en este proyecto y pongan en práctica los conocimientos adquiridos en las aulas, para realizar el diseño y construcción de los diferentes sistemas con los que cuenta un vehículo formula student, uno de estos es el sistema de dirección.

Para alcanzar los objetivos para la realización de un sistema de dirección de un vehículo formula student se toma en cuenta todas las normas Society of Automotive Engineers (SAE) el cual se diseña el modelo en un software CAD, con el fin de evitar inconvenientes al momento de implementarlo.

En base a estos antecedentes los estudiantes y la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte se propusieron realizar la construcción de un vehículo tipo formula student, con la finalidad de poner en práctica los conocimientos adquiridos en el transcurso de sus estudios. Los vehículos construidos con este tipo de normas tienen un gran reconocimiento a nivel internacional.

1.2 Planteamiento del problema

La carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz se plantea como reto construir un vehículo tipo formula student basándose en las normativas SAE para poder participar en este evento a nivel internacional.

Este evento establece ciertos parámetros que el prototipo tiene que cumplir para poder participar, por esta razón es necesario emprender un proceso de diseño e innovación de los sistemas del vehículo.

La Carrera de Mantenimiento Automotriz tiene un chasis de un vehículo tipo formula student, por esta razón se indaga el tipo de sistema de dirección según las exigencias de la normativa SAE el cual se diseñará y posteriormente se implementará en el chasis.

1.3 Formulación del problema

¿Cuál es el sistema dirección adecuado que se debe utilizar para un vehículo tipo formula student?

1.4 Delimitación temporal

Este proyecto se lleva realizando desde el mes de mayo del 2016 hasta el mes de febrero del 2018.

1.5 Espacial

Este proyecto se realiza en los talleres de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte de la ciudad de Ibarra.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivo General

Diseñar e implementar un sistema de dirección por cremallera de mando mecánico utilizado en el tipo de vehículo formula Student.

1.6.2 Objetivos Específicos

1. Diseñar el sistema de dirección para un vehículo tipo formula student en un software CAD.
2. Simular las distintas cargas y esfuerzos al que estará sometido el sistema de dirección mediante la ayuda de un software CAE.
3. Implementar el sistema de dirección en el prototipo del vehículo formula student de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz aplicando los reglamentos de la formula student.

1.7 Justificación

El presente proyecto se justifica en el diseño e implementación de sistemas de dirección del vehículo de competición formula SAE, este sistema es de gran importancia en el mismo, ya que de ello dependen la seguridad del piloto y el desempeño del vehículo en la competencia.

Además, con los conocimientos adquiridos sobre el sistema de dirección se busca mejorar la maniobrabilidad y la fiabilidad del vehículo, también la elección de los materiales adecuados para la construcción de la columna de dirección para que al momento de un impacto no afecte la vida del piloto.

El diseño y construcción del sistema de dirección formula student se lo realizará con los estándares internacionales basados en las normativas de la formula SAE, garantizando un diseño óptimo para este tipo de vehículo y en un futuro la universidad cuente con un prototipo el cual pueda competir internacionalmente en este tipo de competencias.

La base de este proyecto se fundamenta en la investigación y experimentación para que en futuros proyectos se mejore y perfeccione su diseño para alcanzar un prestigio en el desarrollo de Ingeniería e Industria Automotriz.

Finalmente, el diseño y la construcción del sistema de dirección del proyecto está enfocado a mejorar la calidad de la educación con los conocimientos y la equidad social y territorial como se ha detallado en el objetivo 4.4 del Plan Nacional del Buen Vivir.

1.8 Tipo de investigación

1.8.1 Descriptivo

Se seguirá un proceso para describir el análisis de cargas y esfuerzos que debe soportar los elementos que conforman el sistema de dirección y el tipo de material que se utiliza cumpla con las cargas aplicadas en el análisis.

1.8.2 Investigación bibliográfica

La investigación bibliográfica ayuda a la recolección de información de documentos que facilitan la obtención de datos técnicos para sustentar los objetivos planteados, los libros de diseño y cálculo facilitan información importante para desarrollar este trabajo de grado.

1.8.3 Investigación tecnológica

Para llevar a cabo este trabajo de grado también es necesario usar artículos científicos y páginas web:

Biblioteca virtual IEEE

Google académico

Biblioteca virtual EBSCO

Science direct

Scopus

Biblioteca virtual UTN

1.9 Métodos

Con la investigación adecuada de la formula SAE sobre el diseño del sistema de dirección se ha optado por el método analítico sintético. Para la construcción del sistema de dirección del vehículo formula student se empleará el método de modelación.

Para la investigación se puede contar con los métodos siguientes:

Investigativa

Observación

Experimental

1.9.1 Técnica e instrumentos

Las técnicas utilizadas en la elaboración de este trabajo son:

Diseño del sistema de dirección para un vehículo tipo formula student por medio de un programa de diseño mecánico y la simulación de los esfuerzos existentes en el sistema de dirección en un prototipo formula student.

CAPÍTULO II

2 Marco Teórico

2.1 Antecedentes

La fórmula SAE (Society of Automotive Engineers) se creó en 1982 en Michigan EE. UU, debido al gran éxito y acogida que tiene en sus distintas ediciones se extiende a otros países como Inglaterra, Australia, Alemania entre otros. Es una competencia de autos tipo fórmula 1 pero no es una competencia tradicional debido a que se compite con automotores tipo formula lo que se premia en este tipo de competencia es el trabajo realizado para la creación del prototipo. Cada año participan universidades de todo el mundo que cuentan con el auspicio de Ford, Daimler Chrysler, Porsche, BMW (SAE, 2016, pág. 50).

Es un evento de competencia de vehículos que se dio en 1979 cuando Mark Marshek se contactó con el departamento educativo de la SAE. Esto era para evaluar el diseño del vehículo a construir por los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica en la universidad de Texas se organizó el primer evento en esta categoría en 1981 (SAE, 2016, pág. 51).

Con el pasar de los años este tipo de competencia ha ido creciendo y se ha realizado en otros países y la conocen como fórmula student. En la actualidad debido a la gran acogida el calendario de pruebas ha crecido a nueve competiciones de formula SAE en serie:

Tabla 2. 1. Formula SAE series.

Serie	Originado	País
1	SAE	Michigan (EEUU)
2	SAE	California (EEUU)
3	SAE VIR	Virginia (EEUU)
4	SAE Australia	Australia
5	SAE Brasil	Brasil
6	SAE Italiana	Italia
7	Formula Student IMechE (Institution of Mechanical Engineers)	Reino unido
8	Formula Student	Australia
9	Formula Student	Australia

(SAE, 2016, pág. 12)

La empresa internacional Passion Engineering participo en el evento de la formula student realizado en Alemania con un equipo Ruso de la Universidad Técnica Estatal de Moscú, obteniendo un gran desempeño, esta empresa en el 2011 patrocino a la Escuela Politécnica del Ejército (ESPE) para competir en este evento, cabe recalcar que la ESPE fue la primera universidad del Ecuador en participar en este tipo de competencia (Carvajal, 2011, pág. 23).

Con el paso de los años se incentivó a los estudiantes de ingeniería de las distintas universidades a construir un prototipo de mono plaza formula student, dos universidades del país fueron con sus prototipos a competir en este tipo de evento.

La Escuela Politécnica del Chimborazo también es una de las universidades que ha construido un vehículo tipo formula student esto ha incentivado a sus estudiantes a mejorar este tipo de vehículo permitiendo obtener mejores resultados (Jiménez & Veintimilla, 2015, pág. 20).

Otra de las instituciones fue la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca, un grupo de estudiante de ingeniería mecánica propusieron mejorar el mono plaza tipo formula student, con el proyecto se preparan para participar en la competencia de Ucrania (Cruz & Mesías, 2013, pág. 30).

Para la competición de formula student el vehículo debe satisfacer unas prestaciones elevadas de aceleración, frenada y estabilidad (Mena, 2014, pág. 25).

2.2 Regulaciones Administrativas

2.2.1 Artículo 1: Formula SAE descripción general de la competencia

2.2.1.1 Formula SAE Competencia Objetivo

Las competiciones de la Serie SAE de formula desafían a los equipos de estudiantes universitarios de pregrado y postgrado a crear, diseñar, fabricar, desarrollar y competir con vehículos pequeños de estilo formula (SAE, 2016, pág. 23).

A1.1.1 Para dar a los equipos la máxima flexibilidad de diseño y la libertad de expresar su creatividad e imaginación hay muy pocas restricciones en el diseño general del vehículo.

El reto para los equipos es desarrollar un vehículo que pueda competir con éxito en todos los eventos descritos en las Reglas de la FSAE.

Las competiciones mismas dan a los equipos la oportunidad de demostrar y probar su creatividad y sus habilidades de ingeniería en comparación con los equipos de otras universidades de todo el mundo (SAE, 2016, pág. 4).

2.2.2 Objetivos del diseño del vehículo

El objetivo del diseño de un vehículo tipo formula student es que la Universidad técnica del Norte cuente con un mono plaza el cual en un futuro pueda competir en este tipo de evento que tiene gran prestigio a nivel internacional.

Para el propósito de la competencia de formula SAE, los equipos deberán asumir que trabajan para una firma de diseño que está fabricando, probando y demostrando un prototipo de vehículo para el mercado de la competencia no profesional (SAE, 2016, pág. 7).

A1.2.1 El vehículo debe tener un rendimiento muy alto en términos de aceleración, frenado y manipulación y ser suficientemente duradero para completar con éxito todos los eventos descritos en las reglas de la formula SAE (SAE, 2016, pág. 4).

A1.2.2 El prototipo debe adaptarse a los pilotos cuya estructura oscila entre 5° percentil femenino a 95° percentil masculino con los requisitos de la FSAE (SAE, 2016, pág. 4).

A1.2.3 Los factores que se debe considerar en el diseño son: la estética, el costo, la ergonomía, facilidad de mantenimiento, fabricación y fiabilidad (SAE, 2016, pág. 4).

A1.2.4 Una vez que el vehículo ha sido completado y probado su empresa de diseño tratará de "vender el diseño a una corporación" que está considerando la producción de un vehículo de competencia.

El reto para el equipo de diseño es desarrollar un prototipo de vehículo que cumpla los objetivos de diseño de vehículos FSAE y que puede ser comercializado de manera rentable (SAE, 2016, pág. 4).

El vehículo debe cumplir ciertos parámetros de diseño como son: ergonomía, el mantenimiento y su fácil montaje estos factores son tomados muy en cuenta para la calificación del mono plaza, de esto depende si el prototipo puede participar en este tipo de eventos ya que se toma en cuenta que el prototipo tiene que ser diseñado y construido por estudiantes de la carrera de Mecánica Automotriz.

2.3 Artículo 2: Requisitos generales de diseño

2.3.1 Dirección

A continuación, se redacta los artículos del reglamento los cuales debe cumplir el sistema de dirección.

T6.5.3 El juego libre del sistema de dirección permitido está limitado a siete grados (7°) total medido en el volante (SAE, 2016, pág. 59).

T6.5.4 El volante debe estar unido a la columna de dirección con una desconexión rápida. El conductor debe ser capaz de maniobrar la misma, mientras está en la posición de conducción normal con los guantes puestos (SAE, 2016, pág. 59).

T6.5.6 El volante debe tener un perímetro continuo el perfil perimetral exterior puede tener algunas secciones rectas, pero sin secciones cóncavas (SAE, 2016, pág. 59).

T6.5.7 En cualquier posición angular la parte superior del volante no debe ser más alta que la superficie más alta del aro delantero (SAE, 2016, pág. 59).

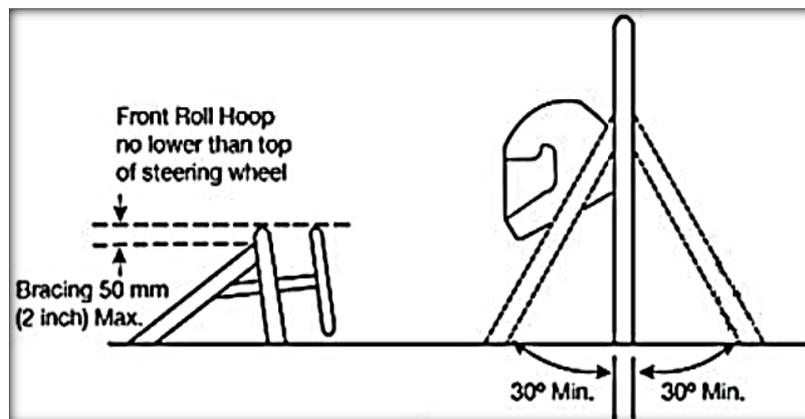


Figura 2.1. Posición del volante.

(SAE, 2016, pág. 12)

T6.5.8 Los sistemas de dirección que utilizan cables para el accionamiento no están prohibidos por T6.5.1, pero se debe presentar documentación adicional.

El equipo debe presentar un informe de análisis de efectos y modos de falla con detalles de diseño del sistema propuesto como parte de la hoja de cálculo de equivalencia estructural (SES) o formulario de certificación de requisitos estructurales (SRCF). El informe debe detallar el análisis que se hizo demostrando que el sistema de dirección funciona correctamente y los posibles modos de falla.

El comité organizador revisará la presentación y aconsejará al equipo si el diseño es aprobado. Si no se aprueba en su lugar debe utilizarse un sistema de dirección sin cable (SAE, 2016, pág. 59).

T6.5.9 La cremallera de dirección debe estar unido mecánicamente al bastidor, si se utilizan elementos de fijación deben ser compatibles con la Regla T11.2 (SAE, 2016, pág. 68).

T11.2 Todos los pernos, tuercas y otros elementos de fijación críticos en la dirección el frenado, el arnés del conductor y la suspensión deben protegerse contra el aflojamiento involuntario mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo (SAE, 2016, pág. 68).

T6.5.10 Las juntas y todos los componentes que unen el volante con el soporte de dirección deben ser mecánicas y ser visibles en la inspección técnica. No se permiten juntas unidas sin un respaldo mecánico (SAE, 2016, pág. 59).

El sistema de dirección según el reglamento tiene que cumplir con ciertos parámetros como son: el juego libre del volante está limitado a 7° como máximo también el volante debe estar unido a la columna de dirección con una desconexión rápida además el volante debe tener un perímetro continuo y la cremallera debe estar unida al bastidor mecánicamente.

2.3.2 Pruebas que se califican en la competencia formula Student

Para la competición de la formula SAE se califica pruebas dinámicas y estáticas en el prototipo además se valora el proyecto de ingeniería que existe en la creación del vehículo considerando la fiabilidad, seguridad y la capacidad de afrontar un daño mecánico.

En el artículo 1 se detalla la inspección técnica estática y puntuaciones máximas. Para el diseño del sistema de dirección se toma en cuenta el costo de fabricación, mantenimiento y diseño óptimo para el funcionamiento de tallados en la tabla a continuación.

Tabla 2.2. Puntuación estática

Inspección Técnica	Puntos
Diseño	150
Coste	100
Plan de negocios	75
Total	325

(SAE, 2016, pág. 13)

En la tabla 2.3 se detallan las pruebas dinámicas y las puntuaciones máximas que se evalúa como es: resistencia, autocross, aceleración y el skid-pad.

Tabla 2.3. Pruebas dinámicas.

Inspección Técnica	Puntos
Resistencia	375
Auto Cross	125
Aceleración	100
Skid-Pad	75
Total	675

(SAE, 2016, pág. 13)

2.4 ARTÍCULO 2: Inspección Técnica

2.4.1 Objetivo de la inspección técnica

El objetivo es determinar si el vehículo cumple con los requisitos y restricciones de las reglas de la FSAE (SAE, 2016, pág. 12).

S2.1.1 Para tentativas de interpretación e inspección, la violación de una regla se considera un quebrantamiento de estas (SAE, 2016, pág. 12). (Véase la regla A3.6)

2.4.2 A3.6 Violaciones de Intención

Cuando no se cumple una regla se considera como una infracción a las mismas.

S2.1.2 La inspección técnica es una actividad sin calificación (SAE, 2016, pág. 128).

S2.2 Requisito de inspección y pruebas

Cada prototipo debe pasar todas las partes de la inspección y pruebas y llevar adhesivos de inspección antes de que se permita participar en cualquier evento dinámico o para correr en la pista de práctica (SAE, 2016, pág. 128).

S2.2.1 Los elementos del formulario de inspección deben ser visibles para los inspectores técnicos (SAE, 2016, pág. 128).

S2.2.2 El acceso de visibilidad se obtiene retirando los paneles del cuerpo o proporcionando paneles de acceso removibles (SAE, 2016, pág. 128).

Las formula student establece parámetros técnicos como: resistencia, aceleración, autocross y skid-pad que debe ser cumplido (SAE, 2016, pág. 128).

2.5 Sistema de dirección

El mecanismo que conforma el sistema de dirección tiene como objetivo dirigir las ruedas para que el vehículo tome la trayectoria que el conductor desee. Los sistemas de dirección de los vehículos de carreras utilizan invariablemente un mecanismo piñón cremallera para convertir el movimiento giratorio del volante en movimiento lineal de los axiales de la dirección (Alonso, 2008, pág. 34).

2.5.1 Características del sistema de dirección

Según las especificaciones de la normativa SAE se utiliza el sistema de dirección por cremallera debido a su fácil mantenimiento e instalación. Su costo en el mercado es accesible además cumple con las siguientes características:

2.5.1.1 Seguridad

El sistema de dirección posee un sistema desmontable el cual se acciona en una colisión frontal evitando que la barra de dirección afecte al conductor además el sistema garantiza una correcta conducción según los requerimientos del piloto además los materiales del sistema deben cumplir con los estándares establecidos por la norma SAE (Alonso, 2008, pág. 34).

2.5.1.2 Suavidad

La maniobrabilidad del volante debe ser sencilla y no debe ocasionar esfuerzos al piloto (Alonso, 2008, pág. 34).

Según la historia el sistema de dirección requería grandes esfuerzos para mantener la trayectoria del vehículo por eso se ha utilizado sistemas de desmultiplicación que ayudan a maniobrar el sistema con facilidad (Alonso, 2008, pág. 35).

2.5.2 Partes del sistema de dirección

2.5.2.1 Volante

El diseño varía dependiendo del fabricante y el tipo de vehículo que se lo va usar. Su armadura es de varilla de acero unida a un elemento central que se acopla a la barra de dirección; la armadura está cubierta de una pasta que le da un aspecto viscoso y

comodidad en su manejo, el diseño evita que las manos se deslicen sobre el volante (Alonso, 2008, pág. 36).

Lo importante en el diseño del volante es el diámetro de agarre para ayudar a que las manos del piloto no se resbalen. Después de establecer la altura y distancia del volante el ángulo que se debe formar con los antebrazos es mayor de 90° (Alonso, 2008, pág. 36).

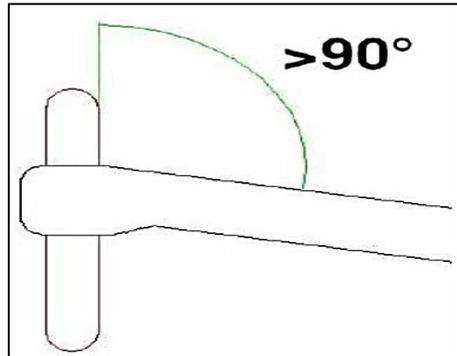


Figura 2.2. Visión lateral del volante
(Alonso, 2008, pág. 7)

Según la normativa SAE no existe un volante estandarizado para este tipo de vehículo solo se tiene los parámetros que debe cumplir como son la ergonomía y suavidad, se tiene como referencia al arco frontal delantero.



Figura 2.3. Volante.
(SAE, 2016, pág. 15)

2.6 Seguridad al volante y ergonomía

Los sistemas de seguridad en el vehículo se han ido perfeccionando en el transcurso que la tecnología va evolucionando para salvaguardar la vida del piloto en caso de una colisión (NASA, 2016, pág. 15).

Además, las leyes de seguridad vial son muy estrictas y ayudan a concientizar a la sociedad de que la velocidad excesiva es la primera causa de accidentes (NASA, 2016, pág. 16).

2.6.1 Ergonomía

2.6.1.1 El asiento

La posición correcta del asiento para conducir debe tener una inclinación hacia atrás de 15 a 25 grados, lo necesario para que los músculos y cadera formen un arco de 110 a 120 grados y con una distancia al suelo de 30 cm. Las posiciones de las piernas deben tener una flexión de 135° por lo que se tiene que ajustar el asiento a la medida del piloto (INMA, 2015, pág. 22).

2.6.1.2 El volante

El volante debe ser ajustable manteniendo los brazos a la altura de los hombros evitando tensiones en la espalda (INMA, 2015).

2.7 Mecanismo de liberación del volante.

Las formula SAE recomienda que por seguridad se debe implementar un sistema de liberación rápida del volante. Existen dos tipos de estos sistemas de sujeción del volante y dentro de esta sección se hace referencia según su tipo de conexión (Cantos, 2011, pág. 30).

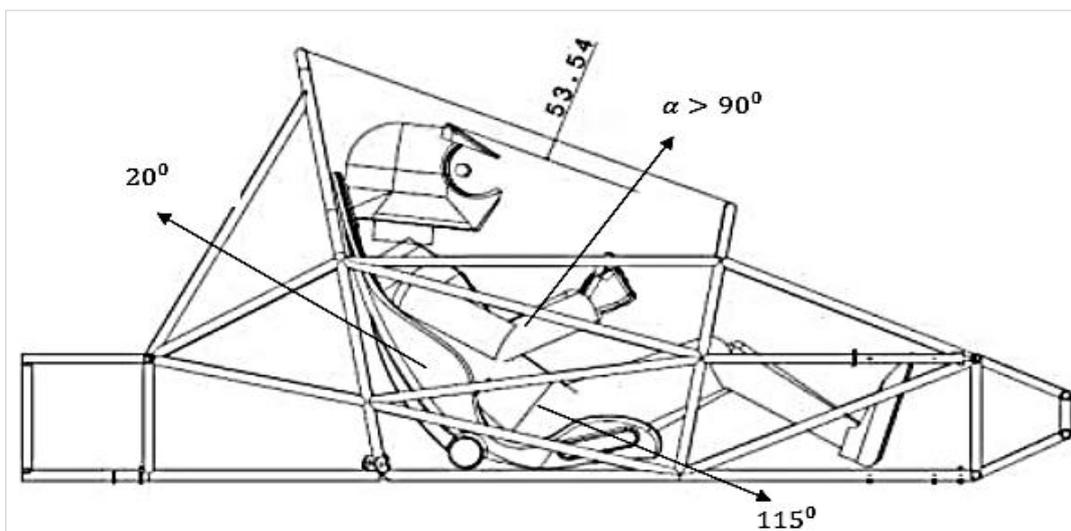


Figura 2.4. Posición correcta al conducir.

(INMA, 2015, pág. 16)

2.7.1 Mecanismo hex drive

El mecanismo de liberación Hex drive quick hace el par del volante se transfiere a la columna de dirección por medio de una unión hexagonal. El volante es colocado en la columna de dirección usando la ranura existente en la cabeza hexagonal la cual haciendo uso de una presilla ajustada por resortes impide su extracción (Cantos, 2011, pág. 32).



Figura 2.5. Mecanismo de sujeción
(Cantos, 2011, pág. 20)

2.7.2 Mecanismo de engranaje

Este tipo de mecanismo es muy costoso pero el para que se transmite a la columna de dirección se lo realiza por medio de un engrane existe mayor área de contacto y mayor vida útil (Cantos, 2011, pág. 34).

Este mecanismo usa diferentes métodos de sujeción. La sujeción que se visualiza en la figura es por medio de un anillo que se fija a la columna de dirección que posee el estriado para la fijación del anillo (Cantos, 2011, pág. 34).



Figura 2.6. Mecanismo de liberación del volante rápido SPA Design.
(Cantos, 2011, pág. 20)

2.7.3 Selección

El mejor tipo de sistema de sujeción es el de engranaje estriado. Sin embargo, por su bajo costo se utiliza en la formula SAE el sistema hex drive.

El mecanismo se diseña de forma particular dependiendo del vehículo por esta razón no existe un modelo estandarizado incluso en la fórmula 1, este mecanismo se lo diseña de forma personalizada de acuerdo con el piloto (Cantos, 2011, pág. 23).



Figura 2.7. Volante y acople

(Vandereer, 2011, pág. 23)

El mecanismo para el tipo de volante requiere un sistema doble de amarre por lo que se recomienda fijar la posición axial también se debe fijar la posición radial para transmitir el par (Cantos, 2011, pág. 23).

Se encuentra diferentes tipos de acoplamientos desde los más sencillos de tornillo de pasador hasta los más complejos como los de bolas de acero y de enchufe rápido.



Figura 2.8. Mecanismos para volante extraíble.

(Seward, 2014, pág. 24)

Las características de estos mecanismos son:

Su sistema de funcionamiento sencillo como el de los enchufes rápido mediante bolas de acero.

Las piezas están hechas de aluminio anodizado y son compactas. Totalmente mecanizadas sin soldadura poseen una capa superficial para su durabilidad y resistencia.

Los adaptadores de la columna de dirección incluyen tornillos de acero inoxidable.

El beneficio del sistema no es solo la liberación de volante sino también se lo extrae en pocos segundos lo que es muy favorable permitiendo que piloto pueda salir del vehículo en menos de 5 segundos.

2.8 Columna de dirección

La barra une el volante con la caja de la dirección esta no es de una sola pieza, sino que con dos juntas homocinética se consigue la posición del volante y a la vez da mayor seguridad al piloto (Cantos, 2011, pág. 27).

La barra está sometida a esfuerzos de torsión que se producen al girar el volante por lo que no es necesario un acero de muy alta calidad. Los pequeños esfuerzos de compresión que aparecen cuando el conductor se apoya sobre el volante los absorber el elemento que sirve de soporte y de guía a la misma (Cantos, 2011, pág. 27).

Para realizar el diseño de la dirección se analiza las especificaciones, reglas que especifica la normativa SAE antes de realizar su análisis de fuerzas y realizar su diseño final.



Figura 2.9. Columna de dirección.

(Domínguez, 2016, pág. 10)

2.8.1 Requisitos de la columna de dirección

La columna de dirección transmite el par desde el volante a la cremallera de la caja de dirección. Para un buen diseño de la mismo se utiliza uniones universales que acoplan dos tramos de la columna (Cantos, 2011, pág. 28).

Este método aumenta la distancia entre el volante y las piernas del piloto permitiendo aumentar el ángulo de entrada del piñón en la caja de dirección (Cantos, 2011, pág. 28).

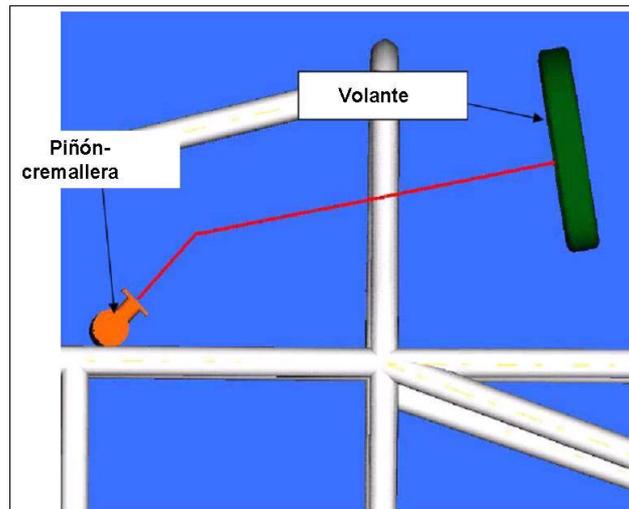


Figura 2.10. Ubicación de la barra de dirección

(Ángulo, 2013, pág. 15)

2.8.2 Juntas universales

Son muy utilizadas en los sistemas de dirección principalmente en la columna de dirección, mantiene la comunicación del giro entre estos elementos.

La más común es la unión pin and block debido a que opera eficientemente con ángulos mayores de 35°.



Figura 2.11. Unión pin and block.

(Domínguez, 2016, pág. 12)

La mayoría de uniones universales para competición requiere una barra de $\frac{3}{4}$ de pulgada con un final plano para transmitir el par a través de la unión. Para este proyecto se utilizó una unión universal pin and block por motivos económicos (Cantos, 2011, pág. 29).

2.8.3 La caja de dirección

La caja está definida con el conjunto de engranes que se encuentran en el cárter del sinfín el cual convierte el par que transmite el eje de la columna de dirección en una oscilación del brazo de mando. Al mismo tiempo efectúa una reducción del giro que recibe y así evita que el conductor realice demasiado esfuerzo al momento de girar las ruedas directrices (Cantos, 2011, pág. 30).

Cuando el vehículo está parado la energía que se aplica para mover las ruedas debe ser mayor dependiendo de la marcha del vehículo se reduce la aplicación de la fuerza esto depende del peso y velocidad del mismo (Cantos, 2011, pág. 30).

Un mecanismo multiplicador ayuda en la maniobrabilidad cuando el vehículo está parado. Es recomendable que la desmultiplicación sea lo menos posible para poder maniobrar el volante rápidamente lo adecuado es tener una transmisión directa (Cantos, 2011, pág. 30). Los mecanismos de desmultiplicación existen de varios tipos, pero los más utilizados para competencia son los de cremallera.

Es la que se utiliza para competencias también depende la geometría de la caja para poder conectar los brazos, las manguetas y formar el cuadrilátero de Ackerman esto ayudara al comportamiento del vehículo en el momento de conducirlo (Cantos, 2011, pág. 31).

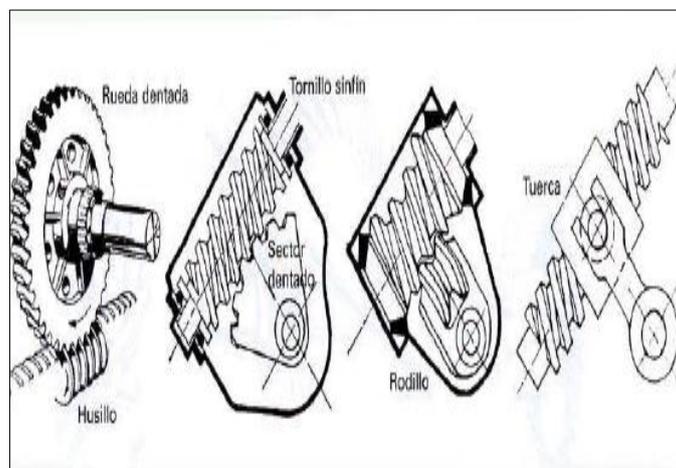


Figura 2.12. Tipos de cajas de dirección.

(Cantos, 2011, pág. 17)

2.9 Mecanismo del sistema de dirección

En el mercado existe una gran variedad de sistemas de dirección entre las más comunes tenemos: dirección por tornillo sin fin, dirección de cremallera, dirección hidráulica, dirección asistida entre las más conocidas. Para el estudio de este proyecto se utilizó el sistema por cremallera (Cruz & Mesías, 2013, pág. 17).

El vehículo de *F1* ahora utiliza la dirección asistida para reducir la fatiga al conductor permitiendo el uso de volantes pequeños. La mayoría de los pequeños monoplazas se enfrentan a la dirección puramente manual en parte porque la duración de las carreras es relativamente corta (Cruz & Mesías, 2013, pág. 17).

La función del sistema de dirección es la de orientar las ruedas directrices. La dirección de un vehículo F-SAE está constituido de un volante y un desacople rápido la columna de dirección se une al extremo con un piñón y la cremallera (Cruz & Mesías, 2013, pág. 17).

2.9.1 Piñón Cremallera

Cuando aparece el sistema piñón-cremallera solo se utilizaba en vehículos pequeños debido a que su diseño no era muy eficiente la dirección era muy pesada y se tenía que dar varias vueltas para direccionar el vehículo. Con el paso del tiempo se ha podido corregir este inconveniente con el sistema de dirección asistida (Cantos, 2011, pág. 41).

En la actualidad el sistema piñón cremallera es el más usado por su economía y su montaje simple con la ayuda del sistema de dirección asistida. El sistema se une al brazo de acoplamiento de las ruedas y tiene una gran eficiencia mecánica (Cantos, 2011, pág. 41).

El sistema es de gran precisión para los motores con transmisión delantera debido a que disminuye el esfuerzo y la seguridad que proporciona (Cantos, 2011, pág. 41).

El volante gira moviendo una válvula que distribuye aceite a presión hacia un cilindro cuyo embolo es solidario con la barra de acoplamiento. El piñón y la cremallera son de dientes helicoidales para que el volante de las vueltas suficientes el piñón tiene que ser pequeño para ayudar a transmitir los esfuerzos y mover la dirección (Cantos, 2011, pág. 41).

El piñón y la cremallera tienen que ser de acero de buena calidad para soportar grandes esfuerzos. Es de gran importancia que el prototipo sea de propulsión trasera con esto

ayuda a que el sistema de dirección se simplifique facilitando el diseño de las manguetas (Cantos, 2011, pág. 41).

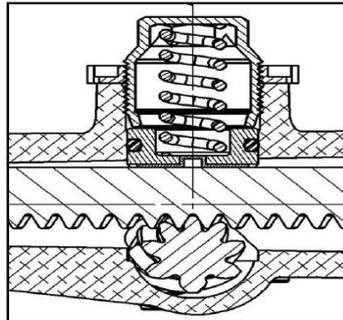


Figura 2.13. Vista frontal de la caja de dirección.

(Romero, 2016, pág. 23)

2.9.2 Tornillo sin fin

El tornillo sin fin gira al igual que el volante debido a que se encuentra conectado al extremo de la columna de dirección y es solidaria a las misma. Existen diferentes tipos de mecanismos de desmultiplicación que usan tornillo sin fin la única diferencia es el elemento que transmite el movimiento (Cantos, 2011, pág. 27).

2.9.3 Mecanismo del sinfín y turca

El tornillo sin fin se acopla con una tuerca de engrane directo que se desliza longitudinalmente por el husillo del mismo. El movimiento de la tuerca es comunicado al eje de mando por medio de una palanca solidaria al mismo (Alonso, 2008, pág. 20).

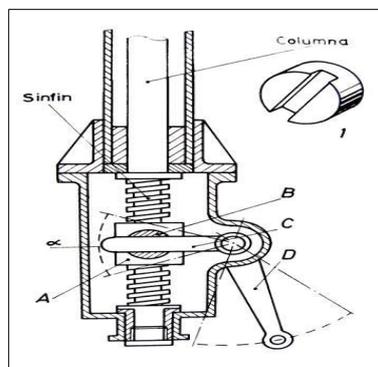


Figura 2.14. Tornillo sin fin.

(Alonso, 2008, pág. 14)

2.9.4 Mecanismo de sin fin y sector dentado

El sinfín es cilíndrico con dientes helicoidales. El movimiento se transmite a la palanca de mando a través de un sector dentado que engranan en toma constante con los del sin fin (Alonso, 2008, pág. 24).

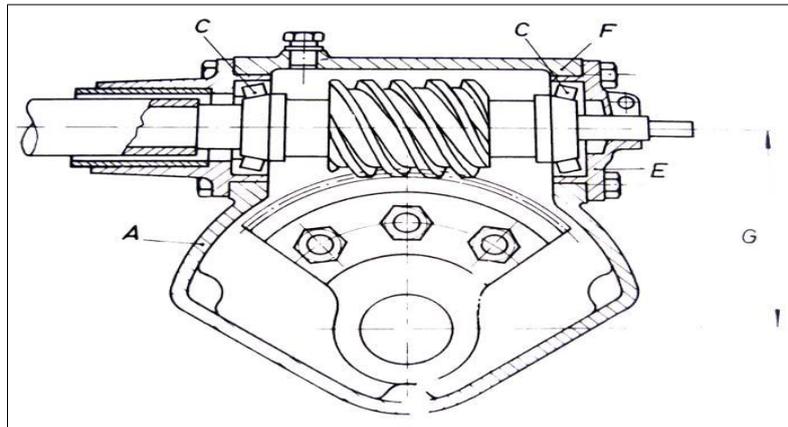


Figura 2.15. Mecanismo del sinfín.

(Alonso, 2008, pág. 16)

2.9.5 Mecanismo de sinfín y rodillo

Es el rodillo el que toma el movimiento del tornillo sin fin. El mismo es globoide, al girar desplaza lateralmente al rodillo produciendo un movimiento angular en el eje de mando de esta forma se elimina mucho rozamiento (Alonso, 2008, pág. 25).

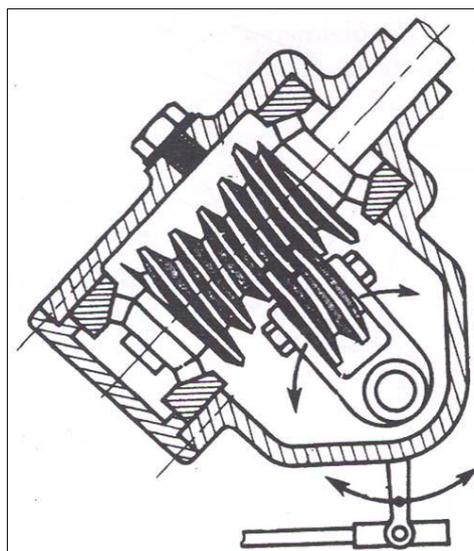


Figura 2.16. Mecanismo de sinfín y rodillo.

(Cantos, 2011, pág. 22)

2.9.6 Mecanismo de sinfín y tuerca con hilera de bolas

El sistema de bolas tiene dos grandes ventajas entre las cajas de dirección una es su diseño compacto y la otra su bajo coeficiente de fricción. Este sistema puede ser usado en vehículos pesados (Cantos, 2011, pág. 26).

La columna de dirección está conectada a la caja mediante un espiral por el que circulan las bolas. Actúa como unos tornillos siendo las bolas con su rotación las que hacen girar a la biela que transmitirá su movimiento a la palanca de mando (Cantos, 2011, pág. 27).

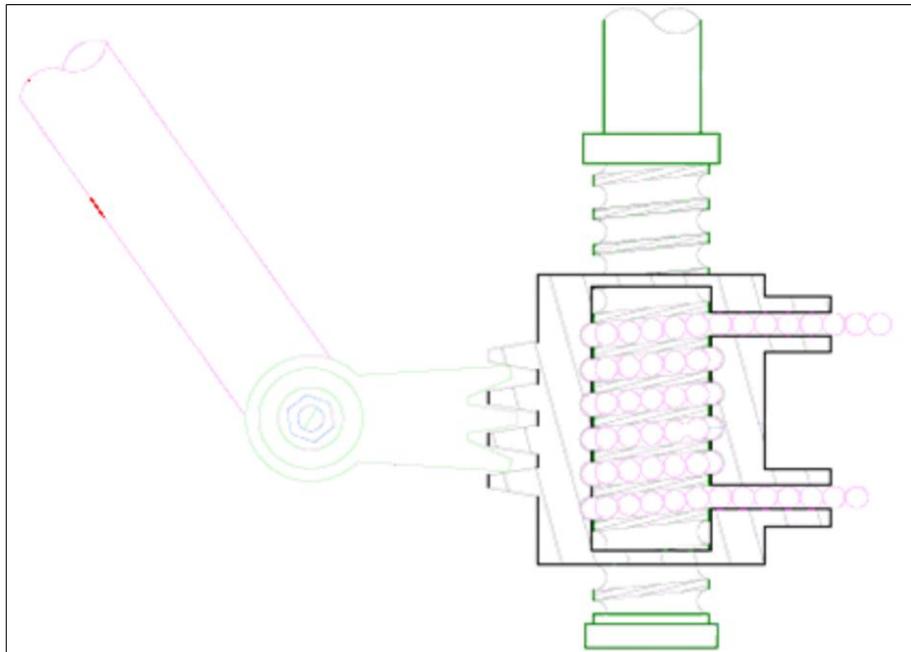


Figura 2.17. Sistema de bolas.

(Cantos, 2011, pág. 23)

2.9.7 Dirección eléctrica

En este tipo de dirección se suprime todo el circuito hidráulico formado por la bomba de alta presión, depósito, válvula distribuidora y canalizaciones que formaban parte de las servodirecciones hidráulicas. Todo esto se sustituye por un motor eléctrico que acciona una reductora (corona + tornillo sinfín) que a su vez mueve la cremallera de la dirección (Gilbert, 2012, pág. 15).

Este sistema de dirección se simplifica y es mucho más sencillo que los utilizados hasta ahora. A mayor peso del vehículo normalmente más grandes son las ruedas tanto en altura como en anchura por lo que mayor es el esfuerzo que tiene que desarrollar el sistema de dirección, teniendo en cuenta que las direcciones eléctricas todo la fuerza de asistencia la

genera un motor eléctrico, cuanto mayor sea la asistencia a generar por la dirección mayor tendrá que ser el motor consumiendo mayor eléctrica (Gilbert, 2012, pág. 16).

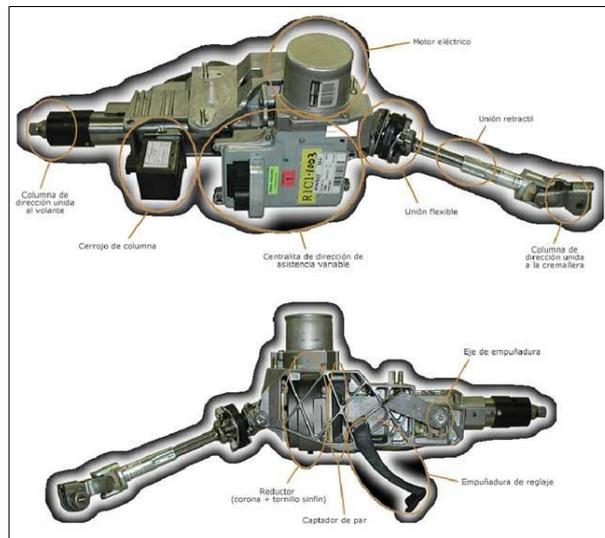


Figura 2.18. Dirección eléctrica.

(Gilbert, 2012, pág. 10)

2.9.8 Hidráulica

La dirección hidráulica fue uno de los primeros modelos de dirección asistida que se utilizaron junto con las de vacío. Pero las primeras terminaron por imponerse. Son las más habituales en toda clase de vehículos, aunque están siendo sustituidas por las electrohidráulicas y eléctricas. De forma que apenas se montan en los nuevos modelos (Gilbert, 2012, pág. 17).

La dirección hidráulica utiliza energía hidráulica para generar la asistencia. Para ello utiliza una bomba hidráulica conectada al motor. Lo habitual es que esté acoplada directamente mediante con una correa (Gilbert, 2012, pág. 17).

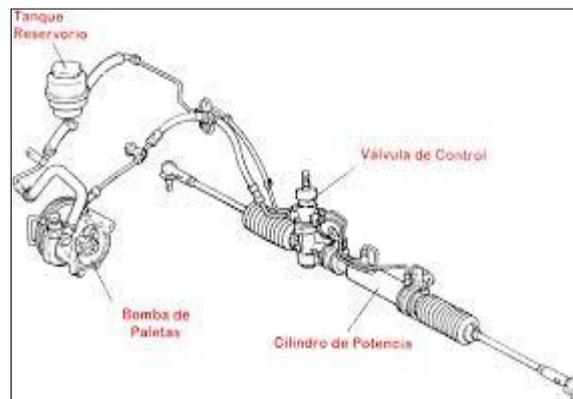


Figura 2.19. Dirección hidráulica

(Gilbert, 2012, pág. 25)

2.9.9 Electrohidráulica

La dirección electrohidráulica o EHPS (Electro-Hydraulic Powered Steering) es una evolución de la dirección hidráulica. En vez de utilizar una bomba hidráulica conectada al motor utiliza un motor eléctrico para mover la bomba hidráulica (Gilbert, 2012, pág. 24).

Su principal ventaja es que al no estar conectada al motor del vehículo evita los problemas mecánicos asociados a una transmisión por correa. Además, reduce el consumo de combustible. En este caso la bomba hidráulica sólo funciona al ritmo que se necesita para operar la dirección. La alimentación del motor que mueve la bomba se hace a través de la batería (Gilbert, 2012, pág. 25).

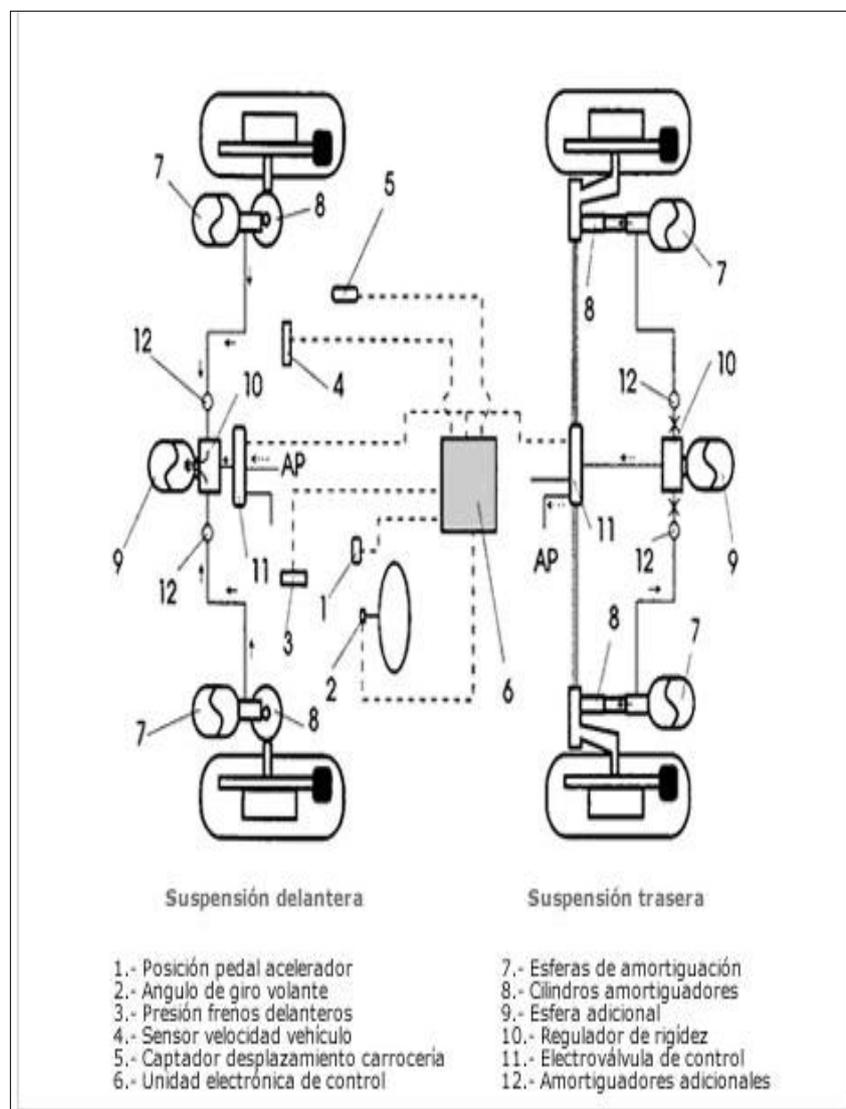


Figura 2.20. Esquema electrohidráulico.

(Gilbert, 2012, pág. 15)

2.9.10 Dirección mecánica

La dirección es el conjunto de mecanismos mediante los cuales se puede orientar las ruedas directrices de un vehículo. El desplazamiento en el vehículo se puede orientar hacia cualquier sentido gracias a la dirección (Gilbert, 2012, pág. 19).

Gracias a este sistema podemos dirigir el vehículo a donde lo necesitemos de esa forma podemos pasar diferentes obstáculos. El sistema está conformado por diferentes mecanismos que le permiten controlar las ruedas (Gilbert, 2012, pág. 19).

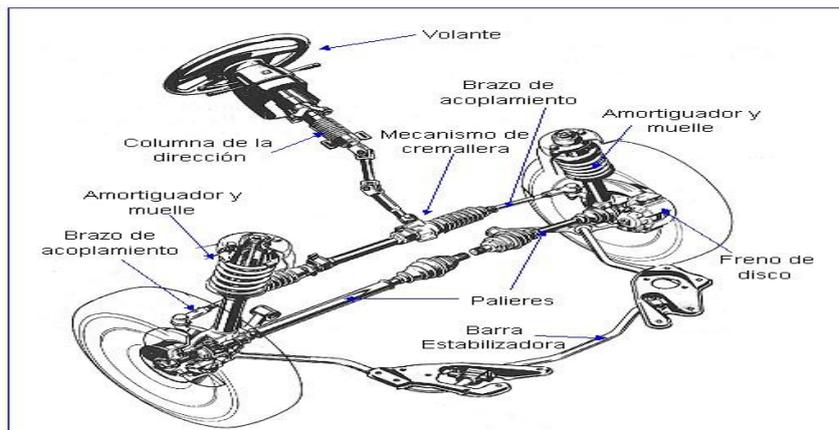


Figura 2.21. Partes del sistema de dirección mecánica.

(Gilbert, 2012, pág. 30)

2.10 Cotas de reglaje de la dirección

Para el funcionamiento del sistema de dirección los elementos que conforman deben cumplir ciertas condiciones llamadas cotas de dirección o geometría de dirección mediante las cuales se logra una correcta maniobrabilidad del vehículo sin afectar la orientación por las irregularidades del camino (Cantos, 2011, pág. 28).

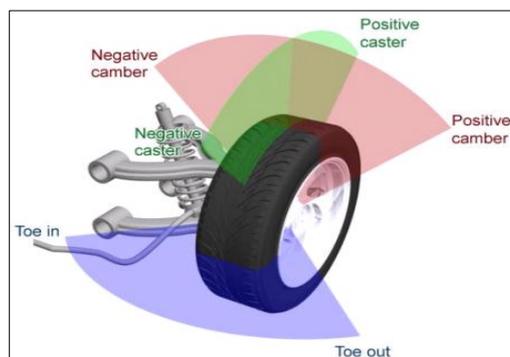


Figura 2.22. Cotas

(Cantos, 2011, pág. 11)

2.10.1 Camber positivo

Se forma por el aplazamiento del eje del pivote el cual gira el neumático para orientarse con el otro elemento que pasa por el centro de apoyo de la rueda la inclinación del pivote nos ayuda a tener fuerzas de retroceso que al pasar por una curva las ruedas vuelvan a su posición correcta. Este ángulo debe ser de 5 a 10 grados (Cantos, 2011, pág. 28).

Si el eje vertical de las ruedas y el pivote fuese paralelo el esfuerzo que se realice se establecería por el par resistente. Por otro parte el ángulo de salida produce una tendencia a volver la dirección a su sitio de referencia (Cantos, 2011, pág. 28).

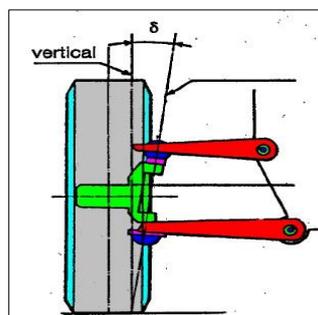


Figura 2.23. Camber positivo.

(Cantos, 2011, pág. 14)

2.10.2 Camber Negativo

Se forma por el aplazamiento del eje de simetría de los neumáticos con el elemento que pasa por el centro de apoyo de las ruedas. Esto ayuda a equilibrar el peso del vehículo que afecta sobre este eje hacia el interior de la mangueta además ayuda a disminuir el empuje lateral de los cojinetes en los que se apoyan las ruedas (Cantos, 2011, pág. 29).

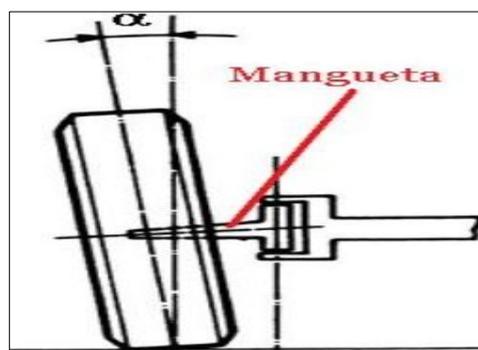


Figura 2.24. Camber negativo.

(Cantos, 2011, pág. 15)

El ángulo de caída es positivo si la parte superior de las ruedas se inclinan hacia afuera y es negativa cuando la parte superior se inclina hacia dentro. Todos los autos tienen una ligera caída positiva de 30° a 1° en sus ruedas directrices.

Este ángulo de caída se consigue dando una tendencia al eje de la mangueta con respecto a la horizontal y su objetivo es desplazar el peso del vehículo (Cantos, 2011, pág. 50).

La mangueta está sometida a grandes esfuerzos de flexión por el peso que se le aplica.

Tenemos dos tipos de caída. Positiva y Negativa

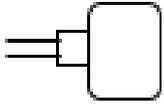
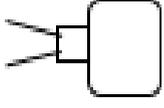
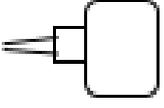
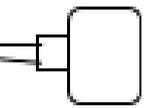
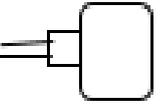
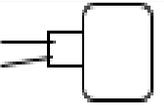
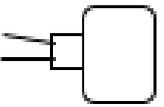
Configuración de la dirección	Desplazamiento de la rueda	Caída	Roll center
		Ninguno	Negativo Positivo
			Siempre negativo
			Siempre positivo
			Siempre positivo
			Mayormente positivo
			Mayormente negativo
			Mayormente negativo

Figura 2.25. Caída según la superficie.

(Cantos, 2011, pág. 17)

2.10.3 Convergencia

Toda fuerza longitudinal tiene como efecto modificar la orientación de las ruedas. Esto se corrige mediante la convergencia (Ángulo, 2013, pág. 16).

Las ruedas de n vehículo tienen convergencia positiva cuando visto por encima el tren delantero se comprueba que A es mayor que B. Si A es menor que B se dice que la convergencia es negativa (Ángulo, 2013, pág. 16).

Cuando las ruedas son únicamente directrices la fuerza longitudinal está dirigida hacia atrás y tiende a abrir las ruedas (Ángulo, 2013, pág. 17).

Por el contrario, si las ruedas directrices son al mismo tiempo motrices la fuerza longitudinal que es igual a la diferencia entre los esfuerzos de tracción y la resistencia a la rodadura tiende a cerrar las ruedas cuando esta diferencia es positiva (Ángulo, 2013, pág. 18).

Como la resistencia a la rodadura varía poco con la velocidad es posible dar a las ruedas delanteras una convergencia correcta y aceptable para las diferentes cargas soportadas por las ruedas directrices. Por el contrario, al ser el esfuerzo de tracción esencialmente variable la convergencia de las ruedas motrices será siempre una solución estimada (Ángulo, 2013, pág. 19).

La convergencia se obtiene modificando la longitud de la barra de acoplamiento lo cual significa una modificación del trapecio de dirección puesto que en la posición de parado las manguetas no son ya perpendiculares al plano medido de longitud del vehículo (Ángulo, 2013, pág. 19).

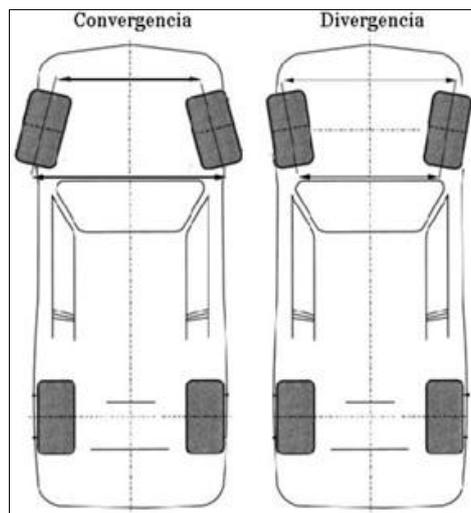


Figura 2.26. Convergencia.

(Ángulo, 2013, pág. 18)

2.10.4 Divergencia

La divergencia hace que las ruedas tienden a abrirse al avanzar. Las fuerzas longitudinales crean un par respecto a las articulaciones de la suspensión y modifican la orientación de las ruedas (Cantos, 2011, pág. 20).

La divergencia excesiva produce desgaste de los neumáticos por el borde interior. Cuando el vehículo está en reposo y tiene tracción delantera, las ruedas deben estar abiertas hacia delante (Cantos, 2011, pág. 20).

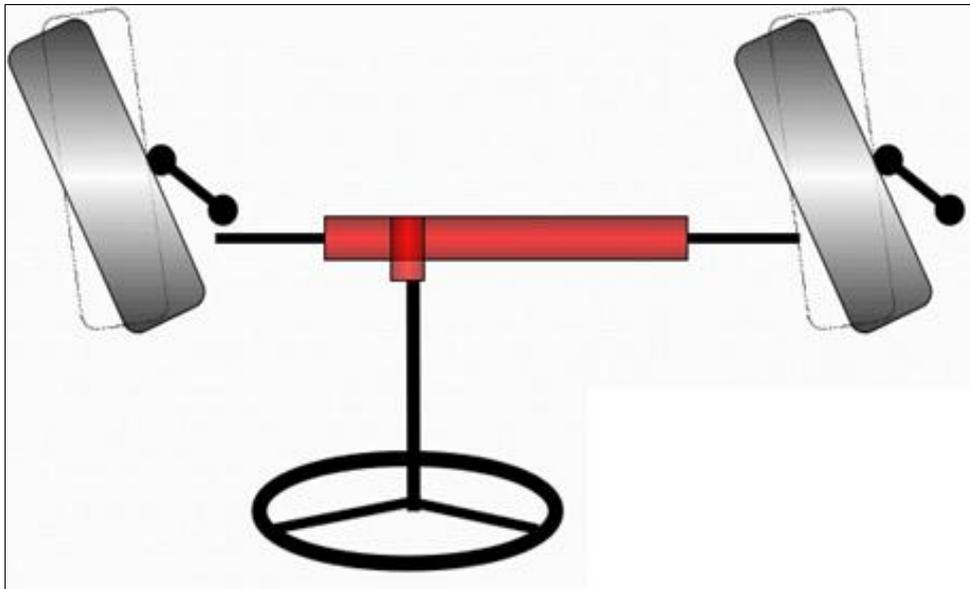


Figura 2.27. Ángulo de divergencia

(Ángulo, 2013, pág. 19)

2.10.5 Ángulo de avance

Cuando el pivote está inclinado de tal manera que su proyección sobre el suelo encuentre a este antes del punto teórico de contacto de los neumáticos con él, el avance es positivo. Si la proyección se encontrase por detrás del punto teórico de contacto (en el sentido de la marcha) el avance es negativo (Riera, 2010, pág. 7).

Lo más general es que sea positivo, no dándose casos de avance negativo más que prácticamente en vehículos pesados (Riera, 2010, pág. 7).

El fenómeno de avance tiene por finalidad estabilizar el vehículo sobre una trayectoria

rectilínea. Cuando el empuje en los vehículos se realiza en las ruedas traseras el eje delantero es empujado hacia atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección (Riera, 2010, pág. 10).

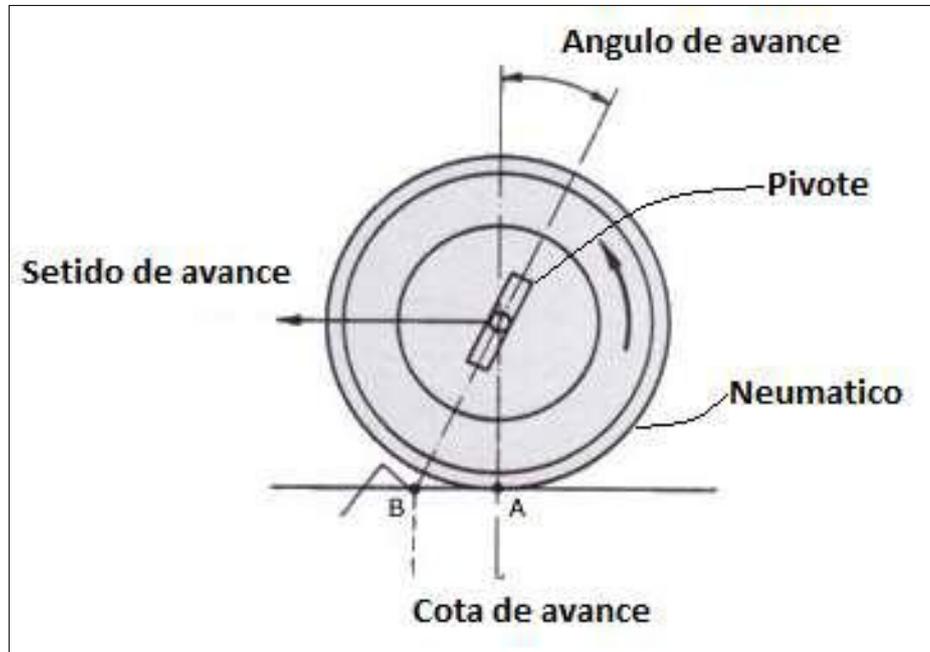


Figura 2.28. Ángulo de avance.

(Ángulo, 2013, pág. 13)

De acuerdo con Ángulo (2013, p. 33), mientras mayor sea las cotas de avance, más grande son las fuerzas para mover las ruedas.

2.10.6 Ángulo de pivote

No existe una fórmula específica para calcular este ángulo de pivote.

El KPI es el ángulo formado por la línea que pasa a través de las articulaciones esféricas superiores e inferiores (articulaciones esféricas colocadas en el nudillo) y el eje vertical del neumático (Quora, 2017, pág. 33).

Colabora a reducir el esfuerzo de dirección y también ayuda a proporcionar espacio para los frenos (Quora, 2017, pág. 33).

La inclinación pivote central es el ángulo medido en grados que forma la línea que pasa por el pivote central y la perpendicular al suelo mirando el vehículo desde la parte delantera (Quora, 2017, pág. 33).

Ángulo de inclinación lateral de la rueda fue diseñado para reducir el desplazamiento de pivote central que es la distancia entre la proyección al nivel del suelo del eje del pivote central y el punto de contacto con el neumático (Quora, 2017, pág. 34).

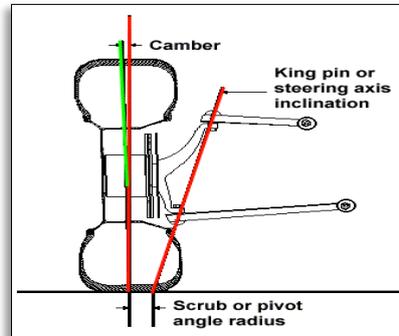


Figura 2.29. Ángulo de pivote.

(Quora, 2017, pág. 23)

2.11 Comportamiento del neumático

Las ruedas son de gran importancia en el sistema debida a que por medio de estas se conecta el vehículo con la calzada. Se realiza una investigación de los parámetros y su comportamiento.

2.11.1 Ángulo de deslizamiento

El enunciado dado por Burgos dice: Es el desplazamiento angular entre el plano de rotación del aro y la trayectoria que el neumático sigue en el camino” (2014, p.32). Por el material elástico de las ruedas al estar en contacto con el asfalto este se deforma y se observa un fenómeno como se observa en la figura 2.28.

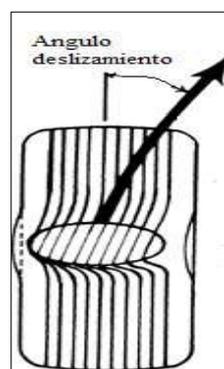


Figura 2.30. Ángulo de deslizamiento.

(Burgos, 2014, pág. 4)

Mientras el aro indica una trayectoria determinada por la deformación en el contacto de la rueda se origina el ángulo de deslizamiento. Este genera una trayectoria alterna. Burgos indica que estos ángulos son pequeños en competencia (2014, p. 33).

2.11.2 Coeficiente de fricción

Las ruedas por su material no siguen las reglas de fricción establecidas por Newton. Esto se da porque las mismas son capaces de generar fuerzas más grandes a las que se emplea en ellas (Burgos, 2014, pág. 15).

$$f = \mu * N \quad (1)$$

Donde:

f = Fuerza de fricción.

μ = Ceficiente de friccion estático.

N = Reacción a la carga aplicada.

2.12 Peso y transferencia de carga sobre el vehículo

En esta sección se analiza la distribución estática del peso sobre el vehículo y como parte de este se transfiere entre las diferentes secciones del mismo por efecto de las maniobras en pista (Burgos, 2014, pág. 15).

2.12.1 Distribución estática del peso

De acuerdo con lo expuesto por Smith (2011), la distribución estática del peso se refiere a la forma en la que se distribuye la carga del vehículo entre las ruedas delanteras y traseras con el vehículo en reposo (Burgos, 2014, pág. 9).

Es una práctica aceptada el tener 60% del peso en la parte trasera para mejorar la tracción del vehículo (Burgos, 2014, pág. 18).

2.12.2 Radio de giro máximo

El radio de giro es la medición que se hace para calcular la capacidad que puede llegar a tener un vehículo a la hora de girar. Con ello se hace referencia a la circunferencia total que el vehículo describe para trazar un círculo completo con el volante totalmente girado en una dirección específica. A partir de esta maniobra se obtiene el conocido radio de giro

de un vehículo, aunque también se puede conocer esta cifra teniendo las medidas del vehículo en cuestión (Alonso, 2008, pág. 47).

2.12.2.1 Tipos de radio de giro de los vehículos

En cualquier vehículo puede existir dos tipos diferentes de radio de giro algo que conviene tener presente siempre que se trate de conocer el comportamiento y la maniobrabilidad que un vehículo. Por una parte, está el radio de giro de las ruedas este parámetro mide solamente el radio de la circunferencia realizada por los neumáticos del vehículo (Alonso, 2008, pág. 49).

Además, un vehículo tiene elementos que pueden sobresalir de sus ejes por lo que es común que también se calcule el radio de giro pared a pared (Alonso, 2008, pág. 49).

2.12.2.2 Aspectos a tener en cuenta sobre el radio de giro de un automóvil

Existen ciertos límites sobre el radio de giro de un vehículo que son establecidos por los organismos competentes en materia de tráfico. Con los turismos y pequeños vehículos no suele haber problemas ya que sus dimensiones ofrecen radios reducidos capaces de adaptarse a las necesidades de cualquier entorno. En el caso de camiones o vehículos pesados la cosa cambia; para ellos se suele establecer un límite máximo que se aproxima a los 14 metros. Sin embargo, hay situaciones en las que esta cifra se supera por el uso de remolques o por el transporte de elementos demasiado grandes. (Alonso, 2008, pág. 49).

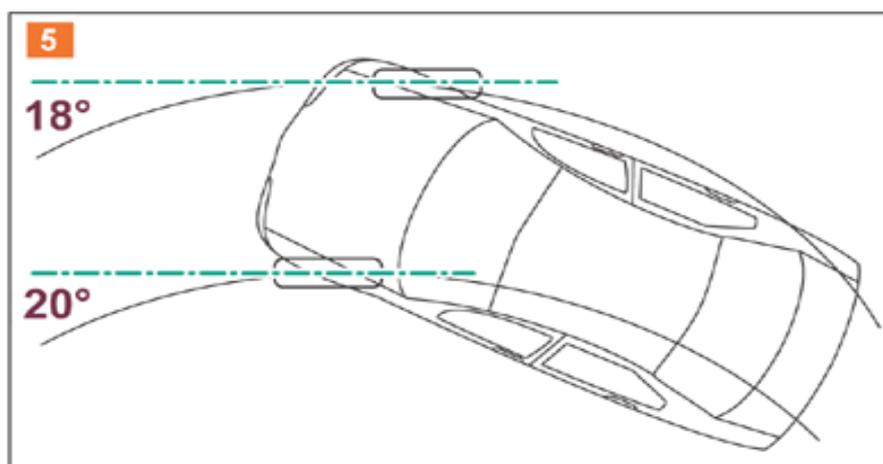


Figura 2.31. Radio de giro.

(Alonso, 2008, pág. 28)

2.12.3 Condiciones Anti Ackerman

Con anti Ackerman la rueda interior tiene menos ángulo de dirección que la rueda exterior, pero tiene más adherencia (a menos que su llanta tenga más ángulo de deslizamiento a menor carga vertical) (Bosch R. , 2015, pág. 45).

El bloqueo máximo del neumático hacia afuera en la esquina se puede aumentar por supuesto ya que la rueda interior no gira más que la rueda exterior (Bosch, 2014, pág. 45).

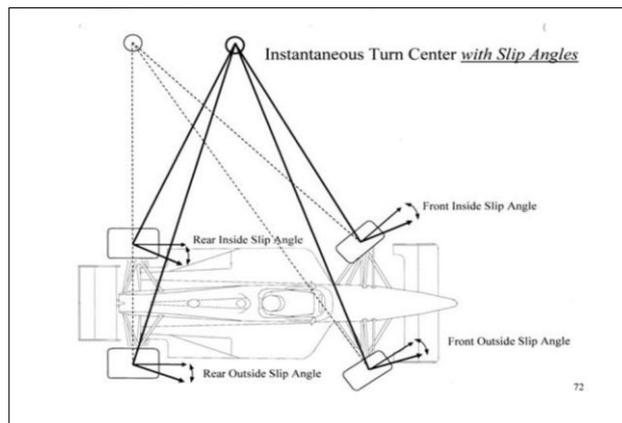


Figura 2.32. Geometría anti Ackerman.

Fuente. (Bosch, 2014)

2.12.4 Condición Ackerman

Es una disposición geométrica de los vínculos que intervienen en la dirección de un vehículo con otro diseñado para resolver el problema de las ruedas en el interior y exterior en una curva (Bosch R. , 2015, pág. 18).

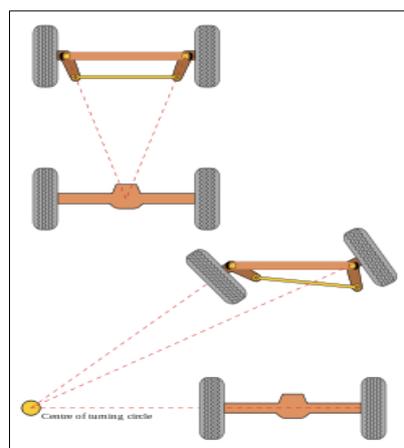


Figura 2.33. Sistemas de dirección paralelos.

(Seward, 2014, pág. 62)

Esto no es realmente un problema a la velocidad cuando los ángulos de deslizamiento se han desarrollado y la transferencia de la carga ha tenido lugar. Si un vehículo tiene dirección paralela el ángulo de deslizamiento de la rueda interior será menor que el del exterior (Bosch R. , 2015, pág. 56).

Es fácil orientar el mecanismo de dirección para girar la rueda interior a través de un ángulo mayor para acomodar el radio de giro más pequeño y esto se conoce como dirección de Ackerman (Bosch R. , 2015, pág. 56).

Los brazos de dirección se cruzan en la línea del eje trasero se debe conservar el ángulo indicado entre el volante y el brazo de dirección. Si los brazos de dirección se cruzan detrás de la línea del eje trasero existe parte Ackerman. Si un vehículo tiene Ackerman completo los ángulos de deslizamiento de ambos neumáticos delanteros serán los mismos durante las curvas (Bosch R. , 2015, pág. 56).

El desarrollo de los diferentes ángulos de dirección delanteros a medida que se gira el volante es el dedo dinámico que se añade a la pequeña cantidad de punta estática descrita anteriormente. Los responsables de conectar la cremallera a las manguetas delanteras son los brazos de dirección (Bosch R. , 2015, pág. 56).

2.12.5 Aplicaciones de las condiciones de Ackerman

El cumplimiento de la condición de Ackerman involucra que los ángulos de las ruedas (considerando ángulos pequeños) para la geometría ideal de giro están dados por (Sánchez, 2013, pág. 25):

$$\delta_e \cong \frac{B}{(R + A/2)} \quad (2)$$

$$\delta_i \cong \frac{B}{(R - A/2)} \quad (3)$$

El ángulo medio de las ruedas delanteras (manteniendo la consideración de ángulos pequeños) se define como ángulo de Ackerman (Sánchez, 2013, pág. 31):

$$\delta = \frac{B}{R} \text{ grados} \quad (4)$$

$B = Batalla$

$R = \text{Centro de la curva}$

$A = \text{Ancho de vía}$

Los términos dirección de Ackerman o geometría de Ackerman (o simplemente Ackerman) son frecuentemente usados para denotar la geometría exacta de las ruedas delanteras según las especificaciones de Ackerman (Sánchez, 2013, pág. 31).

Un Ackerman perfecto es difícil de conseguir mediante diseños prácticos de las barras, pero es muy aproximada la solución mediante un trapecioide. Cuando las ruedas giran a la derecha o a izquierda la asimetría en la geometría causa que la rueda interior gire un ángulo mayor que la exterior (Sánchez, 2013, pág. 31).

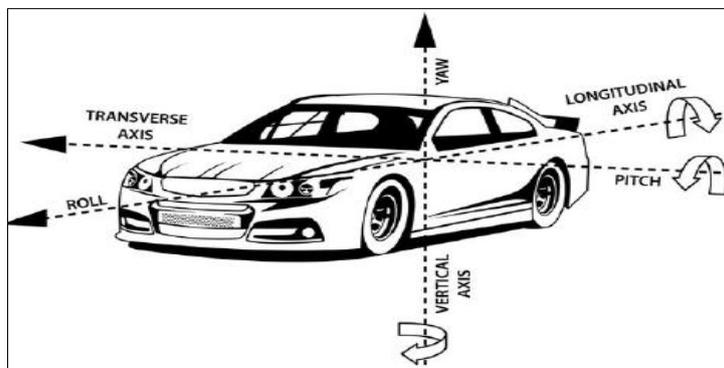


Figura 2.34. Evaluación de la dinámica.

(Picón, 2016, pág. 12)

2.12.6 Sobreviraje y subviraje

Sobreviraje es el fenómeno de deslizamiento del eje trasero que puede ocurrir en un vehículo al tratar de tomar una curva. El vehículo hace un sobreviraje cuando las ruedas traseras no siguen el mismo recorrido que el de las ruedas delanteras, sino que se deslizan hacia el exterior de la curva. El exceso de sobreviraje puede hacer que el vehículo haga un trompo el sobreviraje se da cuando la parte trasera del vehículo quiere ir por delante de la parte delantera, el efecto contrario es el subviraje (Gomez, 2015, pág. 46).

El sobre viraje se produce cuando las ruedas directrices tienen más agarre que las ruedas traseras esto produce que el vehículo trata de girar sobre su propio eje. Es el aumento del radio de giro del tren posterior (Gomez, 2015, pág. 46).

Sobreviraje es la tendencia que tiene la parte trasera a patinar en mitad de una curva. Es decir, que el prototipo gira demasiado cabe destacar que no hay que confundir el sobreviraje con el derrape o el exceso de potencia (Seward, 2014, pág. 60).

Generalmente, los derrapes son inducidos por el piloto cuando las ruedas pierden pista intencionadamente y está controlado por el acelerador y el volante. Sin embargo, el subviraje y sobre viraje son inintencionadamente inducidos y no son ni controlables ni deseables en un vehículo (Seward, 2014, pág. 62).

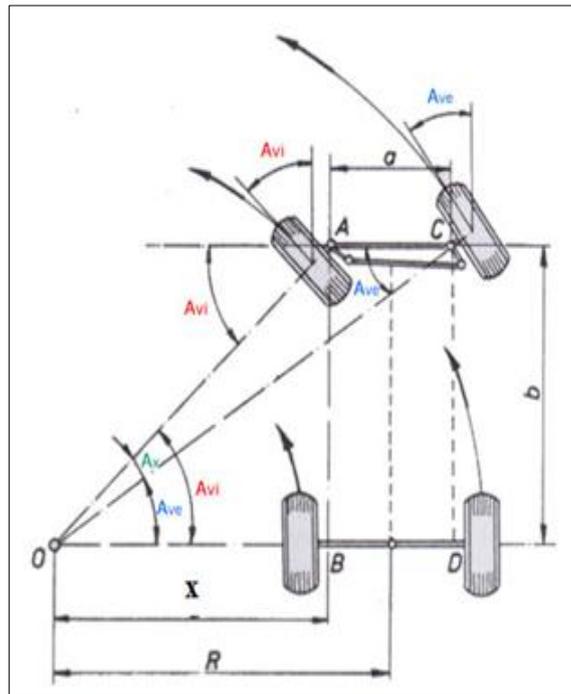


Figura 2.35. Geometría de giro en un vehículo.
(Gomez, 2015, pág. 27)

2.13 Análisis de Mecanismos y cálculos

b = Distancia entre ejes.

a = Ancho de vía.

R = El radio exterior de la curva.

2.14 Análisis de cargas y esfuerzos

2.14.1 Fuerza cortante y momentos flectores en vigas

Se indica una viga que se apoya en las reacciones R_1 y R_2 con la fuerza concentrada en F_1 , F_2 y F_3 si se cortara la viga en una sección entre $X = X_1$ y se retira una parte como en

un diagrama de cuerpo libre actúa la fuerza cortante V y un momento flector M (Shigley, 2008, pág. 313).

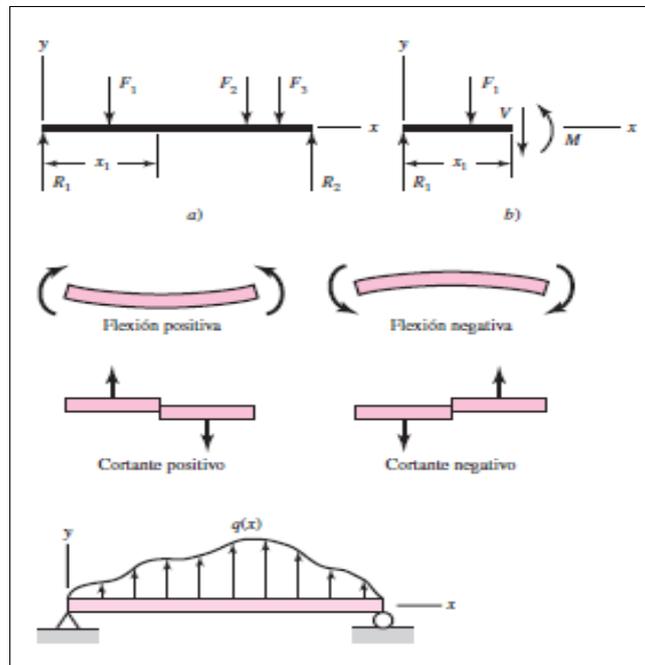


Figura 2.36. Representación de una viga sometida a una carga.

(Shigley, 2008, pág. 313)

La causa de flexión es una carga distribuida $q(x)$ que se la conoce como intensidad de carga con unidades de longitud por fuerza y esta es positiva (Shigley, 2008, pág. 313).

2.14.2 Esfuerzo

Esto sucede cuando se aísla un área, la fuerza y el momento total que actúa sobre el área se manifiesta como una distribución de fuerzas (Shigley, 2008, pág. 314).

La distribución de fuerza que ejerce en un punto sobre un plano es única y se obtendrá componentes en las direcciones normales y tangenciales conocidas como esfuerzos normales y cortante tangencial (Shigley, 2008, pág. 314).

2.14.3 Deformación

La resistencia del material no es el único parámetro que se debe usar al examinar una estructura; se debe controlar la deformación para que la estructura cumpla su propósito (Shigley, 2008, pág. 143).

2.14.4 Componentes cartesianos del esfuerzo

Estos se establecen mediante la definición de tres superficies ortogonales en un punto dentro del cuerpo. El esfuerzo cortante obtiene componentes a lo largo de dos ejes cartesianos (Shigley, 2008, pág. 342).

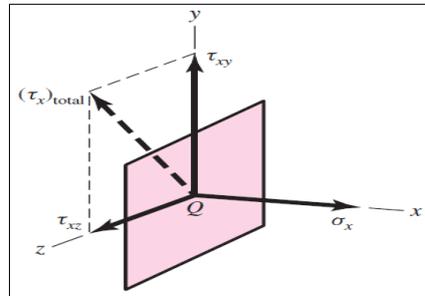


Figura 2.37. Componentes cortantes.

(Shigley, 2008, pág. 135)

2.14.5 Deformación unitaria elástica

La deformación unitaria normal ϵ se define y analiza para la probeta en tensión y está dada por la siguiente ecuación cuando $\epsilon = \delta/l$ (Shigley, 2008, pág. 135).

Donde:

$\delta =$ Es la elongación total de la barra dentro de la longitud de l .

2.14.6 Esfuerzo unitario distribuido

En el diseño se lo conoce como una distribución unitaria de esfuerzos.

En este caso se la conoce como tensión pura, compresión pura o cortante puro, todo depende de como se le aplique la carga externa al cuerpo de estudio (Shigley, 2008, pág. 135).

Según Shigley en su libro “Diseño en Ingeniería Mecánica” no dice que para obtener la distribución uniforme de esfuerzo se requiere:

La barra sea recta y de un material homogéneo.

La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.

La sección se tome lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio abrupto en la sección transversal.

2.14.7 Esfuerzos normales para vigas en flexión

Para poder representar este tipo de esfuerzo se tiene que basar en los supuestos:

Según Shigley en su libro “Diseño en Ingeniería Mecánica” señala que témenos que cumplir los siguientes parámetros:

La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.

El material es isotrópico y homogéneo.

El material cumple con la ley de Hooke.

Inicialmente la viga es recta con una sección transversal constante en toda su longitud.

La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.

Las proporciones de la viga son tales que fallaría ante la flexión, en vez de fallar por aplastamiento, corrugación o pandeo lateral.

Las secciones transversales de la viga permanecen planas durante la flexión.

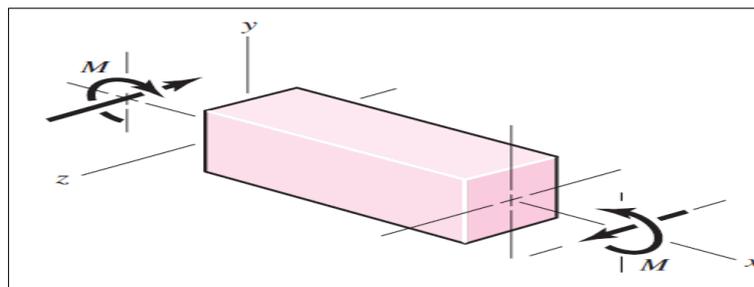


Figura 2.38. Representación de una viga recta positiva.

(Shigley, 2008, pág. 137)

2.14.8 Esfuerzos cortantes para vigas en flexión

Todas las vigas muestran fuerzas cortantes y momentos flectores, sol en ocasiones se presentas vigas sujetas a flexión pura, esto quiere decir que la viga tiene una fuerza cortante igual a cero. La fórmula de la flexión se desarrolló bajo el principio de la flexión pura (Shigley, 2008, pág. 135).

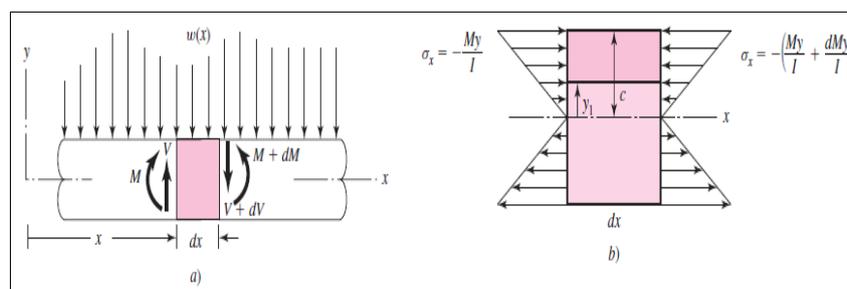


Figura 2.39. Aislamiento de una sección de la viga.

(Shigley, 2008, pág. 138)

2.14.9 Torsión

Un vector que este colonial con un eje mecánico se lo conoce como vector de par de torsión, ya que el momento hace que el elemento se tuerza con respecto al eje. Toda barra sometida a un momento de ese tipo se dice que está sometida a torsión (Shigley, 2008, pág. 138).

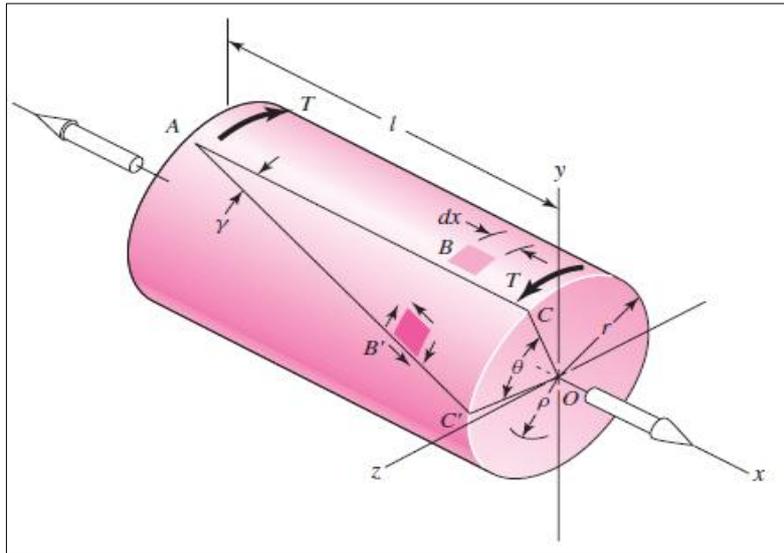


Figura 2.40. Ejemplo de torsión.

(Shigley, 2008, pág. 140)

2.15 Rodamientos cónicos de dirección

Los rodamientos cónicos de dirección son rodamientos que están compuestos por un aro exterior y un conjunto de jaula y rodillos. Se caracterizan por la ausencia de cono interior este elemento se lo adquirió en el mercado su característica es que se forma una capa del lubricante en su pista evitando así que exista fricción.

Se utilizan principalmente para las columnas de dirección de las diferentes aplicaciones.

2.15.1 Larga vida útil

Por su diseño con dos pistas y una jaula de rodillos ayuda a que se mantenga una capa de lubricante así evitando que exista fricción y tenga mayor vida útil (Fersa, 2014, pág. 5).

El ángulo de contacto de las pistas de rodadura de los rodamientos de rodillos cónicos es variable, lo que permite compensar en cada caso la relación de carga axial y radial de la

aplicación; a mayor ángulo, mayor capacidad de aguantar cargas axiales (Fersa, 2014, pág. 7).

Los rodamientos de rodillos cónicos métricos están diseñados de acuerdo con la norma europea internacional ISO 492 y se dividen en subfamilias en función de su diámetro exterior y altura (Fersa, 2014, pág. 7).



Figura 2.41. rodamiento cónico de dirección.

(Fersa, 2014, pág. 12)

2.16 Elementos de sujeción

Los elementos de sujeción son herramientas que tienen el propósito de sujetar, conectar o unir dos piezas o más entre sí (Norton, 2014, pág. 146).

Existen dos tipos de elementos de sujeción.

Permanentes

Removibles

2.16.1 Sujeción permanente

2.16.1.1 Soldadura

Se emplea un arco eléctrico que produce calor, el calor del arco eléctrico se concentra en los bordes de las dos piezas metálicas que se van a unir y mientras los bordes de los metales de tales piezas están fundidos se agrega un metal adicional que habrá de construir un electrodo (Norton, 2014, pág. 146).

Existen diferentes tipos de soldadura para realizar la unión de la columna de dirección y las juntas universales. Para este proyecto se utilizó el tipo de soldadura MIC porque este

tipo de soldadura permite realizar uniones de cualquier material ferroso y no ferroso (Norton, 2014, pág. 147).

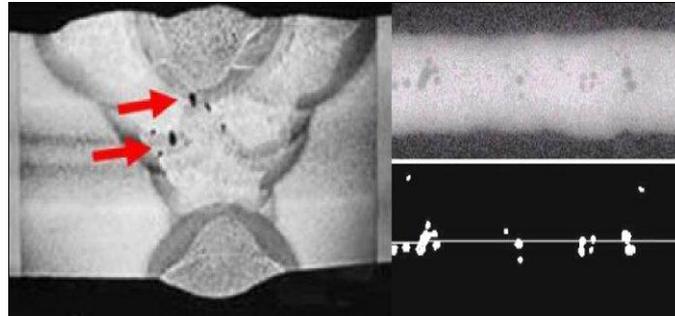


Figura 2.42. Soldadura

(Norton, 2014, pág. 22)

2.16.1.2 Remaches

Los remaches son sujetadores permanentes que se usan principalmente para conectar miembros en estructuras como edificios, puentes para ensamblar hojas, placas de acero para tanques, calderas y barcos. Son rodillos cilíndricos hechos de hierro forjado o acero suave con una cabeza que se les forma al fabricarlos. Se forma una cabeza en el otro extremo después que el remache ha sido puesto en su lugar a través de los agujeros taladrados o perforados de las partes que se ensamblan. (Elster, 2014, pág. 45).

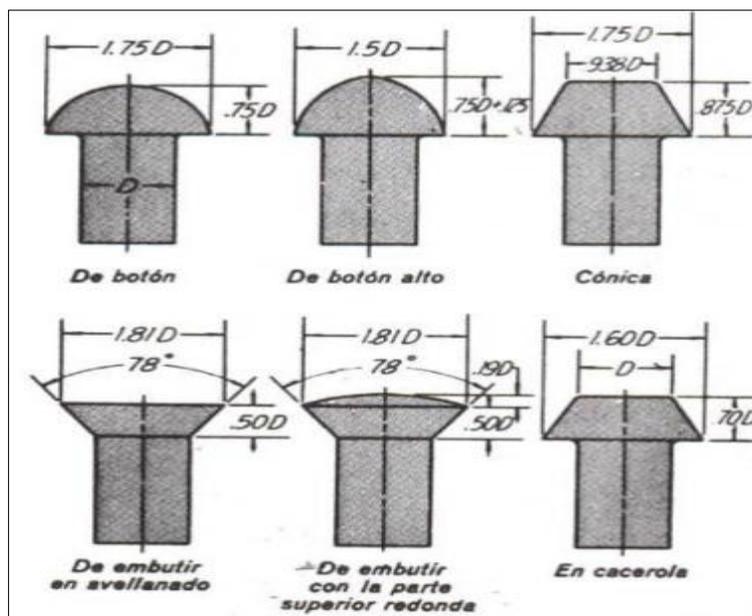


Figura 2.43. Remaches.

(Elster, 2014, pág. 15)

2.16.2 Sujeción removible

2.16.2.1 Tuerca

Una tuerca es una pieza mecánica con un orificio central el cual presenta una rosca que se utiliza para acoplar a un tornillo en forma fija o deslizante. La tuerca permite sujetar y fijar uniones de elementos desmontables. En ocasiones puede agregarse una arandela para que la unión cierre mejor y quede fija. Las tuercas se fabrican en grandes producciones con máquinas y procesos automatizados. (Gazzaniga, 2012, pág. 56)

La tuerca siempre debe tener las mismas características geométricas del tornillo con el que se acopla por lo que está normalizada según los sistemas generales de roscas. (Gazzaniga, 2012, pág. 56).

Forma de la tuerca	Nombre	Forma de la tuerca	Nombre
	Tuerca mariposa formada de galvanizado		Tuerca métrica hexagonal DIN 934 negra
	Tuerca con inserto de nylon galvanizada		Tuerca remachables y mm
	Tuerca bellota niquelada		Tuerca cónica galvanizada
	Tuerca flange serrada galvanizada		Tuerca automotriz
	Tuerca gripco "C" galvanizada		Tuerca tino galvanizada

Figura 2.44. Tipo de tuercas.
(Elster, 2014, pág. 25)

2.16.2.2 Pernos

El perno es una pieza metálica que puede tener diferentes largos. Es un elemento de unión básicamente este elemento metálico con cabeza pasa por perforaciones que permiten unir y fijar cosas. Normalmente son fabricados de acero o hierro de diferentes durezas o calidades. Tienen diferentes tipos de cabezas según sus usos, hexagonales, redondas, avellanadas entre otras. La rosca del perno puede ser métrica o en pulgadas (Gazzaniga, 2012, pág. 25).

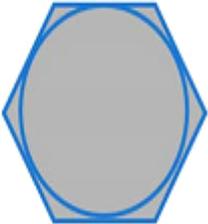
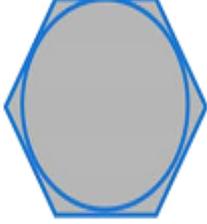
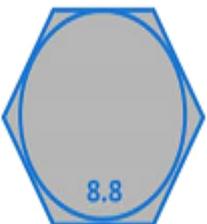
UNC/UNF		Características comunes a ambos sistemas	Métricas
Grado 3 (RT aprox, 100.00 spi/pulg ²)		No debe usarse para aplicaciones de automoción	 Sin marca
Grado 5 (RT aprox, 120.00 spi/pulg ²)		Acceptable para usos de automoción sometidos a tensiones bajas: Soportes de accesorios, sistema de escape, etc.	 Grado 8.8
Grado 8 (RT aprox, 120.00 spi/pulg ²)		Necesario para componentes sujetos a tensiones altas: tornillos de bielas, pernos de embrague o del volante motor, ect.	 Grado 10.9

Figura 2.45. Tipo de pernos.
(Elster, 2014, pág. 26)

CAPÍTULO III

3 Desarrollo de la propuesta

3.1 Marco metodológico

Para realizar el diseño e instalación del sistema de dirección de un vehículo tipo formula student se planteó un flujograma, el cual ayuda a la realización de este proyecto obteniendo los resultados esperados. A continuación, se indica el proceso de metodología de diseño e implementación del sistema de dirección.

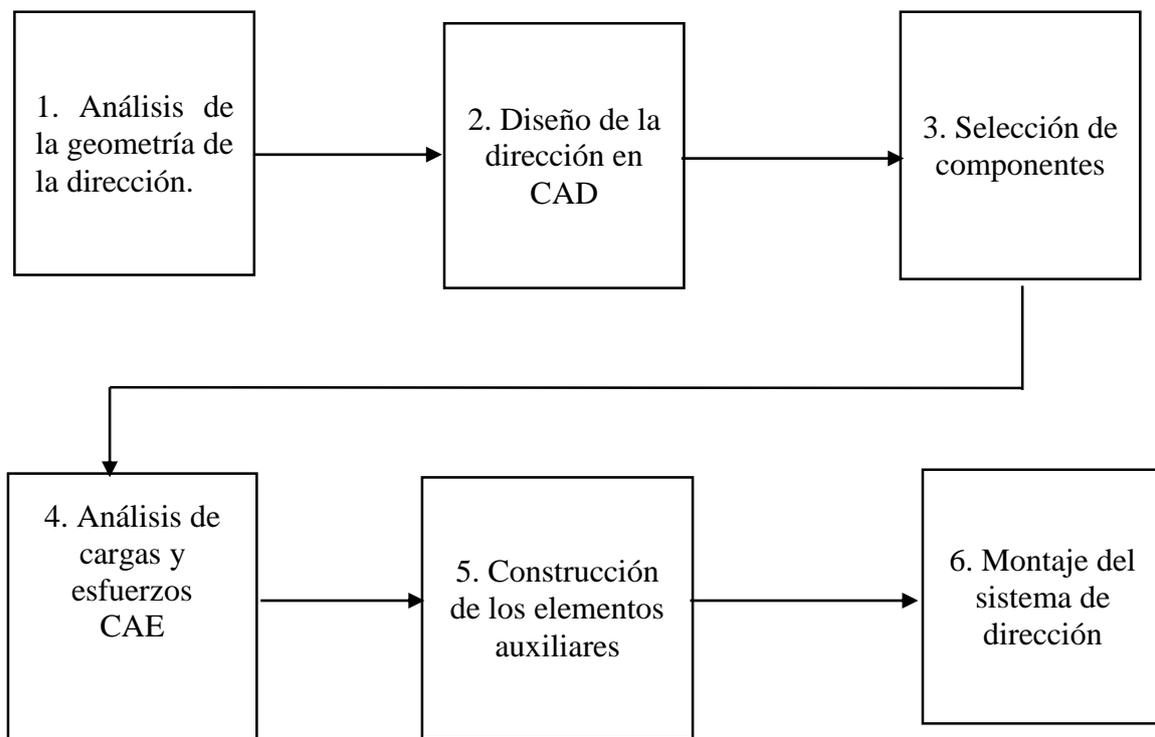


Figura 3. 1. Marco metodológico

3.2 Análisis de la geometría de la dirección

3.2.1 Transferencia de la longitud de la masa

Para el cálculo de la transferencia de la longitud de la masa se tomará como referencia la fórmula propuesta por William F y Douglas L en su libro de dinámica de vehículos de carreras (Cantos, 2011).

$$\Delta f_x = \frac{h * m(\pm a)}{lt} \quad (5)$$

Dónde:

$\Delta f(a,b)$ = Incremento de la carga delantera o posterior por el cambio de momentos debido a la desaceleración.

l_t = longitud total de las ruedas

h = Altura del centro de gravedad

m = Masa del prototipo

$\pm a$ = Aceleración / desaceleración

Dónde:

Los siguientes datos se toma de la tesis realizada del bastidor del vehículo tipo formula student debido a que la implementación del sistema de dirección es la continuación del proyecto (Melo, 2017, pág. 46).

a = ancho de via = 1.4 m

b = Batalla = 1.6m

l_f = Distancia del eje delantero al centro de gravedad = 1.06 m

h = Altura del centro de gravedad = 0.317 m

m = Masa total del vehículo = 322 kg

A = Aceleración = 1.75 g

$$\Delta f_x = \frac{0.317m * 322kg(1.75g)}{1.06m}$$

$$\Delta f_x = 168.51 N$$

3.2.2 Carga total vertical del vehículo

Es el reparto que se le hace del peso total del vehículo distribuyéndolo para cada una de las ruedas.

$$\text{carga vertical} = \text{peso del vehículo} + \text{trasferencia de masa longitudinal} \quad (6)$$

$$\text{carga vertical} = 3155.6 N + 168.51 N$$

$$\text{carga vertical} = 3324.11 \text{ N}$$

Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas

Se toma en cuenta la fuerza que el piloto emplea en el sistema de dirección para mover las ruedas. Cuando se mueve el volante se crea una fuerza de fricción en las ruedas la cual hay que vencer para poderlas mover.

La fuerza en cada rueda serán las siguientes:

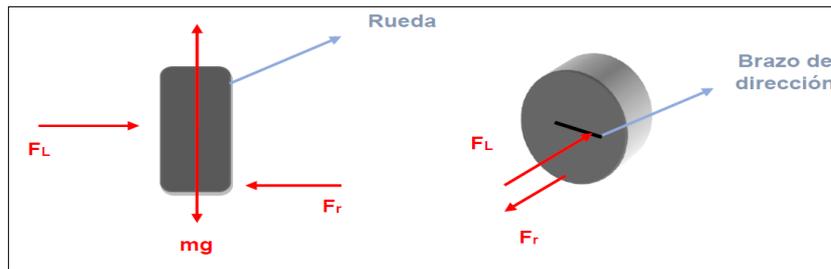


Figura 3. 2. Fuerza en las ruedas.

(Jener, 2014, pág. 34)

Dónde:

$F_r =$ Fuerza de fricción

$mg =$ Peso

$F_l =$ Fuerza lateral

$N =$ Normal

La parte de la rueda que se encuentra en contacto con el piso no es un punto; la fuerza de fricción se la representa de la siguiente manera:

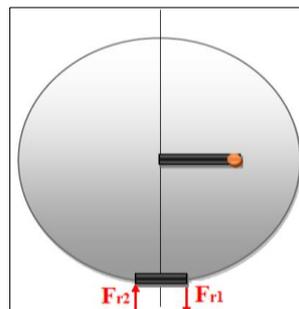


Figura 3. 3. Fuerza de fricción.

Fuente: (Jener, 2014)

Como se ve en la figura 3.3 la parte entre Fr_2 y Fr_1 son las fuerzas de fricción que se tiene que vencer para girar la rueda.

La distancia al centro de la línea central vertical hasta $Fr_2 = Fr_1$ es $r_1 = r_2$ respectivamente.

Dónde:

$$Fr_2 = Fr_1 = Fr \quad (7)$$

$$r_1 = r_2 = r \quad (8)$$

Para realizar el giro a la rueda la fuerza lateral tiene que ser mayor que la fuerza de fricción que se produce por el contacto de esta con el suelo.

1. $\sum F_x = 0; F_L - F_r = 0$
2. $\sum F_y = 0; N - mg = 0$
3. $\sum M_y = 0; F_L x - 2F_r x r = 0$

De la ecuación 1 tenemos:

$$F_L = F_r \quad (9)$$

De la ecuación 2 tenemos:

$$N = mg \quad (10)$$

Para realizar los cálculos es importante conocer el peso del prototipo y así poder conocer cuánto peso soporta cada rueda. A partir de los datos obtenidos el peso del vehículo es de 250 kg sin tener en cuenta el peso del piloto.

Para realizar el cálculo se aumenta el peso del piloto 72 kg por motivo de seguridad. Por otro lado, el peso que soportan las ruedas delanteras en estos vehículos suele ser de un 45% del peso total (Cantos, 2011, pág. 50).

Por lo que se tiene el peso total que soportan las ruedas.

$$(250 \text{ kg} + 72 \text{ kg}) \times \frac{45\%}{100} = 144.9 \text{ kg} \quad (11)$$

Entonces cada rueda soporta un peso de:

$$\frac{144.9}{2} = 72.45 \text{ kg}$$

$$72.45 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \mathbf{710.73 \text{ N}}$$

Finalmente,

$$\mathbf{N = 710.73 \text{ N}}$$

Según Shigley en su libro “Diseño en Ingeniería Mecánica” para calcular la fuerza de fricción se usa la ecuación 1 (Shigley, 2008, pág. 135).

$$Fr = \mu \times N \quad (12)$$

Donde μ es el coeficiente de rozamiento y su valor se comprende entre 0.8 y 0.9, para una pista de asfalto y por seguridad se toma el valor de 1 para obtenerla fuerza de fricción.

$$Fr = 1 \times 710.73 \text{ N} = \mathbf{710.73 \text{ N}}$$

De la ecuación 1 se extrae $F_l = Fr$ y tenemos

$T = \text{Par sobre la columna de dirección.}$

$$T = F_l * r_{\text{piñon}} \quad (13)$$

Si el diámetro del piñón es de 76,5 mm se tiene un valor se toma el radio del mismo para obtener el par que se aplica a la columna de dirección.

$$T = 710.73 \text{ N} * 0.03825\text{m} = \mathbf{27.18 \text{ Nm}}$$

Para obtener la fuerza máxima que se aplica al volante se toma como referencia la formula especificada en el libro “Tecnología de automoción” (Alonso, 2008, pág. 30).

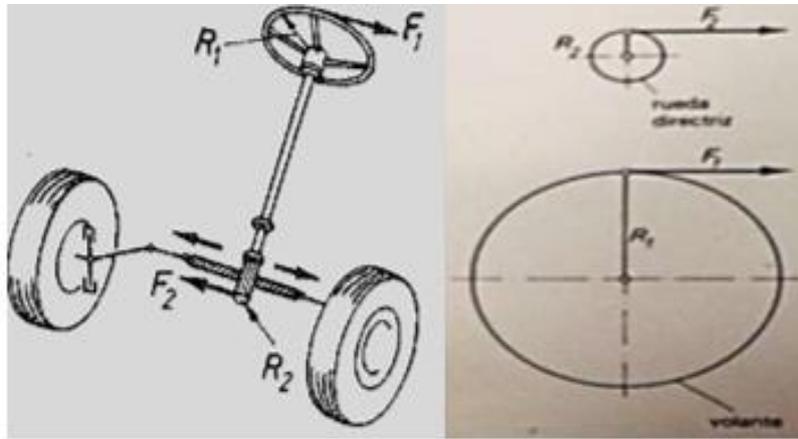


Figura 3. 4. Relación de esfuerzos que transmite el mecanismo de dirección.

(Aficionados, 2012, pág. 23)

$$F_1 * R_1 = F_2 * R_2 \quad (14)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{R_1}{R_2}$$

Entonces

$$T = F_1 * R_1 \quad (15)$$

$$F_L = \frac{T}{R_1}$$

Dónde:

$F_L =$ Fuerza lateral

$R_1 =$ Radio del volante = 0.11m

$F =$ Fuerza para girar el volante

$M_o =$ Par de entrada en la caja

$$F = \frac{27.18 Nm}{0.11m} = 247.09N$$

$$M_o = F * r$$

$$M_o = 247.09 \text{ N} * 0.11 \text{ m}$$

$$M_o = 27.18 \text{ Nm}$$

3.2.3 Cálculo del ángulo de giro

Para calcular el ángulo de giro se recomienda usar los siguientes datos que se obtuvo anteriormente.

$$a = 1.4$$

$$b = 6$$

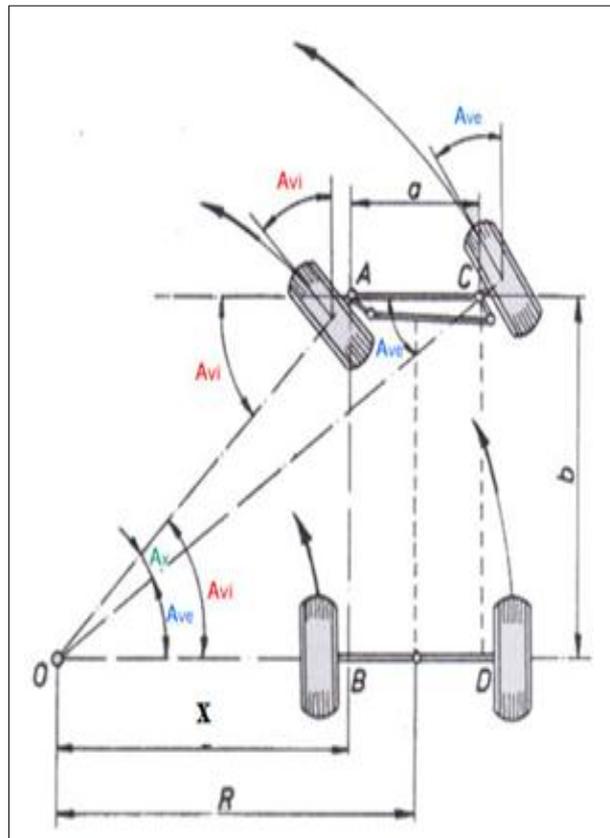


Figura 3. 5. Geometría de giro.

(Gomez, 2015, pág. 27)

A_{vi} = ángulo de viraje de la rueda interior

A_{ve} = ángulo de viraje de la rueda externa

El radio viene determinado de forma que las ruedas puedan girar describiendo un círculo de diámetro cuatro veces mayor que la batalla del vehículo (Bosch R. , 2015, pág. 68).

En la figura 3.5 se observa que la geometría del ángulo de giro describe un triángulo rectángulo razón por lo que se utiliza formulas geométricas para realizar los cálculos respectivos.

$$R = 2b \quad (16)$$

$$x = 2b - \frac{a}{2}$$

$$x = 2(1,6) - \frac{1,4}{2}$$

$$x = 2,5$$

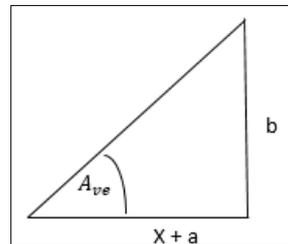


Figura 3. 6. Diagrama del Angulo externo.

$$\tan A_{ve} = \frac{b}{a + x}$$

$$\tan A_{ve} = \frac{1,6}{1,4 + 2,5}$$

$$\tan A_{ve} = 0,41$$

$$A_{ve} = 22,30^\circ$$

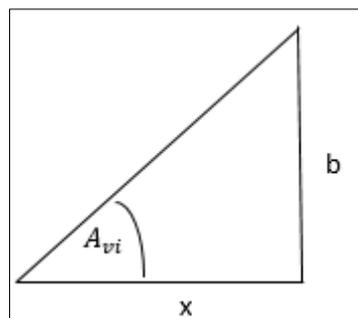


Figura 3. 7. Diagrama del ángulo interna.

$$\tan A_{vi} = \frac{1,6}{2,5}$$

$$\tan A_{vi} = 0,64$$

$$A_{vi} = 32,62^\circ$$

3.2.4 Relación de transmisión piñón y cremallera

Es la transmisión de una fuerza de un piñón a otro esta puede ser de multiplicación o desmultiplicación, esto depende del número de dientes y diámetro de los mismos. Para calcular se tiene la siguiente formula:

Dónde:

El número de dientes del conducido y conductor se obtiene del tornillo sin fin y cremallera de la caja de dirección utilizado en el diseño.

$$Z_1 = \text{Conducido} = 33$$

$$Z_2 = \text{Conductor} = 26$$

$$i = Z_1/Z_2 \quad (17)$$

$$i = \frac{33}{26}$$

$$i = 1,27$$

3.2.5 Desmultiplicación

Es el sistema de transmisión que reduce la velocidad de rotación, donde en el proyecto se utilizó el sistema piñón cremallera con una relación de desmultiplicación de 1.27:1 obteniendo un funcionamiento óptimo del sistema.

3.2.6 Cálculo de momentos

Se procede a calcular el momento o torque a cada uno de los elementos que conforman el sistema de dirección tomando el valor 710.73 N calculado anteriormente.

3.2.6.1 Cremallera

Es necesario realizar el cálculo de momentos de la cremallera con la finalidad de obtener la resistencia del material de la pieza para ello se toma los datos como es el peso, fuerza y distancia en donde se aplica la fuerza.

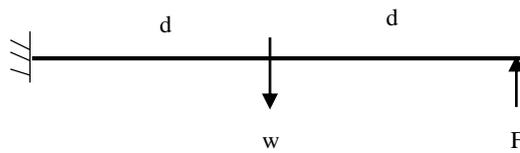
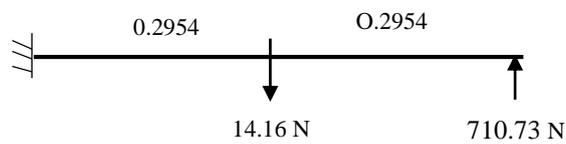


Figura 3. 8. Diagrama del cuerpo libre.

D: Distancia

W: Peso

F: Fuerza



$$\sum M_o = 0$$

$$-14.46 \text{ N}(0.2954)\text{m} + 710.73(0.5908)$$

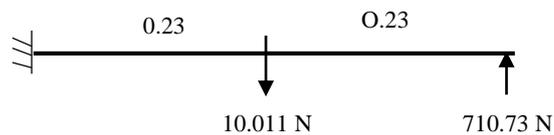
$$-4.271484 + 419.8$$

$$M_o = 415.52 \text{ Nm}$$

3.2.6.2 Columna de dirección

Es importante determinar la resistencia del material de la columna de dirección para verificar las cargas máximas que soporta este elemento en el sistema de dirección.

Con esto se garantiza si dicho elemento cumple con las condiciones de las normas SAE.



$$\sum M_o = 0$$

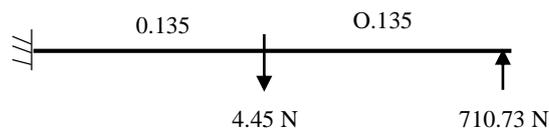
$$-10.011 \text{ N}(0.23)\text{m} + 710,73(0.46)$$

$$-2.30253 + 326.93$$

$$M_o = 324.62 Nm$$

3.2.6.3 Axial

El axial cuenta con tres grados de libertad y es indispensable conocer si resiste las fuerzas que actúan cuando el vehículo está en marcha también este material debe absorber la mayor fuerza en caso de una colisión lateral salvaguardando la vida del piloto.



$$\sum M_o = 0$$

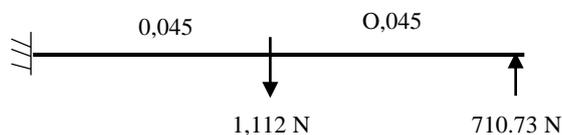
$$-4.45 N(0.135)m + 710.73(0.27)$$

$$-0.600 + 191,89$$

$$M_o = 191.29 Nm$$

3.2.6.4 Terminal

El terminal debe resistir la mayor fuerza de impacto al momento de una colisión lateral debido a esto tiene que tener un factor de seguridad elevado para garantizar su desempeño en caso de un accidente.



$$\sum M_o = 0$$

$$-1.112 N(0.045)m + 710.73(0.09)$$

$$-0.05004 + 63.96$$

$$M_o = 63.90 \text{ Nm}$$

3.3 Diseño de la dirección en CAD

Previo a la realización del diseño de la dirección se realizó un estudio de las normativas SAE con la finalidad de determinar un bosquejo de dirección adecuado el que cumpla con las especificaciones de la normativa una vez obtenido el mismo se procede a plasmar este en un software CAD.

3.3.1 Análisis de condiciones de diseño

3.3.1.1 Diseño

El sistema de dirección se lo realiza en un software de simulación basados en las normativas SAE con el fin de competir en este evento.

Además, se experimentará el proceso de elaboración de las piezas y con esto se tendrá un estimado del precio total de la dirección.

3.3.1.2 Consideraciones de diseño

En el caso de la formula SAE por las características de los circuitos se recomienda que la batalla tenga la distancia de 1,6 m según las reglas de diseño para una mejor maniobrabilidad del prototipo.

3.3.2 Herramientas computacionales

Existen una gran variedad de programas asistidos por computadora que ayudan a los diseñadores a diseñar elementos mecánicos mediante el uso de modelos matemáticos.

Estas herramientas nos permiten obtener cálculos rápidos de propiedades como: localización del punto de gravedad y momentos de la inercia.

3.3.3 Factor de diseño y seguridad

Según Norton en su libro “Diseño de máquinas” dice para obtener un diseño óptimo de máquinas se debe tomar un factor de seguridad de 1.5, se toma este valor debido a que el

sistema de dirección no soporta grandes esfuerzos y debe brindar seguridad a la hora de maniobrar el vehículo.

3.4 Selección de componentes

3.4.1 Selección del material

En el sector automotriz es necesario tener el conocimiento metalúrgico para mejorar el rendimiento y vida útil del material dependiendo de sus características y esfuerzos a los que va a hacer sometido en su funcionamiento.

Para la selección del material adecuado se realiza el siguiente procedimiento:

Realizar el análisis de los esfuerzos a los que están sometidos los elementos del sistema de dirección.

Realizar la selección del material para la construcción del sistema de dirección.

Tener en cuenta los parámetros descritos a continuación para seleccionar los materiales.

3.4.2 Parámetros para la selección de materiales

Características del material

Presupuesto

Accesibilidad mercantil

3.4.2.1 Material de la cremallera

Albán Carlos (2016) en su trabajo titulado “diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo tipo fórmula para la escuela de ingeniería automotriz.” Concluye que el acero SAE 1020 es el material que cumple con los requerimientos para la construcción del sistema de dirección por cremallera para un vehículo tipo fórmula student.

El acero SAE 1020 se utiliza para realizar el análisis de esfuerzo, deformación y factor de seguridad a la cremallera, axial y terminal en cambio en la columna de dirección se usa el acero SAE 1015.

En la tabla 3.1 se detalla las propiedades mecánicas del acero seleccionado el cual se utilizó para el diseño de los elementos del sistema de dirección como son: axial, terminal, cremallera, rotulas.

Tabla 3. 1. Acero SAE 1020

Propiedad	Valor	Unidad
Modulo elástico	$2 * 10^{11}$	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	$7.7 * 10^{10}$	N/m ²
Densidad de masa	7900	kg/m ³
Límite de tracción	420507	KN/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	351571	KN/m ²
Coefficiente de expansión térmica	$1.5 * 10^{-5}$	k
Conductividad térmica	47	W/(m – k)
Calor específico	420	j/(kg – k)
Coefficiente de amortiguamiento del material		N/D

(systemes, 2017, pág. 1)

En la tabla 3.2 se especifica las propiedades mecánicas del aluminio SAE 1060 que se utilizó para elaborar la caja de dirección ya que esta sirve de alojamiento al tornillo sinfín y cremallera.

Tabla 3. 2. SAE 1060

Propiedad	Valor	Unidad
Modulo elástico	$6.9 * 10^{10}$	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	$2.7 * 10^{10}$	N/m ²
Densidad de masa	2700	kg/m ³
Límite de tracción	68935.6	KN/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	27574.2	KN/m ²
Coefficiente de expansión térmica	$2.4 * 10^{-5}$	k
Conductividad térmica	200	W/(m – k)
Calor específico	900	j/(kg – k)
Coefficiente de amortiguamiento del material		N/D

(systemes, 2017, pág. 1)

En la tabla 3.3 se especifica los componentes químicos que conforman el acero SAE 1015 que se utiliza en el diseño de la columna de dirección en el software CAD para realizar los análisis de Von Mises y el factor de seguridad.

Tabla 3. 3. Composición del acero SAE 1015

Composición	
Elemento	Peso %
C	0.13 - 0.18
Mn	0.30 - 0.60
P	0.04 (máx.)
S	0.05 (máx.)

(Jener, 2014, pág. 34)

Se diseño una caja de dirección que cumpla con las condiciones que exige la normativa SAE; esta normativa específica que debe ser un sistema por cremallera.

3.5 Diseño de la dirección en SolidWorks

Es un programa que ayuda a diseñar elementos mecánicos, permite resolver problemas de diseño con facilidad ahorrando tiempo y dinero. El programa permite utilizar diferentes tipos de mallado como son el cuadrado, triangular, hexagonal y tetraédrico.

3.5.1 Volante

Tomando como referencia las normativas SAE se diseñó el volante con las siguientes medidas: diámetro mayor de 22 cm y diámetro menor de 17cm, para este proyecto se modificó un volante deportivo tomando como referencia el diámetro del aro frontal (front hoop).

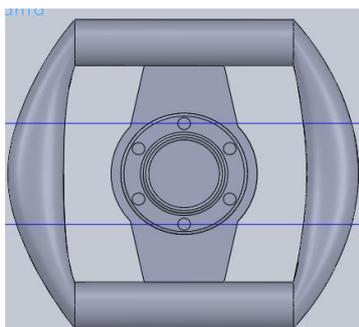


Figura 3. 9. Diseño del volante

3.5.2 Acople del volante

Según la normativa SAE el volante debe tener un acople el cual permite su montaje y desmontaje a voluntad del piloto también debe brindar la seguridad al momento de maniobrar la dirección.

Para este proyecto se utilizó un acople de bolas circundantes debido a que este tipo de elemento ofrece una extracción rápida del volante y a su vez no afecta con la maniobrabilidad del sistema.

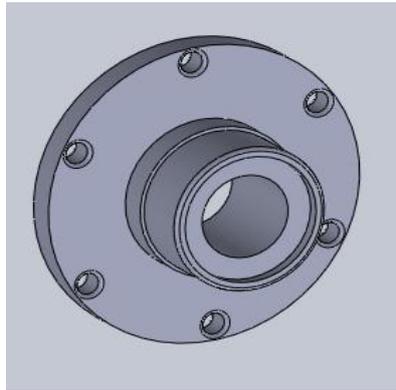


Figura 3. 10. Acople de la dirección.

3.5.3 Columna de dirección

Para el diseño de la columna de dirección se utilizó un acero SAE 1015 debido a que este elemento soporta esfuerzos de torsión esta es una barra sólida y en sus extremos tiene las bases de las juntas universales.



Figura 3. 11. Columna de dirección en Solid Works

3.5.4 Caja de dirección

Se diseñó la caja de dirección con aluminio SAE 1060 esta sirve como alojamiento de la cremallera y al tornillo sin fin. Esta caja no soporta grandes cargas y sirve de protección al mecanismo que se alberga en la misma.

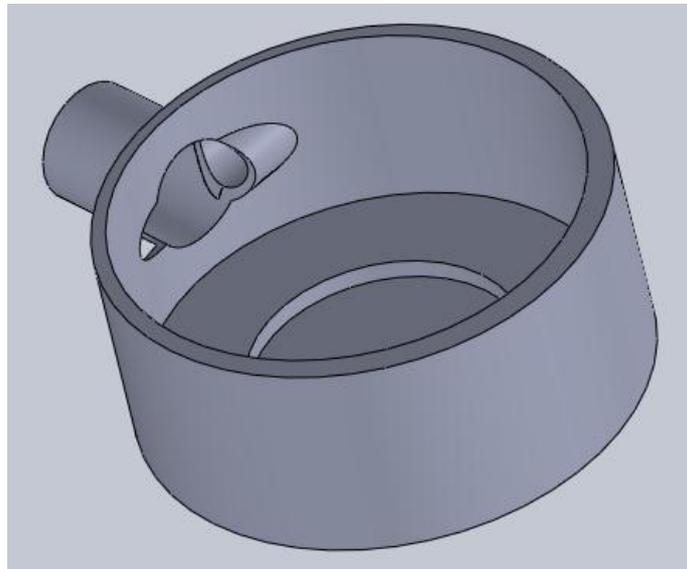


Figura 3. 12. Caja de dirección.

3.5.5 Cremallera de dirección

Para el diseño de este elemento se utiliza el acero SAE 1020, la cremallera debe soportar grandes esfuerzos; esta tiene una longitud de 570 mm y un diámetro de 20 mm sus extremos son roscados para permitir la unión con los axiales.

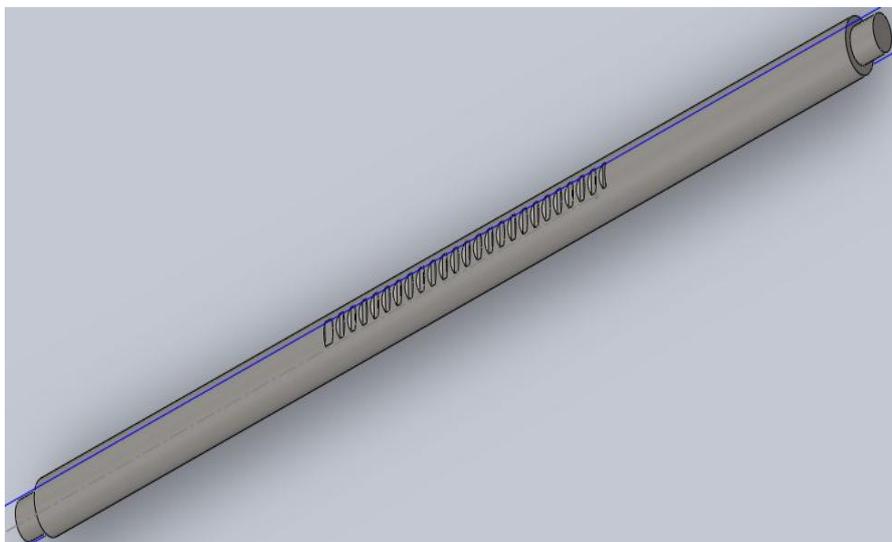


Figura 3. 13. Cremallera

3.5.6 Axiales

Los axiales sirven para transmitir las fuerzas a la rótula de dirección y de esta manera permiten que las ruedas giren, se lo diseñó con un acero SAE 1020 debido a su costo en el mercado.

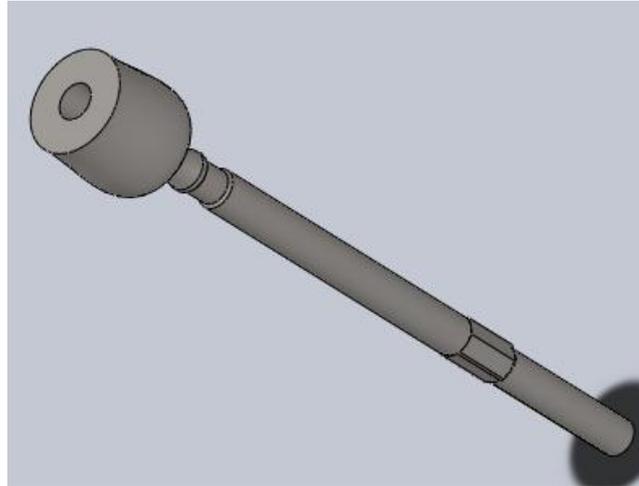


Figura 3. 14. Axial.

3.5.7 Terminales

Este elemento va unido al axial y a la vez a la rótula para poder direccionar las ruedas, fue diseñado con el acero antes mencionado. Este elemento tiene dos grados de libertad el cual impide que se transmita directamente las irregularidades del camino a la barra de dirección.

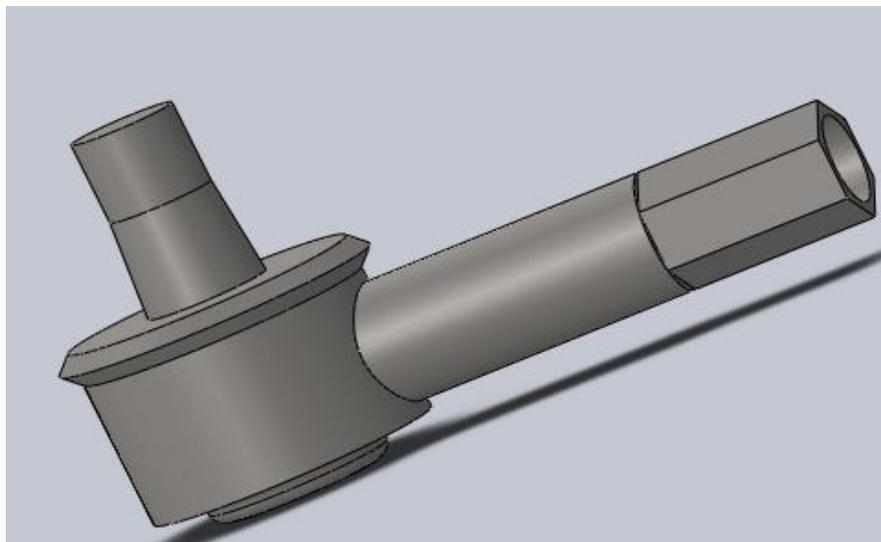


Figura 3. 15. Terminal.

3.5.8 Rodamiento

Su utilización un rodamiento cónico para columnas de dirección y por su fácil mantenimiento, vida útil este consta de 2 pistas y 19 rodamientos, se lo realizó del material SAE 1020 en el software.

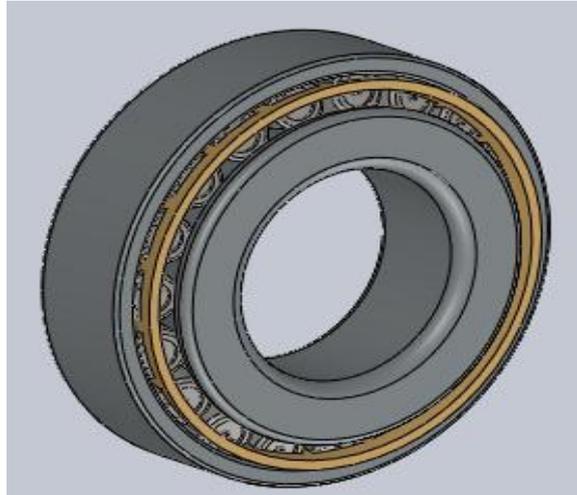


Figura 3. 16. Rodamiento cónico.

3.5.9 Componentes del sistema de dirección

En la figura a continuación se observa los elementos que conforman el sistema de dirección por cremallera en los cuales se procederá a realizar el análisis de resistencia para determinar si el material de estos resiste las fuerzas que constan en la normativa SAE.

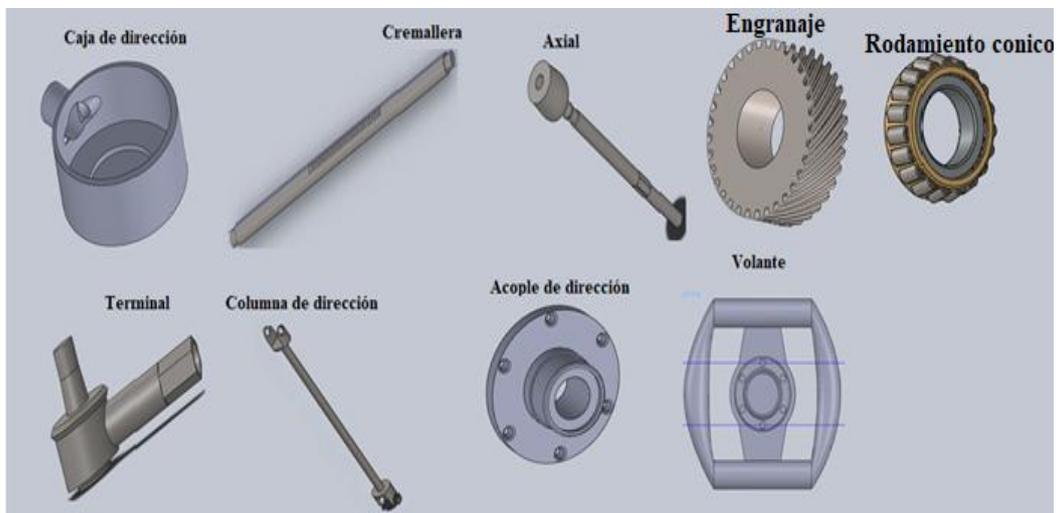


Figura 3. 17. Partes del sistema de dirección por cremallera.

3.5.10 Ensamble de la dirección al chasis

Una vez diseñado las piezas del sistema se procede a implementarlo en el diseño de bastidor como se muestra en la figura 3.15.

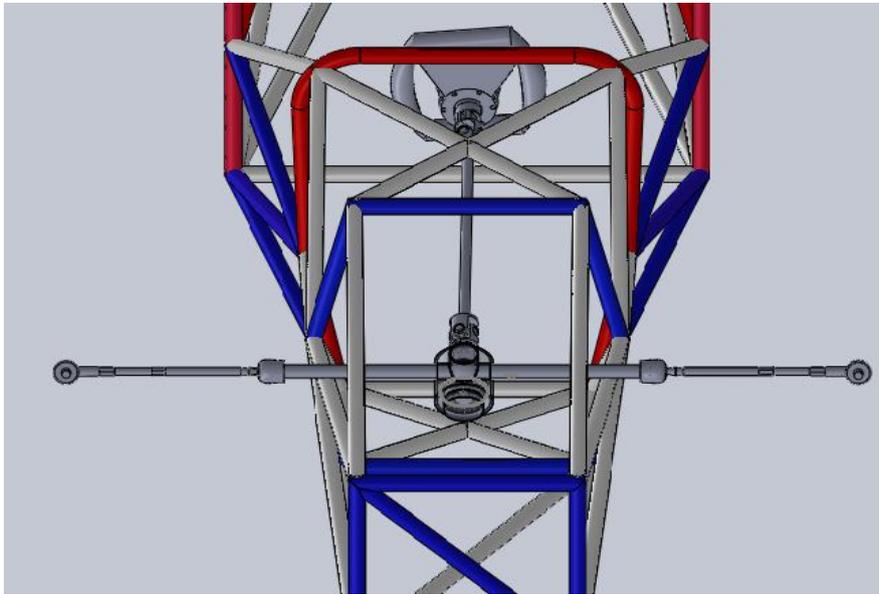


Figura 3. 18. Ensamble de la dirección al chasis.

3.6 Análisis de cargas y esfuerzos CAE

Con este estudio se busca determinar el esfuerzo máximo a los que está sometido el sistema de dirección. Este tipo de análisis ayuda a determinar el factor de seguridad, esfuerzo y deformación de elementos mecánicos.

Para realizar el análisis a los diferentes componentes del sistema se utilizó el mallado predeterminado por el software.

Para realizar las simulaciones en el diseño se utilizó la fuerza de 710.73 N obtenida en los cálculos realizados.

3.7 Condiciones de contorno

En la actualidad el sistema de dirección en la mayoría de los vehículos utiliza rótulas para conectar las manguetas con los brazos de la suspensión y con los tirantes de la dirección. Gracias a los tres grados de libertad que permiten estas uniones se puede fácilmente independizar el movimiento vertical de la suspensión del horizontal de la dirección. Estos

sistemas son más compactos y se emplea por lo general una barra de dirección transversal que están constituida por los siguientes elementos (Alonso, 2008, pág. 56):

Las manguetas, volante y la columna de dirección habitualmente articulada. La caja de dirección y barra de dirección en un único módulo, generalmente formado por la propia cremallera de dirección o en algunos casos por un sistema de recirculación a bolas y barra de dirección (Alonso, 2008, pág. 56).

Los brazos de acoplamiento o tirantes conectados mediante rótulas a la masa suspendida, barra de dirección o cremallera y a la masa no suspendida, manguetas o porta manguetas. Las rótulas son tipo de unión que permite independizar el movimiento vertical de la suspensión a la dirección (Alonso, 2008, pág. 56).

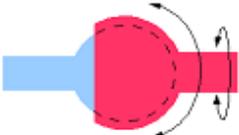
Elemento	Carga	Grados de libertad	Imagen
Axial	710.73 N	3 grados de libertad	
Terminal	710.73 N		
Columna	710.73 N		
Cremallera	710.73 N		

Figura 3. 19. Condiciones de contorno del sistema de dirección.

(Azom, 2012, pág. 34)

El sistema de dirección tiene tres grados de libertad debido a que esta implementada con rótulas, pero para realizar el análisis a cada uno de los elementos del sistema individualmente se aplica este valor verificando el punto fijo y el área donde se aplica la carga.

3.8 Verificaciones de calidad de malla

La malla cumple un papel muy importante al momento de realizar el análisis, el programa realiza 2 verificaciones para comprobar la calidad de los elementos esto ayuda a que los datos que se obtenga garanticen el diseño.

3.8.1 Verificación del cociente de aspecto

Para una malla sólida, la precisión numérica se logra mejor mediante una malla con elementos tetraédricos perfectos y uniformes cuyas aristas sean de igual longitud. Para una geometría general, no es posible crear una malla de elementos tetraédricos perfectos

(systemes, 2017, pág. 1). Debido a las aristas pequeñas, la geometría curva, las operaciones lámina y las aristas vivas, algunos de los elementos generados pueden tener algunas aristas mucho más largas que otras. Cuando las aristas de un elemento tienen una notable diferencia en su longitud, la precisión de los resultados se ve perjudicada (systemes, 2017, pág. 1).

La relación de aspecto de un elemento tetraédrico perfecto se utiliza como la base para el cálculo de relaciones de aspecto de otros elementos. La relación de aspecto de un elemento se define como la relación entre la arista más larga y la normal más corta colocadas desde un vértice a la cara opuesta normalizada con respecto a un tetraedro perfecto. Por definición, la relación de aspecto de un elemento tetraédrico perfecto es 1,0. La verificación de relación de aspecto supone que las aristas rectas se conectan con los cuatro nodos angulares. Dicha verificación es utilizada automáticamente por el programa para comprobar la calidad de la malla (systemes, 2017, pág. 1).

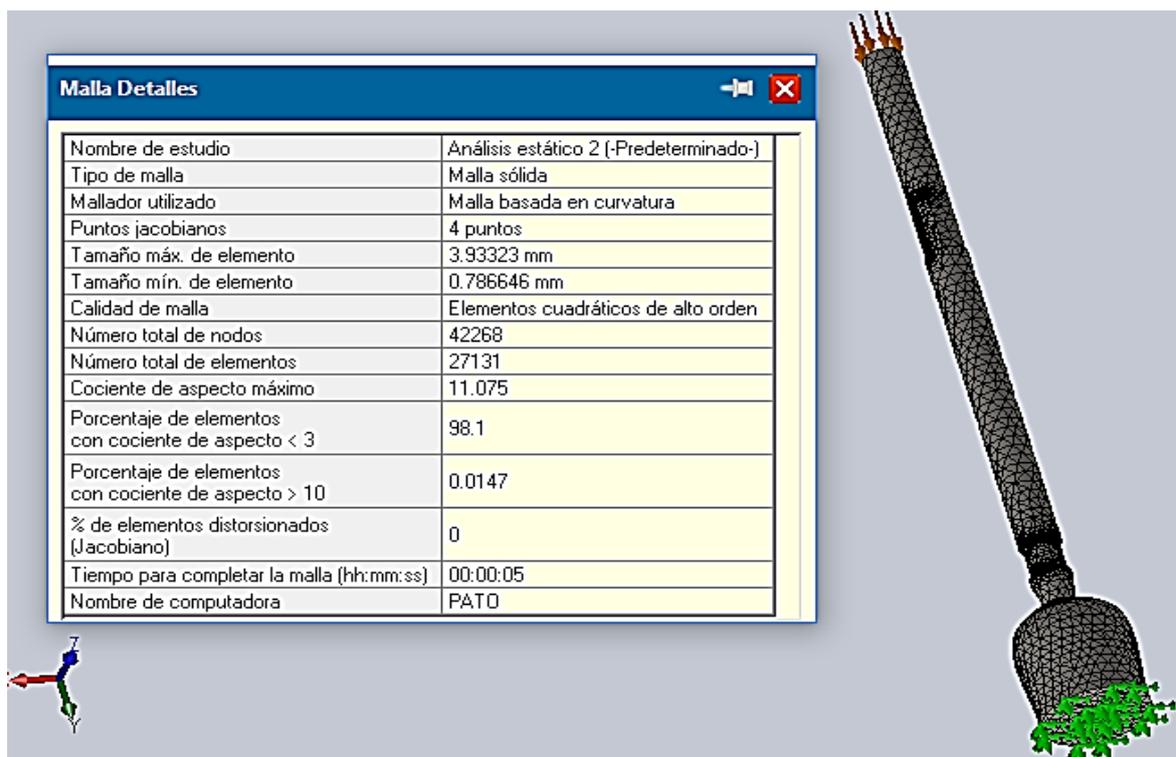


Figura 3. 20 Verificación de mallado

3.8.2 Puntos jacobianos

Los elementos parabólicos pueden trazar la geometría curva de manera mucho más precisa que los elementos lineales del mismo tamaño. Los nodos centrales de las aristas

de contorno de un elemento se colocan en la geometría real del modelo. En contornos extremadamente vivos o curvos, las colocaciones de los nodos centrales en la geometría real pueden generar elementos distorsionados con aristas que se entrecruzan entre sí. La verificación jacobiana de un elemento extremadamente distorsionado es negativa (systemes, 2017, pág. 1).

El cociente de un elemento tetraédrico parabólico con los nodos centrales ubicados exactamente en el medio de las aristas rectas es 1,0. Aumenta a medida que aumentan las curvaturas de las aristas. En un punto dentro del elemento el cociente jacobiano brinda una medida del grado de distorsión del elemento en dicha ubicación (systemes, 2017, pág. 1).

El software calcula el cociente jacobiano en el número seleccionado de puntos gaussianos para cada elemento tetraédrico. Según los estudios estocásticos se considera que un cociente jacobiano de 40 o menos es aceptable (systemes, 2017).

3.8.3 Análisis de malla del axial

Según el análisis de malla realizado en el axial se observa que el elemento consta de 4 puntos jacobianos además se obtiene un cociente de 3.293, de acuerdo con los valores obtenidos se valida la malla garantizando el estudio numérico.

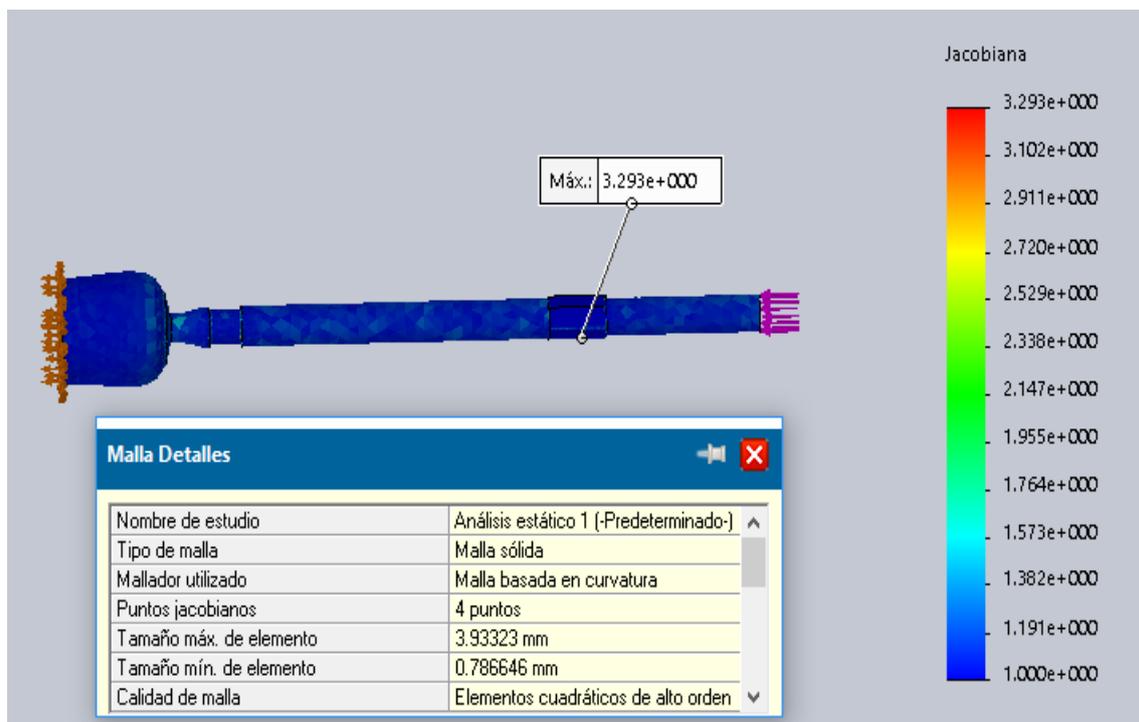


Figura 3. 21. Análisis de malla del axial.

3.8.4 Análisis de malla del terminal

El análisis de malla realizado al terminal consta con 4 puntos jacobianos y se obtiene un valor máximo de 1.82 y según la página Dassault Systems dice que un cociente de 40 o menos es aceptable por lo tanto se garantiza el estudio realizado.

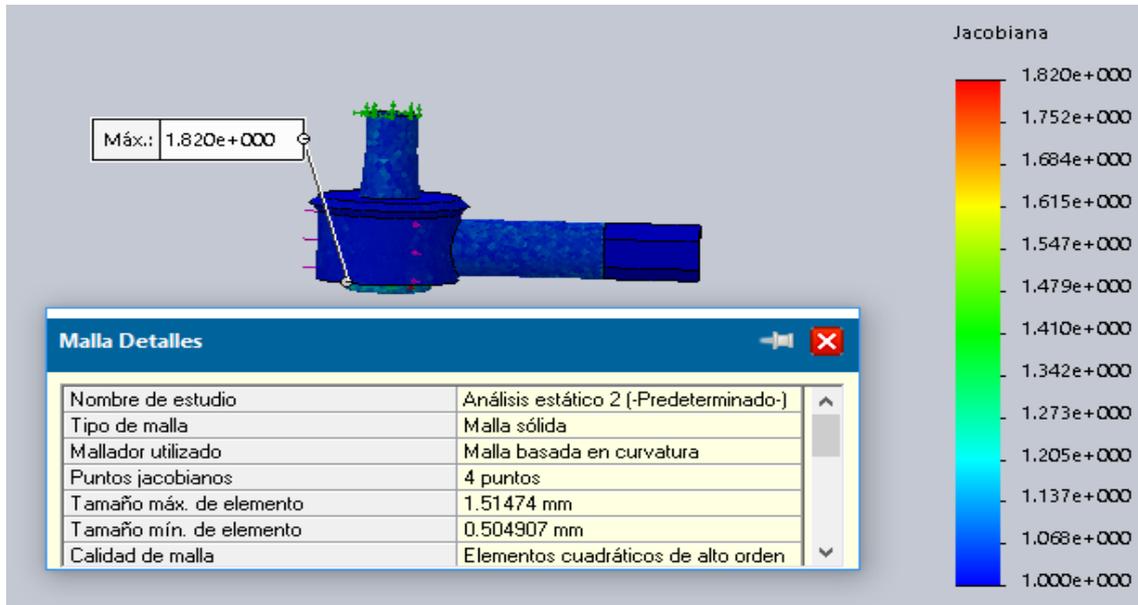


Figura 3. 22. Análisis de malla del terminal.

3.8.5 Análisis de malla de la cremallera

Según Dassault Systems dice que un cociente de 40 o menos es aceptable el análisis realizado a la cremallera indica que la malla consta de 4 puntos Jacobianos garantizando el estudio.

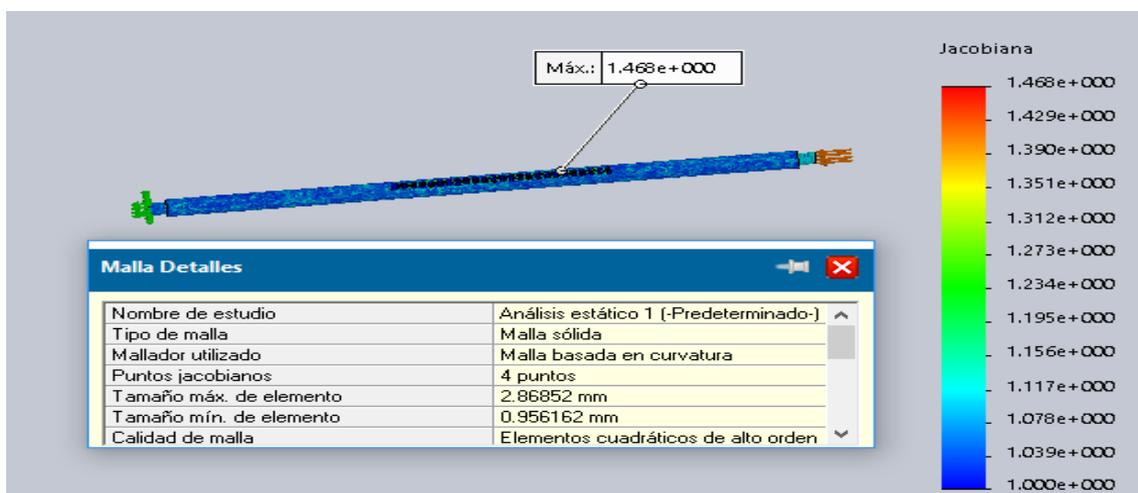


Figura 3. 23. Análisis de malla de la cremallera.

3.8.6 Análisis de malla de la columna de dirección

Los datos obtenidos en el análisis de malla realizado en la columna de dirección garantizan el estudio se observa un valor máximo de 2,48 este valor ayuda a confirmar que el mallado utilizado es aceptable.

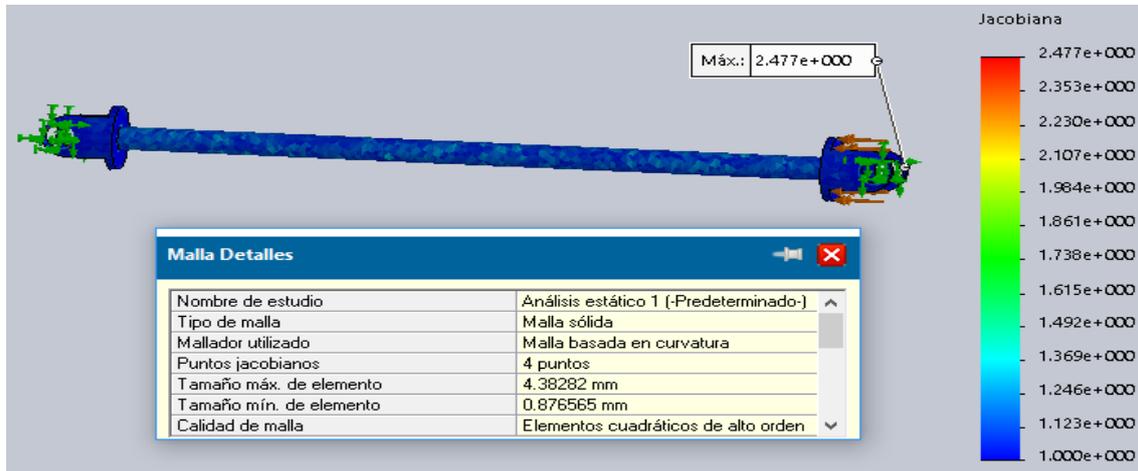


Figura 3. 24. Análisis de malla en la columna.

3.9 Análisis de cargas en el axial

3.9.1 Esfuerzo de Von Mises en el axial

Para verificar el esfuerzo máximo que soporta el axial primero seleccionamos el área fija en este caso el extremo donde se acopla con la cremallera y en el otro extremo se aplica la carga, además si se emplea la carga de 710.73 N en el lugar seleccionado se puede conseguir un esfuerzo de Von Mises de 13.23 MPa.

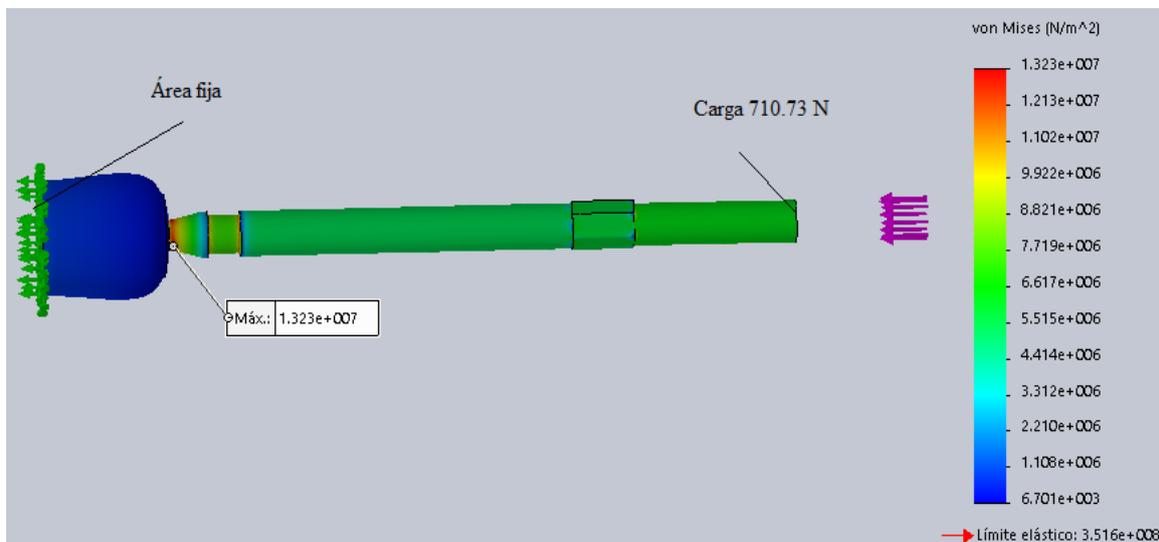


Figura 3. 25. Análisis en axial aplicando una carga de 710.73N.

3.9.1.1 Deformación

En la figura 3.22 se observa que para verificar la deformación unitaria se selecciona el área fija en la parte que se acopla con la cremallera aplicando la carga de 710.73 N obtenemos una deformación del axial de 0.007 mm.

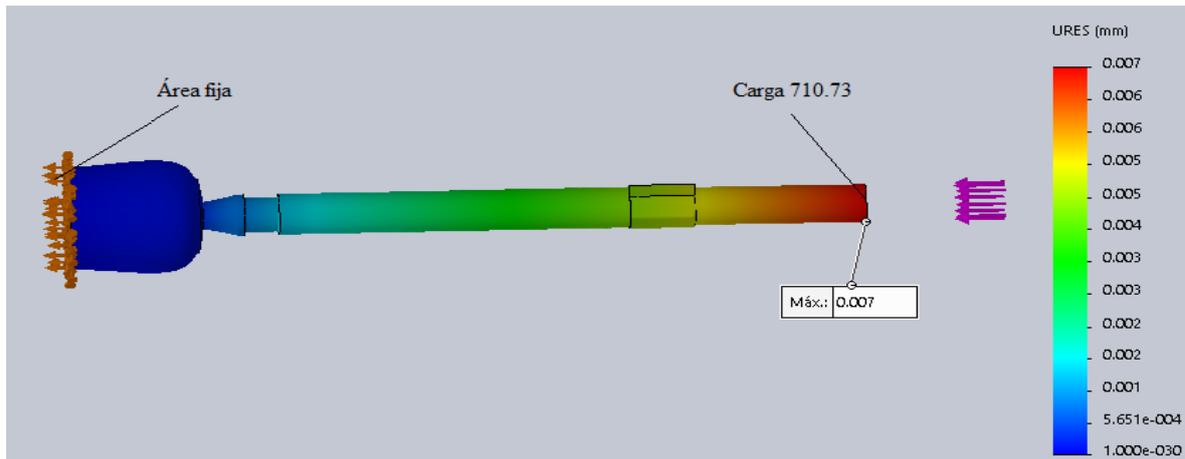


Figura 3. 26. Desplazamiento del axial.

3.9.1.2 Factor de seguridad

Realizando el mismo procedimiento antes descrito se verificar el factor de seguridad en la pieza aplicando la carga de 710.73 N según los valores establecidos por Shigley de 1 a 4 como factor de seguridad el análisis realizado a la axial comprueba que el elemento cumple con los requerimientos establecidos.

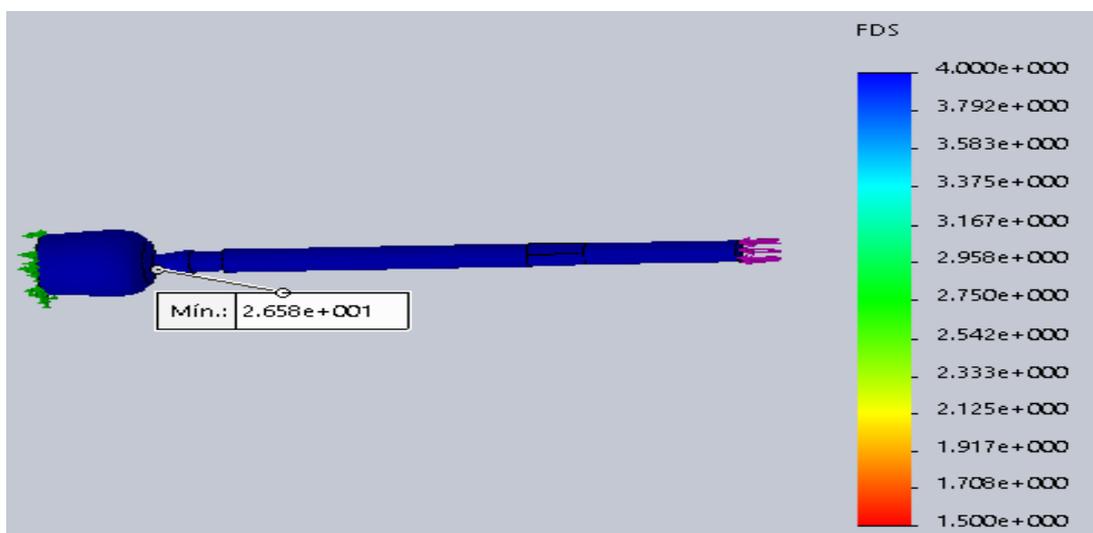


Figura 3. 27. Factor de seguridad en el axial.

3.9.2 Análisis de cargas en el terminal

En la figura 3.24 se indica los valores y la distribución de la tensión cuando se aplica una fuerza axial de 710.73 N en la cara del terminal, para obtener el esfuerzo a la pieza se selecciona dos puntos fijos.

Con la carga aplicada se tiene un valor máximo de 1.388 MPa, por lo tanto, el terminal soporta el esfuerzo producido cuando la rueda toma una curva.

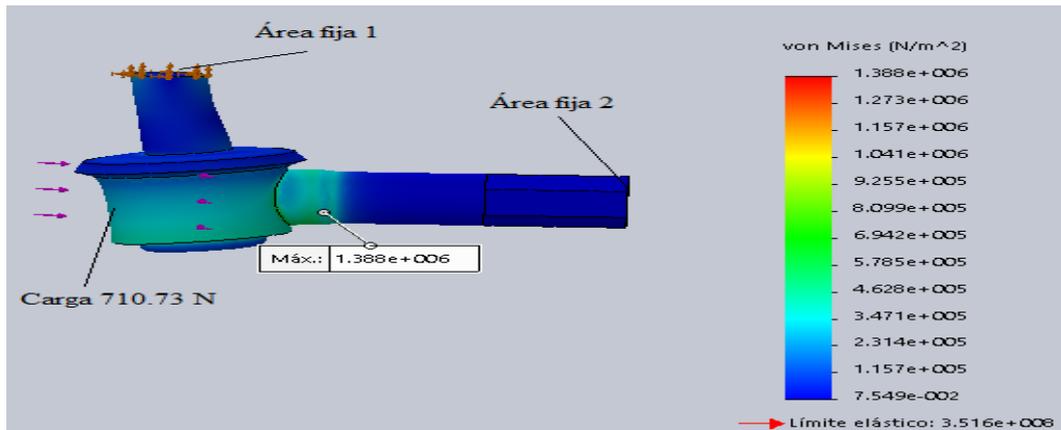


Figura 3. 28. Análisis de carga en el terminal con una fuerza de 710.73 N.

3.9.2.1 Deformación

Se observa en la figura 3.25 la deformación que esta sufre en la zona donde se produce la tensión máxima. Para realizar el análisis se aplica una carga de 710.73 N obteniendo un valor máximo de 0.00009161 mm como deformación.

La deformación que el terminal sufre en esta zona es muy pequeña y no afecta el funcionamiento del mismo.

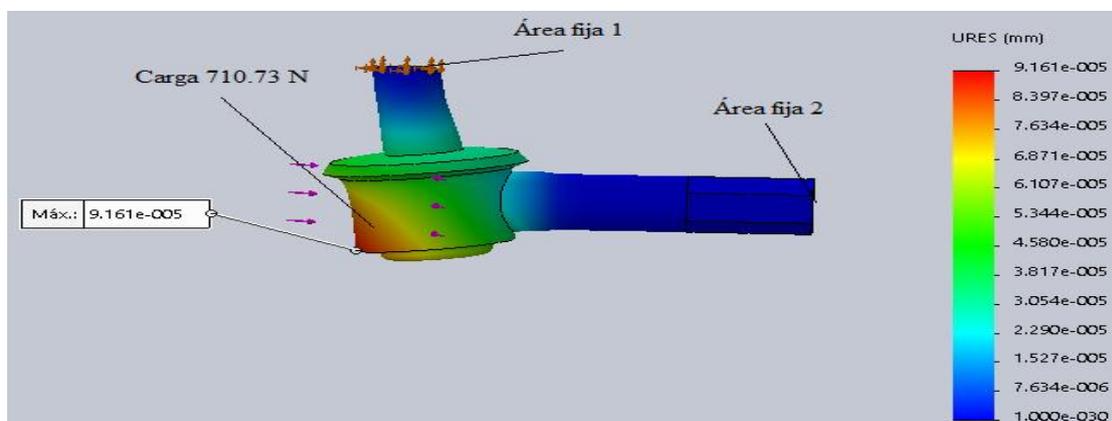


Figura 3. 29. Desplazamiento del terminal

3.9.2.2 Factor de seguridad

Se aplica una carga de 710.73 N para el análisis de factor de seguridad obteniendo un valor mínimo de 1.5. El valor mínimo del coeficiente de seguridad obtenido indica que el terminar soporta mayor carga. Por lo tanto, el material elegido para esta pieza es el adecuado y permite un funcionamiento óptimo.

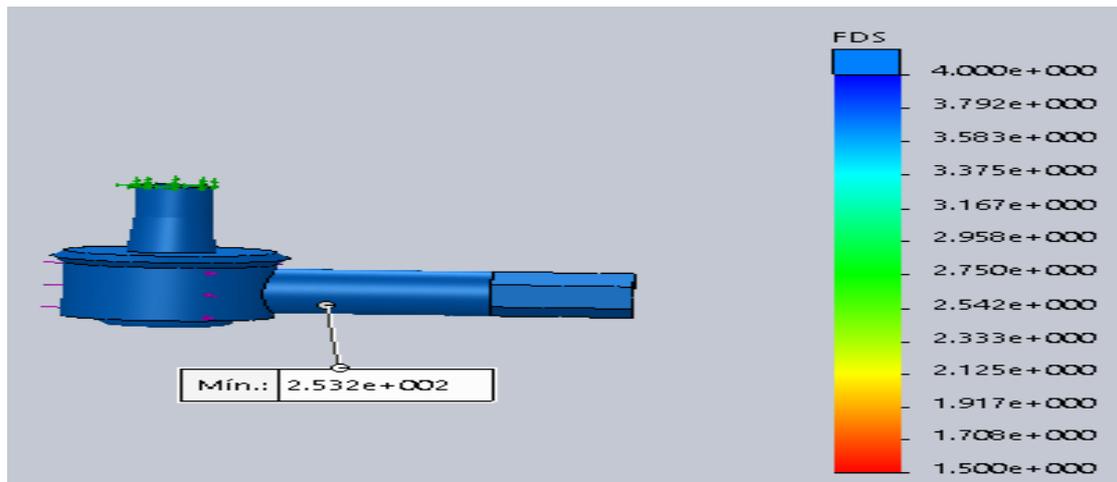


Figura 3. 30. Factor de seguridad en el terminal.

3.9.3 Análisis de cargas en la cremallera

Como se observa en la figura 3.27 la distribución de la fuerza en la cremallera varía con relación a los otros componentes del sistema de dirección.

Se selecciona un punto fijo a un extremo de la cremallera y un área donde se aplica la carga de 710.73 N obteniendo un valor máximo de 6.495 MPa.

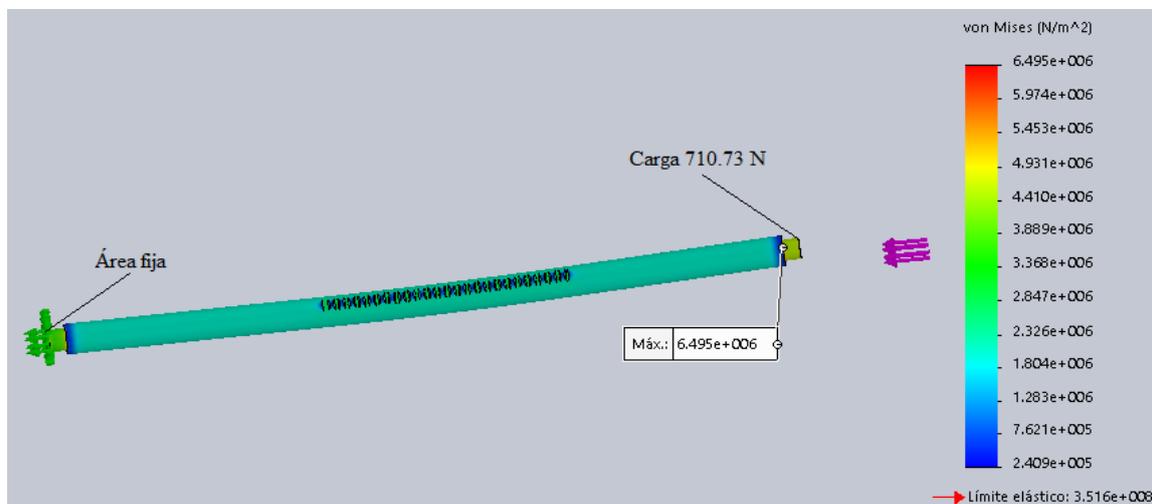


Figura 3. 31. Análisis de carga en la cremallera con una fuerza de 710.73 N.

3.9.3.1 Deformación

En la figura 3.28 se observa la deformación producida cuando se le aplica la carga de 710.73 N obteniendo un valor de 0.007 mm. El valor de deformación se origina en el mismo lugar que localizamos la tensión. Debido al material utilizado se obtiene una deformación mínima. Por lo tanto, el diseño cumple con los requerimientos y garantiza una función adecuada.

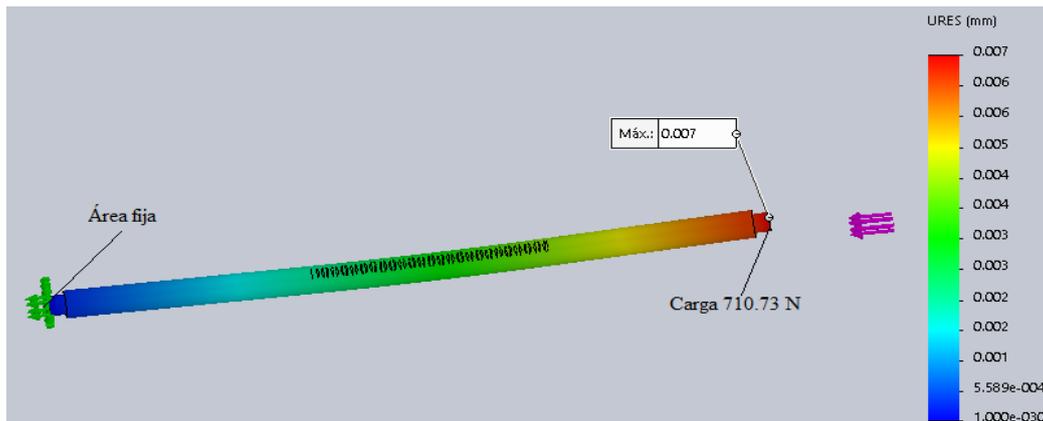


Figura 3. 32. Desplazamiento de la cremallera.

3.9.3.3 Factor de seguridad

Para obtener un valor de seguridad se establece un punto fijo y una zona para aplicar la carga de 710.73 N, se comprueba que el material utilizado para la cremallera cumple con los parámetros establecidos por Shigley para tener un buen desempeño en su funcionamiento.

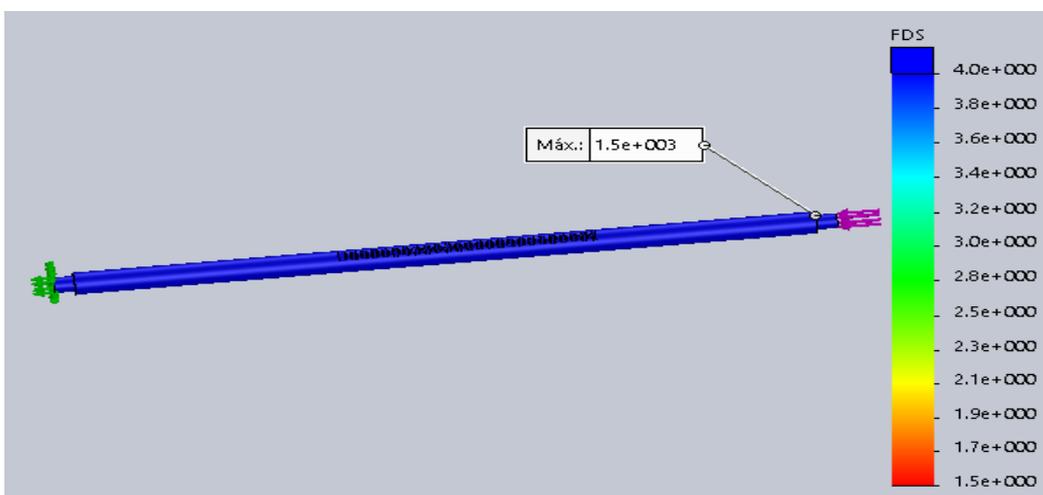


Figura 3. 33. Factor de seguridad en la cremallera.

3.9.4 Análisis de carga en la columna de dirección

Como se observa en la figura 3.30 se obtiene un esfuerzo máximo de 40.820 MPa cuando se aplica una carga de 710.73 N. El valor obtenido del esfuerzo en la columna garantiza su funcionamiento y no afecta a los elementos a las que se encuentra unidos.

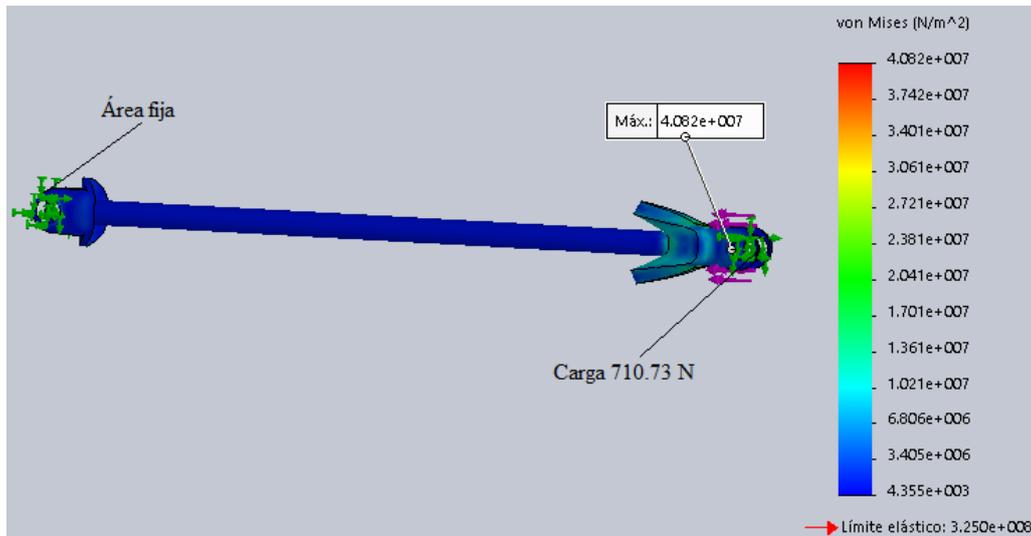


Figura 3. 34. Análisis en la columna de dirección

3.9.4.1 Deformación

Como se observa en la figura 3.31 un valor de deformación máxima de 0.01 mm al aplica la carga de 710.73 N, el valor obtenido ayuda a comprobar que el material elegido para la columna de dirección es el adecuado.

Por lo tanto, se garantiza que la columna cumple con las especificaciones y su correcto funcionamiento.

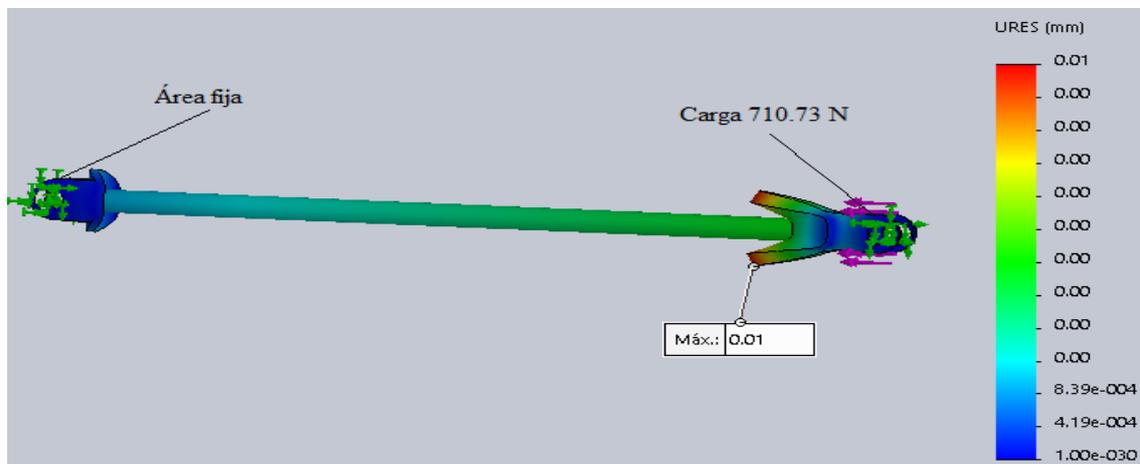


Figura 3. 35. Desplazamiento de la columna.

3.9.4.2 Factor de seguridad

Para el análisis estructural de la columna de dirección se indica el factor de seguridad donde se verifica que el diseño de la misma es el adecuado y cumple con lo requerido.

Como se observa en la figura 3.32 el coeficiente de seguridad obtenido es de 1.5 lo que especifica que el material utilizado es el adecuado de acuerdo con la función que va a realizar.

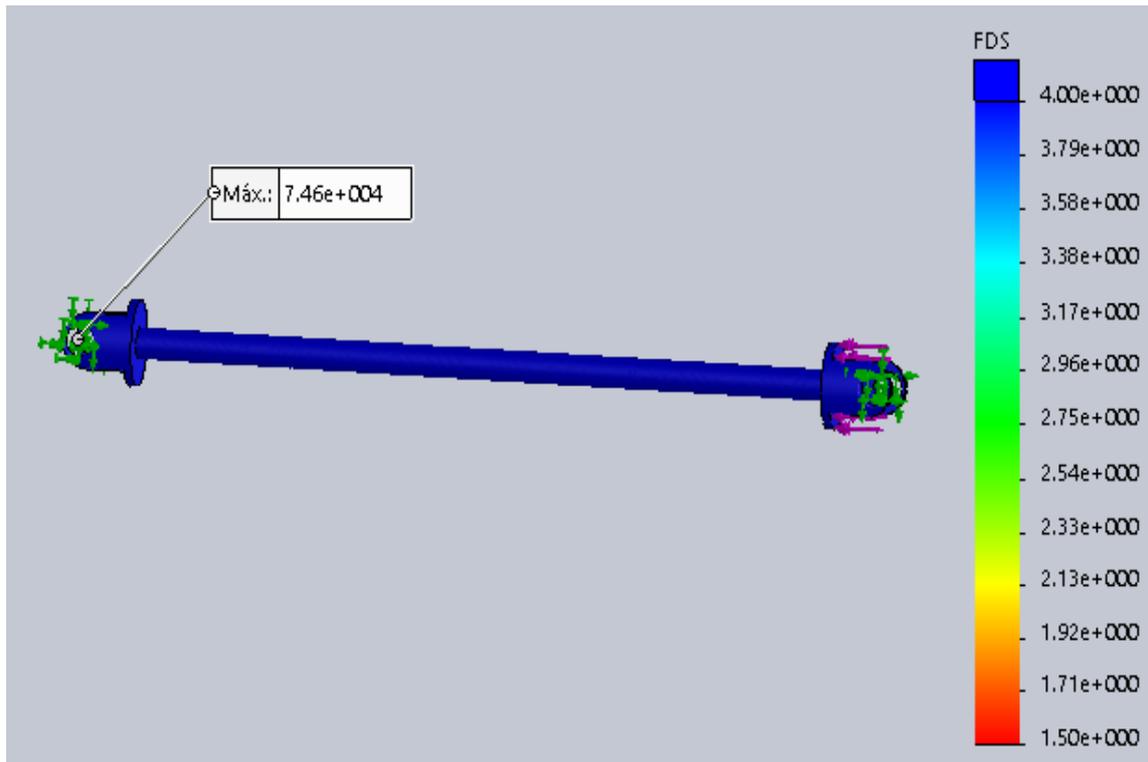


Figura 3. 36. Factor de seguridad en la columna de dirección

Según el estudio realizado el acero SAE 1015 utilizado en la columna de dirección y el acero SAE 1020 para el axial, terminal y cremallera cumple con las especificaciones requeridas por esta razón se procede construir el sistema de dirección para posteriormente ensamblar en el chasis del vehículo tipo formula student.

3.10 Contrición de los elementos del sistema de dirección

3.10.1 Caja de dirección

Se diseño la caja de dirección para alojar es mecanismo piñón cremallera, en la realización de este elemento se utilizó un torno para dar la forma esférica de diámetro 88mm y a su

base interna se realizó una perforación que sirve de albergue el rodamiento, a un lado de la misma se hizo una perforación donde se ubica la cremallera.



Figura 3. 37. Caja de dirección.

3.10.2 Axiales del sistema de dirección

El axial está diseñado con un acero SAE 1020, acoplados en los extremos de la cremallera permiten que las oscilaciones de las ruedas no se transfieran a la caja de dirección, este axial es de un vehículo Suzuki forsa 1 y se lo puede adquirir en los almacenes de repuestos automotrices.



Figura 3. 38. Axial.

3.10.3 Cremallera de dirección

Para la elaboración de la cremallera se utilizó una barra de acero de 570 mm y un diámetro de 20mm, con ayuda de una fresadora en la parte central de la misma se realiza 26 dientes y a sus extremos se hace 2 roscar para poder acoplar los axiales.



Figura 3. 39. Cremallera de dirección.

3.10.4 Piñón

Se utilizó una barra de acero de 136 mm y de diámetro 88mm, con la ayuda del torno se redujo a diferentes diámetros, el primero de 15 mm de diámetro y una longitud de 18 mm en el cual se acopla la junta universal luego realiza los diámetros de 25mm para alojar los rodamientos en el centro de la barra se tornea un espacio de 76 mm para ubicar el engrane. Por último, se ensambla estos elementos.



Figura 3. 40. Engranaje.

3.10.5 Terminales de dirección

Es una serie de uniones tipo rótula que se acopla a las ruedas directrices y absorben las irregularidades del camino por el que circula está diseñado con un acero SAE 1020 y se lo adquirió este elemento en un almacén de repuestos.



Figura 3. 41. Terminal de dirección

3.10.6 Acople del volante

El acople está diseñado de aluminio SAE 1060 y sirve para acoplar y desacoplar el volante a voluntad del conductor este no afectar la maniobrabilidad del vehículo, este elemento se lo adquirió al comprar el volante.



Figura 3. 42. Acople del volante.

3.10.7 Juntas universales

Las juntas universales están hechas de un acero SAE 1015 y son elementos mecánicos que ayudan a la transmisión de fuerzas en ejes no alineados se utilizó este tipo de junta debido a que tiene tres grados de libertad y permiten la rotación del volante sin problemas.



Figura 3. 43. Juntas universales

3.10.8 Rodamiento

Se utilizo el rodamiento de rodillos cónico para sistemas de dirección debido a que este permite a que gire libre mente el mecanismo del piñón este elemento consta con 19 rodamientos cónicos que ayudad a que el giro se transmita sin problemas.



Figura 3. 44. Rodamiento.

3.10.9 Volante

En la normativa SAE no se tiene una estandarización del volante para un vehículo tipo formula student por lo que se toma como referencia el diámetro del arco frontal para el diseño del este elemento.

3.10.9.1 Procedimiento de modificación del volante

Se obtuvo un volante Sparco, pero no se pudo utilizar en el prototipo debido a su diámetro por lo que se tuvo que modificarlo para poder usarlo en el sistema de dirección para instalarlo en el chasis del vehículo formula student y se siguió los siguientes pasos:

Es necesario desarmar la parte central del volante para desmontar el acople rápido.

1. Como siguiente paso se retira el tapizado de la estructura del volante con la finalidad de medir el diámetro y fijar los puntos donde se realizará el corte para reducir el diámetro de 17 y 11 cm.
2. Cortamos la estructura en los puntos fijados después se suelda la estructura dando la forma que se desea y se tapiza nuevamente el volante.



Figura 3. 45. Diseño del volante.

3.10.9.2 Columna de dirección

- 1 Basándonos en el diseño del bastidor se diseñó la columna de dirección de un diámetro de 15mm y una de longitud de 340 mm.

- 2 Se colocó a sus extremos una junta universal para poder acoplarla con la caja de dirección y a la vez con el volante.
- 3 Para finalizar la modificación de la columna de dirección se pinta para mejorar estéticamente.



Figura 3. 46. Columna de dirección

3.11 Montaje del sistema de dirección

Para la implementación del sistema se tuvo que diseñar la cremallera, caja, volante y la columna de dirección, se adquirió: los axiales, mecanismo de liberación rápido del volante, juntas universales y rotulas.

Se procede ensamblar y sujetar el acople rápido en las modificaciones que se realizó al bastidor



Figura 3. 47. Base de la columna de dirección

Se une el acople rápido del volante a la base mediante pernos después de colocar el mismo a la caja de dirección a continuación se procede a poner la cremallera en su lugar, finalmente se instala la columna y demás elementos del sistema.

El sistema de dirección tiene un radio de giro de externo de 22.30° e interno de 32.60° el cual cumple con las especificaciones requeridas.



Figura 3. 48. Sistema de dirección.

3.12 Convergencia

Para verificar la convergencia se utilizó la maquina 3D existente el taller de la Universidad Técnica del Norte. Donde se obtuvo tales valores. Se colocó en cada una de las ruedas los elementos para alinear las ruedas y así verificar la alineación de las mismas comprobando el estado del sistema.



Figura 3. 49. Máquina de alineación.

Capítulo IV

4. Tabulación y análisis de resultados

4.1 Análisis de resultados

En la tabla 4.1 se detalla los resultados obtenidos de los cálculos y análisis realizados en el sistema de dirección de acuerdo con lo establecido por la normativa SAE mediante modelos matemáticos, dichos valores cumplen con los estándares garantizando el funcionamiento del mismo.

Se toma datos como son ancho de vía, batalla, masa total del vehículo, altura total del vehículo, altura del centro de gravedad y aceleración calculadas en la tesis del bastidor del vehículo tipo formula student (Melo, 2017, pág. 46).

Para realizar los cálculos se utiliza las fórmulas establecidas en el libro técnicas del automóvil del autor J.N. Alonso (Alonso, 2008, pág. 135).

Tabla 4. 1. Resultados obtenidos de los cálculos.

Nombre	Símbolo	Cálculo
Transferencia de la longitud de la masa	Δfx	168.51 N
Ancho de vía	A_v	1.4 m
Batalla	B	1.6 m
Distancia del eje delantero al centro de gravedad	l_f	1.06 m
Altura del centro de gravedad	h	0.317 m
Masa total del vehículo	m	332 kg
Aceleración	a	1.75 g
Carga vertical del vehículo		3324.11 N
Fuerza lateral	F_l	710.73 N
Par que se aplica al piñón cremallera	T	27.18 Nm
Fuerza para girar el volante	F	247.09 N
Par de entrada a la caja	M_o	27.18 Nm

En la tabla 4.2 se indica los resultados obtenidos de los ángulos de giro de la rueda externa e interna, se utilizó la geometría de Ackermann para obtener estos valores. Los valores recolectados de los cálculos matemáticos garantizan el funcionamiento de la dirección

salvaguardando la vida del piloto. El ángulo de giro de la rueda externa es menor al de la interna, estos datos ayudan a verificar que el funcionamiento del sistema.

Tabla 4. 2. Ángulo de giro

Nombre	Símbolo	Cálculo
Angulo de giro rueda externa	Av_e	22. 30°
Angulo de giro rueda interna	Av_i	32. 60°

En la tabla 4.3 se indica los valores obtenidos del torque a los que está sometido el sistema de dirección al momento de su funcionamiento estos resultados ratifican que el sistema va a cumplir con su trabajo.

Los datos obtenidos ayudan a verificar que el material seleccionado es el adecuado y soporta las cargas a los que va a estar sometido al momento de su funcionamiento.

Tabla 4. 3. Cálculo de momentos

Nombre	Símbolo	Cálculo
Momento de la cremallera	M_C	415.52 Nm
Momento en la columna de dirección	M_{Cr}	324. 62 Nm
Momento en el axial	M_A	191.29 Nm
Momento en el terminal	M_t	63.90 Nm

En la tabla 4.4 se detalla los valores obtenidos del análisis de esfuerzos realizado a cada uno de los elementos que conforman el sistema de dirección y dichos resultados obtenidos garantizan que el sistema cumple con los estándares requeridos.

Los datos obtenidos del análisis realizado a los elementos del sistema de dirección garantizan que los mismos soportan la carga que se aplicó así verificando su funcionamiento.

Tabla 4. 4. Resultados obtenidos del análisis de Von Mises

Elemento	Fuerza aplicada	Análisis de Von Mises	Resistencia a la tracción
Axial	710.73 N	13.23 MPa	441 MPa
Terminal	710.73 N	1.388 MPa	441 MPa
Cremallera	710.73 N	6.495 MPa	441 MPa
Columna de dirección	710.73 N	40.820 MPa	372.6527 MPa

En la tabla 4.5 se indica los datos obtenidos de factor de seguridad según Shigley de 1 a 4 para elementos mecánicos por lo que se establece ese rango y el valor mínimo sobre pasa lo establecido en este análisis.

Tabla 4. 5. Factor de seguridad en cada una de las partes del sistema de dirección.

Elemento	Fuerza que se aplica	Factor de seguridad de diseño	Factores de seguridad mínimos obtenidos en la simulación
Axial	710.73 N	1,5 - 4	26.5
Terminal	710.73 N	1,5 - 4	250
Cremallera	710.73 N	1,5 - 4	54
Columna de dirección	710.73 N	1,5 - 4	8

En la tabla 4.6 se detalla los valores obtenidos del análisis de deformación realizado a cada uno de los elementos que conforman el sistema de dirección y dichos resultados obtenidos garantizan que el sistema cumple con los estándares requeridos.

Tabla 4.6. Deformación.

Elemento	Fuerza que se aplica	Deformación (mm)
Axial	710.73 N	0.007
Terminal	710.73 N	0.00009161
Cremallera	710.73 N	0.007
Columna de dirección	710.73 N	0.01

Capítulo V

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

La verificación de la calidad del mallado se realizó mediante el criterio de radio Jacobiano cuyo valor converge a 1 en todos los elementos garantizando así la confiabilidad de los resultados producto de la simulación.

Se utilizó una malla sólida basado en la curvatura del elemento la cual se adapta de mejor manera a la geometría de la pieza y así lograr una correcta distribución de las cargas.

Se ha ocupado la geometría de Ackerman para obtener los ángulos de giro de la rueda externa 22.30° e interna 32.62° , para de esta forma garantizar que no derrapará el vehículo cuando tome una curva.

De acuerdo con las investigaciones bibliográficas realizadas se ha usado los materiales SAE 1020, SAE 1060 y SAE 1015 pudiendo determinar que sus propiedades mecánicas son mucho mayores a las que el diseño exige, obteniendo factores de seguridad mayores a 1.5 como exige un correcto diseño de elementos.

El adecuado diseño del sistema de dirección apoyado de una precisa alineación garantiza el perfecto funcionamiento del mismo brindando seguridad al piloto, confiabilidad y ahorros económicos solventando posibles desgastes prematuros de neumáticos.

El vehículo al ser de competencia sufre impactos laterales cuyo valor de fuerza de impacto lateral obtenida permitió hacer el análisis en el software de modelado y simulación permitiendo tener una perspectiva clara del comportamiento de los elementos que conforman el sistema de dirección garantizando la resistencia de los mismos.

5.2 Recomendaciones

Se recomienda el uso de materiales más livianos, pero con propiedades mecánicas suficientes para soportar la carga que están sometidos, buscando reducción de pesos al vehículo y así optimizando su funcionamiento.

Antes de construir el sistema de dirección hay que considerar la geometría, tamaño y diseño de los otros sistemas que conforman el prototipo entre ellos el sistema de frenos y suspensión, cuyo propósito es evitar problemas al momento del ensamble además de evitar gastos innecesarios que pudieran originarse.

Enfatizar el análisis de materiales previo al diseño y construcción del sistema de dirección con el fin de lograr determinar el material idóneo que resista las exigencias de diseño a la cual los elementos están sometidos y a la vez brinden ahorro económico y reducción de pesos al mismo.

Bibliografía

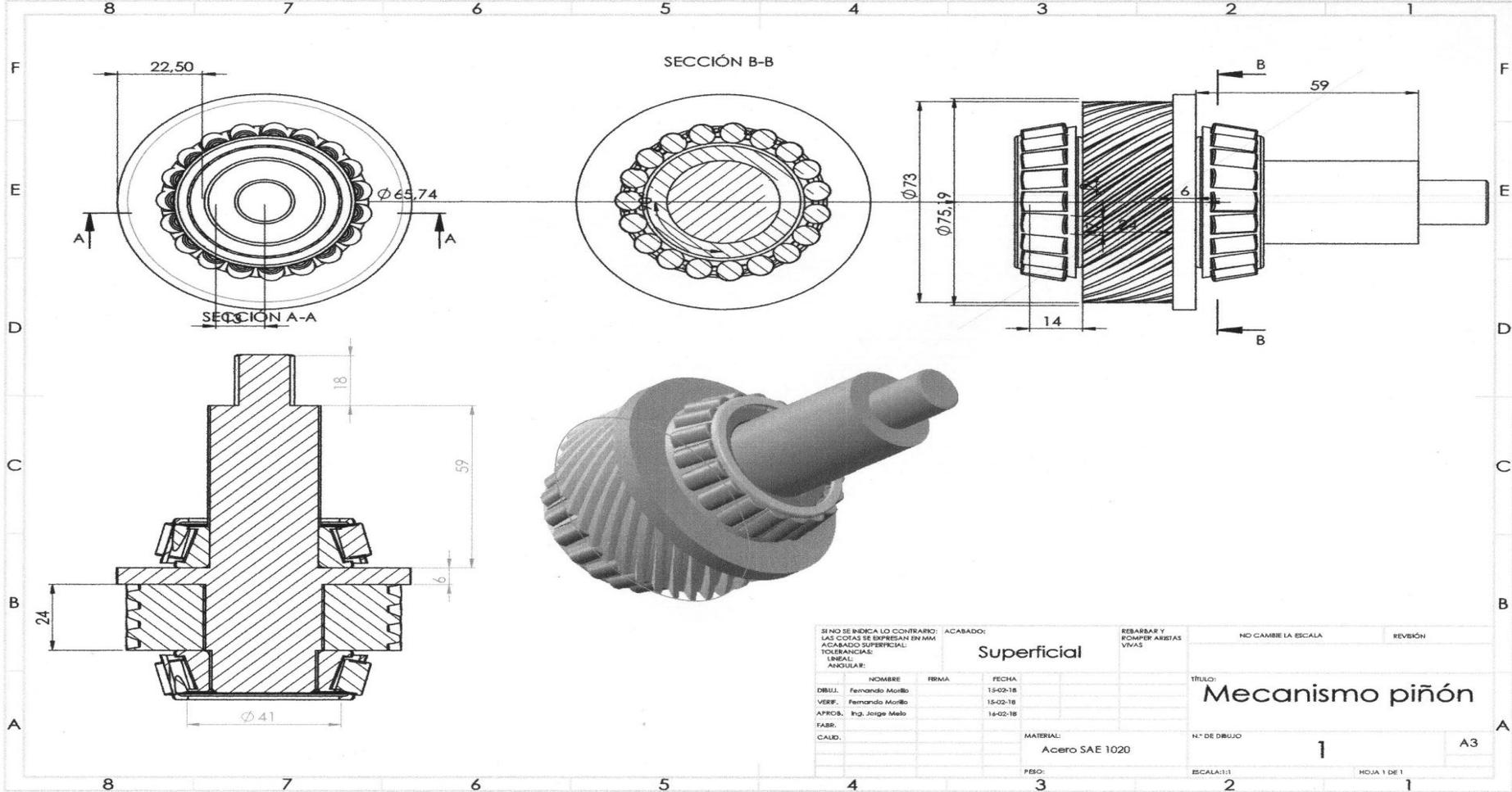
1. Ángulo, D. (2013). *revistamotor*. Obtenido de <http://revistamotor.eu/index.php/de-calle/mecanica/335-angulos-y-cotas-de-la-suspension>
2. Antonio, S. (2009). Frontiers in Education Conference. *IEEE* , pp 1-6.. .
3. Azom. (13 de Septiembre de 2012). *Azom Materials*. Obtenido de <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6579>
4. Bosch. (04 de Septiembre de 2014). *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems*. Germany: Konrad Reif.
5. Bosch, R. (2015). *Manual de la técnica del automovil*. México: Reverté.
6. Burgos, V. (15 de Diciembre de 2014). *Repositorio*. Obtenido de <http://repositorio.usfq.edu.ec/handle/23000/4745?mode=full>
7. Cantos, J. (17 de Diciembre de 2011). *Comillas*. Obtenido de <http://www.iit.comillas.edu/pfc/resumenes/449badbade7b4.pdf>
8. Carvajal, R. (07 de Abril de 2011). *Fórmula ESPE*. Obtenido de http://webltga.espe.edu.ec/site/index.php?option=com_content&view=article&id=277&Itemid=241
9. Dassaultsystemes. (2017). Obtenido de http://help.solidworks.com/2010/spanish/Solidworks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/IDH_What_are_the_mesh_quality_checks_.html
10. Domínguez, E. J. (2016). *Circuitos de fluidos, suspensión y dirección: electromecánica de vehículos*. Madrid: Macmillan Iberia.
11. Fersa. (20 de abril de 2014). *www.fersa.com*. Obtenido de [www.fersa.com:https://www.fersa.com/es/gama-de-producto/rodamientos-de-rodillos-conicos#id=subcont_24](https://www.fersa.com/es/gama-de-producto/rodamientos-de-rodillos-conicos#id=subcont_24)
12. Gaffney, & all, e. (2005). Introduction to Fórmula SAE, Suspension and Frame Design. Introduction to Fórmula SAE, Suspension and Frame Design. 5.
13. Gilbert, G. (12 de Octubre de 2012). *Pruebas deruta*. Obtenido de <https://www.pruebaderuta.com/sistema-de-direccion-mecanica.php>
14. Gomez, A. (2015). *Comillas*. Obtenido de <https://www.iit.comillas.edu/pfc/resumenes/557afd2ac01ad.pdf>
15. Jener, F. J. (2014). *zaguan*. Obtenido de <https://zaguan.unizar.es/record/31468/files/TAZ-TFG-2014-2526.pdf>

16. Jiménez,R.,&Veintimilla,N.(2015).Obtenidode<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/4037/1/65T00149.pdf>
17. JimmyCriptoY.(21deMayode2015).Intercambiosvirtuales.Obtenidode<http://www.intercambiosvirtuales.org/software/solidworks-2015-multilenguaje-espanol-modelado-avanzado-con-sistemas-cad>
18. Lorenzo, M. (Octubre de 2011). *The automotive body*. Italia: Springer.Mejia, D. (Enero de 2015).*dSPACE*.Obtenidode<http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/12345678/7547/1/UPS-CT004482.pdf>
19. Melo,D.(Julio de 2017).Obtenidode<https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/74036/PONS%20%20VEH%20%208DCULO%20DE%20COMPETICI%20%20C3%93N%20ORMULA%20SAE%20%203A%200DISE%20%20C3%91O%20Y%20OPTIMIZACI%20%20C3%9N%20DEL%20CHASIS.pdf?sequence=2>
20. Mena,E.(06deAgostode2014).NOTIESPEEL.Obtenidode<http://noticiasel.espe.edu.ec/extension-latacunga-formula-student-en-alemania/>
21. Moreira,L.(19deEnero de 2009).Slideshare.Obtenidode<http://es.slideshare.net/gatox99x/seleccion-de-material-para-el-sistema-de-direccion-por-cremallera>
22. Morillo,V.(4deOctubre de 2017).RepositorioUTN.Obtenidode<http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/7110>
23. NASA.(2016).GENERAL_ANTHROPOMETRICSANTHROPOMETRYANDBIO MECHANICS.ObtenidodeNationalAeronauticsandSpaceAdministration:http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm#_3.2_GENERAL_ANTHROPOMETRICS
24. Picón,J.(Mayode2016).dSPACE.ups.Obtenidode<http://dSPACE.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12130/1/UPS-CT006050.pdf>
25. Quora.(junio de 2017).Obtenidode<https://www.quora.com/How-do-I-calculate-the-king-pin-inclination-in-a-suspension>
26. Riera,P.(2010).Obtenidode<http://dSPACE.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/938/1/65T00008.pdf>
27. Ruiz, F. J. (2014). *Zagun*. Obtenido de <https://zaguan.unizar.es/record/31468/files/TAZ-TFG-2014-2526.pdf>

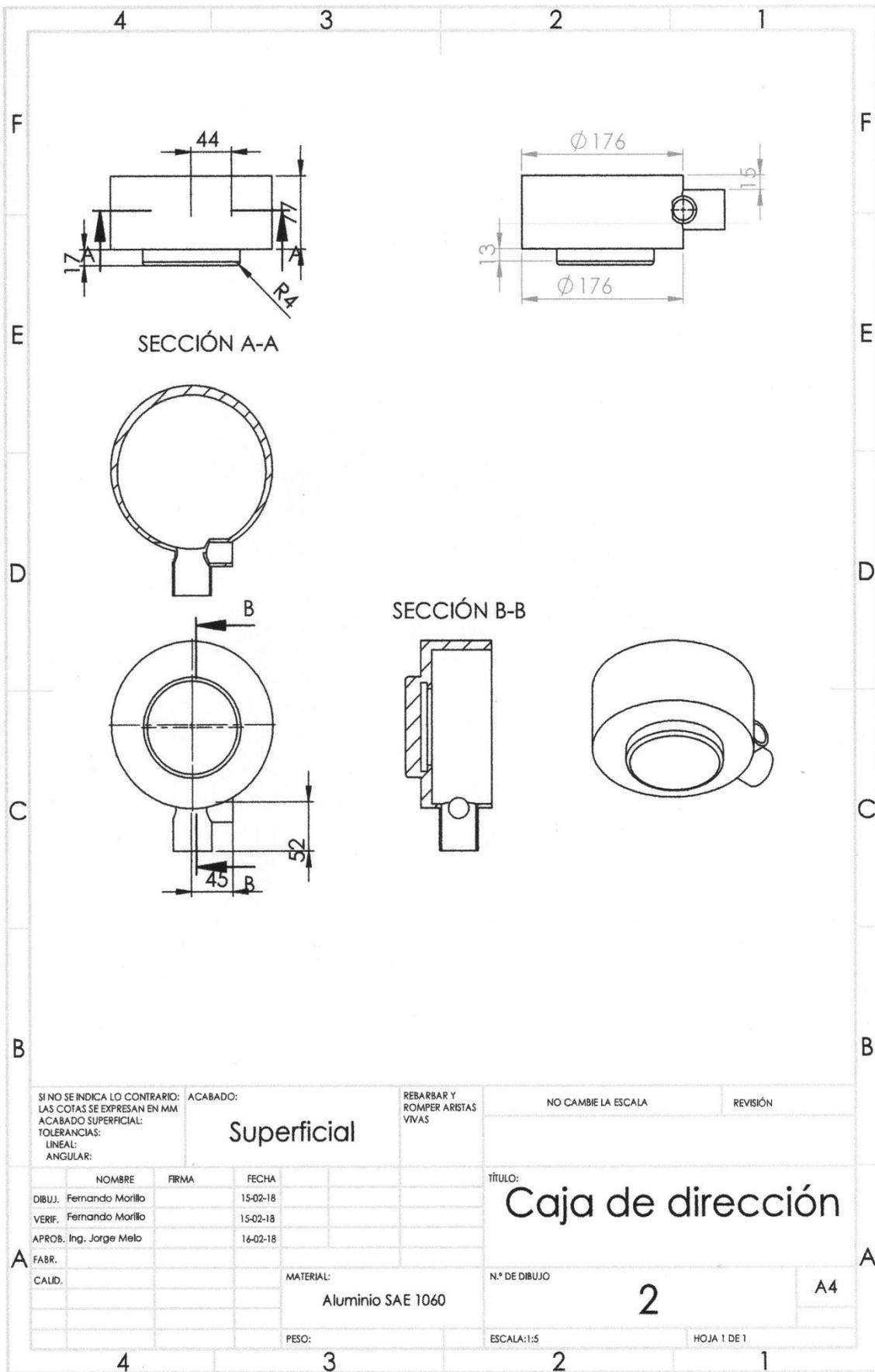
28. SAE,I.(2016).*2015-16_fsae-rules.2015FormulaSAERules*.Obtenidode SAE Intrnacional: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf
29. Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo, S. (2013 - 2017). *Plan Nacional del Buen Vivir*. Quito.
30. Seward, D. (2014). *Race car design*. New York: Macmillan education.
31. Shigley. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico: McGraw-Hill.
32. Society of Automotive Engineers, S. (2016). *2015 fórmula SAE Rules*. Estados Unidos.sport,B.(2013).*Electricidad*.Obtenidode<http://laelectricidadleireonintze.blogspot.com/2010/04/mecanismo-pinon-cremallera.html>
33. systemes, D. (10 de Enero de 2017). *peocess, Intuitive Solution for all aspects of yourdesing*.Obtenidode<http://www.solidworks.com/sw/purchase/solidworkstrial.htm>
34. Torres, J. (Noviembre de 2009). *Digital*. Obtenido de<http://www.repositoriodigital.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/7878/TESNA-CIBA-001.pdf?sequence=1>UNAM. (2012). *Blogs*. Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/F%C3%B3rmula_Student#Historia
35. Vandereer, Y.(08deMayode2011).*Materiaincognita*.Obtenidode<http://www.materiaincognita.com.br/botoes-alavancas-e-funcoes-dos-novos-volantes-de-formula-1/>

ANEXOS

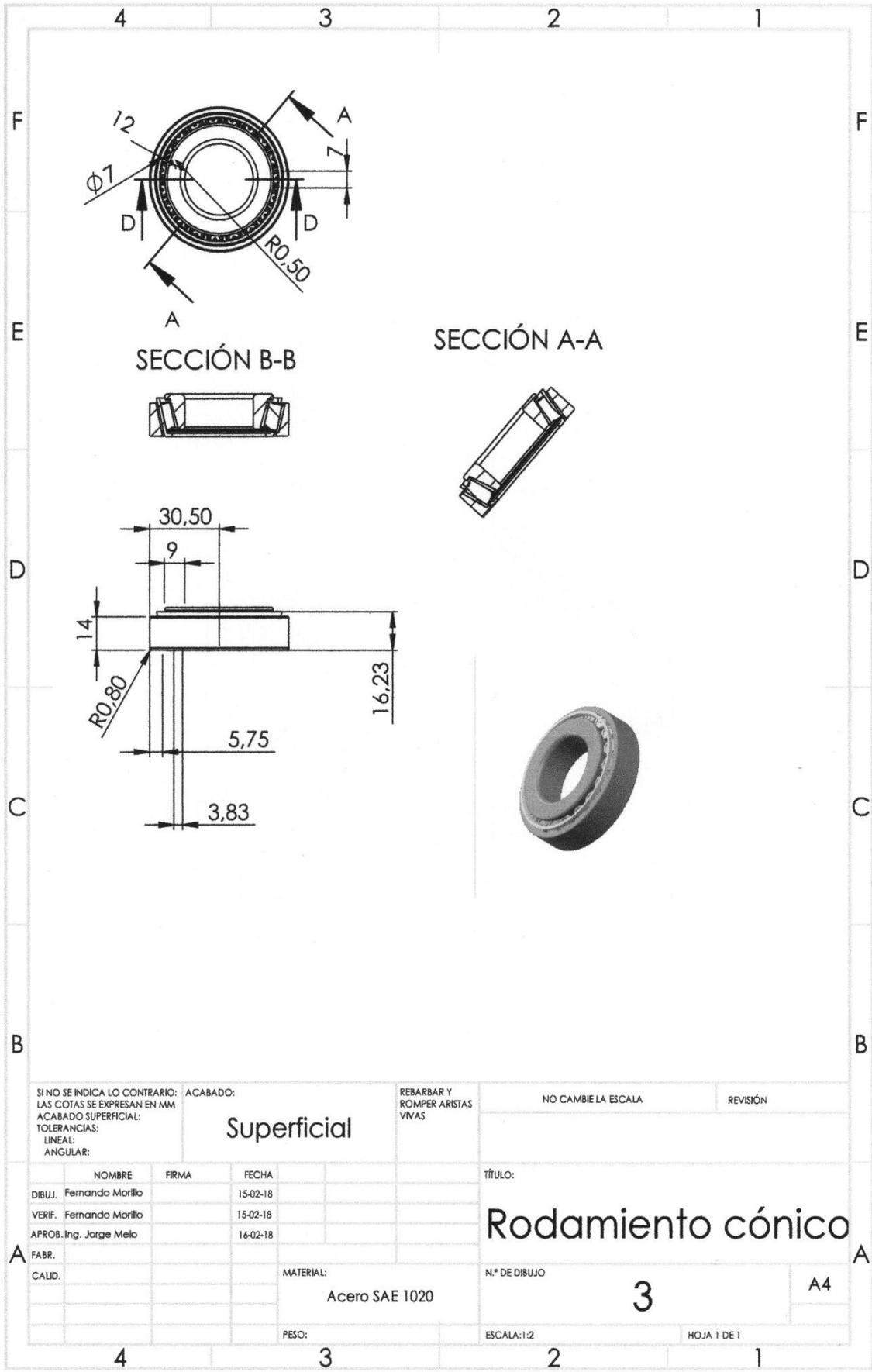
Anexos 1. Planos del sistema de dirección



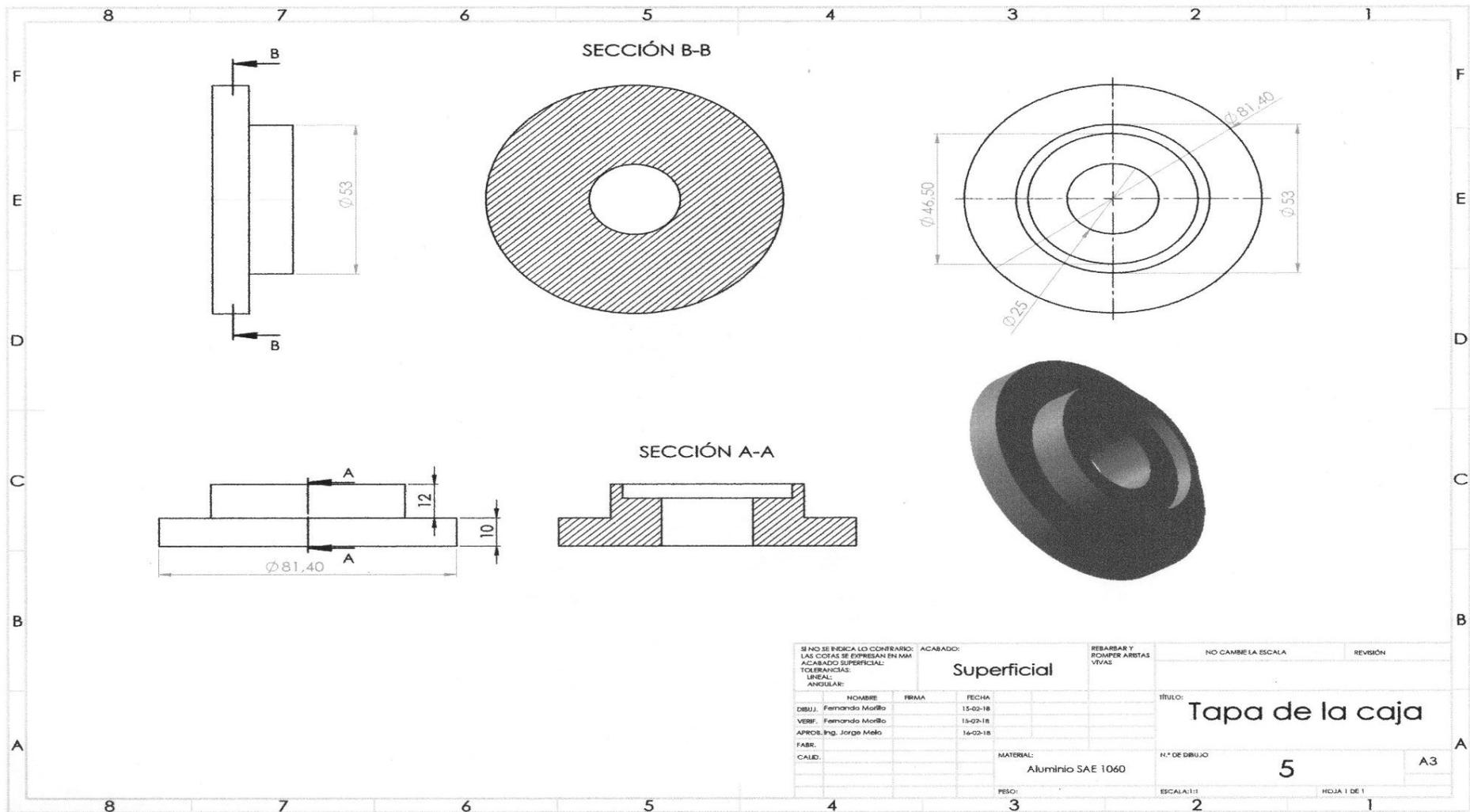
A1 1. Mecanismo piñón.



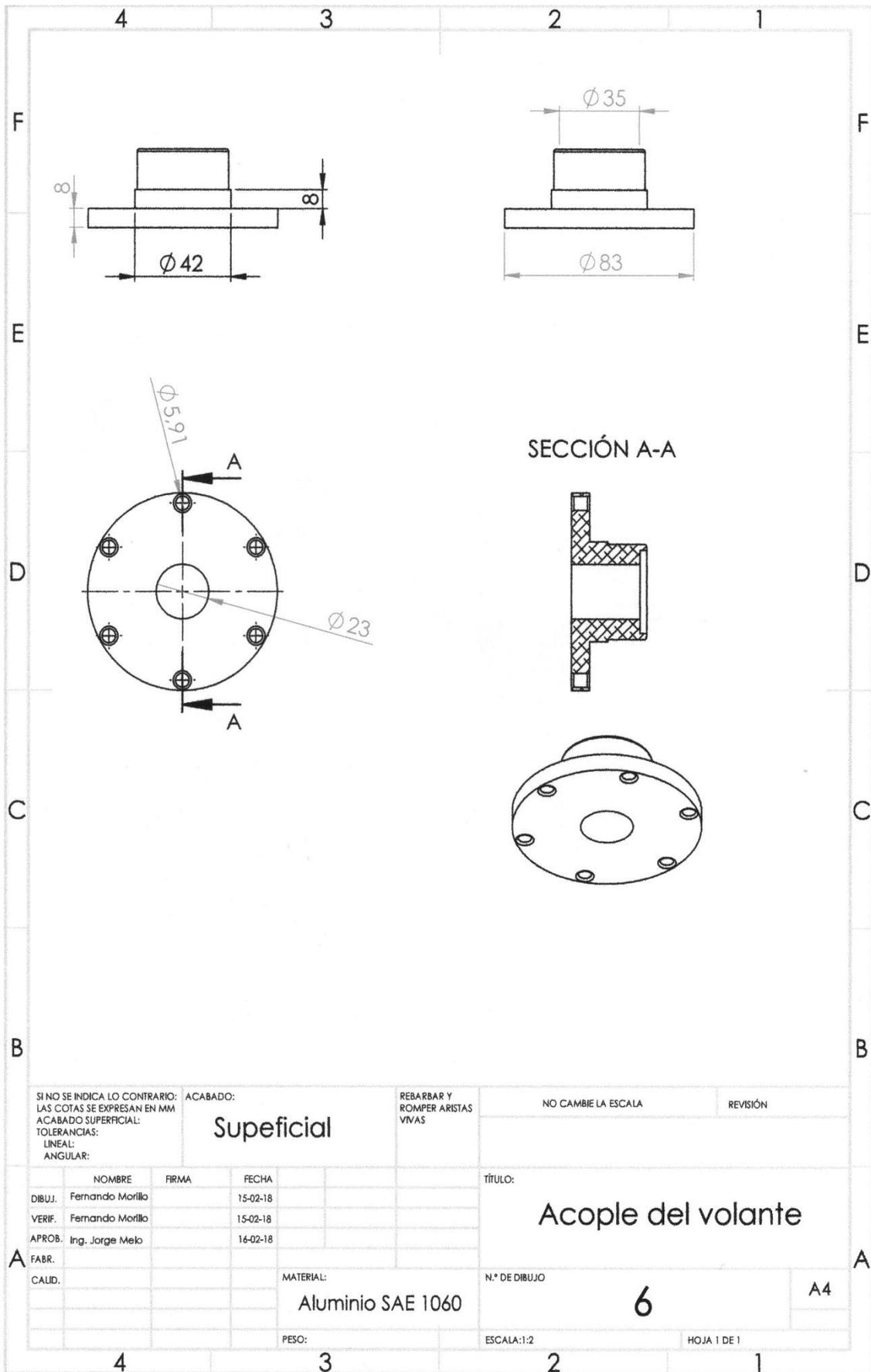
A12. Caja de dirección.



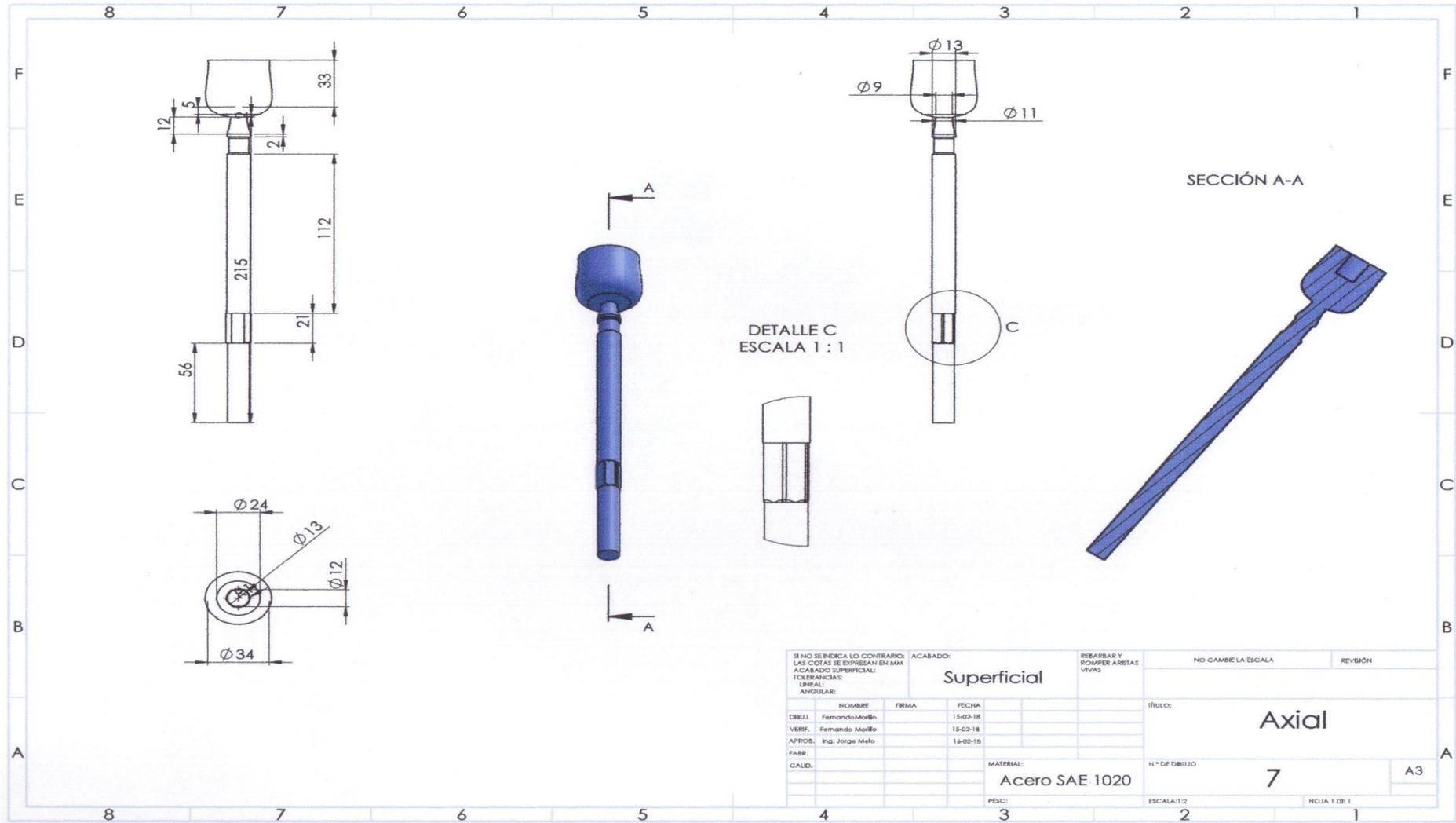
A1 3. Rodamiento cónico.



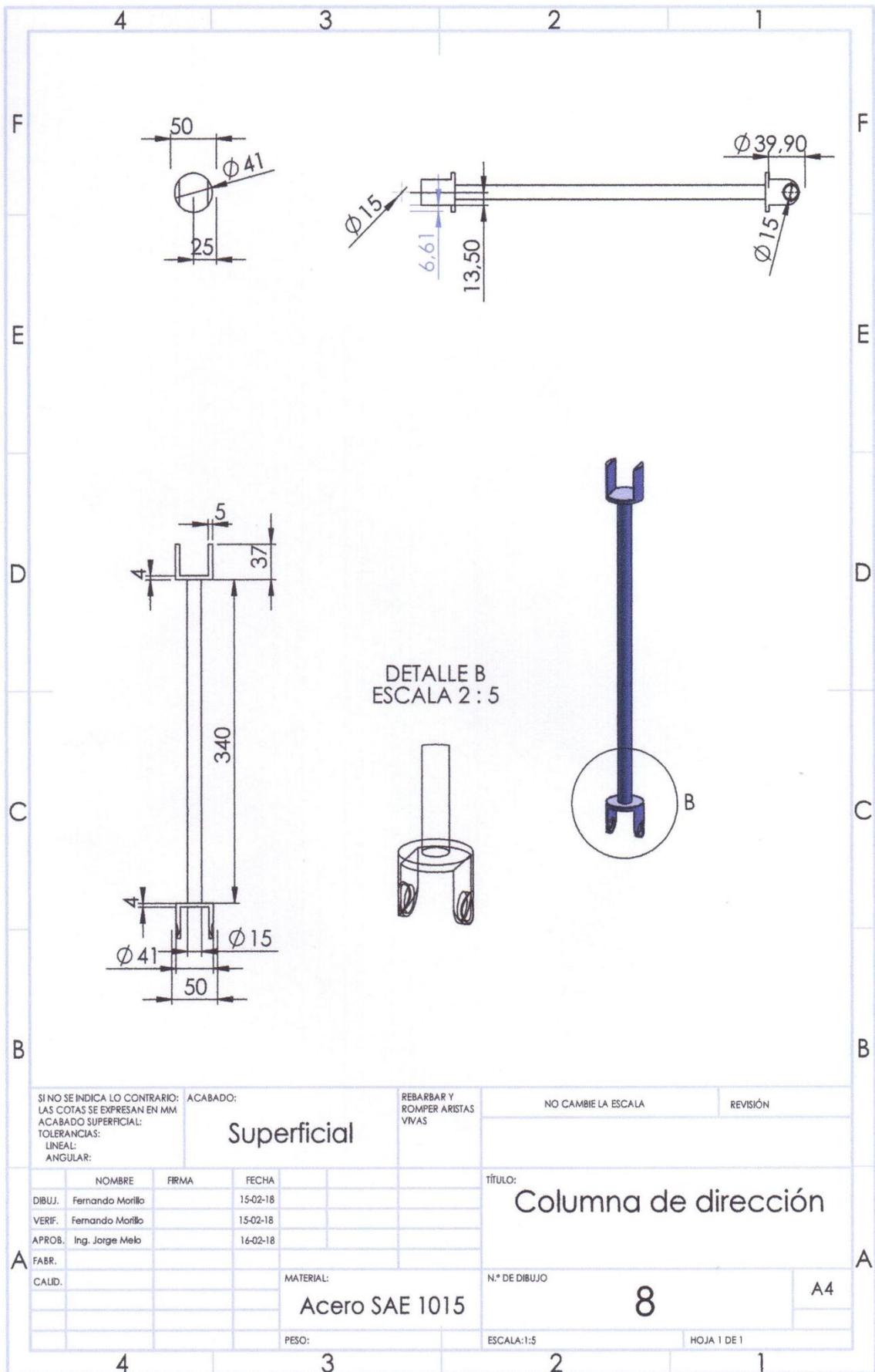
A1 5. Tapa de la caja de dirección



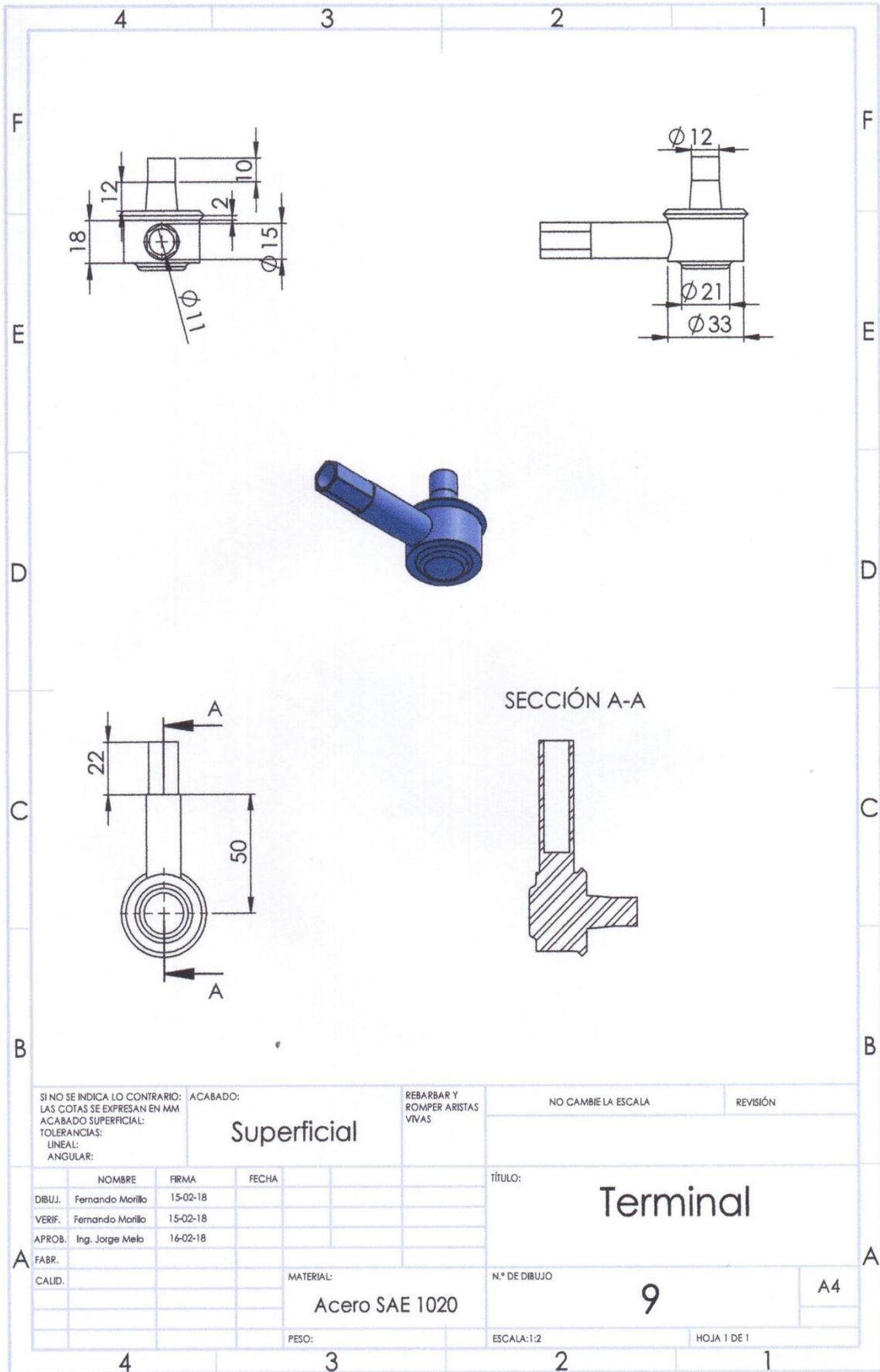
A1 6. Acople del volante



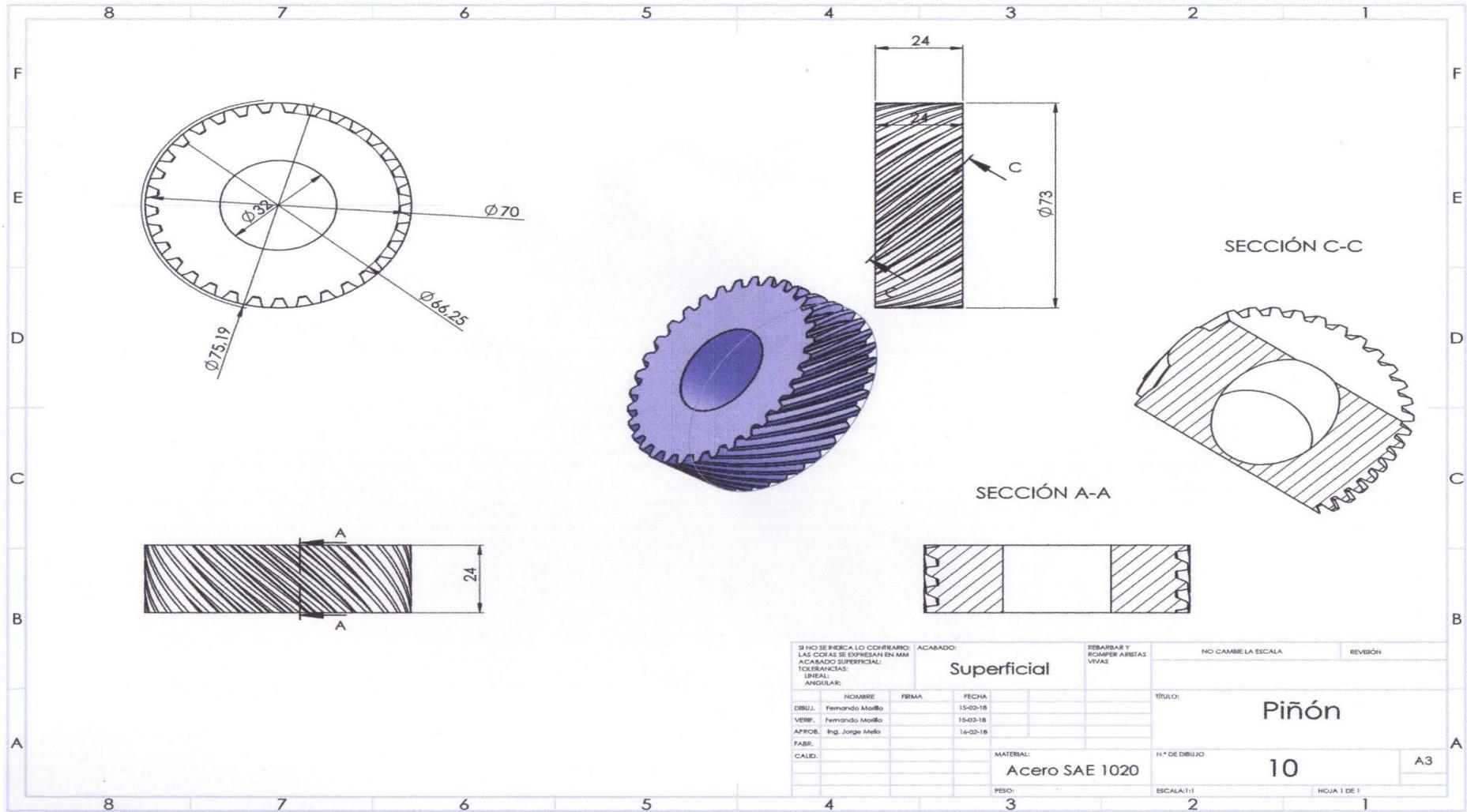
A1 7. Axial



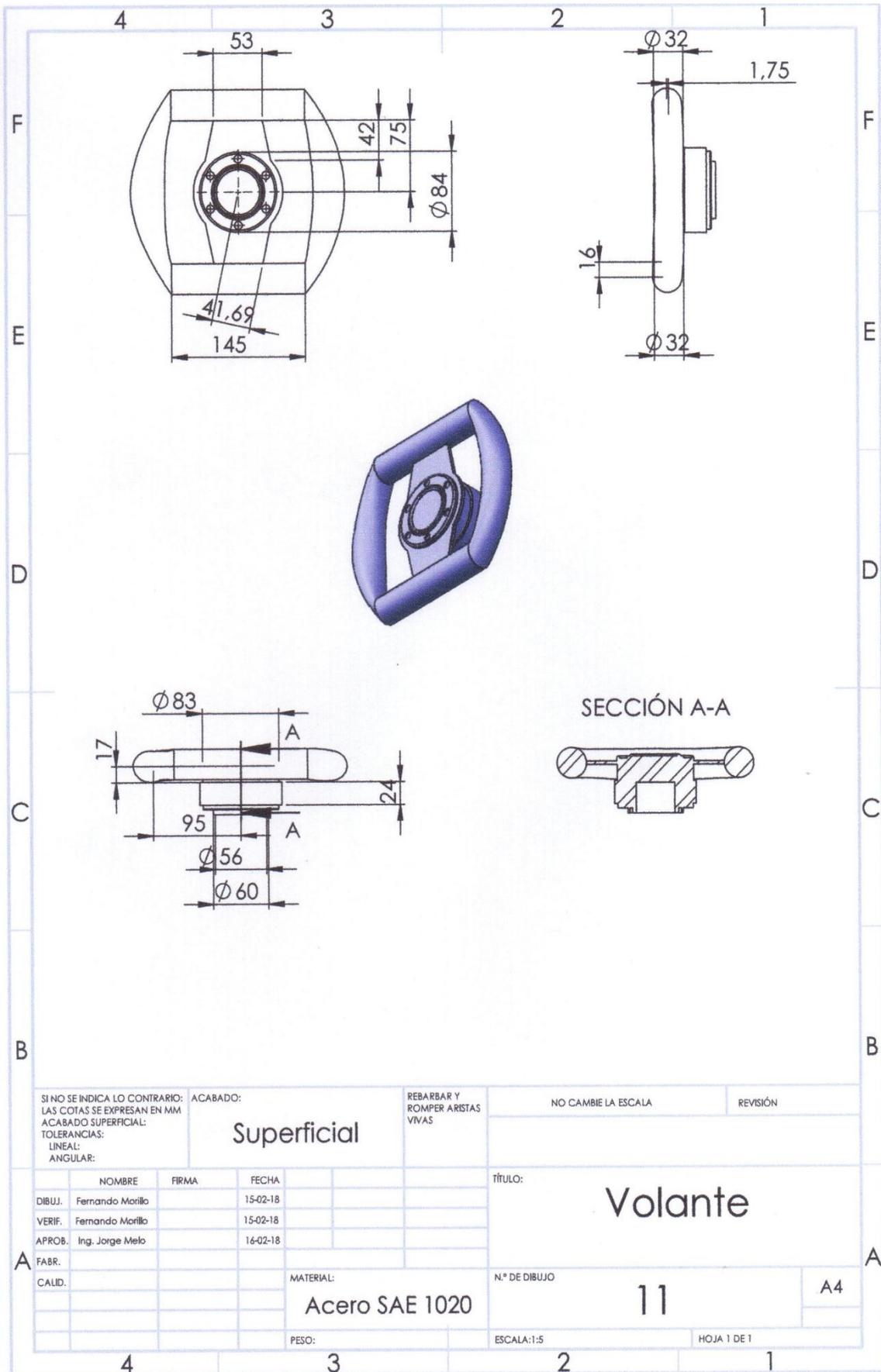
A18. Columna de dirección



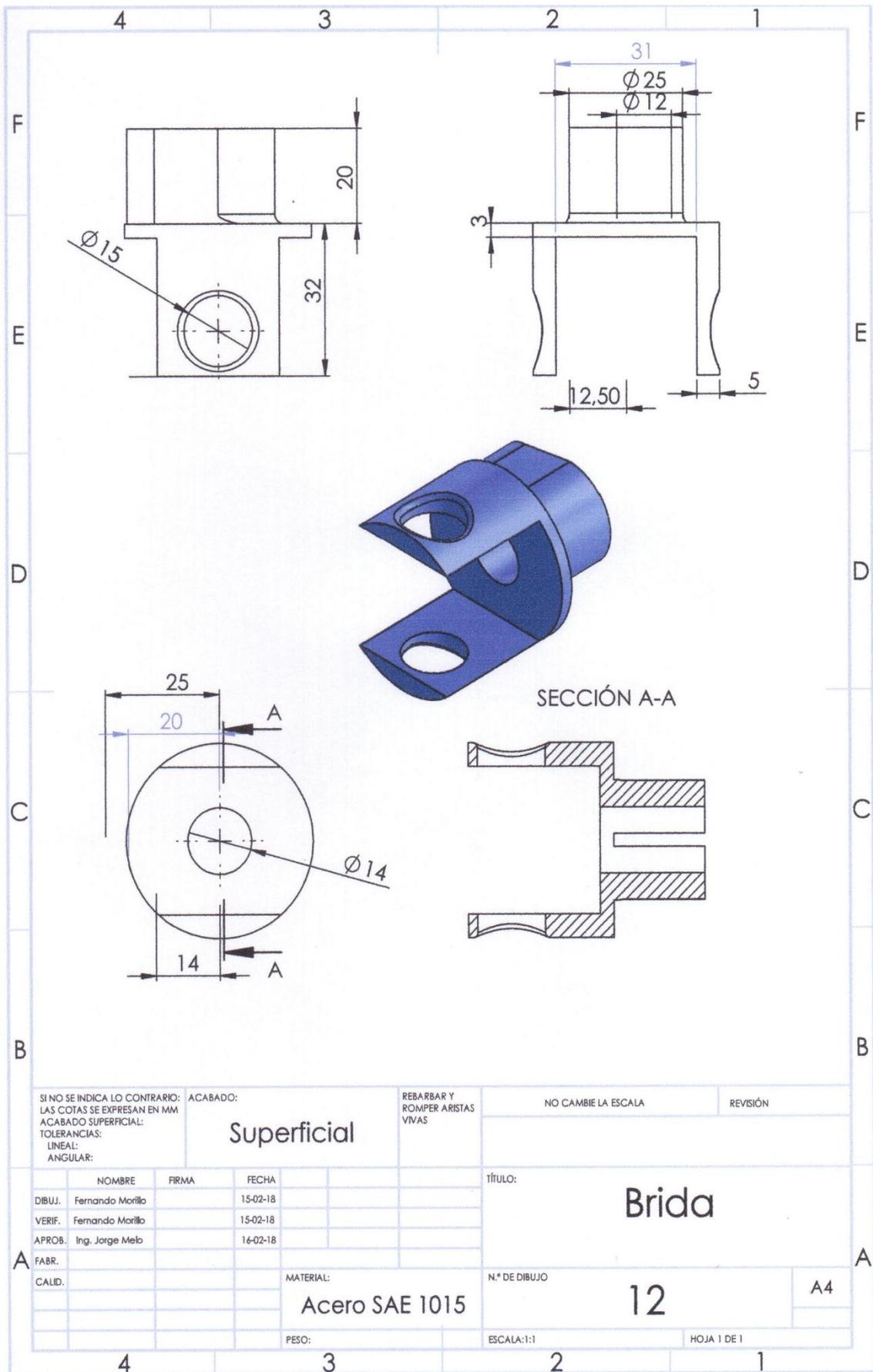
A1 9. Terminal



A1 10. Piñón

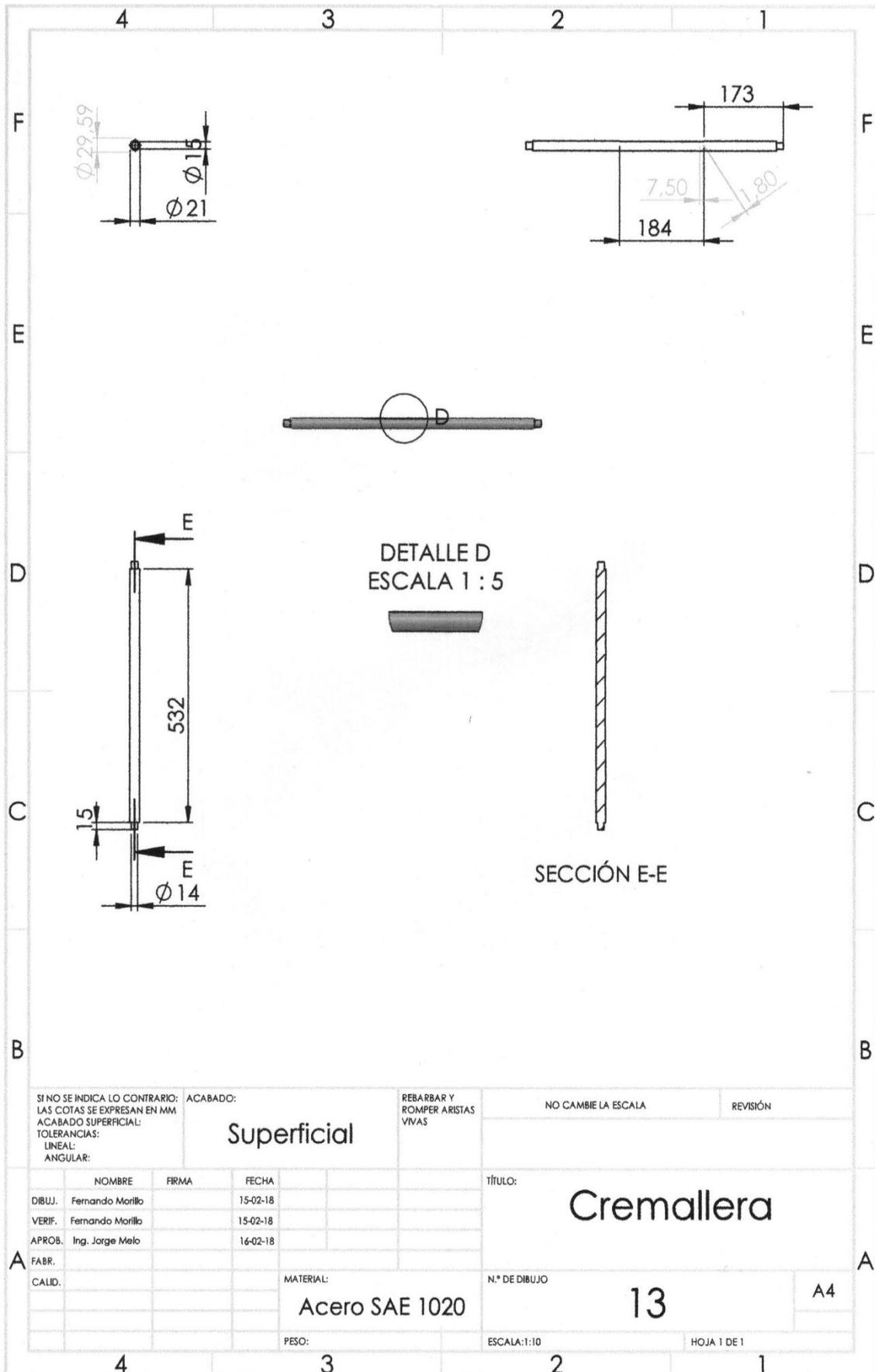


A1 11. Volante



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: Superficial	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Fernando Morillo</td> <td></td> <td>15-02-18</td> </tr> <tr> <td>VERIF. Fernando Morillo</td> <td></td> <td>15-02-18</td> </tr> <tr> <td>APROB. Ing. Jorge Melo</td> <td></td> <td>16-02-18</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Fernando Morillo		15-02-18	VERIF. Fernando Morillo		15-02-18	APROB. Ing. Jorge Melo		16-02-18	FABR.			CALID.			TÍTULO: Brida		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																					
DIBUJ. Fernando Morillo		15-02-18																					
VERIF. Fernando Morillo		15-02-18																					
APROB. Ing. Jorge Melo		16-02-18																					
FABR.																							
CALID.																							
MATERIAL: Acero SAE 1015			N.º DE DIBUJO: 12	A4																			
PESO:			ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1																			

A1 12.Brida



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO: Superficial	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Fernando Morillo</td> <td></td> <td>15-02-18</td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF. Fernando Morillo</td> <td></td> <td>15-02-18</td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB. Ing. Jorge Melo</td> <td></td> <td>16-02-18</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA		DIBUJ. Fernando Morillo		15-02-18		VERIF. Fernando Morillo		15-02-18		APROB. Ing. Jorge Melo		16-02-18		TÍTULO: Cremallera		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																				
DIBUJ. Fernando Morillo		15-02-18																				
VERIF. Fernando Morillo		15-02-18																				
APROB. Ing. Jorge Melo		16-02-18																				
MATERIAL: Acero SAE 1020			N.º DE DIBUJO 13		A4																	
PESO:			ESCALA:1:10		HOJA 1 DE 1																	

A1 13. Cremallera

Anexos 2. Fichas técnicas de los aceros



CALIDAD
AISI 1020
ACERO
ESTRUCTURAL

Color de identificación:
Rojo

ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DEL MATERIAL

NORMAS EQUIVALENTES	
AFNOR (Fr)	CC 20
BS (Ing)	C40 A20
DIN (Ale)	10402
JIS (Jap)	S20C
UNI (Ital)	C20
Grado Thyssen	XC 18

RANGOS DE COMPOSICIÓN QUÍMICA				
CARBONO	AZUFRE	FÓSFORO	SILICIO	MANGANESO
C	S	P	Si	Mn
0.18 - 0.23	0.04 (Máx)	0.04 (Max)	0.15 - 0.35	0.30 - 0.60
CROMO	NICHEL	MOBIDENO	VARADIO	TUNGSTENO
Cr	Ni	Mo	V	W
—	—	—	—	—

CARACTERÍSTICAS GENERALES	APLICACIONES
<ul style="list-style-type: none"> ● Acero Estructural de bajo carbono comunemente utilizado. ● Se utiliza también como Acero de Construcción de maquinarias cuando está cementado y bonificado (temple y revenido). ● Buena ductilidad. ● Excelente Soldabilidad. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Se aplica tanto como acero Estructural como Acero para maquinarias cuando esta endurecido superficialmente mediante cementación o carbonitruración seguido de temple y revenido. ● Ramachas, pernos, tubos, estructuras metálicas, etc.

TRATAMIENTO TÉRMICO DEL MATERIAL					
TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C		MEDIO DE ENFRIAMIENTO	DUREZA	
				RC	HB
NORMALIZADO	910 – 930		AIRE		180(Max)
RECOCCIDO	850 – 880		HORNO		170 (Max)
TEMPLE	PERIFERIA	800-830	AGUA	64 (Max)	241 (Max)
	NUCLEO	840-870			
REVENIDO	150 – 200			55-60	
CEMENTACIÓN	800 – 930		GASES, SALES	OBSERVACIONES También se puede temple directamente desde la temperatura de cementación	



ESTADO DE ENTREGA www.sumindu.com

Natural, laminado o forjado, Calibrado o torneado según medidas.

A2. 1. Acero SAE 1020.

(Sumindu, 2016, pág. 1)

Color de Identificación:

Blanco

ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DEL MATERIAL

NORMAS EQUIVALENTES

AFNOR (Fr)	1060
BS (Ing)	060A62
DIN (Ale)	1601
JIS (Jap)	S58C
UNI (Ital)	C60
Grado Thyssen	CK60

RANGOS DE COMPOSICIÓN QUÍMICA

CARBONO	AZUFRE	FÓSFORO	SILICIO	MANGANESO
C	S	P	Si	Mn
0.55 - 0.65	0.050 (Máx)	0.040 (Máx)	0.15 - 0.35	0.60 - 0.90
CROMO	NIQUEL	MOLEBDENO	VANADIO	TUNGSTENO
Cr	Ni	Mo	V	W
—	—	—	—	—

CARACTERÍSTICAS GENERALES

- Es un acero de construcción de relativo alto carbono que se utiliza como acero de construcción y de herramientas medianamente exigidos.
- Endurece fácilmente mediante temple en agua también en aceite para piezas pequeñas.
- Su maquinabilidad es aceptable en estado recocido o normalizado.
- Buena resistencia al desgaste en estado bonificado.

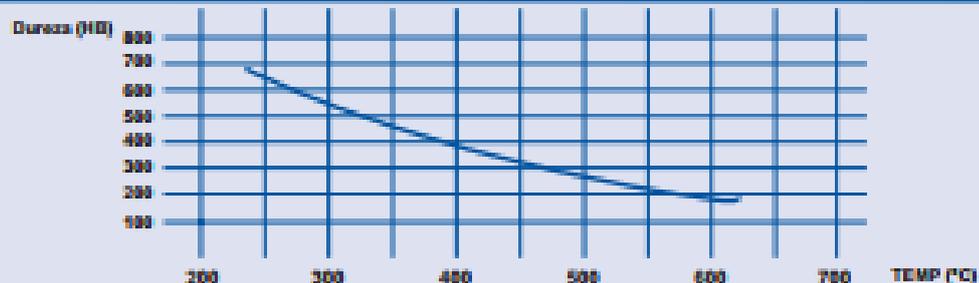
APLICACIONES

- Partes de maquinarias pesadas .
- Se aplica en una gran variedad de resortes helicoidales y planos .
- Herramientas Manuales tales como martillos, cincosales, destornilladores, alicates, hachas, etc.
- Elementos de Máquinas tales como engranajes, pamos, etc.

TRATAMIENTO TÉRMICO DEL MATERIAL

TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRAMIENTO	DUREZA	
			RC	HBN
NORMALIZADO	800 -- 880	AIRE		241 (Max)
RECOCIDO	620 -- 640	HORNO		228 (Max)
TEMPLE	810 -- 840	AGUA, ACEITE	65 (Max)	
REVENIDO	200 -- 540		Depende de la aplicación	
CEMENTACIÓN				

CURVA DE REVENIDO



ESTADO DE ENTREGA

www.sumindu.com

RECOCIDO DUREZA: 228 HBN (Max)

A2. 2. Aluminio SAE 1060.

(Sumindu, 2016, pág. 5)

AISI 1015 Carbon Steel (UNS G10150)

Written by AZoM

Sep 13 2012

Topics Covered

Introduction

Chemical Composition

Physical Properties

Mechanical Properties

Thermal Properties

Other Designations

Applications

Introduction

Steels with only carbon as their specific alloying element are known as carbon steels. Traces of 0.4% silicon and 1.2% manganese can be found in these steels. Carbon steels also contain small quantities of copper, nickel, molybdenum, aluminium and chromium.

The following datasheet provides an overview of AISI 1015 carbon steel.

Chemical Composition

The chemical composition of AISI 1015 carbon steel is outlined in the following table.

Element	Content (%)
Iron, Fe	99.13-99.57
Carbon, C	0.13-0.18
Manganese, Mn	0.30-0.60
Sulfur, S	≤ 0.050
Phosphorous, P	≤ 0.040

Physical Properties

The following table shows the physical properties of AISI 1015 carbon steel.

Properties	Metric	Imperial
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³

A2. 3. Acero SAE 1015

(Azom, 2012, pág. 1)

Anexos 3. Fichas técnicas de los electrodos

Características:

- Electrodo para aceros inoxidable austeníticos
- Revestimiento rutilico. Color blanco
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo o corriente alterna (CCEP, CA)
- Resistente a la corrosión intergranular

Usos:

El electrodo 308L ha sido diseñado principalmente para soldar aceros inoxidable austeníticos con un contenido extra bajo de carbono.

COMPOSICION QUIMICA DEL METAL DEPOSITADO	
C	0,02%
Mn	0,63%
Si	0,76 %
P	0,025%
S	0,008%
Cr	18,7%
Ni	10,0%
Mo	0,18%

Aplicaciones Típicas:

- Aceros inox. 304, 304L, 308, 308L, 321, 347, 348
- Equipos químicos y petroquímicos
- Estantes que contengan productos químicos corrosivos

CARACTERISTICAS TIPICAS DEL METAL DEPOSITADO	
Resistencia a la Tracción	560 Mpa
Agrietamiento en 50 mm	41%

AMPERAJES RECOMENDADOS									
Cod. SAP	Ref. AWS	Ref. Prov.	Diam. Electrodo		Long. Electrodo mm	Amperaje		Electrodo x kg aproximad o	Kg/Caja
			pulg	mm		min	max		
2000325	E 308 L	E 308 L	3/32	2,4	300	60	90	59	25
2000326	E 308 L	E 308 L	1/8	3,2	350	80	120	31	25
2000327	E 308 L	E 308 L	5/32	4	350	120	150	21	25
2000153	E 308 L	E 308 L	3/16	4,8	350	150	190	10	25
2002060	E 308 L	E 308 L (1Kg)	1/8	3,2	350	80	120		25
2001741	E 308 L	E 308 L (1Kg)	3/32	2,4	300	60	90		25

erotec@cryogas.com.co · ceti@cryogas.com.co · Cryolinea 01 8000 514 300

CRYOGAS
Grupo INDURA

CETI SERTEC
SERVICIOS TECNOLÓGICOS

A3. 1. Ficha técnica de los electrodos.

(Indura, 2013, pág. 2)