



## **Licenciatura en ingeniería física**

Diseño y construcción del sistema de dirección para un vehículo  
4x4

BAJA SAE UAM 2024

### **Proyecto Tecnológico**

Alumnas:

Nelly Yessenia Alavez Rosas 2203000759

Sofía Ramírez López 2203001292

### **Asesores:**

Ing. Romy Pérez Moreno

Dr. Francisco Beltrán Carbajal

### **Co-Asesor:**

Dr. Iván González Uribe

Trimestre 24O  
Ciudad de México, enero 2025

### **Declaratoria**

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco

---

Ing. Romy Pérez Moreno

### **Declaratoria**

Yo, Dr. Iván González Uribe, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Iván González Uribe', is written over a horizontal line.

Dr. Iván González Uribe

### **Declaratoria**

Yo, Dr. Francisco Beltrán Carbajal, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco

---

Dr. Francisco Beltrán Carbajal

### **Declaratoria**

Yo, Nelly Yessenia Alavez Rosas, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



---

Nelly Yessenia Alavez Rosas

### **Declaratoria**

Yo, Sofía Ramírez López, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



---

Sofía Ramírez López

**AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA FÍSICA**



PI-A-FIS

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-FIS

**DATOS DEL ALUMNO**

Nombre:

Matrícula:

*[Handwritten Signature]*  
Firma

Correo personal:

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico:  Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

*[Handwritten Signature]*  
Firma

**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:  Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

*[Handwritten Signature]*  
Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**

- Proyecto tecnológico     
  Proyecto de investigación     
  Estancia profesional     
  Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  SI      Clave (?):

**OBJETIVO GENERAL**

DISEÑAR Y CONTRUIR EL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100116	Proyecto de Integración en Ingeniería Física I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100126	Proyecto de Integración en Ingeniería Física II	<input type="text"/>	24P Término
1100136	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Física	<input type="text"/>	24P

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

*[Handwritten Signature]*  
Dr. José Luis Carrasco Cortés



**AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA FÍSICA**



PI-A-FIS

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-FIS

**DATOS DEL ALUMNO**

Nombre:

Matrícula:

  
Firma

Correo personal:

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico:  Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo Institucional:

  
Firma

**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:  Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

\_\_\_\_\_  
Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**

- Proyecto tecnológico       Proyecto de investigación       Estancia profesional       Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  Sí      Clave (?):

**OBJETIVO GENERAL**

DISEÑAR Y CONTRUIR EL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100116	Proyecto de Integración en Ingeniería Física I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio <input type="text" value="24P"/>
1100126	Proyecto de Integración en Ingeniería Física II	<input type="text"/>	Término <input type="text" value="24O"/>
1100136	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Física	<input type="text"/>	

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

\_\_\_\_\_  
Dr. José Luis Cardoso Cortés



## AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA FÍSICA



PI-A-FIS

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 
 Fecha: 
 PI-A-FIS

**DATOS DEL ALUMNO**  
 Nombre: 
 Matrícula:

  
 Firma

Correo personal:

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**  
 Nombre del asesor/Empresa:

No. económico: 
 Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

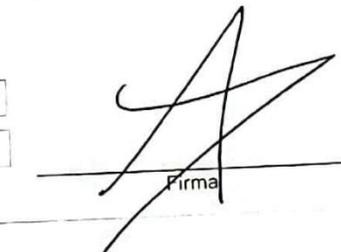
  
 Firma

**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**  
 Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono: 
 Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

  
 Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**  
 Proyecto tecnológico
  Proyecto de investigación
  Estancia profesional
  Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

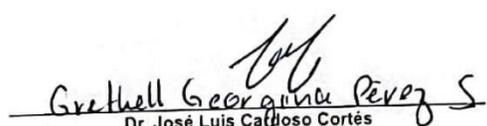
Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  Si
 Clave (?):

**OBJETIVO GENERAL**

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100116	Proyecto de Integración en Ingeniería Física I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100126	Proyecto de Integración en Ingeniería Física II	<input type="text"/>	Término
1100136	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Física	<input type="text"/>	240

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

  
 Dr. José Luis Carlos Cortés

  
 LICENCIATURA EN INGENIERÍA FÍSICA

## AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA FÍSICA



PI-A-FIS

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-FIS

**DATOS DEL ALUMNO**

Nombre:

Matrícula:

Correo personal:

Firma

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico:  Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

Firma

**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:  Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**

- Proyecto tecnológico     
  Proyecto de investigación     
  Estancia profesional     
  Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

DISEÑO Y CONTRUCCION DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  SI      Clave (?):

**OBJETIVO GENERAL**

DISEÑAR Y CONTRUIR EL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024.

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100116	Proyecto de Integración en Ingeniería Física I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100126	Proyecto de Integración en Ingeniería Física II	<input type="text"/>	24P
1100136	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Física	<input type="text"/>	Término
			24O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

\_\_\_\_\_  
Dr. José Luis Cardoso Cortés

Sello de la Coordinación de Estudios

Revisión: Febrero 2016

## **Dedicatoria**

**A mi mamá Ángeles**, por ser mayor inspiración, mi fuerza en los días difíciles y la luz que ilumina mi camino. Este proyecto es mucho más que el cierre de un capítulo; es el reflejo de todo el amor, esfuerzo y dedicación que has puesto en mí desde el primer día de mi vida. Gracias por ser el pilar que me sostiene y la razón por la cual nunca me detengo. Por creer en mí, por tenderme la mano, por tu ejemplo y por llenarme de esperanza en los momentos más oscuros.

No hay palabras suficientes para agradecer todo el esfuerzo y sacrificio que has hecho por mí. Esta meta alcanzada no solo es mía; es también tuya, porque sin ti, nada de esto habría sido posible. Tú siempre eres y serás mi mayor motor para seguir adelante.

**A mi papá Horacio**, por tus palabras de aliento y tu fé en mí que me han impulsado a alcanzar este logro. Me enseñaste a no rendirme, a luchar por mis sueños y a superar cada obstáculo con valentía. Gracias por inspirarme a dar lo mejor de mí misma y por mostrarme que los sueños se hacen realidad con trabajo, perseverancia y amor. Este triunfo es tan tuyo como mío, porque sin tu motivación, amor y ejemplo, nada de esto habría sido posible.

**A mis hermanos Erik y Gerardo**, gracias por ser mi apoyo incondicional en cada etapa. Su compañía, consejos y palabras de aliento fueron una fuente constante de motivación para seguir adelante. A ustedes les debo el ejemplo de esfuerzo y perseverancia que siempre han demostrado, y que me ha inspirado a dar lo mejor de mí. Gracias por creer en mí, por escucharme cuando necesitaba compartir mis ideas y por recordarme siempre que los logros compartidos en familia son los que más se disfrutan.

**A mi mejor amiga de universidad, Sofía**, desde las primeras clases hasta este proyecto que construimos juntas, nuestra amistad ha sido un pilar fundamental para mí, llenándome de motivación, confianza y momentos inolvidables.

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento por todos los momentos que compartimos a lo largo de este camino: las risas, los consejos, las largas conversaciones y cada desvelo estudiando y trabajando juntas para sacar adelante este proyecto. Tu apoyo incondicional fue fundamental, y siempre estaré profundamente agradecida por ello.

Fuiste mucho más que una compañera de estudios; te convertiste en una hermana en esta etapa tan significativa de nuestras vidas. Haber tenido la oportunidad de compartir contigo casi la mitad de la carrera ha sido, sin lugar a duda, una de las mejores partes de este viaje. Estoy convencida de que, sin tu presencia, todo habría sido mucho más difícil. Este logro también es tuyo, porque en cada paso del camino estuviste ahí, brindándome tu amistad y fortaleza.

**A mis mejores amigos físicos Keyla, Kevin y Daniel**, quiero agradecerles de corazón por haber sido una parte tan importante de mi experiencia universitaria. Su apoyo, compañía y amistad hicieron de esta etapa algo realmente especial.

Compartir clases con ustedes fue mucho más que aprender juntos; fue reír, debatir, apoyarnos mutuamente y crecer como equipo. Gracias por los momentos inolvidables que vivimos dentro y fuera de la universidad, por las conversaciones llenas de risas, las anécdotas que quedarán

*grabadas en mi memoria y por estar siempre ahí cuando más los necesité. Gracias por ser más que amigos; por ser familia en esta aventura.*

**A mis amigos,** *A lo largo de estos cuatro años de universidad, he tenido la fortuna de conocerlos y formar una amistad que ha sido, sin duda, uno de los aspectos más valiosos de esta etapa. Gracias por ser parte de este viaje, por estar ahí en los momentos difíciles y por celebrar conmigo los logros alcanzados. Su compañía hizo que cada día fuera más llevadero y que esta experiencia universitaria fuera mucho más significativa.*

**A Erick,** *quiero agradecerte como el pilar de apoyo que has sido para mí durante todo este proceso. Tu presencia constante, tus palabras de aliento y tu confianza en mí fueron una fuente invaluable de motivación para seguir adelante, incluso en los momentos más difíciles.*

*Gracias por escucharme cuando lo necesitaba, por creer en mí cuando yo dudaba, y por recordarme que siempre es posible dar un paso más. Fuiste mi refugio en los días complicados y mi mayor animador en cada pequeño logro, y por eso este proyecto también lleva parte de ti.*

**A mis compañeros y amigos del escuadrón UAM,** *Gracias por ser más que compañeros de proyecto. Trabajar con ustedes me enseñó el verdadero significado del trabajo en equipo, la colaboración y el esfuerzo conjunto. Cada uno de ustedes aportó algo valioso. Gracias por todo lo que me enseñaron, por los momentos de esfuerzo y por las risas que nos acompañaron en cada paso del proyecto. Este logro es el resultado de nuestra dedicación y compañerismo, y no podría haberlo alcanzado sin su apoyo.*

**A mis profesores Ernesto Cerón, Isaías Hernández, Ernesto Carrillo y Romy Pérez** *quiero expresar mi sincero agradecimiento por su apoyo, confianza y motivación durante mi tiempo en la universidad. Han creído en mí en momentos en que yo misma dudaba, y eso me dio la fuerza para seguir adelante y esforzarme al máximo.*

*Además, no solo me han enseñado desde lo académico, sino que también han sido una gran fuente de inspiración, no solo por su éxito profesional, sino por la dedicación y pasión con la que abordan su labor. Me han mostrado lo que significa ser verdaderos líderes y ejemplos a seguir.*

**A mis asesores,** *por su constante apoyo, paciencia y guía durante todo el proceso. Su orientación me permitió ampliar mis horizontes y perfeccionar mi enfoque académico, además, fue fundamental para el desarrollo de este trabajo y su confianza en mí fue clave para su culminación.*

Nelly Yessenia Alavez Rosas

## **Dedicatoria**

**A mis papás Diana y Alejandro:** *Porque siempre han creído en mí, me han apoyado incondicionalmente y me han dejado soñar hasta lo más alto. Porque me han hecho ser quien soy, son mi mayor inspiración en la vida y su amor y su compañía son lo que me mantiene fuerte todos los días. Los amo infinitamente. Gracias por su apoyo y comprensión a lo largo de mi carrera y de este proyecto.*

*Mamá, gracias por ser mi compañera de vida, por enseñarme a ser fuerte y a atreverme, gracias por cada sacrificio que has hecho para que yo esté aquí, gracias por tu amor incondicional, las palabras nunca serían suficientes para agradecerte, por tanto. Por estar a mi lado en cada momento y darme tanta fuerza.*

*Papá, gracias por siempre estar a mi lado, por cada sacrificio para que pueda llegar a dónde estoy, por cada consejo que me das, cada momento que me escuchas y por enseñarme a soñar en grande y a confiar en mí. Gracias por enseñarme el mundo de los coches que se ha convertido en mi pasión.*

**A mis abuelos y mis tíos, Lupita, Noel, Mili, Manuel y Noel:** *Porque sin su apoyo y su amor no estaría donde estoy, son uno de los pilares más grandes en mi vida y cada uno de ustedes me ha enseñado cualidades que tomo y aplico todos los días de mi vida, porque los admiro mucho y son una inspiración enorme para mí. Gracias por siempre estar a mi lado, pendientes de mí y por apoyarme en mi camino. Gracias a mi abuelito por llevarme y recogerme de la universidad a lo largo de todos estos años. Los amo*

**A Nelly:** *Porque sin tu compañía no sería posible nada de esto, por ser la mejor compañera de esta etapa, por ser mi equipo en todo, por aguantarme, escucharme, ayudarme y apoyarme en todo momento. Por cada risa y cada frustración a lo largo de la carrera, nuestros sueños son grandes y estamos cada vez más cerca de cumplirlos, gracias por estar y compartir tanto conmigo.*

*Me has dado mucha fortaleza en muchos aspectos de mi vida y tu compañía ha sido esencial para que tanto la carrera como este proyecto sean experiencias mucho más valiosas para mí. La forma en la que nos complementamos me ha enseñado muchas cosas. Gracias por darme fuerza siempre, por enseñarme tantas cosas, por nunca dejarme sola.*

*Todo lo que hemos compartido lo llevo en mi corazón, todo lo que hemos crecido me llena de orgullo y sé que vamos a lograr muchas cosas más. Gracias por toda la pasión y la entrega que le pones a las cosas, me inspira todos los días y me ha ayudado a ser mejor. Gracias por tu amistad que es de lo más valioso que tengo en mi vida y que espero que sea para toda la vida. Te amo amiga.*

**A los profesores que me han inspirado, Ernesto Cerón, Jorge Esquivel, Ernesto Carrillo, Isaías Hernández y Romy Pérez:** *Porque gracias a ustedes he encontrado inspiración y vocación, cada uno de ustedes me ha puesto a prueba de maneras diferentes y me han hecho crecer como profesional y como persona. Gracias por su apoyo y por su pasión por enseñar y ayudar. Han hecho que me sienta más lista para la siguiente etapa de mi vida y les agradezco*

su tiempo y esfuerzo enormemente. Son profesores como ustedes los que se necesitan, aquellos que inspiran a las personas a ir más allá y a sentirse capaces.

Agradezco su tiempo y paciencia en cada momento y les agradezco por siempre retarme a más y no dejar que me rindiera, sus enseñanzas las llevo siempre conmigo y me han hecho una persona mucho más fuerte y capaz. Que sigan inspirando a muchas más personas.

**A mis compañeros y amigos del BAJA 2024:** Porque sin ustedes esto no sería posible, todos dejan aprendizaje y buenos recuerdos en mi vida, ha sido una de las experiencias más enriquecedoras y haberlo vivido con ustedes me da mucha alegría. Gracias por las risas, las peleas, el aprendizaje y el crecimiento. Espero verlos cumpliendo sus sueños.

A mi sección, Alejandro y Nelly: Porque la amistad que formamos durante este tiempo ha sido sumamente importante para mí. Gracias Alejandro por todas las peleas, las risas y por dejarme entrar a tu vida, es una amistad que espero que dure muchísimo tiempo. Te quiero Ale.

**A mis amigos ingenieros físicos: Keyla, Daniel y Kevin:** Por ayudarme a encontrar amor e inspiración en mi carrera cuando no la tenía, por cada risa, por cada materia, por los momentos alegres y los momentos de estrés. Gracias por su amistad que llevo siempre en mi corazón, por tener los mejores consejos y por quererme. Que sus metas y sueños se hagan realidad y podamos seguir compartiendo. Los quiero con todo mi ser

**A mis amigos:** Son un pilar en mi vida, gracias por siempre estar pendientes de mí, por escucharme y apoyarme. Son uno de los grandes motores en mi vida y cada uno de ustedes son una inspiración para mí. Gracias por todos los años y experiencias que hemos compartido. Los quiero con mi corazón.

A los que conocí durante la universidad: Gracias por enriquecer de tantas formas esta etapa de mi vida, por enseñarme lo que es una verdadera amistad, por darme tantas experiencias y conocimientos nuevos. Gracias por quedarse a lo largo de estos años, que cumplan todas sus metas y que sigamos compartiendo.

A mis amigos que se han quedado conmigo desde otras etapas de mi vida: Tienen un lugar enorme en mi corazón, gracias por siempre estar, por siempre apoyarme y darme motivos para seguir, su presencia en mi vida es fundamental y crecer junto a ustedes ha sido increíble,

**A mis asesores:** Por su dedicación, tiempo y esfuerzo, sus enseñanzas han ido más allá de este proyecto y me ha ayudado a crecer. Por siempre estar pendientes, resolver dudas y estar dispuestos a enseñar. Sin ustedes esto no sería posible.

Sofía Ramírez López

## Resumen

El presente reporte detalla el proceso de diseño, desarrollo, construcción y evaluación del sistema de dirección para el vehículo BAJA SAE 2024, el cual tuvo como principales objetivos reducir el radio de giro, mejorar la maniobrabilidad y disminuir el peso en comparación con el modelo utilizado en 2023.

Para lograr estos objetivos, se adoptaron soluciones innovadoras y componentes estratégicos que contribuirían a un mejor rendimiento del vehículo.

En primer lugar, se investigaron diversas geometrías y configuraciones para el sistema de dirección, analizando factores como el ángulo de giro y la respuesta de la dirección. Con base en esta investigación, se obtuvieron datos mediante varias iteraciones de diseño, lo que permitió determinar las especificaciones óptimas para el sistema. A partir de estos datos, se procedió al modelado en 3D de los componentes, incluyendo la cremallera-piñón, las bieletas, la columna de dirección, el volante, los soportes estructurales, entre otros.

Se adquirieron componentes comerciales, tales como la cremallera-piñón proveniente de un vehículo tipo buggy, y un volante semicircular, que se seleccionó con un perfil más ergonómico y cómodo en comparación con el modelo utilizado en 2023. En cuanto a la columna de dirección, se fabricó un adaptador personalizado que permitió la conexión eficiente de la junta universal con la barra, garantizando una transición fluida entre los componentes.

Además del diseño y la fabricación, se realizaron simulaciones 3D para evaluar posibles deformaciones en los componentes, así como análisis de esfuerzos para asegurar que todos los elementos del sistema tuvieran la resistencia y durabilidad necesarias. La selección de materiales fue un paso clave para equilibrar la resistencia y el peso, buscando siempre mejorar la relación entre estos factores para cumplir con los requisitos del proyecto.

A lo largo del proceso, se presentaron varios desafíos técnicos, siendo uno de los principales la imposibilidad de probar el sistema de dirección en la competencia debido a fallas en el motor del vehículo. Esto impidió la evaluación práctica del sistema en la competencia.

Finalmente, aunque el sistema de dirección no pudo ser probado en la competencia, se realizó una prueba del vehículo en el Deportivo Reynosa. En estas pruebas, se observó que el diseño y la fabricación del sistema lograron resultados satisfactorios. El proceso de diseño y fabricación se completó con éxito, y los componentes desarrollados presentan un potencial significativo para mejorar el rendimiento del vehículo en las próximas competencias de BAJA SAE.

# Índice

1. Introducción .....	8
2. Antecedentes .....	9
3. Justificación .....	10
4. Objetivos .....	10
4.1 Objetivo general .....	10
5. Marco teórico .....	11
5.1 Descripción del sistema de dirección .....	11
5.2 Componentes del sistema de dirección .....	12
5.2.1 <i>Volante (Steering wheel)</i> .....	12
5.2.2 <i>Columna de dirección (Steering column)</i> .....	12
5.2.3 <i>Juntas (Joints)</i> .....	12
5.2.4 <i>Cajas de dirección (Steering gearbox)</i> .....	13
5.2.5 <i>Brazos de dirección (Tie rod)</i> .....	13
5.2.6 <i>Terminales de dirección (Ball joints)</i> .....	13
5.2.7 <i>Llantas (wheels)</i> .....	14
5.3 Tipos de cajas de dirección .....	14
5.3.1 <i>Piñón-Cremallera</i> .....	14
5.3.2 <i>Bola Recirculante</i> .....	16
5.4 Tipos de volantes .....	17
5.5 Tipos de terminales de dirección .....	18
5.6 Dinámica del sistema de dirección .....	19
5.7 Tipos de mecanismos de dirección .....	21
5.7.1 <i>Dirección de llantas delanteras</i> .....	21
5.7.2 <i>Dirección de cuatro llantas</i> .....	22
5.8 Geometrías para el diseño del sistema de dirección .....	24
5.8.1 <i>Davis</i> .....	25
5.8.2 <i>Ackermann</i> .....	27
5.8.3 <i>Anti-Ackermann</i> .....	32
5.9 Ángulos para el diseño de la dirección .....	33
5.9.1 <i>Camber</i> .....	34
5.9.2 <i>Caster</i> .....	36

5.9.3 Kingpin .....	38
5.9.4 Toe .....	39
5.10 Relación sistema piñón-cremallera con geometría de Ackermann .....	40
5.11 Cálculo de la fuerza de fricción (columna de dirección) .....	42
5.12 Cálculo del torque (columna de dirección).....	43
5.13 Límite de resistencia a la fatiga .....	44
5.13.1 Criterio de Goodman .....	44
5.13.2 Límite de fatiga.....	45
5.13.3 Factores modificantes al límite de fatiga.....	46
5.13.4 Factor de superficie $k_a$ .....	46
5.13.5 Factor de tamaño $k_b$ .....	47
5.13.6 Factor de carga $k_c$ .....	47
5.13.7 Factor de temperatura $k_d$ .....	48
5.13.8 Factor de confiabilidad $k_e$ .....	49
5.13.9 Factor de efectos varios $k_f$ .....	50
5.13.10 Esfuerzos fluctuantes .....	52
5.14 Diseño de eje de dirección (columna de dirección) .....	53
5.15 Mecanismo de 4 barras.....	55
5.16 Ecuación de Grübler .....	55
5.17 Mecanismo de 6 barras.....	56
5.18 Teoría de simulaciones.....	57
5.18.1 Tipos de simulaciones.....	57
5.19 Tolerancias dimensionales .....	59
6. Desarrollo del proyecto .....	60
6.1 Diseño del sistema de dirección.....	60
6.1.1 Geometría de Ackermann .....	60
6.1.2 Desplazamiento de la cremallera .....	68
6.1.3 Desplazamiento del sistema.....	68
6.1.4 Diseño de columna de dirección .....	68
6.1.6 Selección de materiales .....	76
6.1.7 Simulaciones.....	78
6.2 Componentes de la dirección .....	81
7. Resultados.....	85

7.1 Planos.....	85
7.2 Construcción del sistema de dirección .....	1
7.1 Soportes de jaula para el sistema de dirección .....	7
7.2 Ensamble a la jaula.....	11
8. Análisis y discusión de resultados .....	14
8.1 Pruebas estáticas del sistema de dirección.....	14
8.1.1 Exposición de diseño en la competencia BAJA SEA 2024 .....	14
8.1.2 Construcción de un nuevo soporte.....	15
8.1.3 Ajuste de columna de dirección.....	18
8.2 Pruebas dinámicas del sistema de dirección.....	19
8.3 Pruebas generales.....	23
8.3.1 Frenos.....	23
8.3.2 Arrastre .....	23
8.3.3 Suspensión y tracción .....	24
8.3.4 Aceleración .....	24
9. Recomendaciones y retroalimentación.....	25
10. Conclusiones .....	26
11. Referencias bibliográficas .....	28
Entregables.....	36
Apéndices .....	37

## Índice de figuras

Figura 1. Componentes de un sistema de dirección [1].....	11
Figura 2. Volante [2].....	12
Figura 3. Columna de dirección [3].....	12
Figura 4. Junta universal [4]. .....	13
Figura 5. Caja de dirección [5]. .....	13
Figura 6. Brazo de dirección [6]. .....	13
Figura 7. Terminales de dirección [7].....	14
Figura 8. Llantas [8]. .....	14
Figura 9. Componentes de mecanismo piñón-cremallera y sus movimientos [9].....	15
Figura 10. Engrane de dientes rectos [10].....	15
Figura 11. Engrane de dientes helicoidales [11]. .....	16
Figura 12. Sistema de bolas recirculantes [12].....	17
Figura 13. Sistema de rótula de dirección (Outer tie rod) [13]. .....	18
Figura 14. Rótulas macho [14]. .....	19

Figura 15. Ángulos de Ackermann [15].	20
Figura 16. Mecanismo de cuatro barras [16].	20
Figura 17. Mecanismo de seis barras [17].	21
Figura 18. Dirección de llantas delanteras [18].	22
Figura 19. Dirección de cuatro llantas [19].	23
Figura 20. Track y Wheelbase [20].	24
Figura 21. Geometría de Davis [21].	25
Figura 22. Mecanismo de Davis [22].	26
Figura 23. Geometría de Ackermann [23].	28
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre para centro de gravedad [24].	29
Figura 25. Incógnitas para el diseño de la geometría de Ackermann [25].	30
Figura 26. Ackermann vs Anti-Ackermann [26].	33
Figura 27. Configuraciones para ángulo Camber [27].	34
Figura 28. Camber positivo [28].	35
Figura 29. Camber negativo [28].	35
Figura 30. Camber neutro [29].	35
Figura 31. Ángulo de Caster [30].	36
Figura 32. Caster negativo [31].	37
Figura 33. Caster positivo [31].	37
Figura 34. Caster neutro [31].	37
Figura 35. Ángulo de Kingpin [32].	38
Figura 36. Puntos importantes del ángulo Kingpin [33].	38
Figura 37. Ángulo Toe [34].	39
Figura 38. Toe-in [35].	39
Figura 39. Toe-out [35].	40
Figura 40. No-Toe [36].	40
Figura 41. Coeficiente de fricción estático y en asfalto seco [37].	43
Figura 42. Criterios para límites de fatiga [38].	44
Figura 43. Criterio de Goodman gráficamente [39].	45
Figura 44. Resistencia la fatiga vs resistencia a la tracción de diversos aceros [40].	45
Figura 45. Límite de fatiga para aceros [41].	46
Figura 46. Resultados de torsión y flexión (kb) [42].	47
Figura 47. Valores promedio de $k_c$ [43].	48
Figura 48. Efectos de la temperatura sobre la resistencia a la fluencia y resistencia mínima [44].	49
Figura 49. Gráfica para valores de $q$ [45].	51
Figura 50. Gráfica para valores de $q_{cortante}$ [45].	51
Figura 51. Gráfica para valores de $kts$ [46].	52
Figura 52. Relación esfuerzo-tiempo en ciclos repetidos [47].	52
Figura 53. Diagrama de mecanismo de cuatro barras [48].	55
Figura 54. Mecanismo de seis barras [49].	57
Figura 55. Análisis estático en ANSYS.	58
Figura 56. Ejemplo de análisis de impacto en ANSYS [50].	59
Figura 57. Diagrama de referencia para las ecuaciones.	60

Figura 58. Diagrama de Cuerpo Libre para centro de masa del vehículo. ....	61
Figura 59. Hoja de iteraciones para track: 1.60 m y wheelbase: 1.25 m.....	65
Figura 60. Rango de valores en los que se cumple el radio de giro de 1.2m.....	65
Figura 61. Diagrama para análisis de mecanismo de cuatro barras. ....	74
Figura 62. Diagrama para análisis de mecanismo de cuatro barras final.....	75
Figura 63. Iteración con valores definitivos para el sistema de dirección.....	76
Figura 64. Fuerza lateral aplicada. ....	78
Figura 65. Deformación de bieleta con juta en U.....	78
Figura 66. Factor de seguridad. ....	79
Figura 67. Fuerza perpendicular aplicada. ....	79
Figura 68. Deformación del soporte. ....	79
Figura 69. Factor de seguridad. ....	80
Figura 70. Fuerza de torque aplicada.....	80
Figura 71. Deformación de la columna.....	80
Figura 72. Factor de seguridad. ....	81
Figura 73. CAD del volante del sistema de dirección. ....	81
Figura 74. CAD de la placa de adaptación. ....	82
Figura 75. Ensamble de la placa de adaptación con el volante semicircular. ....	82
Figura 76. CAD de la columna de dirección. ....	82
Figura 77. CAD del adaptador de juta-columna.....	83
Figura 78. CAD de la junta con el adaptador de la columna.....	83
Figura 79. CAD del mecanismo de dirección cremallera-piñón. ....	83
Figura 80. CAD de la junta universal.....	84
Figura 81. CAD de la bieleta de dirección. ....	84
Figura 82. CAD de la bieleta de dirección con rotula.....	84
Figura 83. CAD la bieleta conectada a la cremallera-piñón mediante junta y rotula. ....	85
Figura 84. CAD soporte de cremallera y ensamble. ....	85
Figura 85. Mecanismo cremallera-piñón. ....	1
Figura 86. Volante.....	1
Figura 87. Proceso de barrenado en la placa adaptación utilizando un taladro radial. ....	2
Figura 88. Tornillos instalados para verificar la correcta alineación y ubicación.....	2
Figura 89. Cinta antiderrapante colocada en el volante.....	2
Figura 90. Cinta de raqueta utilizada. [51].....	3
<i>Figura 91. Fresadora llevando a cabo el corte vertical en el adaptador de la columna.....</i>	<i>3</i>
Figura 92. Adaptador inferior de la columna.....	4
Figura 93. Columna soldada al segmento remanente de la placa de adaptación del volante. ....	4
Figura 94. Proceso de barrenado.....	5
<i>Figura 95. Proceso de machueleado.....</i>	<i>5</i>
Figura 96. Rotula de 3/8" a un extremo de la bieleta.....	6
Figura 97. Figura 96. Rotula de 3/8" a un extremo de la bieleta. ....	6
Figura 98. Resultado final de la bieleta. ....	6
Figura 99. Placa para soporte de la cremallera. ....	7
Figura 100. CAD del tubo de soporte de la cremallera al ELC integrado en la jaula.....	7
Figura 101. Tubo ELC ubicado en la jaula.....	8

Figura 102. Plantilla boca de pescado a 90° .	8
Figura 103. CAD del soporte del volante.	8
Figura 104. Plantilla de boca de pescado 10° .	9
Figura 105. Tubos FBM ubicados en la jaula.	9
Figura 106. Plantilla de boca de pescado.	10
Figura 107. Brocas utilizadas para retirar la mayor cantidad de material de la barra durante el proceso de torneado.	10
Figura 108. Barrenado de 11/16”.	10
Figura 109. Rodamientos R10 [52].	11
Figura 110. Cremallera montada con su soporte y bieletas conectadas a los portabaleros.	11
Figura 111. Soportes de la columna de dirección soldados a la jaula.	12
Figura 112. Cubrepolvos de plástico.	12
Figura 113. Cubrepolvos de plástico montados en la columna de dirección.	13
<i>Figura 114. Ensamble completo del sistema de dirección.</i>	13
Figura 115. Sistemas completos, ensamblados.	14
Figura 116. exposición y obtención de la estampa que certifica el éxito en la prueba.	15
Figura 117. Corte vertical con fresadora del PTR.	16
Figura 118. Corte realizado para embonaje correcto en el tubo ELC de la jaula.	16
Figura 119. Fuerza lateral aplicada.	17
Figura 120. Deformación del soporte	17
Figura 121. Factor de seguridad	17
Figura 122. Ensamble completo con el nuevo soporte.	18
Figura 123. Desbaste realizado en los extremos de la columna de dirección para su unión con la nueva junta universal doble.	19
Figura 124. Tabla de posiciones de la competencia BAJA SAE 2024.	20
Figura 125. Giro de las llantas	21
Figura 126. Dirección durante la maniobra.	22
Figura 127. Prueba de maniobrabilidad	22
Figura 128. Observadores evaluando el funcionamiento del sistema de frenos	23
Figura 129. Prueba de arrastre	24
Figura 130. Prueba de suspensión y tracción	24
Figura 131. Prueba de aceleración	25

## Índice de tablas

Tabla 1. Comparación de tipos de volantes.	18
Tabla 2. Comparación de tipos de rótulas	19
Tabla 3. Parámetros de Martin para el factor de superficie.	47
Tabla 4. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	48
Tabla 5. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar.	50
Tabla 6. Tipos de ajustes.	59
Tabla 7. Parámetros de diseño para la geometría de dirección	62
Tabla 8. Ángulos de la geometría de dirección	67
Tabla 9. Cuadro Comparativo de Propiedades Mecánicas para la Selección de Materiales	77

Tabla 10. Tabla comparativa de datos teóricos y experimentales .....19

**índice de gráficas**

Gráfica 1. Comparación de la trayectoria de los ángulos interior y exterior. ....66

Gráfica 2. Trayectoria de ambas llantas bajo los parámetros elegidos de la dirección. ....66

# 1. Introducción

BAJA SAE consiste en competencias que simulan proyectos de diseño de ingeniería del mundo real y sus desafíos relacionados; donde los estudiantes deben diseñar y construir un vehículo todo terreno el cual pueda soportar superficies difíciles. Cada equipo crea un prototipo deportivo 4x4 de un solo asiento que debe ser fiable, mantenible, ergonómico y económico.

Iniciada en 1976 por la Universidad de Carolina del Sur, la serie se extendió en 1978 a tres competencias regionales y en 2006 se rebautizó como BAJA SAE. En 2015, México se sumó como el cuarto evento internacional [1].

Haciendo un análisis y tomando en consideración el vehículo Baja SAE UAM 2023, se identificaron áreas de mal funcionamiento, específicamente en el sistema de dirección. Por ello se propuso diseñar un nuevo sistema de dirección basado en la geometría de Ackerman, la cual es un principio de diseño para este tipo de sistemas y es esencial para garantizar que los vehículos puedan tomar curvas suavemente y con mayor eficiencia; utilizando el mecanismo cremallera-piñón. Además, se buscó reducir el radio de giro dentro del rango de 3-2 m permitiendo un equilibrio entre la maniobrabilidad y la estabilidad.

Se tomaron en consideración los testimonios de los pilotos del vehículo 2023 quienes indicaron que la ubicación del volante es inadecuada. Este es un aspecto crucial que a menudo se pasa por alto, pero que tiene implicaciones profundas en la maniobrabilidad, control y seguridad del vehículo. La posición del volante no sólo influye en la capacidad del conductor para controlar el vehículo con precisión, sino que también afecta la comodidad y la capacidad de respuesta en situaciones críticas. Por lo tanto, fue esencial reubicarlo para maximizar el rendimiento en terrenos difíciles y garantizar que el conductor pueda operar el vehículo de manera segura y eficiente en cualquier situación.

El peso ha sido de igual manera un problema para el rendimiento del vehículo, siendo uno de los factores más críticos que determinan su desempeño en la competencia. La maniobrabilidad está estrechamente relacionada a su peso, si es más ligero es generalmente más fácil de controlar y permite realizar giros más cerrados y rápidos, y responder mejor en situaciones donde se requiere un cambio rápido de dirección. Por ello, se realizaron análisis considerando todas las fuerzas actuando sobre cada elemento para seleccionar adecuadamente los materiales y dimensiones de la sección, asegurando que la reducción de peso no comprometa la resistencia y durabilidad.

También se llevó a cabo un análisis de costo-beneficio para decidir la compra o manufactura de cada pieza. Esto permitió prever y mitigar riesgos antes de la fase de construcción, mejorando la confiabilidad del vehículo y su diseño.

No se cambiaron los ángulos de Camber y Caster en comparación al modelo 2023 y estos han quedado con las mismas especificaciones.

Los recursos necesarios para la construcción provienen de un fondo al que aportan diferentes instancias de la universidad: Rectoría y Secretaria de la Unidad Azcapotzalco, Divisiones de CBI

y de CYAD, Departamentos de Energía, Electrónica, Ciencias Básicas, Sistemas y Materiales; así como instancias externas (empresas privadas, personas físicas).

## 2. Antecedentes

Alumnos de la UAM Azcapotzalco, realizaron el reporte titulado “Diseño y construcción de un sistema de suspensión y dirección para un vehículo BAJA SAE UAM 2023” [2]. En este reporte se describen los diversos procesos matemáticos, de diseño y construcción llevados a cabo para la construcción del primer vehículo 4 x 4 hecho por alumnos que participaron en la competencia BAJA SAE MÉXICO 2023. El documento es de utilidad para determinar las áreas de oportunidad para mejorar el sistema de dirección, así como los aciertos de este y poder usarlos como base para el nuevo diseño.

El ángulo de Ackermann funciona de tal forma que la línea trazada desde los ejes de las cuatro ruedas coincidirá en un punto común en cualquier ángulo. Los brazos de la pista están inclinados de manera que, si los ejes se extienden, se encontrarán en el eje longitudinal del automóvil cerca del eje trasero y solo tiene un par de giro [3]. Comparando el ángulo de Ackermann con las características del ángulo de Davis el cuál se cree es más preciso, se menciona que un ángulo de Ackermann es mejor para el tipo de coche que se construye en BAJA SAE debido a su confiabilidad, menor desgaste y rotura de los engranajes y eficiencia en costos. Este documento es de ayuda para definir que geometría se usará, siendo la de Ackermann la mejor opción.

Los ángulos de Camber, Caster y King pin son de suma importancia en el diseño de la dirección y suspensión de un vehículo BAJA SAE. En el artículo de la VIT University, Chennai “Design and Development of Front-Suspension System of an Off-Road Vehicle” [4], se menciona que el ángulo de Camber asegura la estabilidad del auto. En el caso de Caster es responsable de la fuerza restauradora centrada en la dirección. Finalmente, el King pin es responsable del rendimiento del coche cuando se giran las ruedas. Cuanto mayor sea el ángulo de la rótula, más se elevará el coche al girar. Contar con la información de este artículo ayuda a tener más claro que parámetros deberán de considerarse en el cálculo de estos ángulos, ya que serán de suma importancia para mejorar el sistema.

Con ayuda del documento “SAE Mini BAJA: Suspension and Steering” [5], de los alumnos de la universidad de Northern Arizona, se podrán comparar los diseños tanto de la geometría y del sistema piñón-cremallera, con eso se podrá encontrar la forma correcta de reducir el radio de giro. En el documento se menciona también que la configuración de piñón cremallera es la mejor opción para el tipo de vehículo que será construido, pues presenta beneficios por la simplicidad del sistema, costos y desempeño confiable en general. Observando la información dada en este informe, se puede determinar que conservar este sistema es la mejor opción.

El informe hecho por la Universidad de Northern Arizona titulado “Final Design Report- SAE Baja 2023-2024” [6]. Resulta de ayuda al momento de seleccionar materiales para el sistema, en el informe se desglosa el material utilizado en cada pieza y el porqué de la decisión. Esto ayudará a hacer una elección de materiales para el sistema, que con certeza funcionan en este tipo de vehículos y que no se han explorado en temporadas pasadas.

La tesis hecha por el ingeniero Aguilar Espinosa A. titulado “Diseño de la suspensión y dirección de un carro todo terreno tipo SAE mini BAJA” [7]. Es de la suma importancia para establecer y conocer aspectos teóricos fundamentales, ya que la comprensión teórica de estos síntomas no sólo es beneficiosa, sino crucial para desarrollar un vehículo que ofrezca un buen rendimiento en

términos de seguridad, confort, maniobrabilidad y eficiencia. Con este documento el conocimiento teórico permite prever y mitigar posibles problemas. Por ejemplo, conocer los principios que rigen la alineación de las ruedas y el ajuste de los ángulos de Camber, Caster, etc. Puede prevenir un desgaste desigual de los neumáticos y mejorar la eficiencia del vehículo.

Para conocer la importancia de los cálculos de cremallera se podrá tomar a consideración el informe de Moggio Bessolo A. titulado "Diseño del sistema de dirección de un vehículo de formula SAE" [8]. Comprender el diseño detallado de este sistema no solo es esencial para mejorar el manejo del vehículo, sino que también juega un papel crucial en la personalización del sistema para adaptarse a diferentes tipos de vehículos y condiciones operativas. Con esta información se podrá analizar la distribución de las cargas y el contacto entre los dientes del piñón y cremallera, permitiendo la selección de materiales adecuada y la personalización del diseño.

### **3. Justificación**

Durante la competencia BAJA SAE México 2023, el vehículo presentó áreas de oportunidad en el sistema de dirección que afectaron su desempeño. Las dimensiones incorrectas de varias piezas del sistema y componentes aledaños provocaron que los cálculos del radio de giro no se cumplieran, lo que dificultó la maniobrabilidad del vehículo debido al roce entre las piezas. Además, el mal posicionamiento y la geometría del volante contribuyeron a que la maniobrabilidad fuera difícil de lograr.

En respuesta a estos problemas, se diseñó y fabricó un nuevo sistema de dirección que ahora cumple con los ángulos establecidos en los cálculos matemáticos. Se seleccionaron cuidadosamente los materiales de las piezas con el fin de reducir el peso, sin comprometer la resistencia del sistema durante la competencia. Además, se realizó un diseño ergonómico del volante, mejorando su posicionamiento para asegurar que el piloto se sintiera cómodo y pudiera maniobrar el vehículo de manera eficiente.

Este nuevo sistema de dirección ha sido implementado con éxito y superando las fallas del modelo anterior, mejorando el rendimiento general del vehículo. Sin embargo, es importante señalar que, aunque el sistema ha sido probado de manera estática con el vehículo sobre el suelo y realizando movimientos al volante, aún no ha sido evaluado en terreno de competencia, sin embargo, fue en el Deportivo Reynosa, donde se evaluó su funcionamiento en un entorno controlado.

## **4. Objetivos**

### **4.1 Objetivo general**

Diseñar y construir el sistema de dirección para un vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2024.

### **4.2 Objetivos particulares**

Diseñar la geometría de Ackermann para el sistema de dirección.

Determinar el rango de Camber y Caster adecuados para reducir el radio de giro.

Aplicar un ángulo de salida mejorado para aumentar el desempeño en obstáculos y terrenos irregulares.

Evaluar las deformaciones en los elementos de la dirección para la selección de materiales.

Diseñar la ubicación ergonómica para el volante.

Manufacturar y seleccionar los elementos de la dirección.

Implementar el sistema de dirección en el vehículo.

Verificar funcionalidad y de ser necesario modificar el sistema en la competencia BAJA SAE MÉXICO 2024.

## 5. Marco teórico

### 5.1 Descripción del sistema de dirección

El sistema de dirección es el encargado de proporcionar control en la trayectoria a un vehículo. Este sistema permite que el vehículo mantenga una trayectoria recta cuando el volante está en posición neutral, sin necesidad de realizar correcciones, y que también pueda girar cuando sea necesario, mediante el uso del volante para efectuar dichos cambios [9].

Un sistema de dirección está compuesto por diversos elementos, entre los cuales hay algunos indispensables (Figura 1) que son los siguientes: volante, columna de dirección, caja de dirección, brazos de dirección y terminales de dirección. El mecanismo formado por estos y otros componentes permite que el movimiento rotatorio generado en el volante se transmita a las ruedas delanteras en forma de movimiento angular [10].



**Figura 1.** Componentes de un sistema de dirección [1].

Es importante mencionar que el sistema de dirección de un vehículo 4x4 requiere ciertas consideraciones especiales en comparación con un vehículo convencional. Este tipo de vehículos necesitan una relación de dirección más alta, lo que significa que un movimiento menor del volante se verá traducido en un giro mayor de las ruedas. Además, es fundamental que los elementos del sistema sean más robustos debido a las exigentes condiciones a las que están sometidos. Por último, se debe tener en cuenta la estrecha relación que el sistema de dirección tiene con el sistema de suspensión.

## **5.2 Componentes del sistema de dirección**

Los componentes de un sistema de dirección pueden variar dependiendo el diseño del vehículo.

### **5.2.1 Volante (Steering wheel)**

Elemento con el cual el conductor interactúa para ejercer control sobre el vehículo, transmitiendo el movimiento aplicado hacia las ruedas delanteras.



*Figura 2. Volante [2].*

### **5.2.2 Columna de dirección (Steering column)**

Funciona como un eje que conecta el volante con la caja de dirección, permitiendo que el movimiento ejercido sobre el volante pueda ser transmitido a todo el sistema.



*Figura 3. Columna de dirección [3].*

### **5.2.3 Juntas (Joints)**

La función de cualquier junta es mantener la conexión entre ejes para garantizar la transmisión del movimiento, permitiendo, al mismo tiempo, que estos puedan girar de manera independiente.



**Figura 4. Junta universal [4].**

#### **5.2.4 Cajas de dirección (Steering gearbox)**

Constituye la principal conexión entre el volante y las llantas. Dentro de la caja de dirección se encuentra un mecanismo, cuya configuración varía según el tipo, que transforma el movimiento de rotación en un movimiento de traslación. Este movimiento es transmitido a las llantas, permitiendo que estas giren.



**Figura 5. Caja de dirección [5].**

#### **5.2.5 Brazos de dirección (Tie rod)**

Es una barra, que también se le conoce como bieleta, que establece la conexión directa entre la caja de dirección y las llantas. El mecanismo de la caja acciona estos brazos, permitiendo que las llantas se desplacen hacia la derecha o hacia la izquierda, facilitando así el giro del vehículo.



**Figura 6. Brazo de dirección [6].**

#### **5.2.6 Terminales de dirección (Ball joints)**

También conocidas como rótulas, cumplen dos funciones principales: conectar los brazos de dirección con las llantas y sincronizar los movimientos del sistema para garantizar su estabilidad.



**Figura 7. Terminales de dirección [7].**

### **5.2.7 Llantas (wheels)**

Son las encargadas de transmitir la fuerza generada por el volante hacia el pavimento, permitiendo el cambio de dirección del vehículo. Se puede afirmar que las llantas son parte integral de diversos sistemas, ya que están conectadas a múltiples componentes que influyen en el funcionamiento general del vehículo.



**Figura 8. Llantas [8].**

## **5.3 Tipos de cajas de dirección**

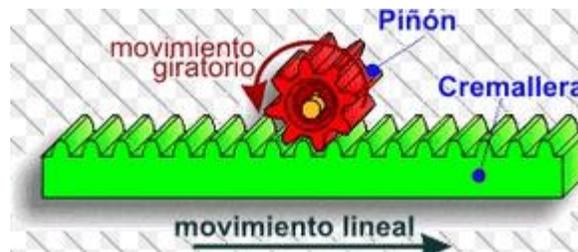
En la actualidad, existen sistemas de dirección mecánicos, hidráulicos, electrónicos y electrohidráulicos. La caja de dirección es el componente fundamental de todo el sistema, por lo que una correcta selección de esta pieza es crucial para cumplir con los objetivos teóricos establecidos.

En esta sección se analizarán exclusivamente los sistemas mecánicos, dado que, según lo indicado en el reglamento de la competencia, BAJA SAE Rules 2024 (Revision B), el uso de sistemas de dirección asistida está prohibido.

### **5.3.1 Piñón-Cremallera**

Un mecanismo piñón cremallera está compuesto por un engrane circular con dientes distribuidos a lo largo del perímetro, que es el piñón y por un engrane lineal que también tiene dientes a lo largo de la pieza, compatibles con los del piñón, que es la cremallera [11].

Cuando el movimiento generado por el volante llega a este mecanismo, lo que sucede es que el piñón rota, causando que la cremallera se mueva. Es decir que, el piñón va rotando a lo largo de la cremallera y esta conversión de movimiento (Figura 9) rotacional a movimiento lineal, genera que las llantas puedan girar [11].



**Figura 9.** Componentes de mecanismo piñón-cremallera y sus movimientos [9].

A pesar de ser un sistema bastante simple, existen diversas variaciones en los componentes de este mecanismo que pueden hacer diferencias importantes en el comportamiento del sistema de dirección. Uno de esos cambios es en los dientes tanto del piñón como de la cremallera. El tipo de dientes afecta significativamente el desempeño en términos de eficiencia, precisión, capacidad de carga, suavidad y hasta en costos. Hay dos tipos de dientes:

Dientes rectos (Figura 10): Un eje del diente es perpendicular al eje de rotación y están alineados directamente con el engranaje. Son más simples y baratos de fabricar. Se desempeñan mejor bajo cargas ligeras y manuales y bajas velocidades. Una desventaja es que generan más ruido y vibraciones por el contacto repentino entre los dientes [12].



**Figura 10.** Engrane de dientes rectos [10].

Dientes helicoidales (Figura 11): En este caso, los dientes están torcidos a lo largo de una trayectoria helicoidal en la dirección axial. Lo que permite que exista un engranaje continuo a lo largo del diente. Este contacto continuo reduce el ruido y las vibraciones dentro del mecanismo y también genera que pueda soportar cargas mayores. Este tipo de dientes son más difíciles y caros de fabricar. Una desventaja de estos dientes es que generan fuerzas axiales, por lo que para soportar estas fuerzas se necesita de rodamientos muy específicos que puedan soportarlas [12].



**Figura 11.** Engrane de dientes helicoidales [11].

El tamaño de los dientes también genera diferencias significativas: a medida que el diente es más pequeño, mayor será la precisión, pero soportará menos carga. Por el contrario, un diente de mayor tamaño ofrecerá una mayor capacidad de carga, pero con menor precisión.

La posibilidad de variar el tipo y tamaño de los dientes permite realizar diseños personalizados, en los que se pueda ajustar el número de dientes por centímetro a lo largo de cualquier pieza, o modificar el tamaño de estos, para obtener una respuesta más precisa según los requisitos específicos, especialmente en relación con el rango de giro del vehículo.

El rango de giro del vehículo se refiere a la cantidad de vueltas que se deben dar al volante para lograr un giro determinado. Este parámetro es un criterio clave de diseño que se establece al inicio del proceso de desarrollo del sistema de dirección. A menor rango de giro, el vehículo responderá de manera más rápida y ágil.

Dado el impacto directo que tiene en el desempeño general del vehículo, este mecanismo es crucial para el funcionamiento eficiente del sistema de dirección.

### **5.3.2 Bola Recirculante**

El mecanismo de bola recirculante (Figura 12) es un sistema de dirección mecánico utilizado principalmente en vehículos pesados y de gran tamaño, como camiones, autobuses y algunos todoterrenos. Su diseño está optimizado para reducir la fricción entre componentes, facilitar el giro del volante y soportar cargas elevadas en condiciones exigentes [13].

Este mecanismo está compuesto por los siguientes elementos:

**Tornillo sinfín:** Conectado al volante, presenta una rosca helicoidal que permite el desplazamiento de las bolas recirculantes.

**Tuerca de dirección:** Se encuentra acoplada al tornillo sinfín y se desplaza linealmente al girar este último. Cuenta con ranuras internas que permiten el movimiento de las bolas.

**Bolas recirculantes:** Pequeñas esferas metálicas que ruedan entre las ranuras del tornillo y la tuerca, reduciendo la fricción gracias al contacto rodante en lugar de deslizante.

Conductos de recirculación: Canales que completan el circuito de las bolas, asegurando su movimiento continuo dentro del sistema.

Engranaje sectorial: De forma semicircular, convierte el movimiento lineal de la tuerca en un movimiento rotativo.

Brazo pitman: Recibe el movimiento rotativo del engranaje sectorial y lo transmite a las ruedas, facilitando el giro del vehículo.



**Figura 12.** Sistema de bolas recirculantes [12].

Para personalizar este tipo de mecanismo, que sin duda es más complejo, existen diversos aspectos que se pueden modificar. Entre ellos, se encuentra la elección entre una circulación de bolas interna o externa, lo cual influye en la simplificación del diseño y, por ende, en los costos. También pueden emplearse canales helicoidales o de doble hélice, que impactan en la capacidad de carga y la suavidad del sistema [14].

El material de las bolas es otro factor clave, ya que afecta directamente la durabilidad y el rendimiento del mecanismo. Asimismo, el tipo de engranaje sectorial puede optimizar la estabilidad del movimiento, mejorando la precisión general del sistema.

Todos estos aspectos influyen significativamente en el desempeño del mecanismo. Por ello, resulta fundamental definir con claridad los objetivos específicos del sistema de dirección antes de seleccionar los componentes, garantizando así que cada elemento cumpla con los requisitos necesarios.

Es evidente que ambos mecanismos cumplen la misma función, aunque de maneras distintas, cada uno con sus ventajas y desventajas. El sistema de cremallera-piñón es más simple y eficiente, pero presenta mayor fricción y desgaste. Por otro lado, el sistema de bolas recirculantes es más complejo, pero reduce la fricción y proporciona un movimiento más suave y preciso. Cada uno se adapta a necesidades específicas y ofrece posibilidades de mejora y personalización.

## **5.4 Tipos de volantes**

En un sistema de dirección, el volante desempeña un papel fundamental al permitir el control preciso del movimiento del vehículo. Según su diseño, se distinguen tres tipos principales de volantes: circulares, semicirculares y de mariposa. Cada uno presenta características específicas que influyen en la ergonomía, el manejo y la eficiencia en la transmisión del esfuerzo del operador al sistema de dirección.

Debido a la importancia de una buena elección para este componente, se muestra a continuación la (Tabla 1), en donde se comparan los volantes antes mencionados, para conocer qué ventajas y desventajas presenta cada uno de estos volantes y con esto poder analizar cómo podrían afectar la maniobrabilidad y la comodidad para el piloto que es parte fundamental del vehículo.

**Tabla 1.** Comparación de tipos de volantes

Tipo de volante	Ventajas	Desventajas
Circular	Ofrecen un control más preciso y suave Proporcionan un agarre continuo en toda la circunferencia Ergonómicamente adecuados para largas jornadas de manejo.	Pueden ser más voluminosos, dificultando su uso en cabinas reducidas. Su tamaño puede ser menos práctico para maniobras rápidas.
Semicircular	Ocupan menos espacio Permiten un manejo más ágil Reducen la posibilidad de interferencias en maniobras rápidas.	Limitan el agarre continuo, lo que puede dificultar giros amplios o precisos. Menor comodidad para trayectos largos o exigentes.
Mariposa	Manejo rápido y eficiente en terrenos técnicos, ideales para maniobras exigentes. Diseño compacto y ligero, mejorando la respuesta del conductor en condiciones extremas.	Período de adaptación para conductores  Menor precisión en giros largos debido a la falta de una circunferencia completa.

Debido al tamaño del vehículo y a las situaciones a las que se enfrentará, los puntos críticos para elegir el volante son: el espacio disponible en la cabina, el agarre adecuado para que el piloto pueda maniobrar con facilidad y la precisión del componente. Además, es importante considerar el material del volante, independientemente de su forma, para asegurar que el peso total del sistema sea lo más ligero posible [15].

### 5.5 Tipos de terminales de dirección

Las terminales de dirección son componentes clave en los sistemas de dirección de los vehículos, ya que transmiten el movimiento del volante a las ruedas con precisión. Existen distintos tipos de terminales, diseñados para satisfacer diferentes necesidades según el vehículo y las condiciones de operación. Existen dos posibles tipos de rótulas (Figuras 13 y 14) que se pueden usar para lograr el mismo fin y que tienen diferentes características.



**Figura 13.** Sistema de rótula de dirección (Outer tie rod) [13].



**Figura 14.** Rótulas macho [14].

Debido a la importancia de una buena elección para este componente, se muestra a continuación la (Tabla 2), en donde se comparan las rótulas antes mencionadas, esto con el fin de conocer que es lo que cada tipo de rótula puede aportar al sistema así como las dificultades que se podrían presentar desde el costo hasta la interacción con los demás componentes.

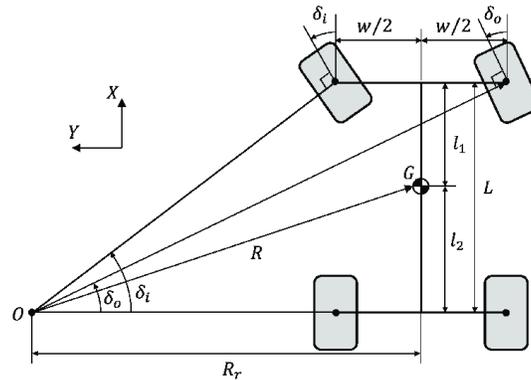
**Tabla 2.** Comparación de tipos de rótulas

Tipo de rótula	Ventajas	Desventajas
Outer tie rod	Alta resistencia y durabilidad en aplicaciones de carga pesada. Adecuada para sistemas de dirección con movimientos repetitivos y demandas de precisión. Protección contra suciedad y contaminantes	Menor flexibilidad Puede requerir mantenimiento periódico, como engrase, para garantizar un buen funcionamiento.
Rótula macho	Diseño compacto y ligero, ideal para sistemas de dirección en espacios reducidos. Proporciona un rango más amplio de movimiento angular, lo que permite adaptarse mejor a condiciones de terreno irregular. Fácil de instalar y reemplazar.	Menor resistencia a la exposición prolongada a suciedad o humedad. Menor capacidad de carga en comparación con las rótulas cerradas.

## 5.6 Dinámica del sistema de dirección

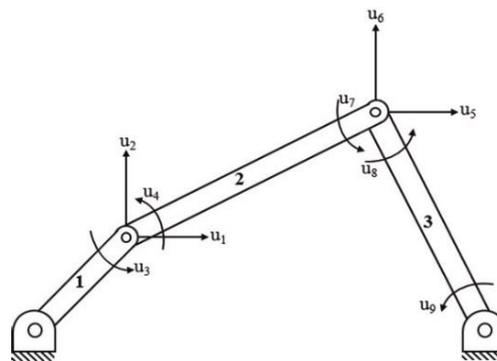
Para la dinámica y cinemática del sistema, se consideran dos aspectos principales para garantizar un desempeño adecuado. El primero es la geometría de Ackermann (Figura 15), que analiza diversos aspectos siendo los principales el ángulo interno  $\delta_i$  y ángulo externo  $\delta_o$  que son los ángulos de las llantas delanteras que aseguran trayectorias circulares concéntricas. El

sistema está definido por varios parámetros clave: track ( $w$ ) y el wheelbase ( $L$ ), que son los parámetros principales para el diseño de Ackerman, el radio de giro del vehículo ( $R$ ), el radio de giro de las ruedas traseras ( $R_r$ ). Además, se consideran las posiciones relativas del centro de gravedad  $G$  mediante las distancias  $l_1$  y  $l_2$ . El diagrama está en un sistema de coordenadas donde el eje  $X$  representa la dirección de avance del vehículo y el eje  $Y$  es perpendicular a este.

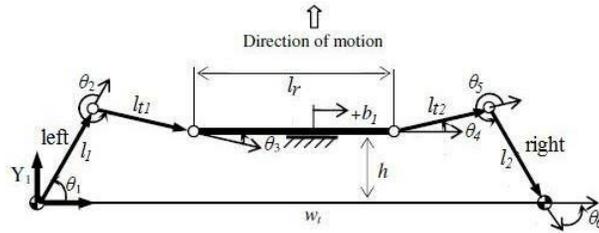


**Figura 15.** Ángulos de Ackermann [15].

El segundo aspecto es el análisis del mecanismo, ya sea de cuatro barras (Figura 16) o seis barras (Figura 17), que integra el vehículo, considerando las longitudes y los ángulos de cada componente para predecir su comportamiento en maniobrabilidad una vez definidos los elementos del sistema. En ambas figuras se presentan los eslabones que conforman el mecanismo, debidamente enumerados. En el caso de la Figura 16, también se muestran las fuerzas de reacción en cada articulación, representadas por los vectores  $u_n$ . Por su parte, la Figura 17 incluye tanto las longitudes de los eslabones ( $l_n$ ) como los ángulos ( $\theta_n$ ) formados en sus uniones, los cuales son parámetros clave en el análisis de ambos mecanismos.



**Figura 16.** Mecanismo de cuatro barras [16].



**Figura 17.** Mecanismo de seis barras [17].

Además de estos dos aspectos, es importante considerar que el comportamiento dinámico del sistema está estrechamente vinculado al sistema de suspensión. Por esta razón, la determinación de diversos ángulos y longitudes se lleva a cabo teniendo en cuenta la interacción entre ambos sistemas.

### 5.7 Tipos de mecanismos de dirección

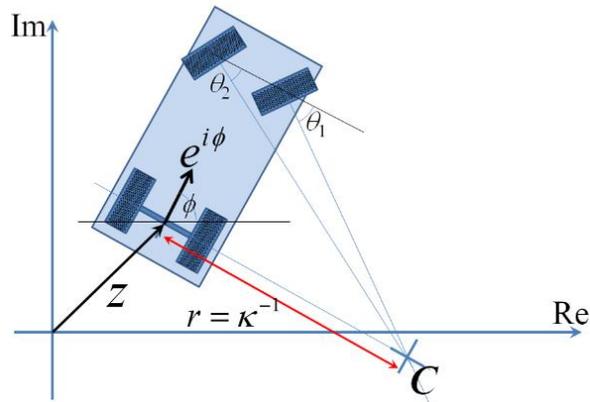
Las condiciones a las que se enfrenta un vehículo todoterreno, específicamente un BAJA, son conocidas gracias a la competencia BAJA SAE México, que informa sobre los tipos de terrenos a los que serán sometidos los vehículos. Estos terrenos destacan la importancia de la maniobrabilidad como un aspecto clave en el diseño del sistema de dirección. Por ello, resulta fundamental analizar cada punto en el que el sistema pueda ser optimizado para garantizar un desempeño capaz de cumplir con los desafíos que implican este tipo de pruebas.

Una de las consideraciones clave al iniciar el diseño de un sistema de dirección es la complejidad que este tendrá, especialmente en cuanto al número de llantas que estarán conectadas al sistema. En este sentido, los mecanismos de dirección se clasifican principalmente en sistemas convencionales, que controlan únicamente las ruedas delanteras, y sistemas de dirección en las cuatro llantas.

#### 5.7.1 Dirección de llantas delanteras

La dirección convencional de llantas delanteras se basa en un sistema que conecta el volante con las ruedas delanteras a través de los mecanismos y componentes que se mencionaron en las secciones anteriores [16].

Este tipo de dirección es el más comúnmente utilizado en todo tipo de vehículos, permite girar las ruedas delanteras para controlar la trayectoria del automóvil, siendo eficiente para la mayoría de las situaciones de conducción (Figura 18). Sin embargo, presenta limitaciones cuando se requiere maniobrar en espacios reducidos o al realizar giros cerrados, ya que las ruedas traseras permanecen fijas, lo que restringe el radio de giro y puede dificultar maniobras como estacionarse o cambiar de dirección en lugares estrechos [17].



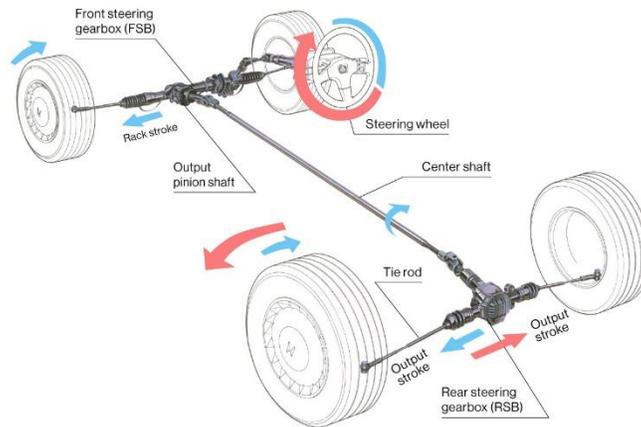
**Figura 18.** Dirección de llantas delanteras [18].

Este tipo de dirección ofrece una amplia variedad de posibilidades y configuraciones, destacando por su simplicidad, que facilita tanto el proceso de diseño como el de construcción. Además, su capacidad de personalización permite adaptarlo a las necesidades específicas de cada vehículo. Su diseño compacto y ligero, junto con su resistencia a impactos, lo convierten en una opción ideal para enfrentar los desafíos de las pruebas BAJA SAE, donde la robustez y el desempeño son factores clave. Asimismo, es un sistema confiable, simple y de fácil mantenimiento, características esenciales para operar bajo las condiciones extremas de competencia.

### **5.7.2 Dirección de cuatro llantas**

Por otro lado, el sistema de dirección de cuatro llantas (Figura 19), también conocido como Quadra o (4WS, por sus siglas en inglés), incorpora un mecanismo adicional que permite girar las ruedas traseras en coordinación con las delanteras [16]. Esto se logra añadiendo un eje que va desde el delantero hasta el trasero atravesando verticalmente el coche y añadiendo una segunda caja de dirección en la parte trasera de todo el sistema.

A bajas velocidades, las ruedas traseras giran en sentido opuesto a las delanteras, reduciendo considerablemente el radio de giro y facilitando maniobras en espacios reducidos. A altas velocidades, las ruedas traseras giran en el mismo sentido que las delanteras, mejorando la estabilidad, el control y la seguridad al cambiar de carril o tomar curvas pronunciadas. Este sistema es especialmente beneficioso en vehículos de gran tamaño y de alto desempeño, ya que combina maniobrabilidad y estabilidad, ofreciendo una experiencia de conducción más precisa y dinámica.



**Figura 19. Dirección de cuatro llantas [19].**

Generalmente las ruedas traseras no pueden girar tanto como las ruedas delanteras, pero sistemas creados por compañías como Honda y Delphi han logrado que las ruedas traseras giren en dirección opuesta a las delanteras a bajas velocidades. Permitiendo que el vehículo tenga un radio de giro más pequeño, lo cual es de extrema utilidad, especialmente para camiones grandes, tractores y vehículos con remolques [18].

El sistema de dirección en las cuatro ruedas (4WS) casi siempre está basado en tecnología electrónica debido a la precisión y flexibilidad que ofrece. Los sistemas 4WS actuales dependen de actuadores eléctricos, sensores y unidades de control electrónico (ECU) para gestionar el ángulo de giro de las ruedas traseras en función de la velocidad del vehículo, el ángulo de dirección del volante y otras variables. Este enfoque electrónico permite un ajuste dinámico y preciso en tiempo real, adaptándose a las condiciones de conducción [19].

Además, la implementación electrónica reduce la complejidad mecánica, mejora la eficiencia energética y facilita la integración con otros sistemas avanzados de asistencia al conductor (ADAS), como el control de estabilidad y el mantenimiento de carril. Por estas razones, la dirección en las cuatro ruedas electrónica ha reemplazado a los sistemas mecánicos en la mayoría de los vehículos modernos.

El sistema 4WS ofrece mejoras significativas en el desempeño de un vehículo, características altamente deseables en un vehículo BAJA, como la reducción del radio de giro, un mayor control en maniobras y una mayor versatilidad en terrenos difíciles. Estas ventajas hacen que la implementación de un sistema de este tipo resulte muy atractiva.

Sin embargo, hay diversos aspectos que deben considerarse. Integrar este sistema en un vehículo BAJA presenta retos importantes debido a las exigentes condiciones de la competencia. Uno de los principales desafíos es la complejidad del diseño, ya que un sistema 4WS requiere espacio adicional y componentes especiales, lo que puede aumentar el peso total del vehículo y afectar su rendimiento. Otro aspecto crítico es el costo, tanto en el desarrollo como en el mantenimiento. Finalmente, el control y la calibración del sistema deben ser extremadamente precisos para evitar comportamientos impredecibles en terrenos irregulares, incrementando así la complejidad técnica en comparación con un sistema de dirección convencional.

## 5.8 Geometrías para el diseño del sistema de dirección

El diseño de un sistema de dirección comienza con la identificación de los requisitos específicos del vehículo, como el tipo de conducción, el espacio disponible y las características de manejo deseadas. Una vez que estos puntos clave están bien definidos, el siguiente paso es elegir la geometría de dirección adecuada, que dictará el diseño del sistema.

La geometría de dirección incluye las ecuaciones y criterios que se utilizan para definir distancias y ángulos en los componentes físicos del vehículo, asegurando que el sistema funcione según lo esperado. Dentro de estas geometrías existen varias opciones, como **Davis**, **Ackermann**, **Anti-Ackermann**, entre otras, que tienen el mismo objetivo: definir los ángulos de las llantas, los radios de giro y las distancias entre componentes, siempre considerando las dimensiones reales del vehículo.

Existen dos conceptos clave que deben comprenderse: el track y el wheelbase (Figura 20), ya que estos son fundamentales en cualquier geometría de dirección y, por lo tanto, en el diseño del sistema en general. El valor de ambos conceptos determina el diseño y la optimización de todo el sistema de dirección.

- **Track:** Es la distancia entre la cara exterior de la llanta derecha delantera y la cara exterior de la llanta izquierda delantera [20].
- **Wheelbase:** Es la distancia que va desde el centro de la llanta trasera hasta el centro de la llanta delantera [20].



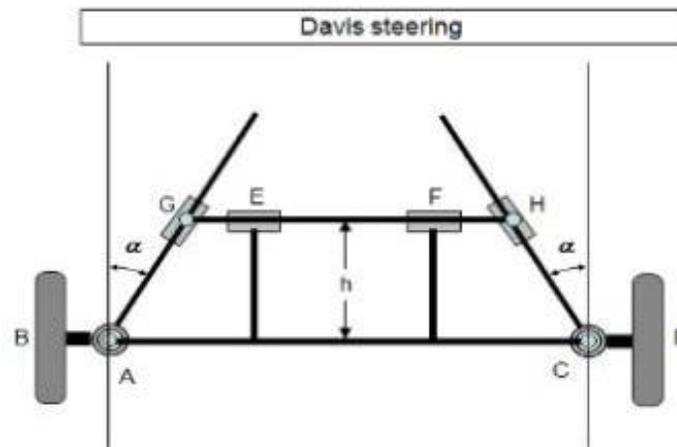
**Figura 20.** Track y Wheelbase [20].

Las geometrías antes mencionadas son modelos fundamentales utilizados en el diseño de sistemas de dirección para vehículos. Estas geometrías definen los ángulos de las llantas en función del radio de giro, la distribución de los componentes y las características de manejo, con el objetivo de optimizar el comportamiento del vehículo durante las maniobras. Cada una de estas geometrías tiene aplicaciones específicas dependiendo del tipo de vehículo y las condiciones de conducción, y son esenciales para garantizar que el sistema de dirección funcione de manera eficiente y segura. Es por eso por lo que es necesario analizar las características que cada una

de estas geometrías ofrece para así hacer una elección correcta y realizar un diseño que vaya a cumplir con los objetivos de conducción

### 5.8.1 Davis

El sistema Davis (Figura 21) se basa en un mecanismo de engranaje que incluye un enlace cruzado que se desliza de manera paralela a otro enlace. Este mecanismo se conecta a los ejes cortos (stub axles) de las dos ruedas delanteras mediante dos palancas de campana pivotadas [21].



**Figura 21.** Geometría de Davis [21].

El funcionamiento de este mecanismo es algo complejo, por lo que se puede dividir en cuatro secciones para comprender su funcionamiento [21];

- **Mecanismo de engranaje:** El enlace cruzado se desliza a través de cojinetes y lleva pasadores en sus extremos. Estos pasadores están conectados a bloques deslizantes que se mueven conforme las palancas de campana giran, lo que se produce al girar el volante. Esta parte del sistema hace que el movimiento del volante esté conectado con las llantas y por consecuencia estas cambien de dirección en respuesta a la rotación del volante.

- **Ángulo de las ruedas:** Se dice que el sistema se encuentra en su posición media, cuando el vehículo circula en línea recta, lo que significa que las ruedas delanteras están alineadas con el vehículo. A medida que se gira el volante, las ruedas delanteras se mueven, pero el sistema mantiene un ángulo de dirección ligeramente mayor que otros sistemas, lo que permite un giro más controlado.

- **Ángulo de inclinación:** Los brazos cortos que conectan las ruedas delanteras a los ejes están inclinados en un ángulo de  $90+\alpha$  (donde  $\alpha$  es un ángulo pequeño y ajustable) respecto a los ejes cortos. Este ángulo de inclinación es crucial para el funcionamiento del sistema, ya que ayuda a mejorar la estabilidad durante las maniobras a alta velocidad.

- **Ángulo  $\alpha$ :** El funcionamiento eficiente del sistema dependen de la elección adecuada de este ángulo. Debe ser seleccionado cuidadosamente para garantizar que el sistema proporcione la

respuesta y estabilidad deseada, especialmente a altas velocidades. Para su determinación se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tan(\alpha) = \frac{b}{2l} \quad (1)$$

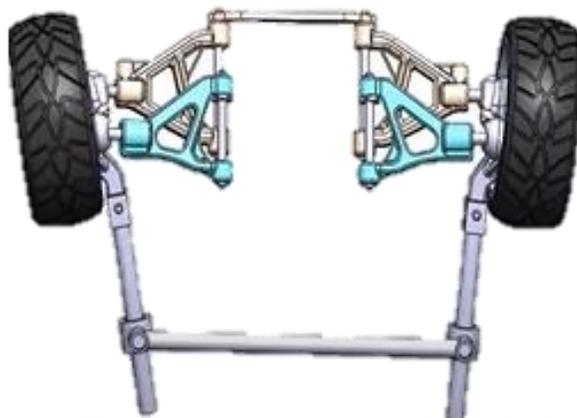
Dónde:

$b$  = Distancia entre los pivotes de los ejes delanteros

$l$  = wheelbase

Es importante mencionar que, para este sistema, los componentes (Figura 22) cambian significativamente de los mencionados en secciones anteriores, se asemejan y concuerdan más con una caja de dirección de bolas recirculantes. Esto debido a la complejidad de como el volante se conecta a las llantas, los componentes de este sistema son los siguientes [22]:

- **Engranaje de tornillo sin fin:** Se monta en el eje de dirección, convirtiendo la entrada rotacional en una salida lineal que permite que las llantas cambien de dirección.
- **Tuerca de bolas:** Alberga las bolas recirculantes y los surcos.
- **Brazo Pitman:** Se conecta a la tuerca de bolas, transmite el movimiento lineal a la dirección del vehículo.
- **Brazo de inercia:** Es un componente que no se agrega siempre y ayudar a controlar el movimiento del mecanismo de dirección.
- **Mecanismo de dirección:** Conecta el brazo Pitman a las ruedas delanteras del vehículo, realizando la transmisión de la entrada de dirección a las llantas.



**Figura 22.** Mecanismo de Davis [22].

Los principales ventajas de una geometría de Davis son [23];

- El vehículo presenta mayor estabilidad a altas velocidades, debido a la inclinación de las ruedas delanteras.
- El vehículo tiene un mejor control en curvas rápidas gracias al ángulo de dirección controlado que tiene el sistema.

Las principales desventajas de la Geometría de Davis son [23];

- Hay un desgaste mayor de los neumáticos debido al ángulo de las llantas.
- Es un diseño mucho más complejo que requiere considerar la interacción de los componentes, mayor costo y mantenimiento.

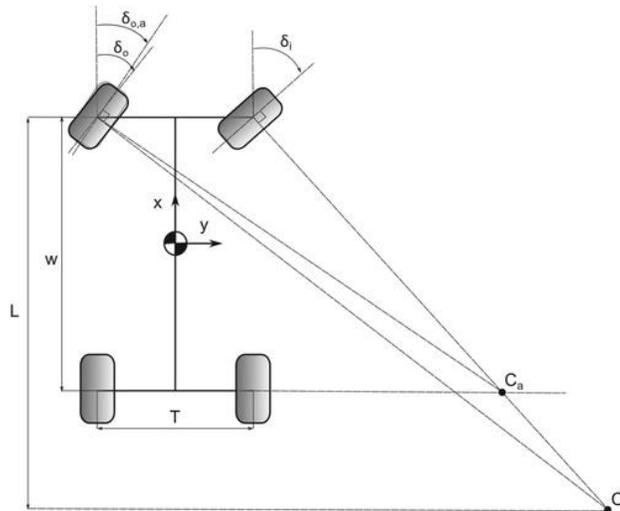
La geometría de dirección de Davis ofrece ventajas significativas en términos de estabilidad a altas velocidades y control en curvas rápidas, lo que la hace ideal para aplicaciones en vehículos de alto rendimiento o en situaciones donde la estabilidad es crucial, como en carreras o maniobras a alta velocidad.

Además, cumple con requisitos muy específicos como: giros en U, carreteras estrechas, superficies resbaladizas, cambios de carril a altas velocidades y estacionarse en paralelo. Resultan en que esta geometría sea una opción bastante atractiva para aplicarse. Sin embargo, al ser una geometría creada en la década de 1920, presenta varios retos en términos de diseño y construcción. Hoy en día, ha sido superada en muchos aspectos por geometrías más modernas, que ofrecen soluciones más eficientes y fáciles de implementar.

### **5.8.2 Ackermann**

La geometría de Ackermann es un principio fundamental en el diseño de los sistemas de dirección, se concentra en optimizar el comportamiento del vehículo durante el giro. Esta optimización se enfoca en garantizar que las ruedas delanteras se alineen de manera adecuada con los radios de las curvas que trazan, reduciendo el desgaste de los neumáticos y mejorando la estabilidad del vehículo [24].

Cuando un vehículo toma una curva, las ruedas delanteras deben girar en ángulos diferentes, ya que las trayectorias que describen tienen radios distintos: la rueda interior recorre un círculo más pequeño, mientras que la rueda exterior debe seguir un radio mayor (Figura 23). La geometría de Ackermann se encarga de calcular y ajustar esta diferencia de ángulos. Esto se logra mediante una disposición específica de las barras y articulaciones de la dirección (componentes mencionados en secciones anteriores), que permite que las ruedas giren según el ángulo requerido para mantener un contacto óptimo con el suelo y evitar el deslizamiento [24].



**Figura 23. Geometría de Ackermann [23].**

En esta geometría, lo más común es utilizar mecanismos de cuatro barras, también conocidos como mecanismos tipo Ackermann, aunque también existen configuraciones de seis barras diseñadas para este propósito. Para garantizar un desempeño óptimo y una relación adecuada entre los componentes, es necesario determinar los parámetros geométricos precisos que aseguren que la entrada y la salida del mecanismo cumplan con los criterios establecidos por esta geometría [25].

Para tener todos los parámetros bajo los cuales se regirán los componentes del sistema del sistema de dirección hay que desarrollar diversas ecuaciones que parten de tres puntos esenciales:

- $R$  = Radio de giro, es el principal objetivo que se busca cumplir, por lo que tiene que ser claro el valor que se busca obtener.
- $w$  = Track, ancho del vehículo, medido desde las caras exteriores de cada una de las llantas delanteras
- $l$  = Wheelbase, largo del vehículo, medido desde el centro de la llanta trasera hasta el centro de la llanta delantera.

Tanto  $w$  como  $l$  son parámetros que deben definirse considerando las dimensiones previstas del vehículo. Estas dos distancias deben permanecer fijas durante la construcción para que el sistema de dirección cumpla con los principios teóricos.

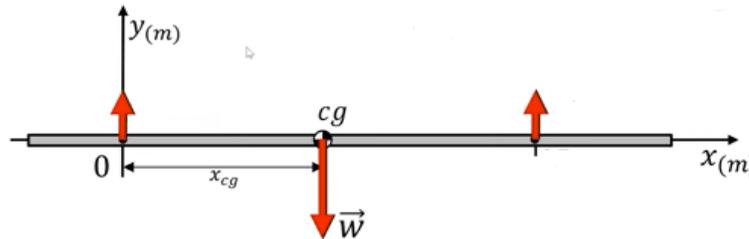
Existen varias maneras de comenzar a modelar el sistema mediante ecuaciones, ya que diferentes ecuaciones pueden emplear distintos datos para resolverse. En casos donde ya se cuenta con un punto de partida, es decir, vehículos diseñados previamente bajo la misma configuración, es posible utilizar esos datos como base para desarrollar las ecuaciones iniciales. Posteriormente, se pueden realizar iteraciones para optimizar los resultados y alcanzar los valores ideales que el sistema debe cumplir.

Para empezar a diseñar la geometría se requieren los siguientes datos de entrada:

- Track en metros ( $w$ ).
- Wheelbase en metros ( $l$ ).
- Centro de gravedad del vehículo ( $Cg$ ).
- Ángulo de entrada propuesto ( $\delta_i$ ), este es el ángulo de giro de la rueda interna.
- Ángulo de salida propuesto ( $\delta_o$ ), este es el ángulo de giro de la rueda externa.
- Ángulo promedio ( $\delta$ ).
- Masa del vehículo en kilogramos ( $W$ ).

### 5.8.2.1 Obtención de Centro de gravedad

Para la obtención del centro de masa lo primero que hay que realizar es un diagrama de cuerpo libre (Figura 24).



**Figura 24.** Diagrama de cuerpo libre para centro de gravedad [24].

Se usa una masa y una potencia aproximada, y se supone que hay una relación 60% - 40% de distribución de peso respecto al eje trasero y el eje delantero. Una vez teniendo estos datos, se continúa con la resolución del problema que se trata de una sumatoria de fuerzas en ambos ejes.

$$\sum F_x = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (3)$$

Una vez teniendo la ecuación de ambas sumatorias, tanto  $F_x$  como  $F_y$  se suman en una última sumatoria y se resuelve la ecuación que queda en esa sumatoria [26].

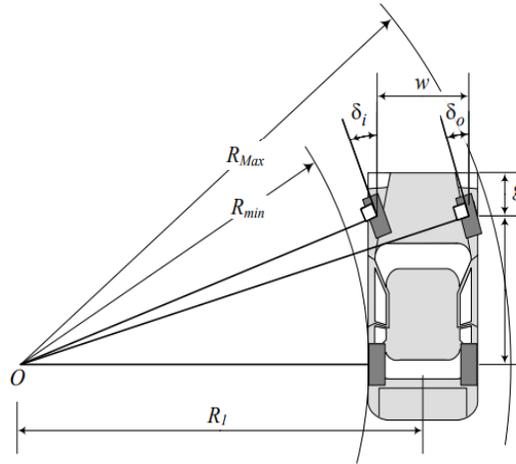
$$\sum F_T = 0 \quad (4)$$

### 5.8.2.2 Obtención del ángulo promedio

Este dato servirá para calcular el radio de giro con las especificaciones que se tienen desde el inicio, para su obtención se usan como datos los ángulos de entrada y salida propuestos y se resuelve la siguiente ecuación [27].

$$\delta = \operatorname{arccot} \left( \frac{\cot(\delta_i) + \cot(\delta_o)}{2} \right) \quad (5)$$

Teniendo todos los datos de entrada, se pueden resolver todas las ecuaciones que modelan la geometría, todas estas ecuaciones dan distancias o ángulos que tendrán los componentes del mecanismo (Figura 25).



**Figura 25.** Incógnitas para el diseño de la geometría de Ackermann [25].

La primera ecuación por resolver es para  $R_1$  que es la distancia que hay desde el centro de giro hasta el centro del eje trasero del vehículo. Este valor se puede obtener a partir del ángulo de entrada o del de salida. Por lo que lo mejor que se puede hacer es resolver ambas ecuaciones y realizar un promedio [27].

A partir de  $\delta_i$

$$R_1 = \frac{1}{2}w + \frac{1}{\tan \delta_i} \quad (6)$$

A partir de  $\delta_o$

$$R_1 = -\frac{1}{2}w + \frac{1}{\tan \delta_o} \quad (7)$$

La siguiente ecuación por resolver, es obtener el radio de giro mínimo que se puede lograr con las especificaciones dadas en un inicio. Esta ecuación se puede obtener de tres formas diferentes; a partir de  $R_1$ , a partir de  $\delta_i$  o a partir de  $\delta_o$ . En este caso se vuelven a resolver las tres ecuaciones y se realiza un promedio al final para tener datos más certeros [27].

A partir de  $R_1$

$$R_{min} = R_1 - \frac{1}{2}w \quad (8)$$

A partir de  $\delta_i$

$$R_{min} = \frac{l}{\tan \delta_i} \quad (9)$$

A partir de  $\delta_o$

$$R_{min} = \frac{l}{\tan \delta_o} - w \quad (10)$$

Después se procede a obtener el valor de  $g$ , que es la distancia desde el centro de una de las llantas delanteras hasta la parte más externa de la nariz del vehículo [27].

$$g = l + C_g - 1.5 \quad (11)$$

Dónde:

$g$  = distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el eje trasero.

$l$  = wheelbase

$C_g$  = centro de gravedad del vehículo

La siguiente ecuación describe el radio máximo que el vehículo podrá tener con esas especificaciones [27].

$$R_{max} = \sqrt{(R_{min} + w)^2 + (l + g)^2} \quad (12)$$

La siguiente ecuación describe la Condición de Ackermann (CA), que establece la relación entre los ángulos de giro de las ruedas delanteras. Asegura que las ruedas delanteras de un vehículo se orienten de forma adecuada durante un giro. Esta se divide en dos partes las cuales son igualadas y de ese resultado se obtiene un porcentaje de error [27].

$$CA = \cot \delta_i - \cot \delta_o = \frac{w}{l} \quad (13)$$

Una vez resueltas las ecuaciones anteriores es posible obtener el radio de giro (R) que se obtendrá con las especificaciones dadas en un inicio [27].

$$R = \sqrt{Cg^2 + l^2 \cdot (\cot \delta)^2} \quad (14)$$

Finalmente se desarrolla la siguiente fórmula para hacer una comprobación de que la ecuación anterior es correcta. Si ambas coinciden quiere decir que los cálculos se realizaron exitosamente [27].

$$R = \sqrt{Cg^2 + R1^2} \quad (15)$$

Concluido el desarrollo de las ecuaciones anteriores, se puede elaborar una tabla de iteraciones en la que se definen valores fijos de w y l a lo largo de todas las iteraciones. En esa tabla se registran valores de  $\delta_o$  y  $\delta_i$ , los cuales varían dentro de un rango amplio y de manera ascendente con el objetivo de obtener diferentes valores de radio de giro. Esto permitirá conseguir el radio de giro deseado y, una vez encontrado, fijar los ángulos correspondientes a cada llanta delantera.

Obtener un rango amplio de valores cercanos al radio de giro deseado indica que los valores de w y l son adecuados. Esto permite realizar una selección precisa de w y l que serán las distancias fundamentales para el correcto funcionamiento de todo el sistema.

Esta geometría optimiza el uso de los neumáticos, disminuyendo el desgaste irregular y aumentando la eficiencia en curvas. Además, al establecer una relación adecuada entre los ángulos de las ruedas delanteras, permite un control más preciso del vehículo, mejorando la estabilidad y seguridad en maniobras. También es más fácil de diseñar y personalizar, por lo que es muy atractiva para el diseño de vehículos tipo BAJA.

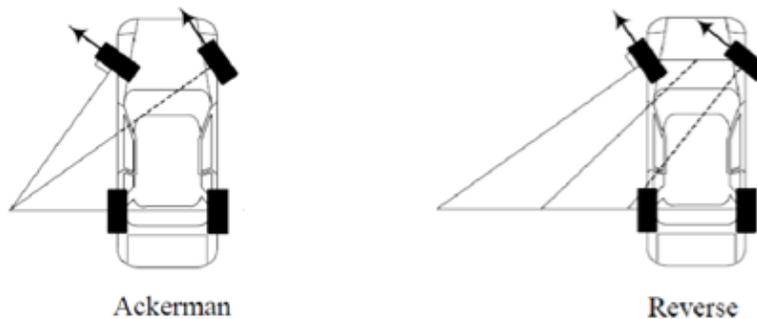
### **5.8.3 Anti-Ackermann**

La geometría Anti-Ackermann es una configuración especializada que maximiza el rendimiento en condiciones de alta velocidad y curvas cerradas, sacrificando la eficiencia y el desgaste uniforme de los neumáticos. Está diseñada para que las ruedas exteriores en una curva giren en un ángulo mayor que las ruedas interiores.

La principal diferencia entre Anti-Ackermann y Ackermann radica en la forma en que se distribuyen los ángulos de dirección entre las ruedas delanteras durante un giro (Figura 26). En

el sistema de Ackermann, las ruedas delanteras se orientan de manera que las trayectorias de las ruedas interior y exterior se alinean con un punto común, con la rueda interior girando a un ángulo mayor que la exterior [28].

En contraste, en el sistema Anti-Ackermann, la rueda exterior tiene un ángulo de dirección mayor que la rueda interior, lo que permite que la rueda exterior describa un radio de giro más pequeño que la interior. Este diseño es más adecuado para curvas de alta velocidad, ya que ayuda a reducir el deslizamiento de las ruedas exteriores y mejora la estabilidad y respuesta de la dirección en giros de mayor radio, especialmente cuando las fuerzas centrífugas son altas [29].



**Figura 26.** Ackermann vs Anti-Ackermann [26].

Las ecuaciones que describen la geometría de la dirección cambian en el sistema Anti-Ackermann en comparación con el sistema Ackermann. En ambos casos, el objetivo es gestionar cómo las ruedas delanteras giran durante un giro, pero el enfoque de los ángulos de las ruedas es diferente.

En lugar de cumplir con la relación estándar de Ackermann, las ecuaciones del sistema Anti-Ackermann ajustan los ángulos de dirección para reducir el deslizamiento en las curvas de mayor radio y mejorar la respuesta en giros de alta velocidad [29].

Así que para realizar las ecuaciones con esta configuración hay que tomar en cuenta dos principales cambios:

- El ángulo de dirección de la llanta exterior ( $\delta_o$ ) será mayor que el de la rueda interior ( $\delta_i$ ).
- La relación de ángulos cambia, y la rueda exterior gira en un radio más pequeño que la rueda interior.

## 5.9 Ángulos para el diseño de la dirección

En el sistema de dirección de un vehículo, los ángulos, también conocidos como cotas de dirección, incluyen el Camber, Caster, Kingpin y Toe. Estos parámetros son fundamentales para garantizar la estabilidad, el control y minimizar el desgaste de los neumáticos.

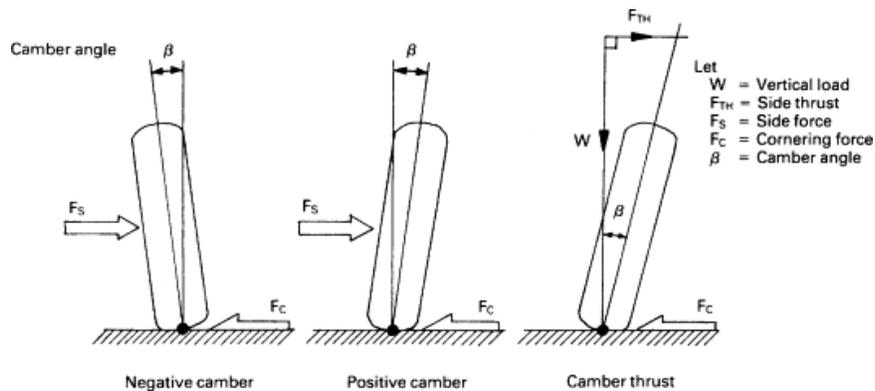
Cada uno de estos ángulos desempeña un papel específico en la forma en que el vehículo responde a las fuerzas de dirección y su comportamiento durante la conducción.

En términos prácticos, las cotas de dirección son parámetros geométricos que definen y regulan la alineación y el comportamiento de las ruedas delanteras de un vehículo, asegurando un rendimiento óptimo y una conducción segura.

### 5.9.1 Camber

También llamado ángulo de caída describe la inclinación del neumático en relación con el plano vertical (Figura 27), visto desde el frente o la parte trasera del vehículo. Este ángulo se mide en grados y puede ser positivo, negativo o neutro, dependiendo de la posición de la parte superior del neumático respecto a su línea central [30].

Su ajuste y diseño está enfocado en la distribución de carga de la llanta y el área de contacto con la superficie o terreno por donde circulará el vehículo.



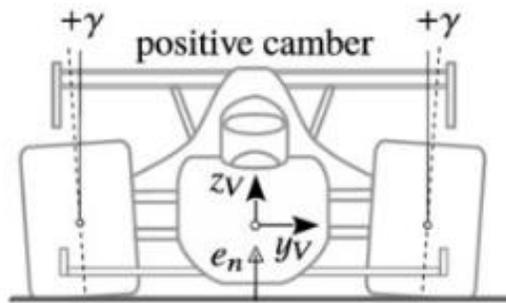
**Figura 27.** Configuraciones para ángulo Camber [27].

Los parámetros que se consideran fundamentales para lograr un buen diseño que mejore considerablemente el desempeño del sistema, son:

- **Distribución de la carga:** Esto se verá afectado en como el peso del vehículo se distribuye en las llantas. Puede tener implicaciones en la adherencia y el desgaste de las llantas [31].
- **Contacto con la superficie:** Su configuración puede maximizar o minimizar la superficie de contacto entre la llanta y el terreno, lo cual tendrá repercusiones en el agarre dependiendo las condiciones de manejo [31].
- **Curvas:** Una configuración negativa puede mejorar el agarre de las llantas en curvas, mejorando la tracción de estas, pues se eliminan las fuerzas laterales [31].

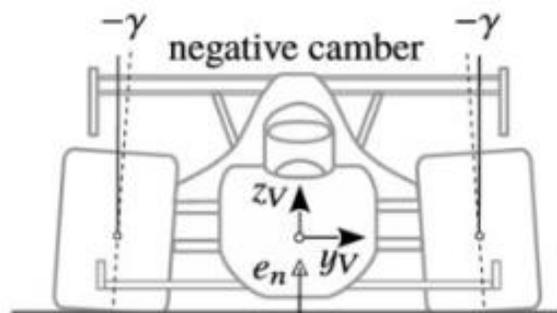
Cada configuración de este ángulo presenta beneficios y posibles desventajas en su implementación, para un correcto funcionamiento tiene que estar bien equilibrado.

Un Camber positivo (Figura 28) se da cuando la parte superior del neumático está inclinada hacia afuera. Este alejamiento de la línea central de la llanta facilita el giro del vehículo en terrenos difíciles y soporta cargas mayores. Si se hace una mala implementación de esta configuración puede provocar que la llanta tenga un desgaste irregular afectando la conducción en línea recta [32].



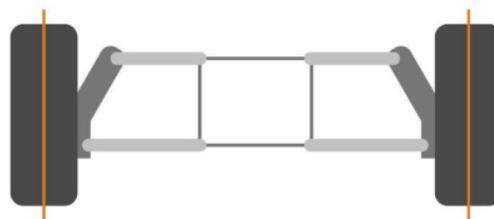
**Figura 28.** Camber positivo [28].

Un Camber negativo (Figura 29) se da cuando la parte superior de la llanta esta inclinada hacia dentro. Este acercamiento a la línea central de la llanta mejora el agarre en curvas, pues se tiene un área mayor de contacto con la superficie, específicamente cuando existe una inclinación. Si se hace una mala implementación de esta configuración puede haber un mayor desgaste en el interior de la llanta que puede generar problemas después [32].



**Figura 29.** Camber negativo [28].

Un Camber neutro (Figura 30) se da cuando la llanta no presenta ningún tipo de inclinación, es decir, se encuentra completamente perpendicular a la superficie de contacto. Con esta configuración se logra asegurar un desgaste uniforme de las llantas y una mejor tracción en línea recta. Es una conducción segura sin grandes mejoras.



**No Camber**

**Figura 30.** Camber neutro [29].

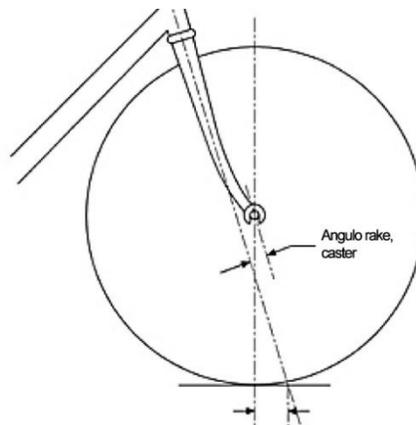
Los riesgos de implementar un Camber positivo o negativo incluyen el desgaste irregular de los neumáticos, la posible inestabilidad al conducir en línea recta y un aumento en la resistencia al rodamiento, lo que a su vez incrementa el consumo de combustible [33].

Existen sistemas denominados Camber dinámico, que permiten variar el ángulo del Camber de las ruedas mientras el vehículo está en movimiento o sometido a fuerzas dinámicas, como en curvas, frenadas o aceleraciones. Estos sistemas se diseñan como parte de la suspensión del vehículo y resultan muy útiles para mejorar el agarre en condiciones exigentes.

### 5.9.2 Caster

También llamado ángulo de avance es aquel que se forma entre la línea vertical y la línea central del pivote de dirección (Kingpin) visto desde un plano lateral del vehículo (Figura 31). Este ángulo se mide en grados y puede ser positivo, negativo o neutral. Está directamente relacionado con la suspensión del vehículo [30].

Su ajuste y diseño está enfocado en garantizar la estabilidad y el auto centrado del sistema de dirección. Así como en el control y el comportamiento dinámico del coche, especialmente durante la conducción en línea recta y al tomar curvas [34].



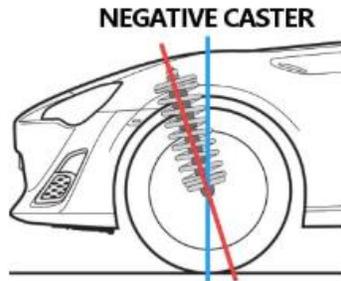
**Figura 31.** Ángulo de Caster [30].

Los puntos importantes que hay que considerar en el diseño e implementación, donde el ángulo de Caster genera mejoras son [31]:

- Mantener la estabilidad en línea recta, sobre todo a altas velocidades.
- Mayor retroalimentación desde las llantas al volante.
- Permite que el volante regrese a su posición central, facilitando el giro.
- Puede ayudar a mejorar y estabilizar el ángulo de Camber.

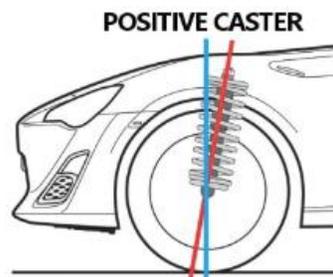
Cada configuración de este ángulo presenta beneficios y posibles desventajas en su implementación, para un correcto funcionamiento tiene que estar bien equilibrado.

Un Caster negativo (Figura 32) se da cuando el pivote de dirección está inclinado hacia adelante con respecto a la línea vertical, al observar el vehículo de lado. Esta configuración reduce el esfuerzo necesario para girar el volante, disminuye la capacidad del volante para regresar automáticamente a la posición central después de girar y las ruedas delanteras tienen menos tendencia a mantenerse alineadas. Un Caster negativo no es muy utilizado salvo para aplicaciones muy específicas ya que sus mejoras no funcionan para autos convencionales [32].



**Figura 32.** Caster negativo [31].

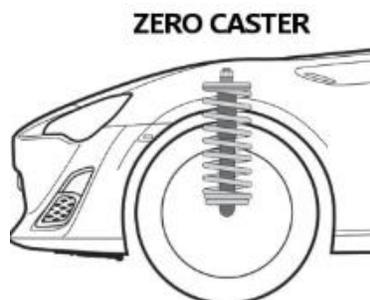
Un Caster positivo (Figura 33) se da cuando el pivote de dirección está inclinado hacia atrás con respecto a la línea vertical, al observar el vehículo de lado. Ayuda a que las ruedas delanteras permanezcan alineadas, incluso a altas velocidades, facilita que el volante regrese automáticamente a la posición central después de girar, genera un efecto dinámico en el que las ruedas exteriores ganan Camber negativo al girar y contribuye a una mayor resistencia en el volante. Si no se hace la correcta configuración puede generar un desgaste irregular de los neumáticos o puede generar una dirección más pesada. Es usado en vehículos normales, de carrera y todoterreno con variaciones en el rango de grados a los que se coloca [32].



**Figura 33.** Caster positivo [31].

Un Caster neutro (Figura 34) ocurre cuando el pivote de dirección es perfectamente vertical, al observar el vehículo de lado. En esta configuración el volante no tiende a regresar automáticamente a la posición central tras girar, no contribuye significativamente a mantener las ruedas alineadas

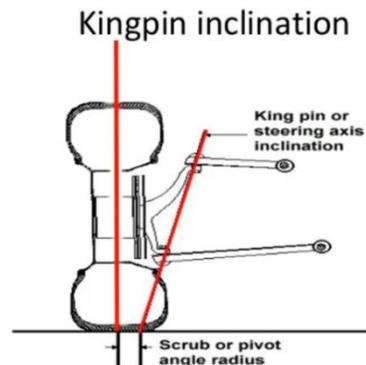
en línea recta, pero permite un giro del volante más suave y ligero. Es funcional en vehículos que operan a bajas velocidades, en espacios reducidos o en maquinaria muy específica



**Figura 34.** Caster neutro [31].

### 5.9.3 Kingpin

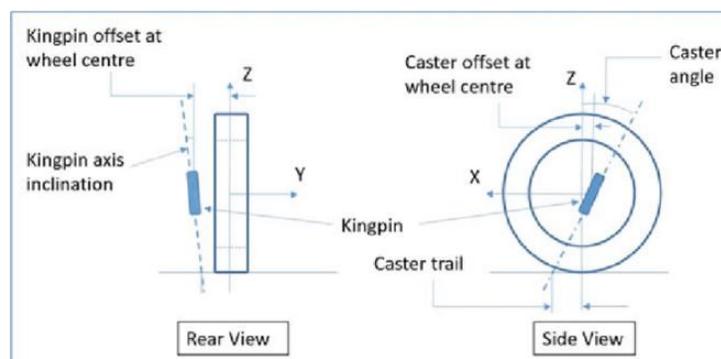
También llamada inclinación de Kingpin o ángulo de salida, indica el punto donde se descarga todo el peso de la llanta, desde una vista frontal (Figura 35). Su ajuste y diseño está enfocado a afectar la dinámica de la dirección y la capacidad de las ruedas delanteras para regresar a su posición original. En otras palabras, se puede decir que este ángulo es aquel componente de la suspensión que conecta la rueda con el resto del sistema de dirección [30].



**Figura 35.** Ángulo de Kingpin [32].

El propósito es causar un movimiento vertical del vehículo al girar, elevándolo hacia arriba. A mayor valor, más pronunciado será este efecto. Esta elevación genera un par de auto-centrado, que es similar al efecto del Caster (Figura 36). Además, contribuye a la creación del radio de rozamiento (scrub-radius). El scrub-radius es el brazo de palanca del peso de la llanta sobre el centro de la llanta [35].

Una buena configuración de este ángulo ayuda a mejorar la estabilidad del vehículo, especialmente durante giros, facilita que las ruedas delanteras se alineen solas después de una curva. También influye en cómo las ruedas delanteras se comportan durante la conducción, afectando la respuesta de la dirección y la facilidad para realizar maniobras. Lo más importante es que se ajusta en función de las necesidades de conducción. El levantamiento positivo del automóvil tiende a aumentar el par de auto centrado, mientras que el levantamiento negativo del automóvil reducirá el par de auto centrado [34].



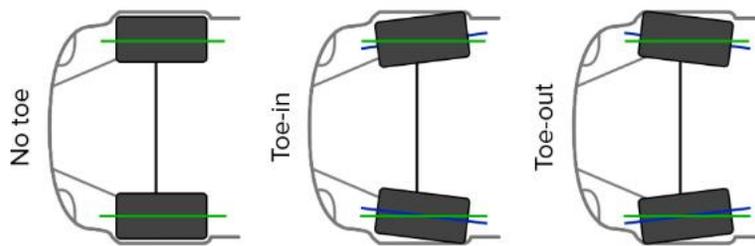
**Figura 36.** Puntos importantes del ángulo Kingpin [33].

El ángulo de Kingpin puede ser negativo, lo cual impacta y ayuda a mejorar la estabilidad en línea recta. Un ángulo de Kingpin mayor generalmente se asocia con una mayor estabilidad en la dirección.

En resumen, el ángulo de Kingpin es crucial para la estabilidad y el comportamiento del vehículo en marcha, especialmente al girar y manejar. Un ángulo mal configurado puede afectar la durabilidad de los neumáticos y componentes de la dirección.

#### 5.9.4 Toe

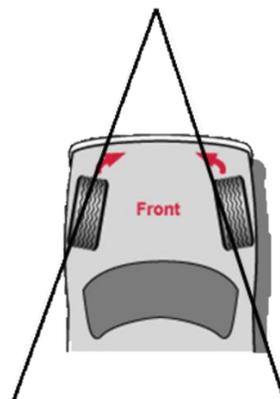
Este ángulo tiene como función, describir la orientación de las ruedas en relación con la dirección de marcha del vehículo. Se refiere a la alineación de las ruedas delanteras (y en algunos casos, traseras) en el eje horizontal, y cómo estas se orientan hacia adentro o hacia afuera cuando se observan desde arriba del vehículo (Figura 37) [33].



**Figura 37. Ángulo Toe [34].**

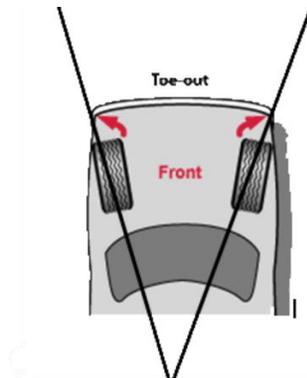
Su diseño y configuración está enfocado en tres aspectos; la estabilidad en línea recta, la respuesta al giro y el desgaste de los neumáticos. Para este ángulo existe el toe-in, toe-out y no toe. Cada uno logrando mejoras diferentes.

Un toe-in (Figura 38) se da cuando la parte delantera de las ruedas está ligeramente más cerca entre sí que la parte trasera, es decir, las ruedas delanteras apuntan hacia el centro del vehículo. Esta configuración provoca más estabilidad en línea recta, pero puede aumentar el desgaste de los neumáticos debido a la fricción adicional [30].



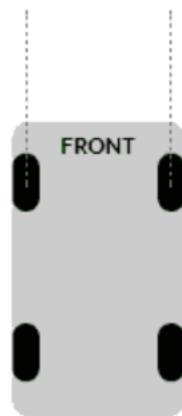
**Figura 38. Toe-in [35].**

Un toe-out (Figura 39) se da cuando a parte delantera de las ruedas está más separada que la parte trasera, es decir, las ruedas delanteras apuntan hacia afuera del vehículo. Esta configuración mejora la respuesta de la dirección y la agilidad al girar, pero puede reducir la estabilidad en línea recta [30].



**Figura 39.** Toe-out [35].

Un no Toe (Figura 40) se da cuando las ruedas delanteras están alineadas de tal manera que no están ni hacia adentro, ni hacia afuera. Es decir, las ruedas están perfectamente paralelas a la línea central del vehículo, o en una posición donde las líneas imaginarias a través del centro de las ruedas no se cruzan ni se separan. Esta configuración resulta en una conducción más predecible y equilibrada, pues no hay estabilidad ni agilidad excesiva, existe un menor desgaste de llantas y Mantiene un equilibrio entre la estabilidad a altas velocidades y la capacidad de respuesta de la dirección [33].



**Figura 40.** No-Toe [36].

Los ajustes de toe son cruciales para un manejo adecuado del vehículo en términos de maniobrabilidad y estabilidad. Un toe mal ajustado puede causar un desgaste irregular de los neumáticos, lo que reduce su vida útil y afecta el rendimiento del vehículo.

## **5.10 Relación sistema piñón-cremallera con geometría de Ackermann**

La relación radica en la forma en que ambos trabajan conjuntamente para garantizar un giro eficiente y seguro del vehículo, minimizando el desgaste de los neumáticos y optimizando el

control durante las maniobras. El sistema piñón-cremallera proporciona el movimiento lineal necesario para accionar las barras de dirección. Este movimiento lineal es fundamental para generar los ángulos de giro requeridos por la geometría de Ackermann.

En pocas palabras, el sistema actúa como el mecanismo que ejecuta el movimiento necesario para implementar la geometría de Ackermann. Es por eso por lo que es necesario desarrollar ciertas ecuaciones para comprobar que el sistema piñón cremallera va a cumplir con los ángulos diseñados.

Lo primero que hay que obtener es el desplazamiento total de la cremallera, para esto son necesarios dos datos, el módulo del piñón y el número de dientes de este, con esa información se puede comenzar el desarrollo de las ecuaciones:

#### **- Diámetro del círculo primitivo del piñón [36]**

Para calcular el diámetro primitivo de un piñón se utiliza la ecuación (16).

$$D = m \cdot N \quad (16)$$

Dónde:

$m$  = módulo del piñón

$N$  = número de dientes del piñón

#### **- Paso circular [36]**

Para calcular el paso circular de un piñón se utiliza la ecuación (17).

$$p = \pi \cdot m \quad (17)$$

Dónde:

$m$  = módulo del piñón

$\pi$  = constante (3.1416)

#### **- Desplazamiento por vuelta [36]**

Para calcular el desplazamiento por vuelta de un piñón en una cremallera se utiliza la ecuación (18).

$$D_{pv} = N \cdot p \quad (18)$$

Dónde:

$p$  = paso circular

$N$  = número de dientes del piñón

### **- Desplazamiento total de la Cremallera**

Para calcular el desplazamiento total de la cremallera en función de las especificaciones del piñón que forma parte del sistema, se utiliza la ecuación (19) [36].

$$\text{Desplazamiento total} = \text{número de vuletas que da el volante hasta el tope} \cdot Dvp \quad (19)$$

El siguiente paso es realizar la relación, así que hay que tener como datos de entrada el track y el wheelbase, así como el ángulo máximo de giro de las ruedas. Teniendo las distancias en metros y el ángulo en radianes, se puede calcular el radio de giro que se tendrá.

### **- Desplazamiento del sistema**

Para obtener la relación hay que saber el desplazamiento que tendrá la geometría, por lo que es necesaria una ecuación que contenga los parámetros de esta. Usando el largo del brazo de dirección y los ángulos de entrada y salida se puede obtener esta relación [37].

$$\Delta_x = L \cdot (\tan(\delta_i) - \tan(\delta_o)) \quad (20)$$

Dónde:

$L$  = longitud del brazo de dirección

$\delta_i$  = ángulo de entrada

$\delta_o$  = ángulo de salida

Una vez obtenidos los resultados de la ecuación (19) y la ecuación (20) se puede realizar la comparación de si el sistema cremallera-piñón cumplirá con los criterios de diseño. Validando ambos y permitiendo que ya no se modifique esa parte del sistema.

## **5.11 Cálculo de la fuerza de fricción (columna de dirección)**

La fricción estática es la fuerza que evita que un objeto en reposo comience a moverse. Se ajusta para igualar la fuerza aplicada hasta que alcanza un valor máximo, momento en el cual el objeto comienza a moverse. Debido a la velocidad que un vehículo BAJA alcanza no es de suma importancia modelar la Fuerza de fricción considerando la velocidad [38].

Bajo condiciones estáticas y en asfalto seco, se utiliza la siguiente ecuación.

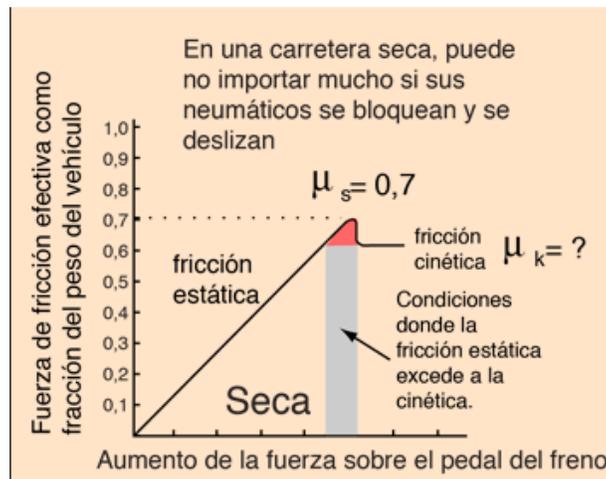
$$F_f = \mu \cdot N \quad (21)$$

Dónde

$N$  = fuerza Normal

$\mu$  = coeficiente de rozamiento (En este caso estático)

Para la obtención del coeficiente de rozamiento hay que buscar datos en Tablas (Figura 41)



**Figura 41.** Coeficiente de fricción estático y en asfalto seco [37].

Para poder resolver la ecuación (21) hay que primero resolver la normal por llanta con la siguiente ecuación.

$$N = \frac{m \cdot g}{n} \quad (22)$$

Dónde

$m$  = masa del vehículo

$g$  = gravedad

$n$  = número de llantas

### 5.12 Cálculo del torque (columna de dirección)

El torque es una medida de la tendencia de una fuerza a causar una rotación alrededor de un eje o punto de pivote. Este torque se refiere al torque necesario para girar las ruedas delanteras de un vehículo desde el reposo, especialmente cuando el vehículo está detenido [39].

$$\tau = F_f \cdot r \quad (23)$$

Dónde

$F_f$  = Fuerza de fricción de una sola llanta [N]

$r$  = Radio efectivo desde el eje de la dirección al punto donde se aplica la fuerza de giro

### 5.13 Límite de resistencia a la fatiga

Para el diseño de ejes, es crucial considerar las fallas por fatiga que estos elementos rotativos puedan experimentar. Esto asegura que tanto el tamaño como el material sean los adecuados para resistir las fuerzas a las que estarán sometidos.

Existen tres criterios principales para calcular los límites de fatiga:

- Goodman, utilizado para esfuerzos alternantes con tensiones medias.
- Soderberg, que considera el límite elástico, siendo útil para materiales dúctiles.
- Gerber, similar a Goodman, pero con una aproximación más precisa en materiales dúctiles, especialmente bajo tensiones medias.

Estos tres criterios pueden representarse conjuntamente en una sola gráfica (Figura 42).

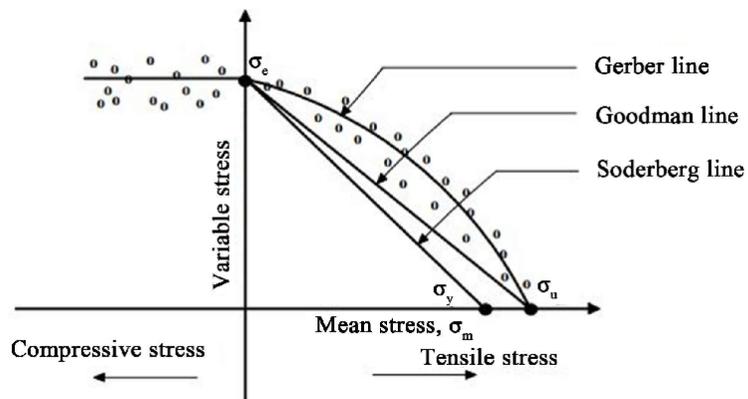


Figura 42. Criterios para límites de fatiga [38].

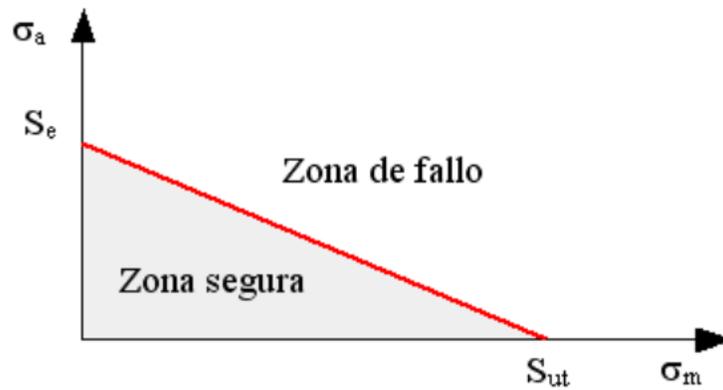
#### 5.13.1 Criterio de Goodman

El criterio de fatiga de Goodman es una herramienta para evaluar la resistencia a la fatiga de los materiales sometidos a esfuerzos alternantes y variables [40].

El criterio se basa en la idea de que un material tiene un límite de fatiga que depende de la magnitud de las cargas alternantes a las que se ve sometido, y que este límite puede verse alterado cuando se aplican también cargas estáticas.

A través de una relación gráfica o algebraica, el criterio de Goodman permite predecir el comportamiento de un material frente a combinaciones de esfuerzos, facilitando así el diseño de componentes más seguros y duraderos en aplicaciones que experimentan ciclos de carga repetidos.

Una representación gráfica muy adecuada es la siguiente (Figura 43)



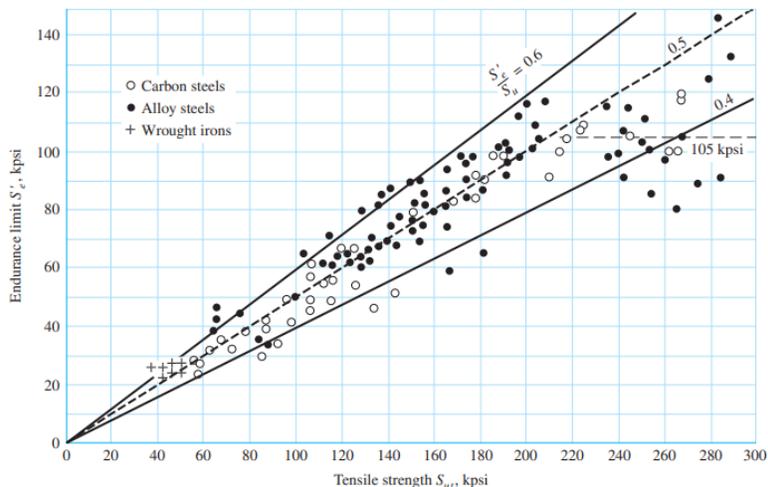
**Figura 43.** Criterio de Goodman gráficamente [39].

### 5.13.2 Límite de fatiga

En el sistema de dirección se tiene como eje, la columna de dirección. La cual debe ser resistente y estar correctamente alineada para garantizar una respuesta precisa y segura en el manejo del vehículo. También es vital que la columna de dirección esté diseñada para cumplir con estándares de seguridad, minimizando el riesgo de daños en caso de un accidente.

Debido a la gran variedad de materiales y sus variaciones en propiedades, es necesario tener un método que pueda predecir de mejor forma cuáles serán los límites de cada material para que sigan cumpliendo con las normas de seguridad que se requieren.

Es por eso por lo que, para unificar los datos que existen en la literatura y poder iniciar los cálculos para el diseño de ejes, se tiene la siguiente grafica (Figura 44) donde se expone el límite de resistencia a la fatiga versus resistencias a la tracción de diversos materiales [41].



**Figura 44.** Resistencia la fatiga vs resistencia a la tracción de diversos aceros [40].

Gracias a esta gráfica se pueden obtener los parámetros de límites de fatiga de los aceros (Figura 45) de una manera simplificada, donde  $S'_e$  se refiere a la resistencia mínima a la tracción.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

**Figura 45.** Límite de fatiga para aceros [41].

### 5.13.3 Factores modificantes al límite de fatiga

En la sección anterior se mencionan los límites de fatiga para aceros de forma simplificada, sin embargo, estos datos están tomados en escenarios idealizados. Para el diseño de un elemento mecánico hay que tomar en cuenta otros factores como el material, la forma de la pieza, factores externos y hasta los procesos de manufactura.

Aunque lo ideal para una pieza es realizar test de resistencia, hay otra alternativa que se puede usar y es la ecuación de Marin, que da el resultado de límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica, considerando su geometría y condición de uso ( $S_e$ ) [41].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (24)$$

Dónde:

$k_a$  = factor de modificación por condición superficial

$k_b$  = factor de modificación por el tamaño

$k_c$  = factor de modificación por carga

$k_d$  = factor de modificación por la temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad

$k_f$  = factor de modificación por efectos varios

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

### 5.13.4 Factor de superficie $k_a$

Este factor refleja cómo la rugosidad o el acabado superficial afecta la capacidad del material para resistir fallas por fatiga. Este factor se obtiene mediante la siguiente ecuación [41]:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (25)$$

Dónde:

$a$  = constante que depende del tipo de acabado superficial.

$S_{ut}$  = resistencia mínima a la tracción

$b$  = factor que depende del tipo de acabado superficial.

Tanto  $a$  como  $b$  se obtienen de la Tabla 3, mientras que  $S_{ut}$  se obtiene de los datos ya obtenidos en laboratorios.

**Tabla 3.** Parámetros de Martin para el factor de superficie [41]

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ [kpsi]	$S_{ut}$ [MPa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

### 5.13.5 Factor de tamaño $k_b$

Toma en cuenta el tamaño de un componente. A medida que aumenta el tamaño de una pieza, la probabilidad de que existan defectos internos o concentraciones de esfuerzos también aumenta, lo que reduce su capacidad para resistir fallas por fatiga [41].

Para ejes que rotan, en la literatura se usan diferentes conjuntos de datos que fueron evaluados bajo este factor, obteniendo resultados para torsión y flexión (Figura 46).

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

**Figura 46.** Resultados de torsión y flexión ( $k_b$ ) [42].

Cuando hay una carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que  $k_b = 1$

### 5.13.6 Factor de carga $k_c$

Este factor tiene en cuenta las variaciones en la carga que pueden ser de tipo estático o dinámico, y su objetivo es modificar el límite de fatiga para reflejar mejor las condiciones reales de trabajo de la pieza.

Las estimaciones que se muestran en la (Figura 45) tienen diferencias entre el límite de resistencia a la fatiga y resistencia mínima. El factor de carga compensa estas diferencias. Este factor es una función de la resistencia mínima, que tiene una variación mínima, por lo que es apropiado especificar valores promedio de la siguiente forma (Figura 47), [41].

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

**Figura 47.** Valores promedio de  $k_c$  [43].

Solo se utiliza el factor de carga de torsión para la carga de torsión de fatiga pura, cuando se combinan con otras cargas como la flexión, se establece  $k_c = 1$

### 5.13.7 Factor de temperatura $k_d$

Las propiedades mecánicas de los materiales, como la resistencia a la fatiga, pueden variar significativamente con la temperatura, se utiliza para corregir este efecto en los cálculos de fatiga.

- Temperaturas bajas: Los materiales pueden volverse más frágiles y tener una mayor resistencia a la fatiga. En este caso,  $k_d$  puede ser mayor que 1.
- Temperaturas altas: Los materiales tienden a volverse más dúctiles, lo que puede reducir la resistencia a la fatiga. En este caso,  $k_d$  puede ser menor que 1.

El valor de  $k_d$  depende del tipo de material, la temperatura y la carga cíclica a la que está sometido el componente.

Hay dos posibilidades al considerar la temperatura. El primero es cuando se conoce el límite de resistencia a la fatiga de la probeta de haz rotativo a temperatura ambiente, en este caso se usa la siguiente ecuación [41]:

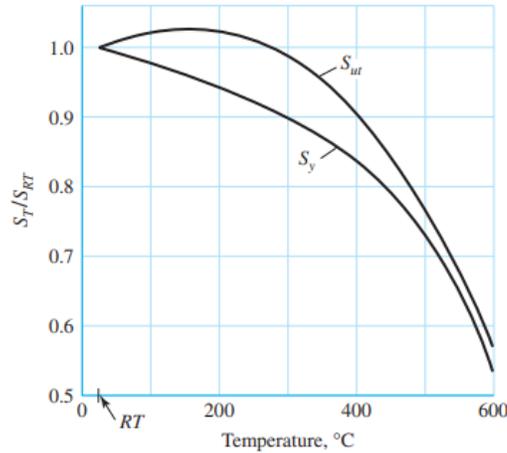
$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (26)$$

Los valores de  $S_T$  y  $S_{RT}$  se obtienen de la Tabla 4.

**Tabla 4.** Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura [C°]	$S_T/S_{RT}$	Temperatura [F°]	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

O también se puede usar la ecuación (26), la cual se obtiene de una curva de ajuste polinómica de cuarto orden de la siguiente gráfica (Figura 48), la cual representa los resultados de pruebas del efecto de la temperatura realizadas a ciertos tipos de aceros al carbono



**Figura 48.** Efectos de la temperatura sobre la resistencia a la fluencia y resistencia mínima [44].

$$k_d = 0,975 + 0.432 (10^{-3}) T_F - 0.115 (10^{-5}) T_F^2 + 0.104 (10^{-8}) T_F^3 - 0.595 (10^{-12}) T_F^4 \quad (27)$$

Donde  $70 \leq TF \leq 1000^\circ\text{F}$ .

En caso de que el límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa se desconozca, hay que utilizar los límites que se indican en la Figura 45, en cuanto a la resistencia a la tracción corregida por temperatura se obtiene mediante la Tabla 4 y se usa  $k_d = 1$ .

### 5.13.8 Factor de confiabilidad $k_e$

Se utiliza para ajustar el límite de resistencia a la fatiga de un material en función del nivel de confiabilidad deseado en el diseño. A medida que aumenta la confiabilidad,  $k_e$  reduce el límite de resistencia a la fatiga para reflejar un margen de seguridad más conservador [41].

Los valores típicos de  $k_e$  están tabulados en función de la confiabilidad deseada y se rigen por la siguiente ecuación:

$$k_e = 1 - 0.08 z_a \quad (28)$$

Los valores de  $z_a$ , se encuentran en la Tabla 5 junto con los valores de  $k_e$  tabulados.

**Tabla 5.** Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar.

Confiabilidad [%]	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

### 5.13.9 Factor de efectos varios $k_f$

Se utiliza para ajustar el límite de resistencia a la fatiga teniendo en cuenta diversos factores que no se incluyen explícitamente en otros factores de corrección. Estos efectos pueden incluir influencias del ambiente, vibración, montaje, corrosión, entre otros [41].

Este factor también es conocido como factor de concentración de tensión por fatiga. Y es conveniente tomarlo como un factor de concentración de tensión reducido de  $k_t$  debido a la menor sensibilidad a las muescas. Y se obtiene bajo la siguiente ecuación.

$$k_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza sin muesca}} \quad (29)$$

Dónde hay que definir la sensibilidad de la muesca ( $q$ ) con la siguiente ecuación:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (30)$$

Y en caso de ser una muesca cortante ( $q_{cortante}$ ) con la siguiente ecuación:

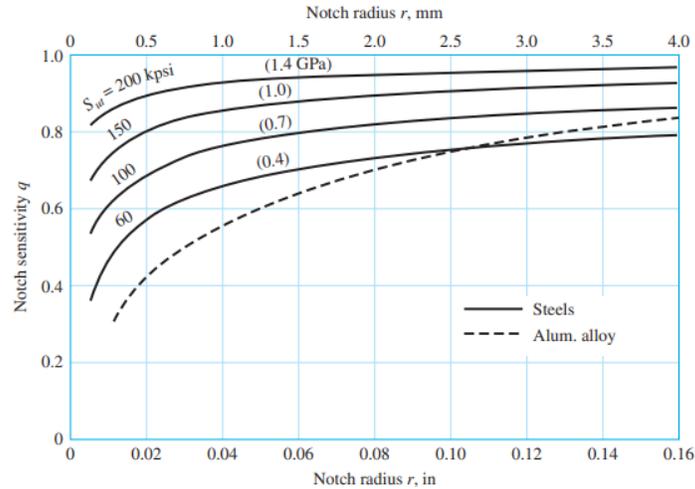
$$q_{cortante} = \frac{k_{fs} - 1}{k_{ts} - 1} \quad (31)$$

Al momento de estar realizando un diseño es importante saber que lo primero a realizar es encontrar el valor de  $k_t$  a partir de la geometría de la pieza, después determinar el material y encontrar  $q$ , para finalmente resolver  $k_f$  con cualquiera de las siguientes ecuaciones:

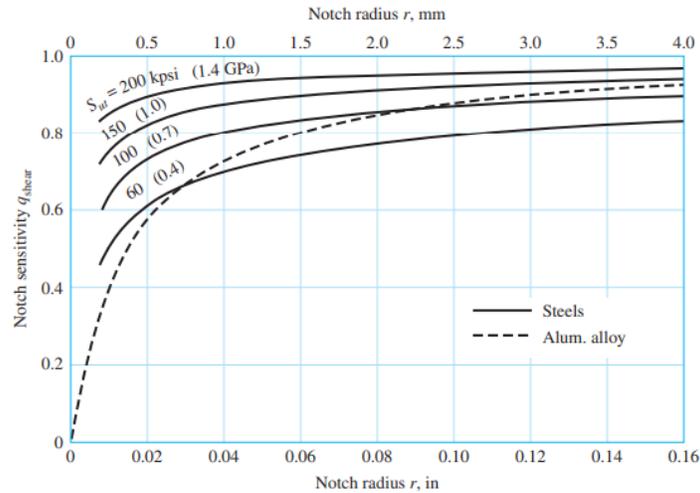
$$k_f = 1 + q (k_t - 1) \quad (32)$$

$$k_f = 1 + q_{cortante} (k_{ts} - 1) \quad (33)$$

Los valores de sensibilidad a la muesca ( $q$  o  $q_{cortante}$ ) se obtienen mediante las siguientes Gráficas (Figura 49 y 50).

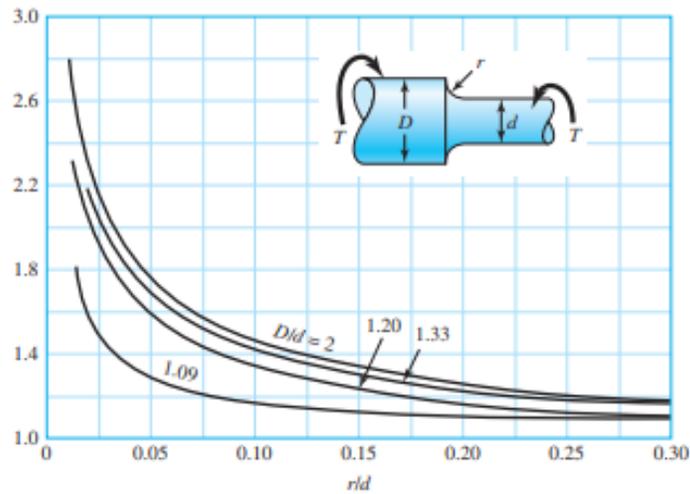


**Figura 49.** Gráfica para valores de  $q$  [45].



**Figura 50.** Gráfica para valores de  $q_{cortante}$  [45].

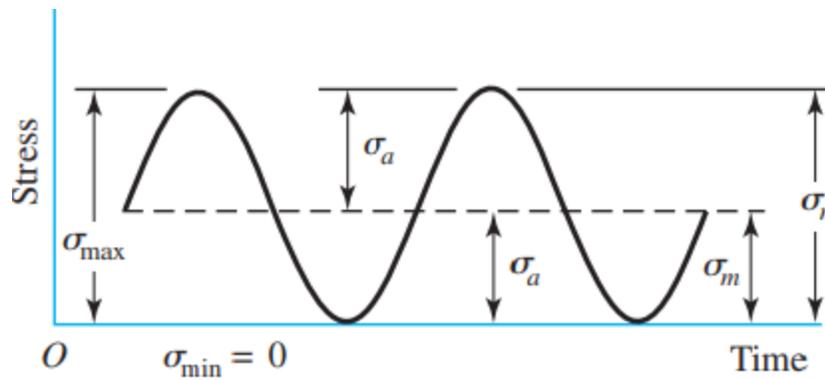
En el caso del valor de  $k_{ts}$ , también se obtiene mediante unos gráficos. Estos cambian dependiendo el tipo de pieza que se esté diseñando y las fuerzas que actúen sobre esa pieza [41]. En el caso de la columna de dirección debido a las fuerzas actuantes en la pieza, se usa la gráfica que muestra un par torsor (Figura 51).



**Figura 51.** Gráfica para valores de  $k_{ts}$  [46].

### 5.13.10 Esfuerzos fluctuantes

La caracterización de este tipo de esfuerzos es un análisis fundamental para evaluar la resistencia a la fatiga de un componente, es decir, su capacidad para soportar ciclos repetidos de carga sin fallar. Se muestra una gráfica (Figura 52) de relación esfuerzo – tiempo en estos ciclos repetidos [41].



**Figura 52.** Relación esfuerzo-tiempo en ciclos repetidos [47].

Los componentes de estrés mostrados en la (Figura 52) son los siguientes:

$\sigma_{min}$  = esfuerzo mínimo

$\sigma_{max}$  = esfuerzo máximo

$\sigma_a$  = componente de la amplitud

$\sigma_m$  = componente del esfuerzo medio

$\sigma_r$  = intervalo de esfuerzo

$\sigma_s$  = esfuerzo estático

Existen diversos criterios de falla en los que se consideran estos componentes al momento de diseñar una pieza. Aquellos criterios son los mostrados en la (Figura 42).

### 5.14 Diseño de eje de dirección (columna de dirección)

El eje de dirección debe garantizar un funcionamiento seguro, eficiente y confiable, soportando esfuerzos complejos como torsión, flexión y vibraciones, mientras cumple con estrictos estándares de durabilidad y confort.

El torsor de una columna de dirección se refiere a un conjunto de fuerzas y momentos resultantes que actúan sobre la columna de dirección de un vehículo.

El par torsor de la columna de dirección de un BAJA SAE está dado por la siguiente ecuación [42]:

$$M_z = F_{volante} \cdot r \quad (34)$$

Dónde:

$F_{volante}$  = fuerza aplicada por el conductor al volante.

$r$  = distancia desde el punto de aplicación de la fuerza al centro de rotación del volante.

También existen esfuerzos de torsión, flexión o axiales que pueden ser medios o alternantes, que pueden englobarse como esfuerzos de Von Mises alternantes y medios.

Usualmente las cargas axiales son tan pequeñas respecto a puntos con torsión y flexión que pueden ser despreciables, así que los esfuerzos fluctuantes por flexión y torsión están dados por las siguientes ecuaciones [41].

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} \quad (35)$$

$$\sigma_m = k_f \frac{M_m c}{I} \quad (36)$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (37)$$

$$\tau_m = k_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (38)$$

Dónde:

$M_m$  = momentos flexionantes medio

$M_a$  = momentos flexionantes alternante

$T_m$  = pares de torsión medio

$T_a$  = pares de torsión alternante

$k_f$  = factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión

$k_{fs}$  = factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión

$c$  = ubicación del punto a analizar que puede tomar valor medido desde el centro de un eje redondo hasta la periferia de este mismo

$J$  es el momento polar de inercia, que puede variar dependiendo del tipo de barra que se use para el eje, ya que una columna de dirección usualmente es sólida, se usa la siguiente ecuación:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (39)$$

Para ejes giratorios, redondos y sólidos, omitiendo cargas axiales, los esfuerzos fluctuantes de Von Mises se calculan con las siguientes ecuaciones [41]:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{32k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + \left( \frac{16k_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (40)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{32k_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + \left( \frac{16k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (41)$$

El criterio de Goodman establece que un componente de material fallará por fatiga cuando la combinación de los esfuerzos medios y los esfuerzos alternantes exceda un límite crítico, estos esfuerzos pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificado. Así que el criterio de Goodman esta dado por la siguiente ecuación (42):

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (42)$$

Sustituyendo las ecuaciones (40) y (41), el criterio de Goodman queda de la siguiente forma:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (43)$$

Finalmente, otro dato de mucho valor es el diámetro para tener parámetros de diseño, así que la obtención de este dato está dada por la siguiente ecuación:

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

### 5.15 Mecanismo de 4 barras

Este tipo de mecanismo, con un grado de libertad, consta de tres eslabones móviles y un eslabón fijo (Figura 53), los cuales están unidos mediante juntas revolutas. Uno de los eslabones se designa como fijo, ya que está conectado al marco de referencia y se identifica como el primer eslabón. El eslabón 2, conocido como el eslabón conductor, es el que introduce el movimiento al sistema y está orientado por la coordenada generalizada que representa el único grado de libertad del mecanismo. Los eslabones restantes se numeran de forma consecutiva, culminando con el eslabón 4, que también se conoce como el eslabón de salida [43].

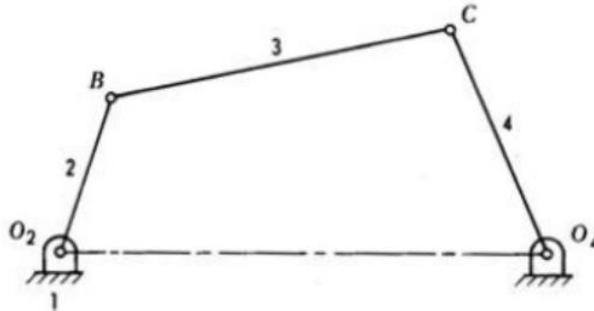


Figura 53. Diagrama de mecanismo de cuatro barras [48].

### 5.16 Ecuación de Grübler

Al iniciar el diseño de un mecanismo es importante considerar los grados de libertad de este para poder hacer el correcto análisis. La ecuación de Grübler permite determinar cuántos movimientos independientes tiene un mecanismo, dado su número de eslabones y pares cinemáticos y se rige por la siguiente ecuación:

$$M = 3(n - 1) - 2 \cdot j_1 - j_2 \quad (45)$$

Donde

$M$  = movimiento del mecanismo

$n$  = número de eslabones del mecanismo

$j_1$  = número de pares cinemáticos con un grado de libertad

$j_2$  = número de pares cinemáticos con más restricciones

Un mecanismo de cuatro barras tiene un grado de libertad, lo que significa que el movimiento de un eslabón determina el de los demás.

Al diseñar un sistema de dirección basado en un mecanismo de cuatro barras, es fundamental considerar la longitud y posición de los eslabones, la ubicación de los puntos de pivote y el radio de giro deseado.

Las longitudes de los eslabones están relacionadas con múltiples factores y sistemas, pero los ángulos de orientación son el aspecto más crítico por definir. Por esta razón, se plantea un sistema de ecuaciones no lineales y complejas que permite determinar los ángulos desconocidos del mecanismo [44].

$$R_2 \cdot e^{j\theta_2} + R_3 \cdot e^{j\theta_3} = R_1 \cdot e^{j\theta_1} + R_4 \cdot e^{j\theta_4} \quad (46)$$

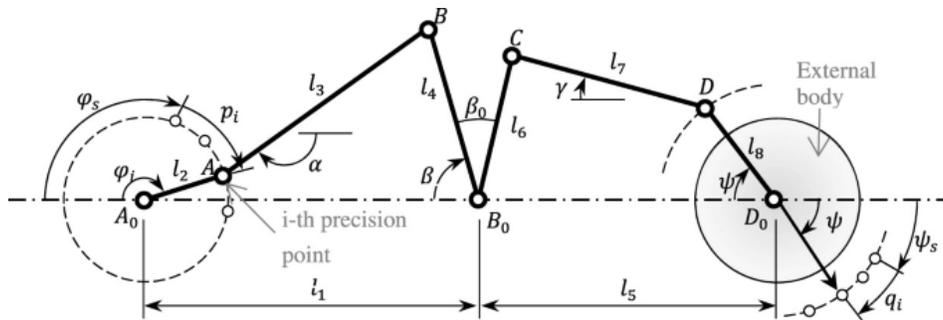
Dónde

$$re^{j\theta} = r\cos\theta + rj\sen\theta \quad (47)$$

## 5.17 Mecanismo de 6 barras

Un mecanismo de seis barras es una extensión del mecanismo de cuatro barras, en el cual se añaden dos eslabones más para aumentar su complejidad y flexibilidad (Figura 54). Este tipo de mecanismo permite realizar movimientos más complejos y se utiliza en aplicaciones donde el mecanismo de cuatro barras no puede satisfacer los requisitos de movimiento.

En un sistema de dirección lo que este mecanismo logra es distribuir el esfuerzo de manera más eficiente y controlar mejor el ángulo de las ruedas.



**Figura 54.** Mecanismo de seis barras [49].

El uso de este mecanismo representa mejoras importantes; sin embargo, la complejidad para resolver el sistema aumenta. En conclusión, el mecanismo de 6 barras es más adecuado para aplicaciones que requieren alta precisión, flexibilidad y durabilidad, mientras que el mecanismo de 4 barras es ideal para sistemas de dirección más simples y de menor costo. La clave está en tener claras las prioridades para el diseño del sistema, lo que permitirá tomar la decisión adecuada [45].

## 5.18 Teoría de simulaciones

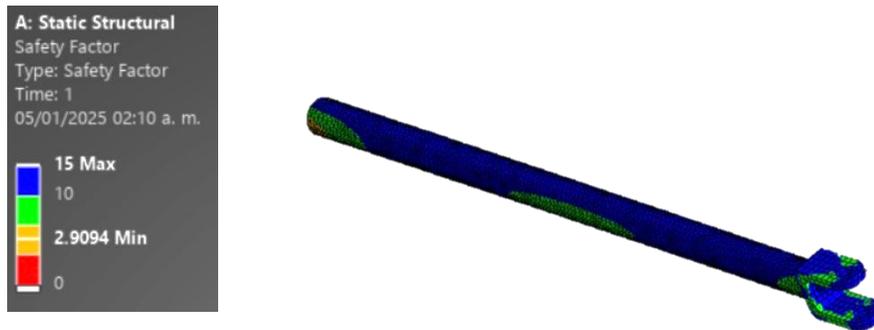
En modelo de simulación es una representación digital de un proceso o sistema real, creado mediante técnicas computacionales, que permite analizar su comportamiento bajo distintas hipótesis. Estos modelos se utilizan para:

- Investigar el comportamiento del sistema en diversas situaciones ("qué pasaría si").
- Predecir el impacto de cambios en el mundo real antes de que ocurran.
- Guiar el diseño de procesos o sistemas complejos.

### 5.18.1 Tipos de simulaciones

**Análisis estático.** Permite calcular los desplazamientos, tensiones y deformaciones de un cuerpo o varios cuerpos sólidos sin tener en cuenta los cambios con el tiempo. Los resultados dependen de las fuerzas y restricciones aplicadas, como pueden ser los cojinetes, la gravedad o cualquier otra carga [46].

Los resultados permiten evaluar el componente se deforma de manera no deseada o si se produce un estado de tensión crítica en su geometría (Figura 55).



**Figura 55.** Análisis estático en ANSYS.

### **5.18.1.1 Pasos para una correcta simulación**

#### *Material*

Asignar un material a un proyecto es crucial para saber ciertas propiedades como la masa del diseño, además, de las propiedades mecánicas del material como el módulo elástico, el coeficiente de Poisson, la densidad y el límite elástico son esenciales para las simulaciones estáticas [47].

#### *Condiciones*

Una vez asignado el material, el siguiente paso es definir las condiciones de la simulación, como las fuerzas que se aplicarán y como se sujeta la pieza o ensamblaje. Ansys ofrece diversas opciones para establecer cómo estará sujeta la pieza y diferentes tipos de fuerzas, facilitando así la configuración y la definición de las condiciones de la simulación [47].

#### *Mallado*

El mallado es otro aspecto clave, ya que determina la precisión de la simulación. Cuantos más elementos tenga la malla, mayor será la cantidad de cálculos y, por lo tanto, la exactitud del análisis en cada nodo de la pieza o ensamblaje. Sin embargo, una malla más fina implica mayor tiempo de cálculo debido al número de elementos involucrados [47].

Una estrategia eficaz es comenzar con una malla gruesa para verificar que las definiciones iniciales son correctas, y luego proceder con una malla más fina una vez confirmadas esas definiciones.

#### *Análisis*

En esta fase del análisis, el software se encarga de resolver las ecuaciones, se elige el solver adecuado para el tipo de análisis. ANSYS generalmente utiliza el solver estructural para análisis estáticos, pero dependiendo del caso, se pueden configurar otros solvers [47].

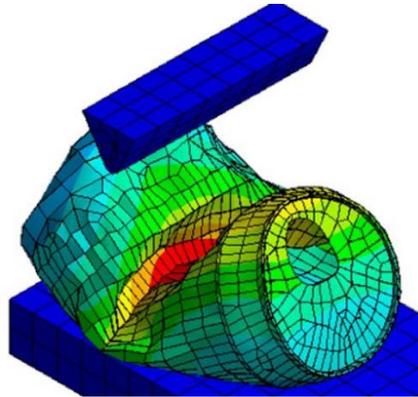
#### *Resultados*

Una vez completada la simulación, visualizar y analizar los resultados, como desplazamientos, tensiones (por ejemplo, Von Mises), esfuerzos, factores de seguridad, etc. ANSYS proporciona herramientas gráficas para interpretar estos resultados [47].

**Análisis dinámico.** Este tipo de análisis tiene en cuenta factores como masa, velocidad, aceleración, inercia y amortiguación. Es útil para estudiar eventos como impactos y roturas de piezas, ente otros eventos dinámicos.

Además, puede modelar comportamientos no lineales de los materiales, como las deformaciones permanentes por tensiones superiores a la resistencia de fluencia e incluir no linealidades geométricas y materiales [48].

Esta simulación también maneja grandes deformaciones, movimientos de cuerpos libres e interacciones de contacto cambiantes. Los resultados incluyen tanto los típicos de análisis estructurales como datos de velocidad y aceleración.



**Figura 56.** Ejemplo de análisis de impacto en ANSYS [50].

### 5.19 Tolerancias dimensionales

La tabla 6 muestra los principales tipos de ajustes utilizados en el ensamble de piezas mecánicas. Se clasifican en ajustes con juego, que permiten movimiento relativo entre las piezas, y ajustes exactos, que pueden requerir presión o dilatación para el ensamblaje. Los valores indicados corresponden a diferentes calidades de agujeros y árboles según su posición.

**Tabla 6.** Tipos de ajustes

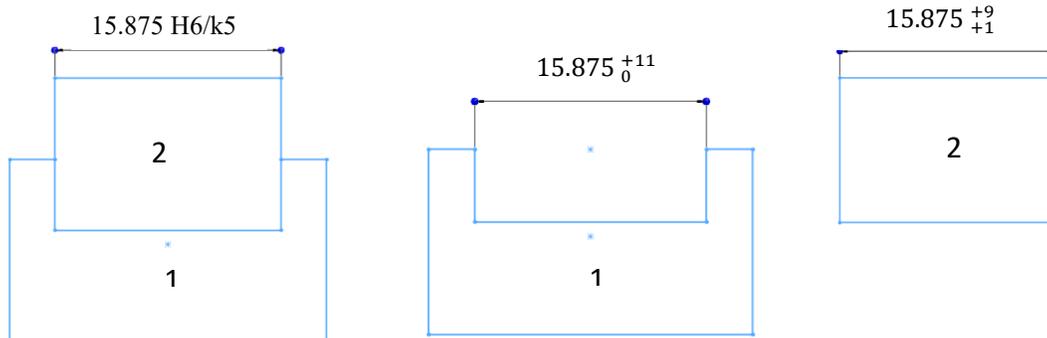
Tabla A2. Ajustes principales [11] y [12].				Árboles (posición)	AGUJEROS Y CALIDAD DE LOS ÁRBOLES				
					H6	H7	H8	H9	H11
AJUSTES CON JUEGO	JUEGO AMPLIO	Ensamblajes cuyo funcionamiento requiere juego amplio por dilataciones, mal alineamiento, cojinetes grandes, etc.		c			9	11	
	JUEGO MEDIANO	Piezas que giran o deslizan con buena lubricación		e	7	(8)	(9)		
	JUEGO PEQUEÑO	Piezas con guía precisa y movimientos de pequeña amplitud		f	6	6-7	(7)		
				g	5	(6)			
AJUSTE EXACTO				h	(5)	(6)	(7)	(8)	
AJUSTES CON APRIETE	APRIETE DÉBIL	El ensamble se puede hacer a mano, la unión no puede transmitir esfuerzos. Se puede montar y desmontar	Ensamble a mano	j <sub>s</sub>	(5)	6			
	APRIETE MEDIANO		Ensamble a mano con auxilio de mazo	k	(5)				
	APRIETE FUERTE	Imposible desmontar sin deterioro La unión puede transmitir esfuerzos	Ensamble a prensa	m		(6)			
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar esfuerzos internos)	p		(6)			
				s			7		
				u			7		
		x			7				
		z			7				

○ Valores preferentes

Para el apriete débil tenemos las siguientes ecuaciones

$$\text{Apriete máximo} = \text{Dimensión máxima de 2} - \text{Dimensión mínima de 1} \quad (48)$$

$$\text{Apriete mínimo} = \text{Dimensión mínima de 2} - \text{Dimensión máxima de 1} \quad (49)$$



*Figura 57. Diagrama de referencia para las ecuaciones.*

Para los juegos tenemos las siguientes ecuaciones

$$\text{Juego máximo} = \text{Dimensión máxima de 1} - \text{Dimensión mínima de 2} \quad (50)$$

$$\text{Juego mínimo} = \text{Dimensión mínima de 1} - \text{Dimensión máxima de 2} \quad (51)$$

## 6. Desarrollo del proyecto

### 6.1 Diseño del sistema de dirección

#### 6.1.1 Geometría de Ackermann

##### 6.1.1.1 Centro de masa

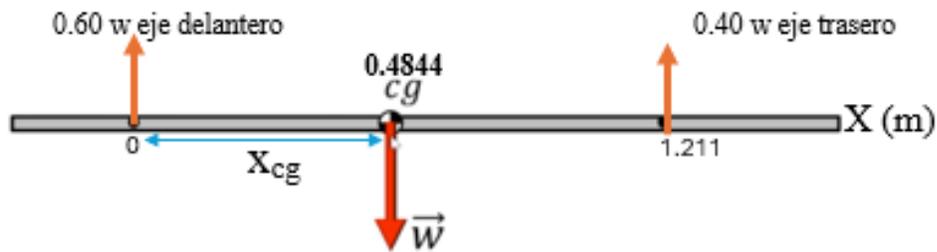
Para iniciar el cálculo del centro de masa del vehículo, se tomó como referencia la masa aproximada del vehículo BAJA SAE UAM 2023: 260 kg.

En cuanto a la potencia, se consideraron las especificaciones del motor Kohler CH440, así como las disposiciones del reglamento BAJA SAE 2024, que establece la obligatoriedad de incluir una placa restrictiva para limitar la potencia: 9.4 hp.

Se tomó una relación 60% (parte delantera del vehículo) - 40% (parte trasera del vehículo) en cuanto a la distribución del peso en el vehículo y finalmente se usó el wheelbase del vehículo BAJA SAE UAM 2023:

- Wheelbase: 1.211 m

Los datos se tomaron de esta forma porque a pesar de que puede existir una variación en ellos es un buen acercamiento para iniciar el diseño. Se procedió con un Diagrama de Cuerpo Libre para hacer al análisis de las fuerzas actuantes (Figura 58).



**Figura 58.** Diagrama de Cuerpo Libre para centro de masa del vehículo.

El análisis de fuerzas resultante es el siguiente

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0.60 w + 0.40 w - w = 0$$

$$\sum \tau = -wx_{(cg)} + 0.40wx_2 = 0$$

Despejando se obtiene:

$$wx_{(cg)} = \frac{-0.40 w x_2}{-w} \rightarrow 0.40 x_2 \rightarrow (0.40)(1.211m) = 0.4844 m$$

Para finalmente obtener el centro de masa del vehículo:

$$Cg \text{ a eje trasero: } 1.211 m - 0.4844 m = 0.7266 m$$

### 6.1.1.2 Planteamiento de la Geometría de Ackermann

El método que se usará para resolver las ecuaciones para el diseño de la geometría requiere de proponer varios datos para iniciar los cálculos. Estos datos se han elegido después de analizar diferentes valores de track y wheelbase para adaptarse a los requerimientos de todos los sistemas que conforman el vehículo, así como del radio de giro deseado.

Los valores para los cuales se diseñó la geometría tomando en consideración maniobrabilidad y espacio para todas las secciones fueron los siguientes:

**Tabla 7.** Parámetros de diseño para la geometría de dirección

Radio de giro deseado	1.20 m
Track	1.60 m
Wheelbase	1.32 m

Por lo que los datos de entrada para resolver las ecuaciones de Ackermann son los siguientes:

- Wheelbase: 1.60 m
- Track: 1.32 m
- Ángulo de entrada: 75°
- Ángulo de salida: 37.36°
- Masa del vehículo: 260 kg
- Centro de masa: 0.7266 m

Como último dato de entrada, hay que resolver la ecuación 5 para obtener el ángulo promedio y comenzar a resolver las ecuaciones de la geometría. Es necesario convertir grados a radianes.

Usando el factor de conversión:

$$y^{\circ} \cdot \frac{\pi}{180^{\circ}} = x \text{ rad}$$

$$\delta = \operatorname{arccot}\left(\frac{(\cot(1.309 \text{ rad}) + \cot(0.6521 \text{ rad}))}{2}\right) = 0.6592 \text{ rad} \rightarrow 51.73^{\circ}$$

Primero se obtiene  $R_1$  a partir de las ecuaciones (6) y (7), Para posteriormente hacer un promedio entre ambas y sustituir ese resultado en las siguientes ecuaciones.

$$R_1 \text{ a partir de } \delta_i = \frac{1}{2}(1.60 \text{ m}) + \frac{1.25 \text{ m}}{\tan(1.309 \text{ rad})} = 1.1349 \text{ m}$$

$$R_1 \text{ a partir de } \delta_o = -\frac{1}{2}(1.60 \text{ m}) + \frac{1.25 \text{ m}}{\tan(0.6521 \text{ rad})} = 0.8373 \text{ m}$$

$$R_1 \text{ promedio} = \frac{1.1349 \text{ m} + 0.8373 \text{ m}}{2} = 0.9861 \text{ m}$$

Los cálculos continúan con el radio mínimo, para este resultado existen tres ecuaciones diferentes, ecuaciones (8), (9) y (10) , por lo que igual que en la ecuación anterior, se desarrollarán las tres y se hará un promedio.

$$R_{min} \text{ a partir de } R_1 = (0.9861 \text{ m}) - \frac{1}{2}(1.60 \text{ m}) = 1.1069 \text{ m}$$

$$R_{min} \text{ a partir de } \delta_i = \frac{1.25}{\tan(1.309 \text{ rad})} = 0.3349 \text{ m}$$

$$R_{min} \text{ a partir de } \delta_o = \frac{1.25}{\tan(0.6521 \text{ rad})} - (1.60 \text{ m}) = 0.0373 \text{ m}$$

$$R_{min \text{ promedio}} = \frac{1.1069 \text{ m} + 0.3349 \text{ m} + 0.0373 \text{ m}}{3} = 0.4931 \text{ m}$$

Regresando a la (Figura 25), se calcula la distancia denominada como "g" con la ecuación 11.

$$g = 1.211 \text{ m} + 0.7266 \text{ m} - 1.5 = 0.4766 \text{ m}$$

Se obtiene el radio máximo con la ecuación (12).

$$R_{max} = \sqrt{(0.4931 \text{ m} + 1.60 \text{ m})^2 + (1.25 \text{ m} + 0.4766 \text{ m})^2} = 2.7133 \text{ m}$$

Se obtiene la Condición de Ackermann con la ecuación (13).

$$1) \rightarrow \cot(0.6521 \text{ rad}) - \cot(1.309 \text{ rad}) = 1.0419$$

$$2) \rightarrow \frac{1.60}{1.25} = 1.28$$

Se calcula el porcentaje de error que tendrá la geometría, debido a los resultados anteriores con la fórmula de error absoluto.

$$\% \text{ de error} = \frac{1.28 - 1.0419}{1.28} \times 100\% = 18.6016\%$$

Finalmente se obtiene el radio de giro con la ecuación (14) y la comprobación de este con la ecuación (15).

$$R = \sqrt{(0.7266 \text{ m})^2 + (1.25 \text{ m})^2 \cdot (\cot (51.73^\circ))^2} = 1.2249 \text{ m}$$

$$R = \sqrt{(0.7266 \text{ m})^2 + (0.9861 \text{ m})^2} = 1.2249 \text{ m}$$

Se comprueba entonces que la geometría tiene un porcentaje de error bajo y que se realizaron bien los cálculos pues coinciden con la información.

### **6.1.1.3 Iteraciones para geometría de dirección**

En esta etapa del diseño de la geometría, se analizaron diferentes valores de track y wheelbase para adaptarse a los requerimientos de todos los sistemas que conforman el vehículo. Al variar estos dos parámetros, fue necesario realizar cada una de las ecuaciones de la sección anterior, para posteriormente realizar la hoja de iteraciones.

Para la hoja de iteraciones (Figura 59) se definieron combinaciones específicas de track y wheelbase, esta vez asignando valores variables a los ángulos de entrada y salida, con el fin de encontrar la configuración óptima y tener todos los parámetros que cumplan los requerimientos.

Este enfoque permitió identificar los parámetros ideales para cumplir con el radio de giro deseado y garantizar el espacio necesario para todos los componentes.

Los valores para los cuales se diseñó la geometría tomando en consideración maniobrabilidad y espacio para todas las secciones fueron los mencionados en la Tabla 7, sin embargo, diferentes combinaciones fueron analizadas antes de llegar a la conclusión de que estos serían los valores definitivos.

Dentro de estas iteraciones, se halló un rango de datos en los que se cumplía el requerimiento del radio de giro que se buscaba (Figura 60), mostrando los parámetros para los cuales el diseño tenía que estar realizado para que se cumplan las condiciones de dirección deseadas.

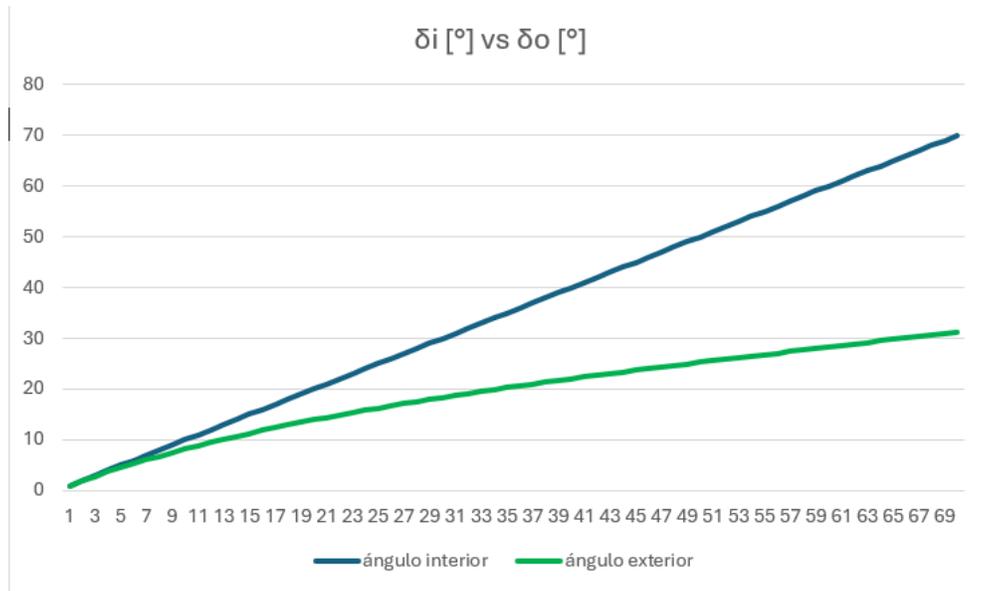
		Iteraciones cambiando $\delta_i$ y $\delta_o$		w	Track	1.6	m	q	0.4786						
				l	Wheelbase	1.25	m								
				a2	Cg a eje trasero	0.7266	m								
Num iteración	$\delta_i$	$\delta_o$	$\delta$	R giro promedio	Ri [m]	Ro [m]	Rl [m]	Rr [m]	ROT [m]	Rmin [m]	Rmax [m]	D giro [m]	Condición de Ackermann		
1	50	25.2626	34.0621	1.986525766	1.631759112	2.929	1.84887	1.04887	0.3829	1.18653	3.27809	3.97305	1.28		
2	51	25.572	34.5963	1.952466462	1.608449457	2.8959	1.81223	1.01223	0.38929	1.15247	3.24919	3.90493	1.28		
3	52	25.8796	35.1298	1.919447866	1.586272769	2.86381	1.77661	0.97661	0.39568	1.11945	3.22126	3.8389	1.28		
4	53	26.1856	35.6628	1.88740866	1.565169573	2.83266	1.74194	0.94194	0.40209	1.08741	3.19426	3.77482	1.28		
5	54	26.4903	36.1957	1.856292053	1.545084972	2.8024	1.70818	0.90818	0.40851	1.05629	3.16813	3.71258	1.28		
6	55	26.7937	36.7286	1.82604537	1.525968236	2.77298	1.67526	0.87526	0.41495	1.02605	3.14281	3.65209	1.28		
7	56	27.096	37.2617	1.79661969	1.507772436	2.74434	1.64314	0.84314	0.42142	0.99662	3.11827	3.59324	1.28		
8	57	27.3974	37.7954	1.767969519	1.490454116	2.71645	1.61176	0.81176	0.42791	0.96797	3.09445	3.53594	1.28		
9	58	27.6981	38.3297	1.740052494	1.473973004	2.68925	1.58109	0.78109	0.43444	0.94005	3.07132	3.4801	1.28		
10	59	27.9983	38.8651	1.712829126	1.458291747	2.66272	1.55108	0.75108	0.44099	0.91283	3.04885	3.42566	1.28		
11	60	28.2981	39.4016	1.686262563	1.443375673	2.6368	1.52169	0.72169	0.44758	0.88626	3.02699	3.37253	1.28		
12	61	28.5976	39.9396	1.660318375	1.429192585	2.61148	1.49289	0.69289	0.45422	0.86032	3.00571	3.32064	1.28		
13	62	28.8972	40.4792	1.634964368	1.415712563	2.58671	1.46464	0.66464	0.46089	0.83496	2.985	3.26993	1.28		
14	63	29.1968	41.0208	1.610170409	1.402907797	2.56247	1.43691	0.63691	0.46761	0.81017	2.96481	3.22034	1.28		
15	64	29.4967	41.5645	1.585908272	1.390752426	2.53872	1.40967	0.60967	0.47439	0.78591	2.94512	3.17182	1.28		
16	65	29.797	42.1107	1.562151498	1.379222399	2.51545	1.38288	0.58288	0.48122	0.76215	2.9259	3.1243	1.28		
17	66	30.098	42.6595	1.538875268	1.368295348	2.49262	1.35654	0.55654	0.4881	0.73888	2.90714	3.07775	1.28		
18	67	30.3998	43.2112	1.516056291	1.357950472	2.47021	1.33059	0.53059	0.49505	0.71606	2.88882	3.03211	1.28		
19	68	30.7025	43.7661	1.493672696	1.348168428	2.4482	1.30503	0.50503	0.50207	0.69367	2.8709	2.98735	1.28		
20	69	31.0063	44.3244	1.471703945	1.338931242	2.42656	1.27983	0.47983	0.50915	0.6717	2.85338	2.94341	1.28		
21	70	31.3115	44.8865	1.450130743	1.330222216	2.40528	1.25496	0.45496	0.51632	0.65013	2.83624	2.90026	1.28		
22	71	31.6181	45.4525	1.428934967	1.322025851	2.38434	1.23041	0.43041	0.52356	0.62893	2.81945	2.85787	1.28		
23	72	31.9264	46.0228	1.408099594	1.31432778	2.36371	1.20615	0.40615	0.53089	0.6081	2.80301	2.8162	1.28		
24	73	32.2365	46.5977	1.387608645	1.307114696	2.34339	1.18216	0.38216	0.5383	0.58761	2.78689	2.77522	1.28		
25	74	32.5487	47.1773	1.367447124	1.300374295	2.32335	1.15843	0.35843	0.54582	0.56745	2.771	2.73489	1.28		
26	75	32.8631	47.7621	1.347600979	1.294095226	2.30358	1.13494	0.33494	0.55343	0.5476	2.7556	2.6952	1.28		
27	76	33.1799	48.3524	1.328057048	1.288267037	2.28406	1.11166	0.31166	0.56115	0.52806	2.7404	2.65611	1.28		
28	77	33.4994	48.9484	1.308803034	1.282880135	2.26479	1.08859	0.28859	0.56898	0.5088	2.72547	2.61761	1.28		
29	78	33.8217	49.5505	1.289827465	1.277925744	2.24573	1.0657	0.2657	0.57693	0.48983	2.71082	2.57965	1.28		
30	79	34.1471	50.159	1.27111967	1.273395869	2.22689	1.04298	0.24298	0.585	0.47112	2.69642	2.54224	1.28		
31	80	34.4758	50.7743	1.25266976	1.269283265	2.20825	1.02041	0.22041	0.5932	0.45267	2.68228	2.50534	1.28		
33	82	35.1439	52.0265	1.21650793	1.262284466	2.17153	0.97568	0.17568	0.61002	0.41651	2.6547	2.43302	1.28		
34	83	35.4838	52.6642	1.198779799	1.259387282	2.15341	0.95348	0.15348	0.61866	0.39878	2.64126	2.39756	1.28		
35	84	35.8281	53.31	1.181277619	1.256885349	2.13546	0.93138	0.13138	0.62746	0.38128	2.62804	2.36256	1.28		
36	85	36.1768	53.9645	1.163995137	1.254774797	2.11764	0.90936	0.10936	0.63642	0.364	2.61504	2.32799	1.28		
37	86	36.5303	54.628	1.146926952	1.253052373	2.09996	0.88741	0.08741	0.64556	0.34693	2.60224	2.29385	1.28		
38	87	36.889	55.301	1.130068424	1.251715432	2.08241	0.86551	0.06551	0.65489	0.33007	2.58965	2.26014	1.28		
39	88	37.2531	55.9838	1.113415693	1.25076193	2.06497	0.84365	0.04365	0.66441	0.31342	2.57727	2.22683	1.28		
40	89	37.6229	56.6769	1.096965702	1.25019041	2.04763	0.82182	0.02182	0.67414	0.29697	2.56508	2.19393	1.28		
41	90	37.9987	57.3808	1.080716225	1.25	2.03039	0.8	0.7E-17	0.68408	0.28072	2.55308	2.16143	1.28		
42	91	38.381	58.0959	1.064665906	1.25019041	2.01325	0.77818	-0.0218	0.69425	0.26467	2.54128	2.12933	1.28		
43	92	38.7701	58.8227	1.048814296	1.25076193	1.99618	0.75635	-0.0437	0.70467	0.24881	2.52968	2.09763	1.28		
44	93	39.1664	59.5618	1.033161907	1.251715432	1.97918	0.73449	-0.0655	0.71533	0.23316	2.51826	2.06632	1.28		
45	94	39.5702	60.3137	1.017710266	1.253052373	1.96225	0.71259	-0.0874	0.72626	0.21771	2.50703	2.03542	1.28		
46	95	39.9821	61.0789	1.002461981	1.254774797	1.94538	0.69064	-0.1094	0.73747	0.20246	2.496	2.00492	1.28		
47	96	40.4024	61.8579	0.987420818	1.256885349	1.92856	0.66862	-0.1314	0.74897	0.18742	2.48516	1.97484	1.28		
48	97	40.8317	62.6513	0.972591777	1.259387282	1.91178	0.64652	-0.1535	0.76078	0.17259	2.47452	1.94518	1.28		
49	98	41.2705	63.4597	0.957981191	1.262284466	1.89505	0.62432	-0.1757	0.77292	0.15798	2.46407	1.91596	1.28		
50	99	41.7193	64.2838	0.94359683	1.265581407	1.87834	0.60202	-0.198	0.7854	0.1436	2.45383	1.88719	1.28		
51	100	42.1786	65.1241	0.929448011	1.269283265	1.86166	0.57959	-0.2204	0.79824	0.12945	2.4438	1.8589	1.28		

Figura 59. Hoja de iteraciones para track: 1.60 m y wheelbase: 1.25 m.

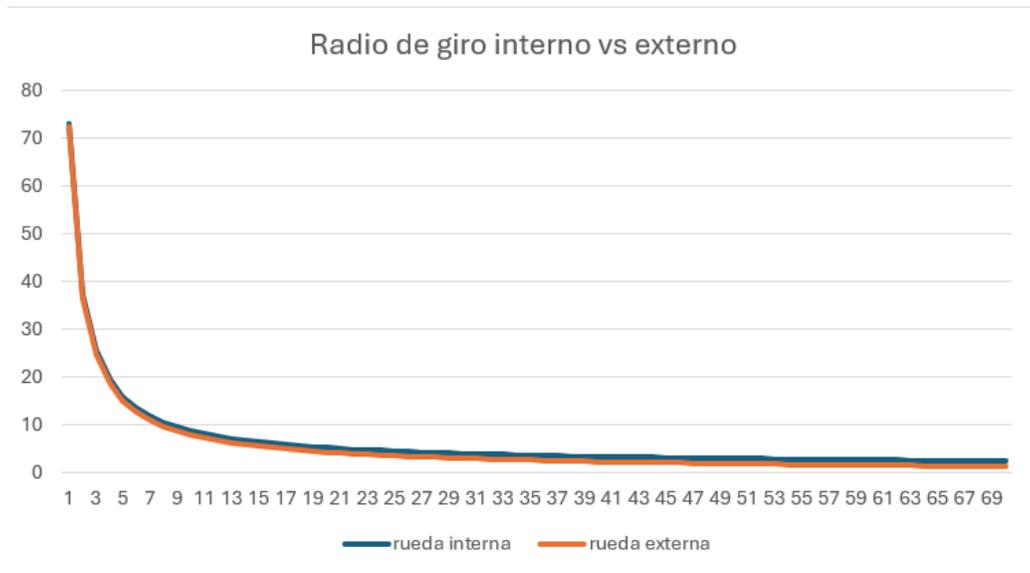
80	34.4758	50.7743	1.25266976	1.269283265	2.20825	1.02041	0.22041	0.5932	0.45267	2.68228	2.50534
81	34.808	51.3967	1.234469606	1.265581407	2.1898	0.99798	0.19798	0.60154	0.43447	2.66837	2.46894
82	35.1439	52.0265	1.21650793	1.262284466	2.17153	0.97568	0.17568	0.61002	0.41651	2.6547	2.43302
83	35.4838	52.6642	1.198779799	1.259387282	2.15341	0.95348	0.15348	0.61866	0.39878	2.64126	2.39756

Figura 60. Rango de valores en los que se cumple el radio de giro de 1.2m.

Teniendo esta información también fue posible realizar gráficas para observar el comportamiento de ambas ruedas y sus ángulos, con estos parámetros (Grafica 1 y 2) y predecir el comportamiento que tendrán las llantas del vehículo. Usando los valores de la Tabla mostrada en la (Figura 59).



**Gráfica 1.** Comparación de la trayectoria de los ángulos interior y exterior.



**Gráfica 2.** Trayectoria de ambas llantas bajo los parámetros elegidos de la dirección.

#### 6.1.1.4 Ángulos de dirección

La siguiente Tabla 8, muestra cual fue el valor que se le dio a los ángulos de dirección del vehículo.

**Tabla 8.** Ángulos de la geometría de dirección

Camber	0°
Caster	0°
Kingpin	0°
Toe	0°

Se optó por un diseño neutro de ángulos teniendo en cuenta dos principales factores: el tiempo y la complejidad. Al tener poco tiempo para la construcción del vehículo y la necesidad de discutir la implementación de estos ángulos con otras secciones se analizaron las ventajas de tener una geometría neutra.

En cuanto al ángulo de Camber, su configuración neutra garantiza que toda la superficie de contacto de la llanta toque el suelo, maximizando la vida útil de la llanta. Lo cuál es conveniente debido a que solo tenemos un juego de neumáticos.

En el caso del ángulo Caster, evita la generación de fuerzas de autoalineación, lo que reduce la resistencia en la dirección. Teniendo presente que un vehículo BAJA tienen una dirección completamente manual, esto ayuda a que el piloto tenga mayor comodidad y control y que tenga que realizar menos esfuerzo.

Para el Kingpin, su neutralidad elimina la inclinación del eje de dirección, lo que evita fuerzas laterales no deseadas al girar en terrenos con desniveles. Generando que el piloto tenga un mejor control del sistema

Un Toe neutro minimiza el arrastre de los neumáticos, lo que reduce la resistencia a la rodadura y mejora la eficiencia en el consumo de energía del vehículo. Un aspecto bueno, en especial para pruebas de endurance como las que se realizan en la competencia.

A pesar de que la implementación de estos ángulos podría generar mejoras dentro del sistema, la neutralidad ofrece un sistema confiable y responsivo que son características que se buscan en el sistema. Por lo que se mantuvo la decisión de mantener neutros todos estos ángulos.

#### 6.1.1.5 Confirmación de radio de giro

La relación entre el sistema piñón-cremallera y el radio de giro está relacionada con el desplazamiento de la cremallera y el desplazamiento que puede tener el mecanismo. Es por eso por lo que una vez teniendo las especificaciones de la cremallera y del mecanismo, se puede predecir si será útil y cumplirá los requerimientos.

### 6.1.2 Desplazamiento de la cremallera

Se comienza con la obtención del desplazamiento de la cremallera, teniendo como datos de entrada los siguientes:

- Módulo del piñón ( $m$ ) = 2.5
- Número de dientes del piñón ( $N$ ) = 13

Primero se calculó el diámetro del círculo primitivo del piñón con la ecuación (16).

$$D = 2.5 \cdot 13 = 32.5 \text{ mm}$$

Con la ecuación (17) se calcula el paso circular del piñón.

$$p = \pi \cdot 2.5 = 7.85 \text{ mm}$$

Con el resultado anterior se puede obtener el desplazamiento por vuelta a partir de la ecuación (18).

$$D_{pv} = 13 \cdot 7.85 \text{ mm} = 102.05 \text{ mm}$$

Para finalmente poder obtener el desplazamiento total de la cremallera con la ecuación (19).

$$\text{Desplazamiento total} = 2.5 \cdot 102.05 \text{ mm} = 255.125 \text{ mm} \rightarrow 25.51 \text{ cm}$$

### 6.1.3 Desplazamiento del sistema

Es necesario conocer las limitantes del sistema para realizar la relación por lo que se ocupa la ecuación (20) para conocer si los parámetros de la geometría de la dirección empatan con los del sistema piñón-cremallera.

$$\Delta_x = 0.424 \text{ m} \cdot (\tan(1.309 \text{ rad}) - \tan(0.6521 \text{ rad})) = 0.0049 \text{ m} = 0.49 \text{ cm}$$

Este resultado quiere decir que si el diseño de la cremallera permite un desplazamiento mayor a 0.49 cm, cumple con el radio de giro requerido. Observando que la cremallera tiene un desplazamiento de 25.51 cm, se puede decir que será útil para cumplir con el radio de giro.

### 6.1.4 Diseño de columna de dirección

Uno de los principales criterios de diseño fue la reducción de peso. En el caso de la columna de dirección, era necesario disminuir el diámetro del eje, y para seleccionar el diámetro adecuado

de la barra, era necesario analizar las fuerzas a las que estaría sometida. Por ello, como punto de partida en el diseño, se calcularon el torque y la fuerza de fricción.

Para empezar, hay que encontrar la fuerza normal por llanta, usando el peso aproximado del vehículo BAJA SAE UAM 2023, se tiene la siguiente sustitución de la ecuación (22):

$$N = \frac{260 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{4} = 637.65 \text{ N por llanta}$$

Con este resultado se puede calcular la fuerza de fricción por llanta usando la ecuación (21) y obteniendo el coeficiente de fricción estático a partir de la (Figura 41).

$$F_f = 0.4 \cdot 637.65 \text{ N} = 255.06 \text{ N por llanta}$$

Debido que el sistema de dirección involucra las dos llantas delanteras, este resultado hay que hacer que este resultado sea el correcto para dos llantas, con una simple multiplicación.

$$F_f = 2 * 255.06 \text{ N} = 510.12 \text{ Nm para llantas delanteras}$$

El siguiente parámetro importante por calcular es el torque del sistema de dirección, a partir de la ecuación (23). En este caso el radio efectivo se tomó como el radio del volante que tiene un diámetro de 11.5". El torque será calculado para ambas llantas delanteras.

$$\tau = 510.12 \text{ N} \cdot 0.1460 \text{ m} = 74.48 \text{ Nm}$$

Retomando la necesidad de reducir peso, para lograr esta reducción con la columna de dirección, se necesitaba un diseño con un factor de seguridad lo más cercano a 1.

Para esta pieza se usó acero 1018, por su precio accesible y sus propiedades de soldabilidad, considerándose también con la resistencia adecuada debido a las fuerzas a las que la pieza está sometida.

Se usó la ecuación (34) para conocer el par de transmisión de la columna de dirección, obteniendo:

$$M_z = 510.14 \text{ N} \cdot 0.1460 \text{ m} = 74.48 \text{ Nm}$$

En este caso el par torsor se refiere al torque que se ejerce sobre las llantas delanteras, solo es una confirmación de este dato.

Tomando radios de filete generosos y estimando  $k_{ts} = 1.5$  y  $k_{fs} = k_{ts}$ , se obtuvo  $S'_e$  utilizando la ecuación de la (Figura 45). Como  $S_{ut} < 200$  kpsi, entonces:

$$S'_e = 0.5(138) = 69 \text{ kpsi}$$

Teniendo estos resultados, se puede realizar el cálculo del factor  $k_a$  utilizando la ecuación (25) y la Tabla 3 para conocer los parámetros  $a$  y  $b$ , resultando en:

$$ka = 2.7(138)^{-0.265} = 0.7316$$

Lo que se está buscando es determinar el diámetro mínimo que puede tener la columna de dirección, en ese caso, se utiliza un valor conservador para  $k_b$ , resultando en

$$kb = 0.9$$

Debido a que se tiene que obtener primero el valor de  $d$  para poder verificar a  $k_c$ ,  $k_d$ ,  $k_e$  y  $k_f$  se les asigna un valor = 1. Así que se puede sustituir la ecuación (24), resultando en lo siguiente:

$$S_e = (0.7316)(0.9)(1)(1)(1)(1)(69 \text{ kpsi}) = 45.43 \text{ kpsi}$$

Para realizar la primera estimación del posible diámetro mínimo cumpliendo un factor de seguridad  $n=1$ , se usó el criterio de Ed-Goodman con la siguiente condición:

$$M_m = T_a = M_a = 0$$

Teniendo esta información, se puede sustituir la ecuación (44) y queda de la siguiente forma:

$$d = \left( \frac{16(1)}{\pi} \left\{ \frac{1}{138000} [3 ((1.5)(659.2 \text{ lb in})^2)^{\frac{1}{2}}] \right\} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.3983 \text{ in}$$

Teniendo este resultado, se procedió a elegir una medida comercial de barra que estuviera cercana a este valor, teniendo certeza de que funcionará. Se eligió un valor de 5/8" para construir este eje.

Para este valor elegido de diámetro se procedió a calcular el factor de seguridad de la columna de dirección.

Para realizar la verificación del factor de seguridad hay que obtener los valores de  $k_{ts}$  y  $q_s$ , con ayuda de las figuras 50 y 51 y teniendo los siguientes datos de entrada:

- $D = 0.75$  in

- $r = 1.2$

Contando con estos valores se obtiene que:

- $q_s = 0.86$

- $k_{ts} = 1.45$

Con esto se inició con el análisis de fatiga de la columna de dirección, primero se obtuvo  $S'_e$  utilizando la ecuación de la Figura 45.

$$S'_e = 0.5(138) = 69 \text{ kpsi}$$

Después se calculó el factor  $k_a$  con la ecuación (25)

$$k_a = 2.7(138)^{-0.265} = 0.7316$$

El siguiente factor por calcular fue  $k_b$ , con la ecuación mostrada en la Figura 46, resultando en:

$$k_b = 0.879(0.625)^{-0.107} = 0.9270$$

Se calculó  $k_c$  con los valores mostrados en la Figura 47 teniendo en cuenta que para la torsión pura  $k_c$  es:

$$k_c = 0.59$$

La operación de la pieza se hace a temperatura ambiente, por lo que el valor de  $k_d$  es:

$$k_d = 1$$

De la tabla 5, se calculó el factor  $k_e$  para una confiabilidad del 99%, obteniendo:

$$k_e = 0.814$$

Finalmente,  $k_f$  se le asigna el valor:

$$k_f = 1$$

Contando con todos los factores modificantes, se pueden sustituir estos valores en la ecuación de Marin (24), que dará el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = (0.7316)(0.9270)(0.59)(1)(0.814)(1)(69) = 22.47 \text{ kpsi}$$

A partir de la ecuación (30) se puede despejar el factor  $k_{fs}$  y queda de la siguiente forma:

$$0.86 = \frac{k_{fs} - 1}{1.45 - 1} \rightarrow k_{fs} = 1.387$$

Con la ecuación (41) se pudo calcular el esfuerzo de Von Misses de la siguiente forma:

$$\sigma'_m = \left[ 3 \cdot \left( \frac{16(1.387)(659.2)}{\pi(0.625)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 33035.76$$

Con estos resultados, se puede obtener el factor de seguridad de la pieza, utilizando la ecuación (42), obteniendo:

$$\frac{1}{n} = \frac{33035.76}{138000} \rightarrow n = 4.17$$

Un factor de seguridad de 4 es alto para lo que se buscaba, sin embargo, permite que haya un rango de error al momento de realizar maquinados, como la soldadura, así que, si después de los procesos bajo los que será sometida la pieza, su factor de seguridad disminuye, este seguirá acercándose al factor deseado de 1. Al mismo tiempo se pueden realizar iteraciones para encontrar un diámetro que se acerque más a la unidad.

#### 6.1.4.1 Tolerancias dimensionales

Considerando la información proporcionada en la Tabla 6, para el ensamblaje de la columna de dirección junto con su adaptador, se ha definido que el tipo de ajuste es un apriete débil, permitiendo un ensamblaje a mano.

Con base en esto, se procede a identificar las tolerancias correspondientes tanto para los árboles como para los agujeros y calidad de los árboles.

Para nuestro apriete débil tenemos en arboles: k5 y para agujeros tenemos: H6

Tomando en cuenta el diámetro de  $5/8" = 15.875 \text{ mm}$  se consulta la tabla de tolerancias principales ubicada en el apéndice B. A partir de esta referencia, se determinan las tolerancias correspondientes tanto para el eje como para el agujero del adaptador

$$\text{Adaptador, } 15.875 \text{ H6} = 15.875_0^{+11}$$

$$\text{Eje, } 15.875 \text{ k5} = 15.875_{+1}^{+9}$$

De la ecuación (48) obtenemos el valor del apriete máximo

$$\text{Apriete máximo} = (15.875 + 0.009) - (15.875 + 0) = 15.884 - 15.875 = 0.009$$

De la ecuación (49) obtenemos el valor de apriete mínimo

$$\text{Apriete mínimo} = (15.875 + 0.001) - (15.875 + 0.011) = 15.876 - 15.886 = -0.01$$

Para los agujeros del soporte de la cremallera, se ha considerado un juego mediano, dado que en esa sección se ensamblan tornillos

$$\text{Ajugeros, } M8 \text{ H6} = 8_0^{+22}$$

#### 6.1.5 Análisis del sistema de cuatro barras

Este análisis se realizó con el fin de encontrar las longitudes y los ángulos ideales para el correcto funcionamiento del mecanismo y su correcta interacción con los sistemas aledaños, especialmente para el diseño de la porta baleros que es dónde se hace la conexión del sistema de dirección.

Los datos de entrada fueron propuestos gracias al CAD de las piezas, este análisis también es útil para modelar el comportamiento que podría tener el mecanismo con esas restricciones. Para

este análisis se tenían dos incógnitas principales, que era el ángulo para las bieletas y la longitud de estas.

Aunque se sabe que un mecanismo de cuatro barras tiene un solo grado de libertad, se realiza la confirmación de esto con la ecuación (45).

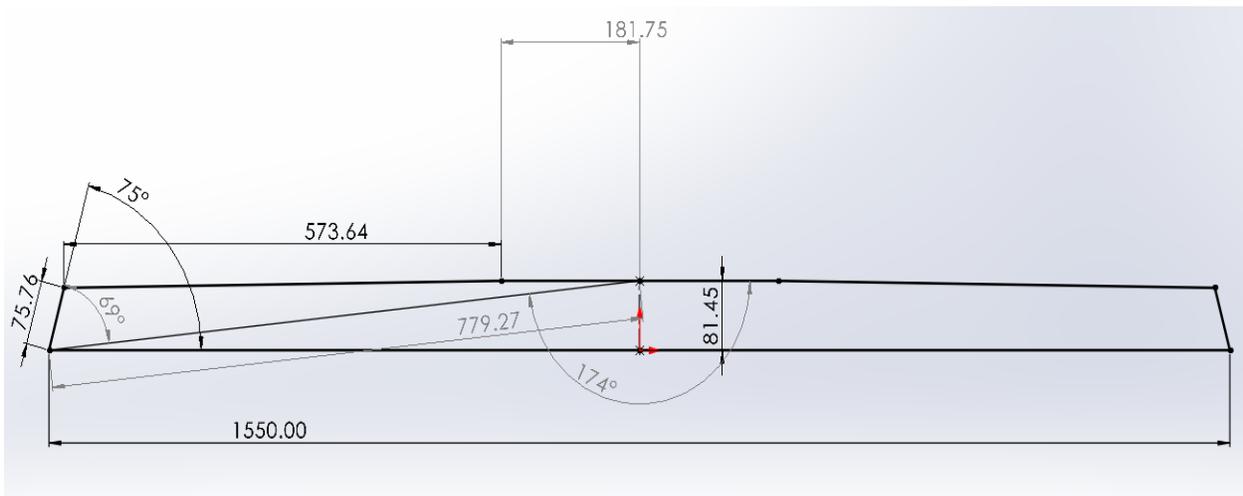
$$M = 3(4 - 1) - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 0 = 1$$

Se puede resolver la ecuación (46) para  $R_3$  y  $\theta_3$  usando la definición para la parte imaginaria de la ecuación (47). Debido a que las incógnitas que se están buscando están en el mismo término, se puede despejar ambas incógnitas y separar la parte real de la imaginaria.

$$R_3 e^{j\theta_3} = (R_1 \cos\theta - R_2 \cos\theta_2 + R_4 \cos\theta_4) + j(R_1 \sen\theta_1 - R_2 \sen\theta_2 + R_4 \sen\theta_4)$$

A la parte real se le denominará con la letra a y a la parte imaginaria con la letra b.

Teniendo los siguientes datos de entrada tomados del CAD y del dibujo (Figura 61) realizado con el fin de ser analizado.



**Figura 61.** Diagrama para análisis de mecanismo de cuatro barras.

- $R_1 = 799.26$  mm
- $R_2 = 181.75$  mm
- $R_4 = 75.76$  mm
- $\theta_1 = 174^\circ$
- $\theta_2 = 180^\circ$
- $\theta_4 = 69^\circ$

Antes de resolver para las incógnitas, hay que resolver a y b, para después solo sustituir.

Por lo tanto, se resuelve para a primero:

$$a = (799.26 \text{ mm} \cdot \cos(174^\circ)) - (181.75 \text{ mm} \cdot \cos(180^\circ)) + (75.76 \text{ mm} \cdot \cos(69^\circ)) \\ = 585.98$$

Después para b:

$$b = (799.26 \text{ mm} \cdot \sin(174^\circ)) - (181.75 \text{ mm} \cdot \sin(180^\circ)) + (75.76 \text{ mm} \cdot \sin(69^\circ)) \\ = 154.27$$

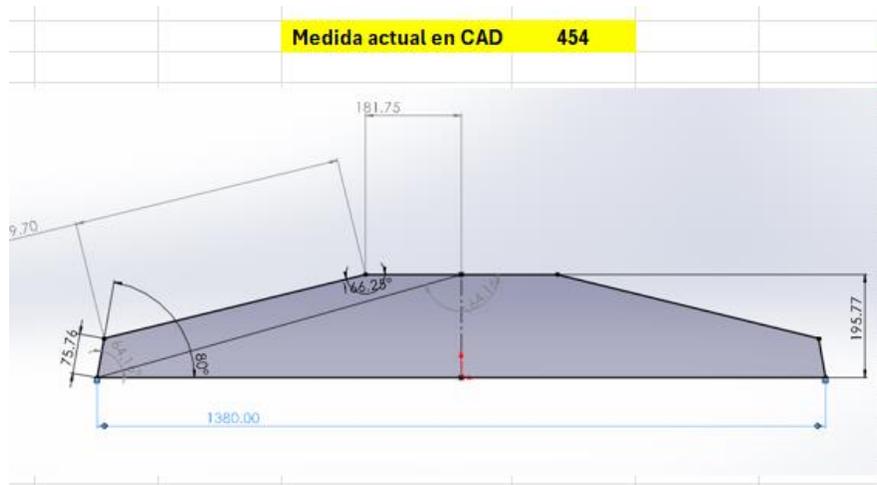
Teniendo los valores de a y b se puede despejar para cada incógnita usando propiedades trigonométricas, resolviendo para  $\theta_3$  se tiene:

$$\theta_3 = \arctan \frac{b}{a} \rightarrow \arctan \frac{154.27}{585.98} = 14.75^\circ$$

Y resolviendo para  $R_3$  se tiene:

$$R_3 = \sqrt{a^2 + b^2} \rightarrow \sqrt{585.98^2 + 154.27^2} = 605.95 \text{ mm}$$

Los valores desarrollados anteriormente, fueron el primer acercamiento al diseño del mecanismo, considerando cierto espacio y cierta altura. Sin embargo, durante el proceso tanto de iteraciones como de diseño de todas las secciones, se encontró una configuración óptima para el sistema (Figura 62)



**Figura 62.** Diagrama para análisis de mecanismo de cuatro barras final.

DATOS	(mm)	INCOGNITAS	Ecuación
R2	181.75	R3	$r_2 e^{j\theta_2} + r_3 e^{j\theta_3} = r_1 e^{j\theta_1} + r_4 e^{j\theta_4}$
R1	199.26	$\theta_3$	Donde $r e^{j\theta} = r \cos \theta + j r \operatorname{sen} \theta$
R4	75.76		
$\theta_1$	164.16		R3= 449.098124
$\theta_2$	180		$\theta_3 = 0.93633143$
$\theta_4$	64.16		a= 266.201402
			b= 361.698685

$$r_3 e^{j\theta_3} = (r_1 \cos \theta_1 - r_2 \cos \theta_2 + r_4 \cos \theta_4) + j (r_1 \operatorname{sen} \theta_1 - r_2 \operatorname{sen} \theta_2)$$

(a) (b)

$r_3 = \sqrt{a^2 + b^2}$

$\theta_3 = \arcsen \frac{b}{r_3}, \theta_3 = \arccos \frac{a}{r_3}, \theta_3 = \arctan \frac{b}{a}$

**Figura 63.** Iteración con valores definitivos para el sistema de dirección.

Una posible aplicación para este análisis sería simular el movimiento de este una vez teniendo definidos los ángulos y las longitudes para tener una mejor aproximación de los límites del sistema y poder darle un mejor desempeño. Debido al tiempo, este análisis se llevó únicamente a la elección de longitudes y ángulos para la construcción del sistema. Se deja abierta la idea para una futura aplicación.

### 6.1.6 Selección de materiales

Para las bieletas y la columna de dirección, se realizó un proceso de selección de materiales enfocado en cumplir con las propiedades requeridas para garantizar un buen desempeño. Entre las propiedades consideradas se incluyeron soldabilidad, maquinabilidad, resistencia, entre otras, que se ajustaran a las exigencias de un vehículo 4x4.

Como parte de este análisis, se evaluaron los materiales detallados en la Tabla 9, considerando sus características mecánicas y su adecuación a las condiciones operativas del sistema.

**Tabla 9.** Cuadro Comparativo de Propiedades Mecánicas para la Selección de Materiales

<i>Propiedades</i>	<i>Acero 1518</i>	<i>Acero 1018</i>	<i>Acero 4140</i>	<i>Acero 8620</i>	<i>Aluminio 7075</i>
Composición química (% de peso)	C (0.15-0.21) Si (0.20-0.30) Mn (1.10-1.40) P (0.04 máx.) S (0.05 máx.)	C (0.15-0.20) Si (0.15-0.30) Mn (0.60-0.90) P (0.04 máx.) S (0.05 máx.)	C (0.38-0.43) Si (0.15-0.35) Mn (0.305 máx.) Cr (0.80-1.10) S (0.040 máx.) Mo (0.15-0.25)	C (0.18-0.23) Si (0.15-0.35) Mn (0.70-0.90) Cr (0.40-0.70) S (0.040 máx.) Mo (0.15-0.25) P (0.035 máx.) Ni (0.40-0.60)	Al (87.1-91.4) Zn (5.1-6.1) Mg (2.1-2.9) Cu (1.2-2.0) Si (0.4 máx.)
Resistencia a la tracción (MPa)	590-620	580-640	614-1172	660-903	572
Límite de elasticidad (MPa)	250-330	225-320	415	385	503
Dureza Brinell (HB)	180-245	137-179	187-341	192-255	140-160
Elongación (%)	18-25	15-25	17.8-25.7	21-25	11
Soldabilidad	Buena a excelente	Fácilmente soldable	Solo con precalentamiento y recocido	Buena a excelente, se recomienda precalentamiento	Mala o casi nula
Maquinabilidad	Buena a excelente	Excelente	Buena a excelente en estado recocido	Buena a excelente	Buena a excelente
Tratamiento térmico	Endurecimiento y templado	Templado, forja y revenido	Templado, revenido o recocido	Forja, recocido y normalizado	Forja

Se optó por seleccionar los materiales cuyas propiedades están resaltadas en color verde, ya que representaban las mejores opciones en términos de rendimiento.

En consecuencia, para la columna de dirección y su adaptador se eligió el acero AISI 1018, dado que este componente no está sujeto a esfuerzos significativos que puedan ocasionar su fractura con facilidad.

Para las bieletas, se optó por el acero AISI 8620, con el objetivo de incorporar un material más resistente en esta sección, que requiera una mayor capacidad de carga y durabilidad.

Por otro lado, se seleccionó una placa de acero con un espesor de 3 mm para el soporte de la cremallera, con el objetivo de reducir el peso del componente sin comprometer su resistencia estructural.

### 6.1.7 Simulaciones

Para verificar la resistencia y adecuación de los materiales seleccionados, se llevaron a cabo las siguientes simulaciones estáticas utilizando el software ANSYS.

Estas simulaciones permitieron evaluar el comportamiento de los materiales bajo condiciones de carga específicas, asegurando que cumplieran con los requisitos de resistencia y desempeño necesarios para las aplicaciones.

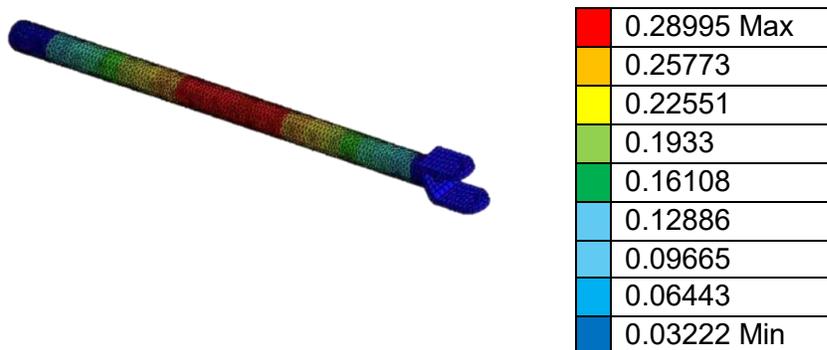
Para las bieletas, se aplicó una fuerza transversal de 1500 N, representando la resistencia generada por la interacción del terreno con las ruedas durante maniobras de giro. Esta fuerza se consideró como una condición crítica para evaluar la integridad estructural del componente bajo cargas laterales.

Una vez estableciendo los puntos de sujeción se aplicó la fuerza de 1500N (Figura 64)



**Figura 64.** Fuerza lateral aplicada.

Los resultados obtenidos para la deformación máxima fueron de 0.28995 y 0.03222 como deformación mínima (Figura 65).



**Figura 65.** Deformación de bieleta con junta en U.

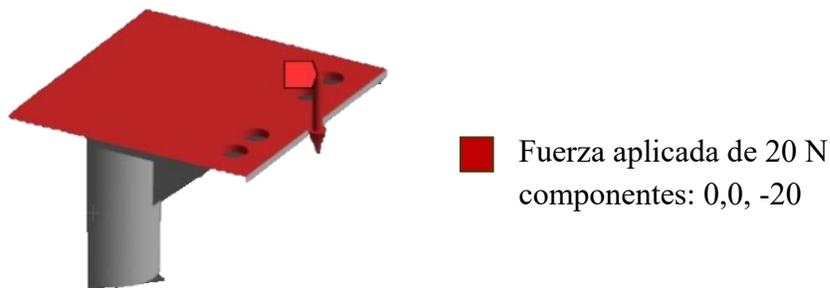
El factor de seguridad obtenido fue 15 en las zonas azules, distribuidas a lo largo de la bieleta y la junta en U y de 2.9094 en los extremos de la bieleta y en pequeñas secciones de la junta en U (Figura 66).



**Figura 66.** Factor de seguridad.

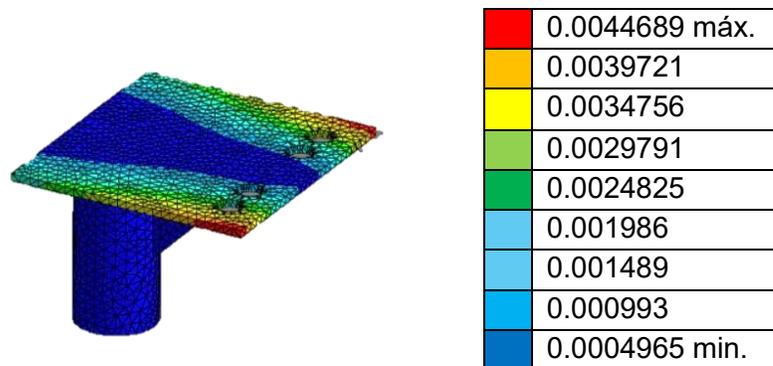
Para el soporte de la cremallera, se aplicó una fuerza perpendicular a la placa que sostiene la cremallera. Esta fuerza considera únicamente el peso combinado de la cremallera y la junta, estimado en 20 N.

Una vez establecidos los puntos de sujeción se aplicó una fuerza perpendicular a la placa de 20N (Figura 67).



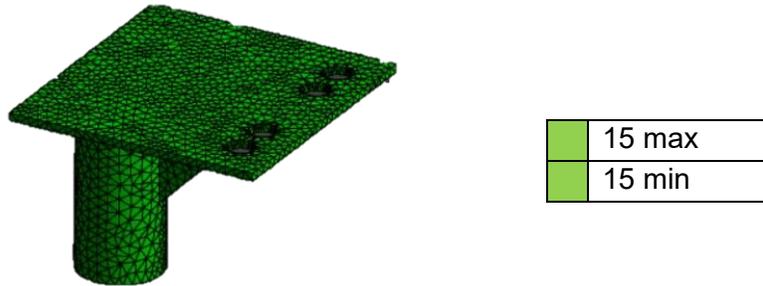
**Figura 67.** Fuerza perpendicular aplicada.

Para la deformación máxima fue de 0.004469 mm y 0.0004965 mm como deformación mínima (Figura 68).



**Figura 68.** Deformación del soporte.

El factor de seguridad (Figura 69) se mantiene constante entre un valor máximo de 15 y un valor mínimo de 15 a lo largo de todo el soporte.



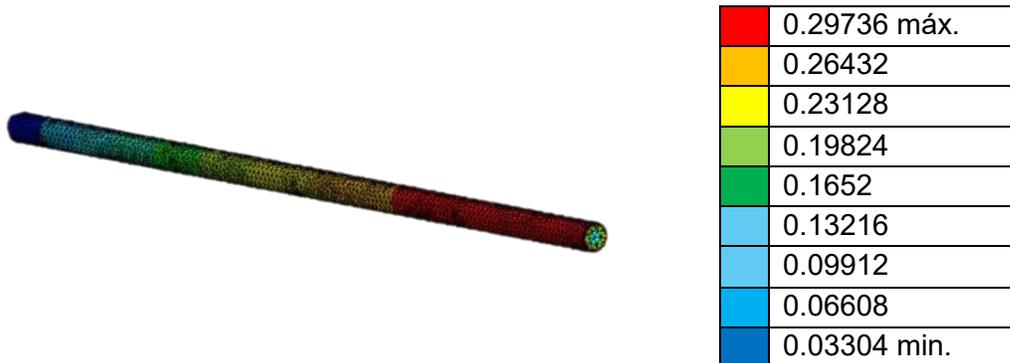
**Figura 69.** Factor de seguridad.

Para la columna de dirección, se llevó a cabo una simulación estática en la que se aplicó una fuerza de torque de 74.48 Nm. Este valor fue seleccionado debido a que representa el torque necesario para generar el giro del volante hacia la cremallera (Figura 70).



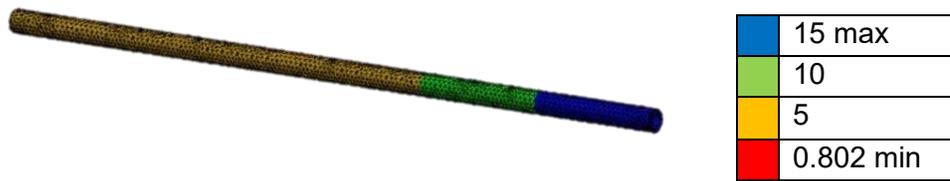
**Figura 70.** Fuerza de torque aplicada.

Para la deformación máxima se tiene 0.29736 mm y 0.3304 como deformación mínima (Figura 71).



**Figura 71.** Deformación de la columna.

El factor de seguridad obtenido fue de 0.8 en unas pequeñas esquinas de la columna y de 15 en un extremo de la columna que se observa en color azul (Figura 72)



**Figura 72.** Factor de seguridad.

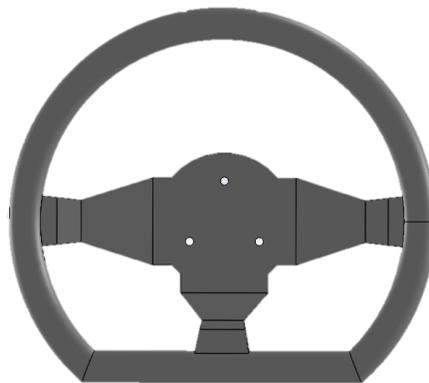
## 6.2 Componentes de la dirección

Los componentes del sistema de dirección son esenciales para el funcionamiento adecuado del vehículo, ya que tienen un impacto directo en su seguridad, estabilidad y desempeño general. Aseguran un rendimiento constante y mejoran la experiencia de conducción del piloto. Su diseño adecuado es clave.

- Volante

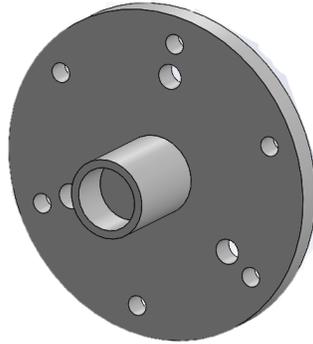
Se decidió implementar un volante semi circular en lugar del volante en forma de mariposa utilizado en el modelo 2023, ya que el diseño anterior resultaba incómodo para maniobrar, especialmente en las curvas.

El volante semi circular (Figura 73) ofrece un mejor agarre y control, facilitando giros más precisos y cómodos para el piloto, lo que mejora significativamente la experiencia de conducción y la maniobrabilidad del vehículo. El cual cuenta con 270 mm de diámetro.

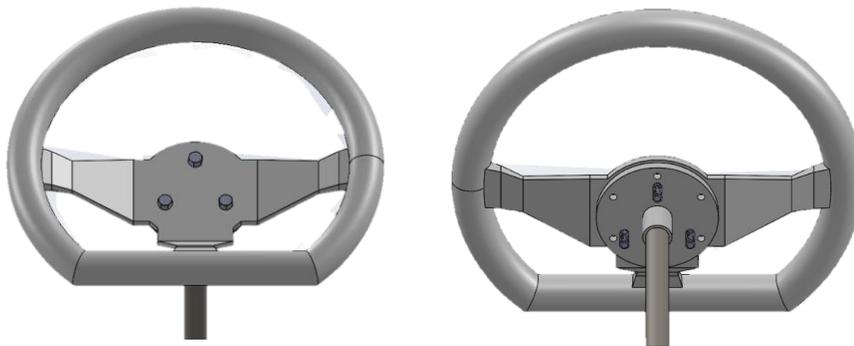


**Figura 73.** CAD del volante del sistema de dirección.

Para el ensamblaje del volante a la columna de dirección, se empleó una placa de adaptación del modelo 2023, la cual contaba con seis orificios para fijar el volante anterior. Sin embargo, dado que el volante para el año 2024 solo dispone de tres orificios de fijación, se realizaron las modificaciones necesarias, adaptando la placa mediante la adición de tres orificios nuevos (Figura 74).



**Figura 74.** CAD de la placa de adaptación.



**Figura 75.** Ensamble de la placa de adaptación con el volante semicircular.

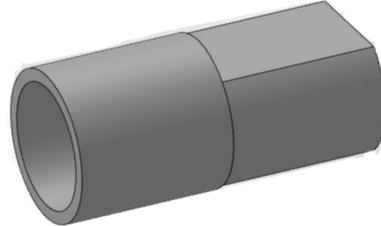
Gracias a los criterios obtenidos a partir del análisis de fallo por fatiga de Goodman, se logró reducir el diámetro de la columna de dirección de 3/4" a 5/8" (Figura 76), lo que permitió disminuir el peso sin comprometer la integridad del sistema frente a las fuerzas que actúan sobre él. La columna de dirección está fabricada en acero 1018, seleccionado por su buena resistencia mecánica, ductilidad y excelente soldabilidad.

En comparación con el modelo 2023, el nuevo diseño cuenta únicamente con un adaptador que conecta la junta de la cremallera-piñón con la columna de dirección, la cual se une directamente a la placa de adaptación del volante, eliminando la necesidad de una junta adicional.

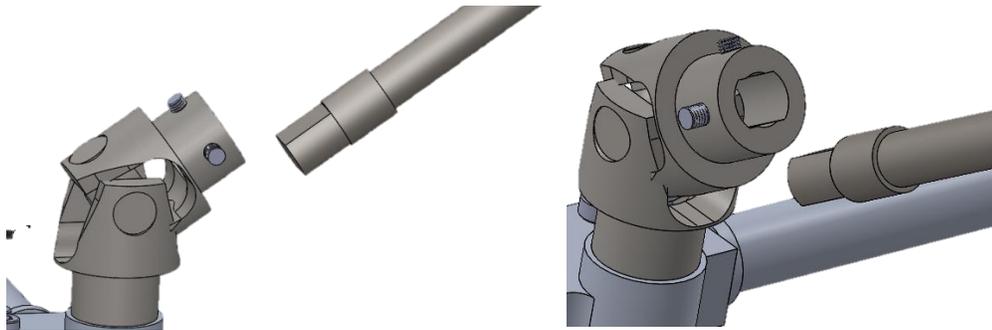


**Figura 76.** CAD de la columna de dirección.

El adaptador soldado al final de la columna de dirección (Figura 77), utilizado para su conexión con la junta, fue necesario debido a que dicha junta presenta una forma rectangular. Esta adaptación garantiza una unión adecuada y segura entre los componentes.



**Figura 77.** CAD del adaptador de junta-columna.

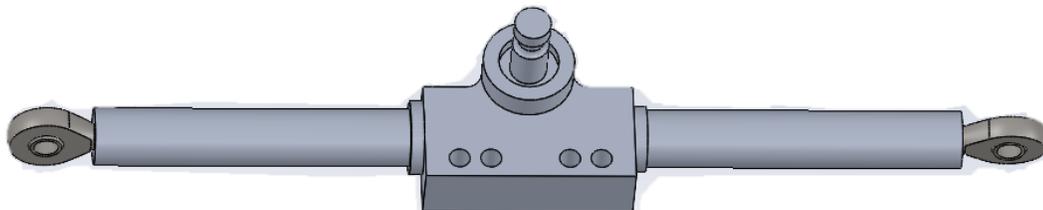


**Figura 78.** CAD de la junta con el adaptador de la columna.

- Cremallera-piñón

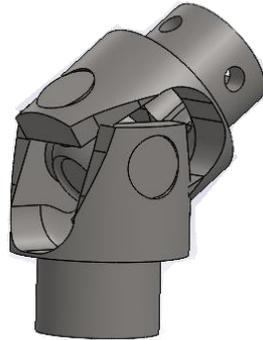
El sistema de dirección de cremallera y piñón es un componente esencial para garantizar la maniobrabilidad y precisión de un vehículo. Para su diseño, es fundamental considerar factores clave como la relación de los ángulos de giro y las dimensiones del vehículo, los cuales impactan directamente en la cantidad de giro de las ruedas en respuesta al movimiento del volante.

Este año se seleccionó una cremallera de mayor calidad (Figura 79). Se optó por un modelo tipo buggy, que incorpora un piñón de 13 dientes y una cremallera de 31 dientes, hecho de aluminio, buscando optimizar la respuesta y eficiencia.



**Figura 79.** CAD del mecanismo de dirección cremallera-piñón.

Para conectar la cremallera a la columna de dirección, se utilizó una junta universal (Figura 80), que permite una transmisión eficiente de movimiento entre ambos componentes.



**Figura 80.** CAD de la junta universal.

- Bieletas de dirección

Las bieletas (figura 81) fueron diseñadas tomando como referencia la distancia desde cada extremo de la cremallera, previamente posicionada en la ubicación seleccionada, hasta los portabaleros. Para su fabricación, se utilizó acero 8620 con un diámetro de 3/4", seleccionado por sus propiedades mecánicas que incluyen alta resistencia.

En comparación con el modelo 2023, las bieletas incrementaron su longitud en aproximadamente 100 mm, lo que permitió mejorar la conexión y adaptación del sistema de dirección.



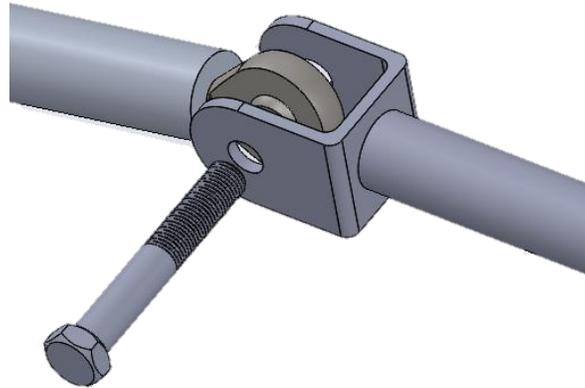
**Figura 81.** CAD de la bieleta de dirección.

Para conectar ambas bieletas a los portabaleros, se utilizó una rótula de 3/8" en cada una. Esta elección se realizó con el objetivo de proporcionar la articulación necesaria para garantizar el movimiento requerido durante el giro del vehículo (Figura 82).



**Figura 82.** CAD de la bieleta de dirección con rotula.

Para conectar ambas bieletas al mecanismo de cremallera-piñón, se fabricó una junta en forma de "U", la cual se acopla a la rótula de 3/8" integrada en la cremallera (Figura 83). Esta solución garantiza una unión confiable, permitiendo una transmisión eficiente del movimiento entre la cremallera-piñón y las bieletas.

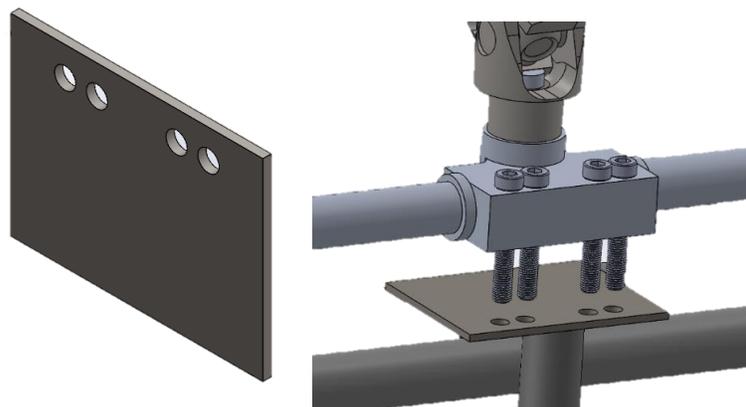


**Figura 83.** CAD la bieleta conectada a la cremallera-piñón mediante junta y rotula.

- Soportes

Para asegurar el sistema de dirección al vehículo, se fabricó una placa de acero con un espesor de 3 mm. A esta placa se le adaptaron los barrenos correspondientes al mecanismo de cremallera-piñón (Figura 84), permitiendo su montaje mediante tornillos. Esta configuración garantiza una fijación sólida y precisa.

Cabe destacar que se eligió este soporte debido a su fácil acceso, lo que facilita las tareas de mantenimiento de los componentes del sistema, ya que permite desmontar la cremallera con facilidad. Además, su peso ligero contribuye con el bajo peso total del sistema en general.



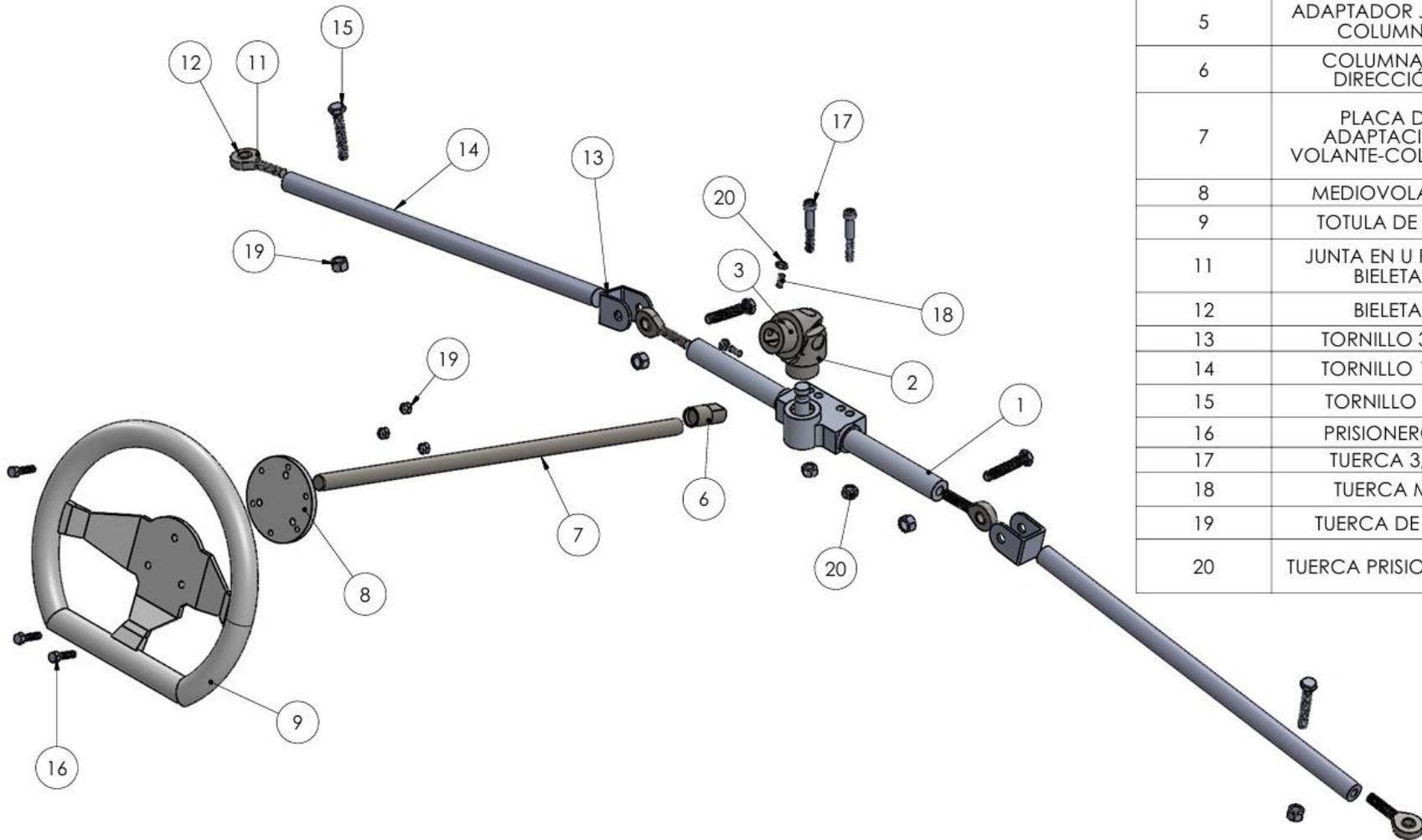
**Figura 84.** CAD soporte de cremallera y ensamble.

## 7. Resultados

### 7.1 Planos



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe Dr. Francisco Beltrán Carbajal	1:4	mm		Fecha: 31/01/2025
UAM	Sistema de dirección			
	Alumnado: Alavez Rosas nelly yessenia Ramírez López Sofía			1/10



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	CREMALLERA	1
2	JUNTA UNIVERSAL	1
5	ADAPTADOR JUNTA-COLUMNA	1
6	COLUMNA DE DIRECCIÓN	1
7	PLACA DE ADAPTACION VOLANTE-COLUMNA	1
8	MEDIOVOLANTE	1
9	TOTULA DE 3/8"	4
11	JUNTA EN U PARA BIELETA	2
12	BIELETA	2
13	TORNILLO 3/8"	4
14	TORNILLO 1/4"	3
15	TORNILLO M8	2
16	PRISIONEROS	3
17	TUERCA 3/8"	4
18	TUERCA M8	2
19	TUERCA DE 1/4"	3
20	TUERCA PRISIONEROS	3

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
 Dr. Iván Gonzalez Uribe  
 Dr. Francisco Beltrán Carbajal

1:4

mm



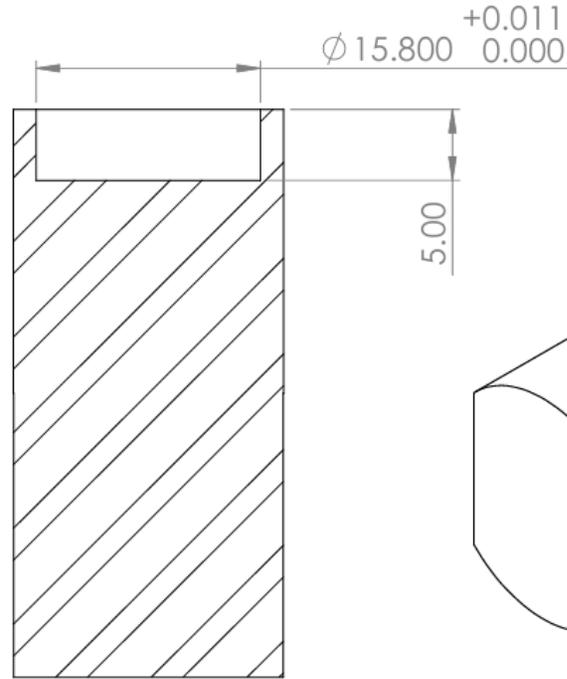
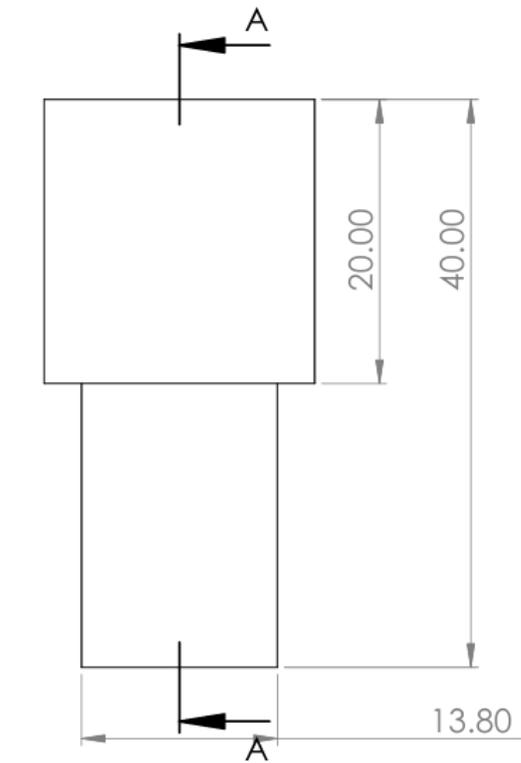
Fecha:  
31/01/2025

UAM

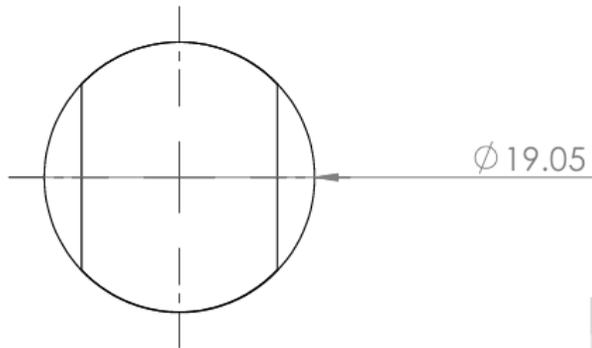
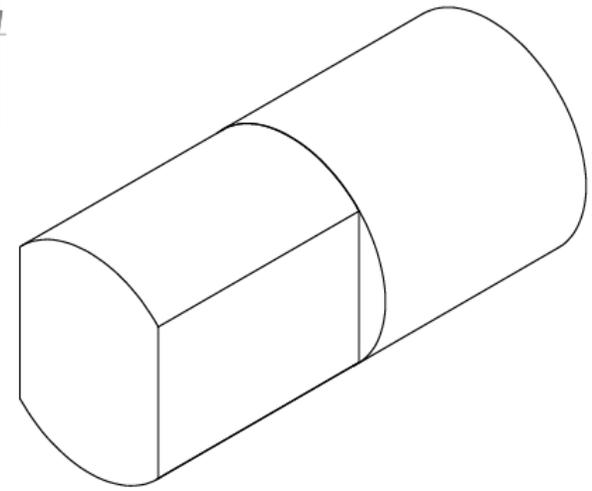
Explosionado del sistema de dirección

Alumnado: Alavez Rosas nelly yessenia  
 Ramírez López Sofía

2/10



SECCIÓN A-A  
ESCALA 2 : 1



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
Dr. Iván Gonzalez Uribe  
Dr. Francisco Beltrán Carbajal

2:1

mm



Fecha:  
31/01/2025

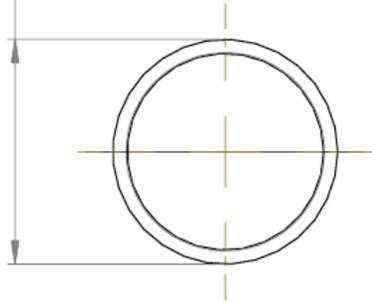
**UAM**

Adaptador junta-columna

Alumnado: Alavez Rosas Nelly Yessenia  
Ramírez López Sofía

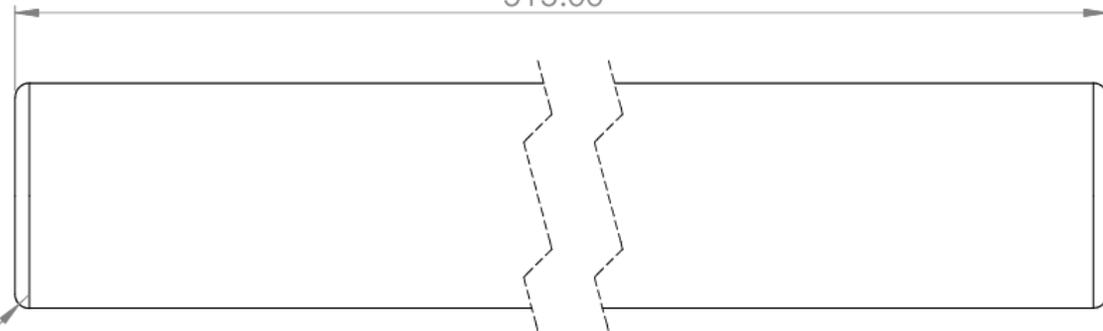
3/10

$\phi 15.87$   
 $+0.09$   
 $+0.01$



$2 \times R1.00$

515.00



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
Dr. Iván Gonzalez Uribe  
Dr. Francisco Beltrán Carbajal

2:1

mm



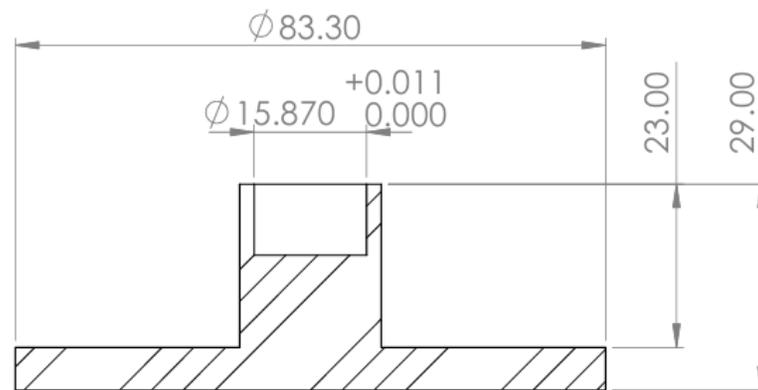
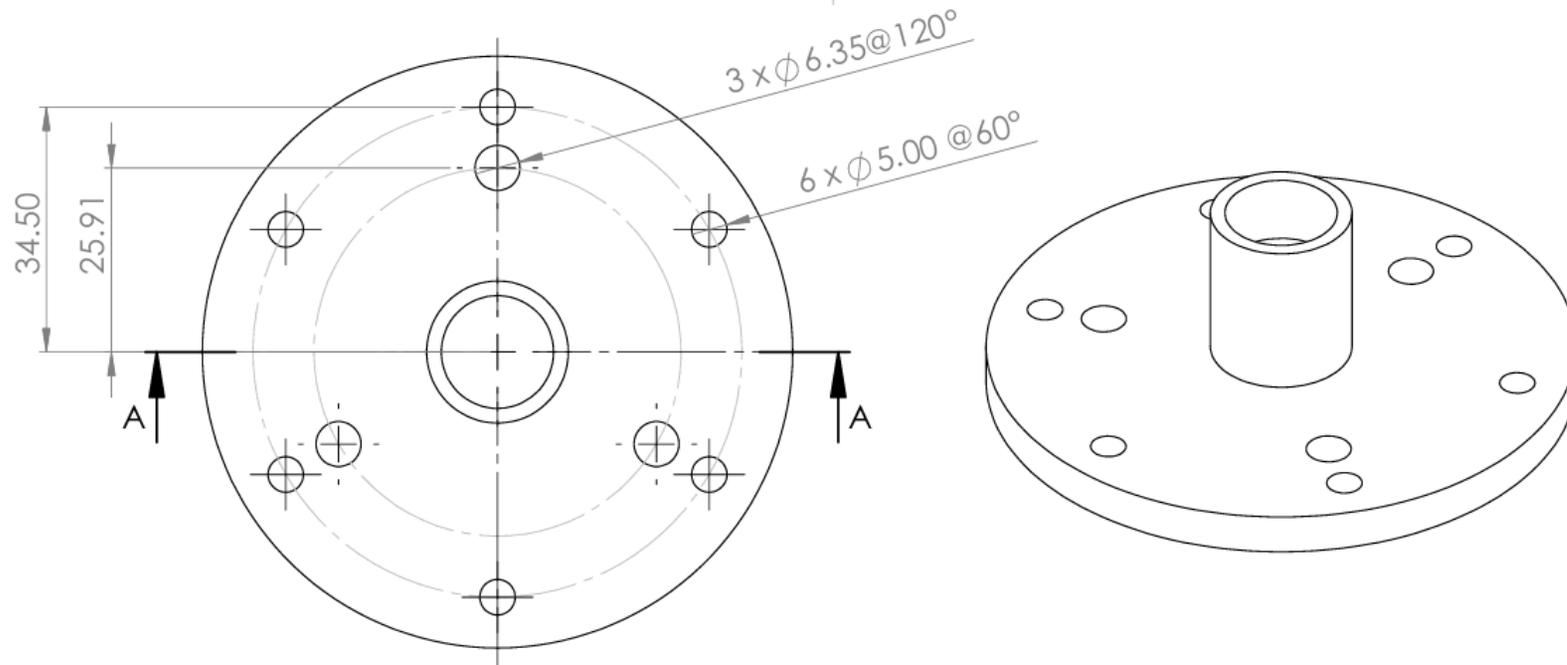
Fecha:  
31/01/2025

UAM

Columna de dirección

Alumnado: Alavez Rosas Nelly Yessenia  
Ramírez López Sofía

4/10



SECCIÓN A-A

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
 Dr. Iván Gonzalez Uribe  
 Dr. Francisco Beltrán Carbajal

1:1

mm



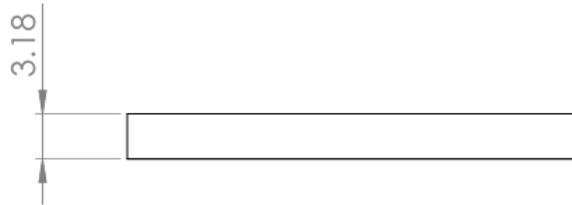
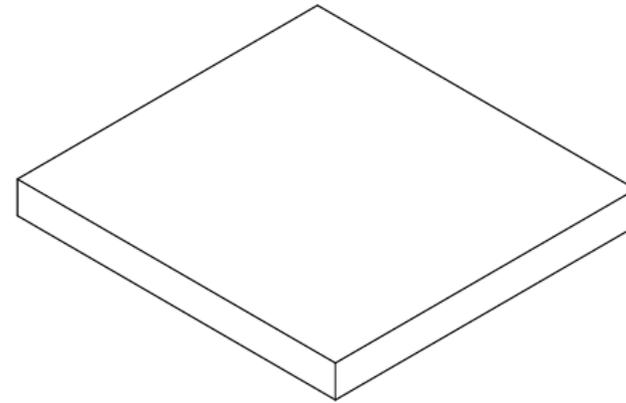
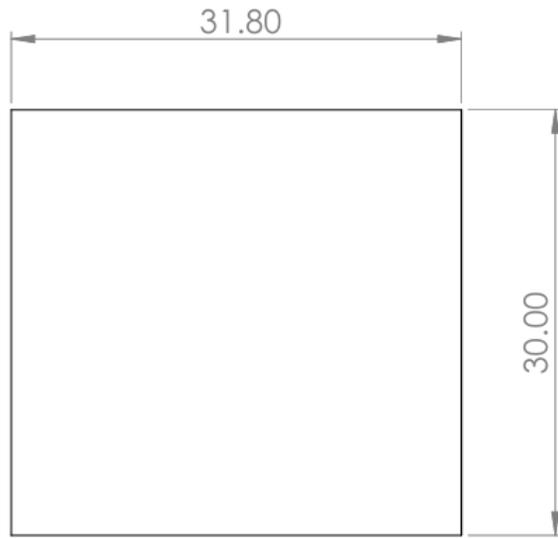
Fecha:  
31/01/2025

**UAM**

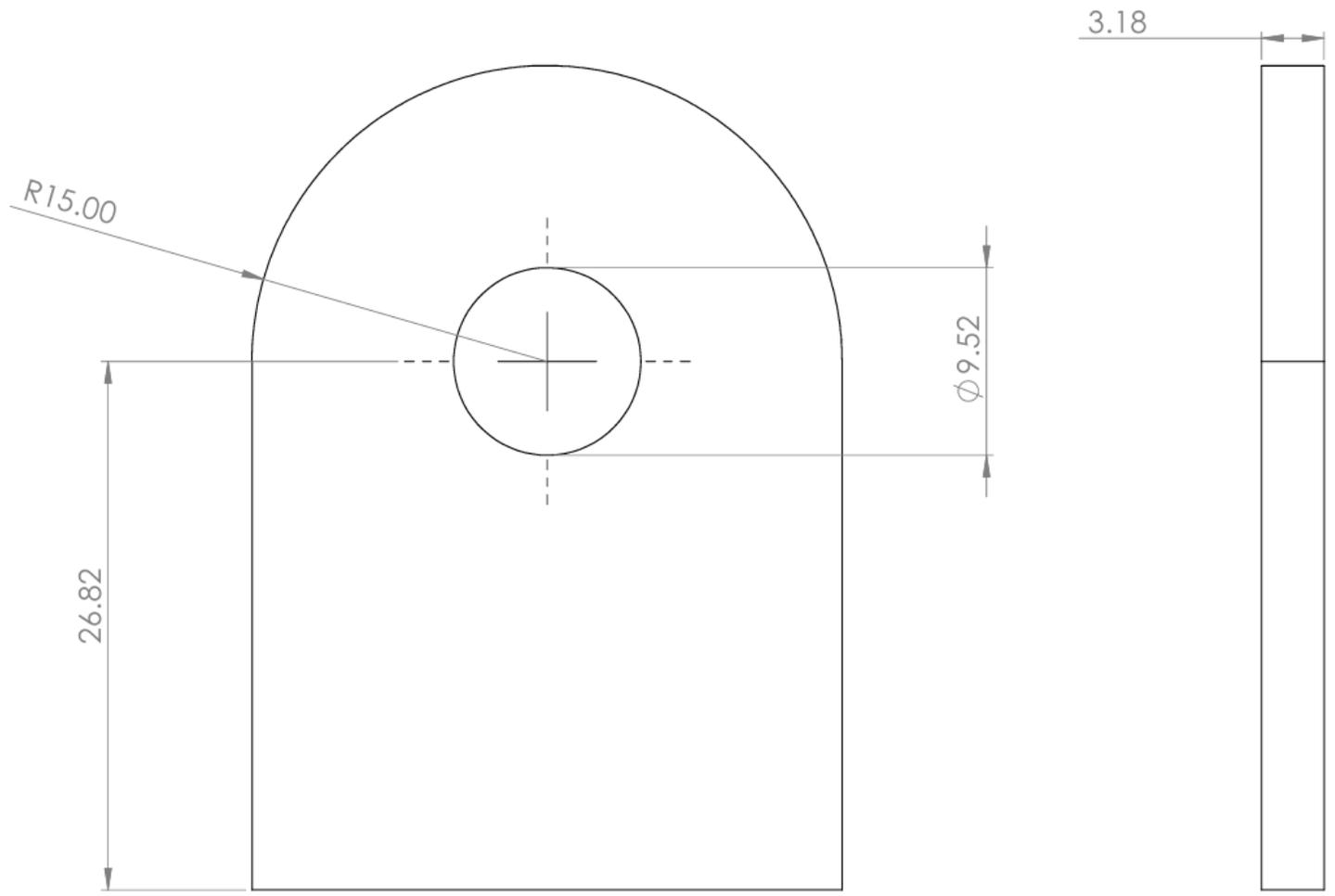
Placa de adaptación de volante

Alumnado: Alavez Rosas nelly yessenia  
 Ramírez López Sofía

5/10



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván Gonzalez Uribe Dr. Francisco Beltrán Carbajal	2:1	mm		Fecha: 31/01/2025
<h1 style="text-align: center;">UAM</h1>	Base de la junta en U			6/10
	Alumnado: Alavez Rosas Nelly Yessenia Ramírez López Sofía			



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
 Dr. Iván Gonzalez Uribe  
 Dr. Francisco Beltrán Carbajal

3:1

mm



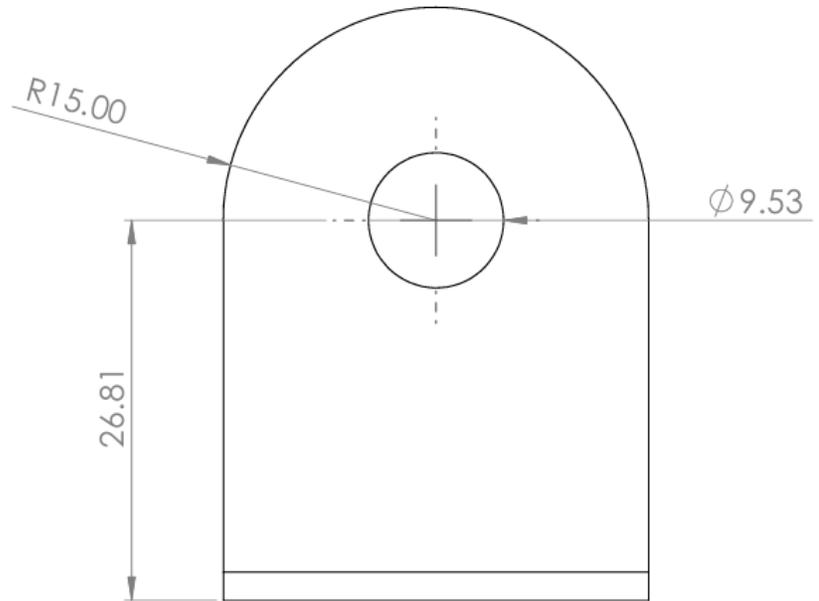
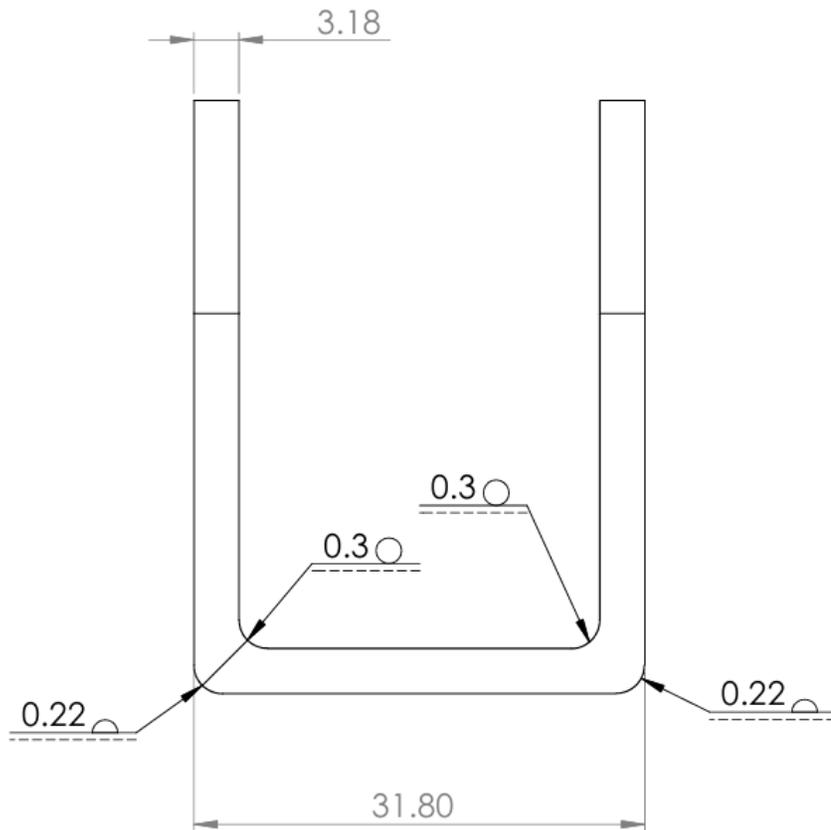
Fecha: 31/01/2025

**UAM**

Orejas de la junta en U

Alumnado: Alavez Rosas nelly yessenia  
 Ramírez López Sofía

7/10



\* Esta figura es el resultado de los planos  
6 y 7

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
Dr. Iván Gonzalez Uribe  
Dr. Francisco Beltrán Carbajal

2:1

mm



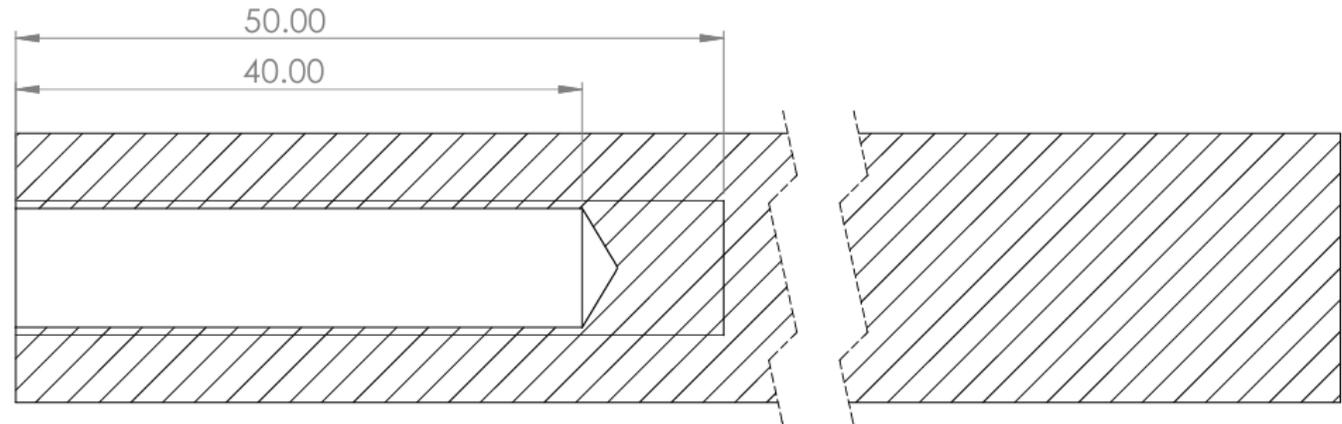
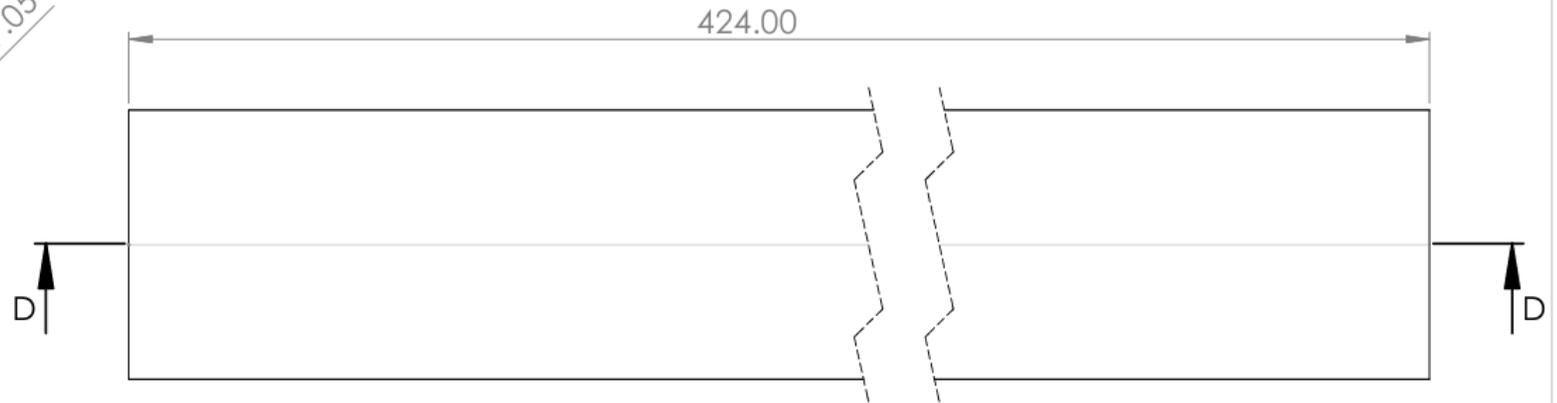
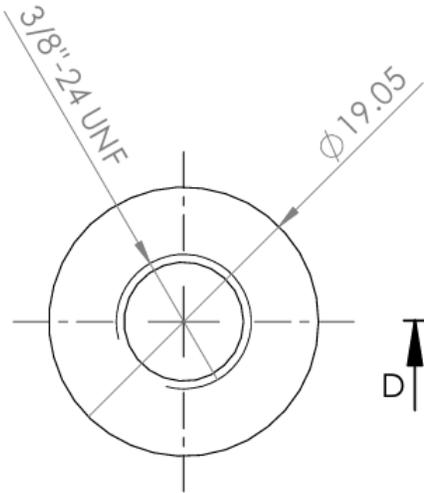
Fecha:  
31/01/2025

**UAM**

Junta en U para bieleta

Alumnado: Alavez Rosas nelly yessenia  
Ramírez López Sofía

8/10



SECCIÓN D-D  
ESCALA 2 : 1

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
Dr. Iván Gonzalez Uribe  
Dr. Francisco Beltrán Carbajal

2:1

mm



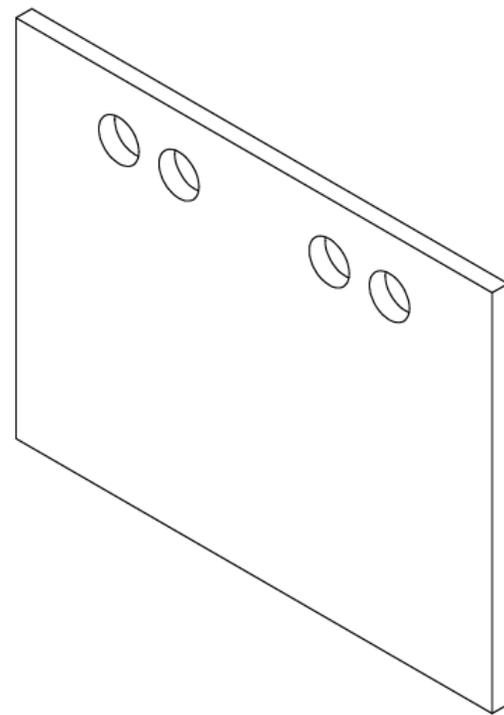
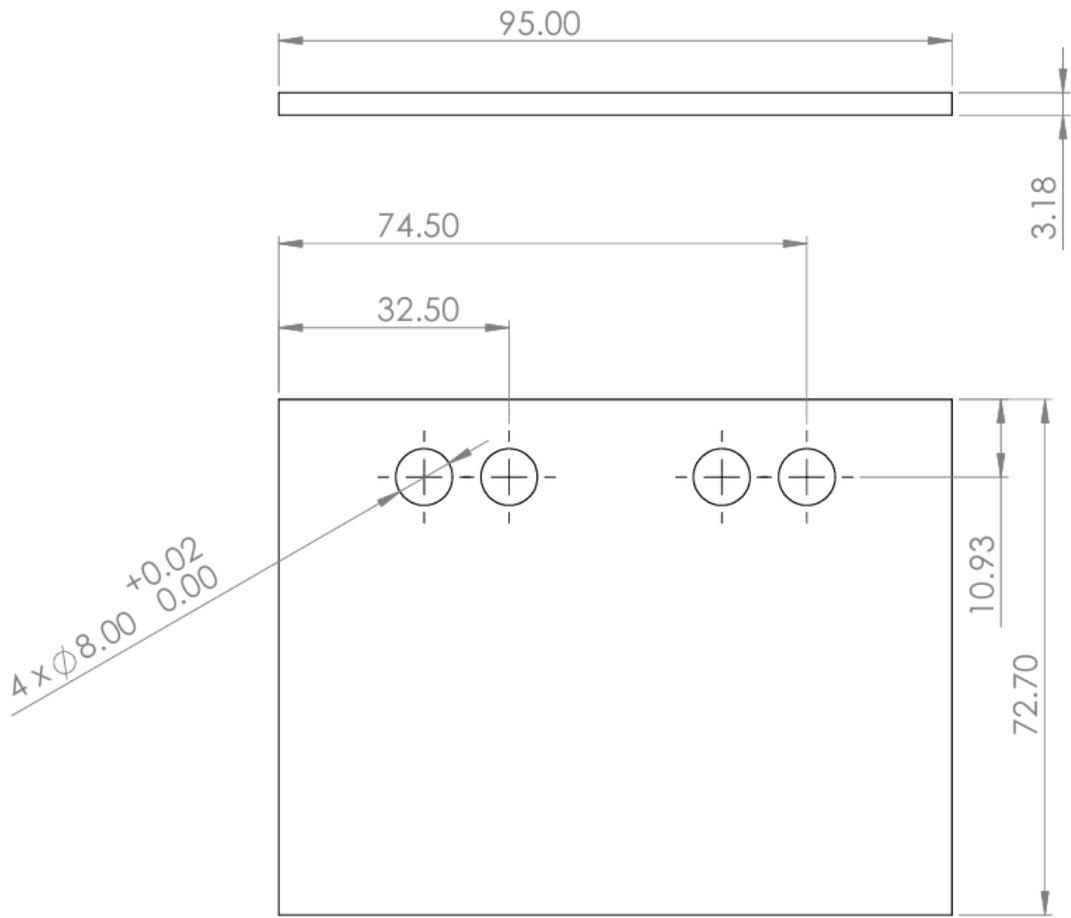
Fecha: 31/01/2025

UAM

Bieleta

Alumnado: Alavez Rosas Nelly Yessenia  
Ramírez López Sofía

9/10



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno  
 Dr. Iván Gonzalez Uribe  
 Dr. Francisco Beltrán Carbajal

1:1

mm



Fecha: 31/01/2025

UAM

Placa del soporte de cremallera

Alumnado: Alavez Rosas nelly yessenia  
 Ramirez López Sofia

10/10

## 7.2 Construcción del sistema de dirección

Para el sistema de dirección, se adquirieron componentes comerciales, destacando principalmente la cremallera y el volante.

Este año, **no** se optó por utilizar una cremallera diseñada para go-karts, debido a que, según los reportes del año anterior, dicho componente no es adecuado para los terrenos difíciles a los que se somete el vehículo. En su lugar, se seleccionó una cremallera fabricada en aluminio resistente, diseñada específicamente para vehículos tipo buggy como se muestra en la figura 85, garantizando así un mejor desempeño y durabilidad en condiciones exigentes.



**Figura 85.** Mecanismo cremallera-piñón.

Este año se incorporó un volante semicircular diseñado para go-karts (Figura 86). Esta elección se realizó considerando su ergonomía y facilidad de manejo.



**Figura 86.** Volante.

El volante cuenta con tres orificios, mientras que la placa de adaptación reutilizada del modelo anterior tenía seis orificios. Por lo tanto, fue necesario adecuar tres nuevos orificios para su correcta instalación. Para ello, se utilizaron las herramientas apropiadas, y, con ayuda del taladro radial (Figura 87), se realizaron los barrenos correspondientes de 1/4".



**Figura 87.** Proceso de barreno en la placa adaptación utilizando un taladro radial.



**Figura 88.** Tornillos instalados para verificar la correcta alineación y ubicación.

El material con el que está fabricado el volante presenta una superficie algo resbaladiza, lo cual fue percibido al tacto. Ante esta situación, se decidió implementar una solución práctica, optando por colocar cintas antiderrapantes (Figura 89), similares a las utilizadas en las raquetas de tenis (Figura 90), con el fin de mejorar el agarre y la seguridad.



**Figura 89.** Cinta antiderrapante colocada en el volante.



**Figura 90.** Cinta de raqueta utilizada. [51].

Para la columna de dirección, se realizó un adaptador de 3/8" de diámetro diseñado para conectarse a la junta universal. Este adaptador fue fabricado utilizando una fresadora con un cortador vertical de 1 pulgada (Figura 91), quitando los lados izquierdo y derecho para dejar caras planas de 20 mm de longitud y del lado contrario se realizó un barreno con una broca de 5/8" de aproximadamente 5 mm de profundidad.



**Figura 91.** Fresadora llevando a cabo el corte vertical en el adaptador de la columna.

Posteriormente, el adaptador fue soldado en uno de los extremos de la columna de dirección, la cual tiene una longitud de 515 mm. Para eliminar el exceso de soldadura, se llevó a cabo un proceso de careado, con el objetivo de lograr un acabado más limpio y estéticamente adecuado (Figura 92).

En el otro extremo de la columna de dirección, se soldó un segmento de tubo remanente de la placa de adaptación del volante (Figura 93). Este procedimiento se realizó una vez que el soporte correspondiente de la columna estuvo correctamente fijado a la jaula del vehículo.



**Figura 92.** Adaptador inferior de la columna.



**Figura 93.** Columna soldada al segmento remanente de la placa de adaptación del volante.

Para las bieletas de dirección, se utilizaron dos barras de acero 8620 con una longitud de 424 mm cada una. En ambos casos, se realizó un barrenado en uno de los extremos con una profundidad de 50 mm y un diámetro de 11/32" con ayuda del torno (Figura 94). Posteriormente, se llevó a cabo el roscado interno (machueado) con una cuerda de 24 hilos por pulgada (cuerda fina) como se aprecia en la figura 95, permitiendo así la instalación de las rótulas de 3/8" (Figura 96) para poder ser conectadas al portabaleros.



**Figura 94.** *Proceso de barrenado.*



**Figura 95.** *Proceso de machueleadao.*

En el extremo opuesto de cada barra, se fabricaron juntas en forma de "U" utilizando solera de 1/4" de espesor. Estas juntas fueron cortadas a las dimensiones requeridas, se les realizaron barrenos de 3/8" y se ensamblaron mediante soldadura para darles la forma en "U". Finalmente, estas juntas fueron soldadas al otro extremo de ambas bieletas (Figura 97), permitiendo su conexión con el mecanismo de cremallera-piñón.

Este procedimiento se llevó a cabo para las dos barras de manera uniforme.



**Figura 96.** Rotula de 3/8" a un extremo de la bieleta.



**Figura 97.** Figura 96. Rotula de 3/8" a un extremo de la bieleta.



**Figura 98.** Resultado final de la bieleta.

Para garantizar un adecuado funcionamiento y minimizar la fricción entre la junta en U y las rótulas de la cremallera, se diseñaron y fabricaron anillos de Nylamid con ayuda del torno. Estos anillos fueron colocados estratégicamente en el espacio sobrante entre la junta y las rótulas, que correspondía a una distancia aproximada de 3.5 mm.

Finalmente, para el soporte de la cremallera, se realizaron los barrenos correspondientes en una placa de acero de 3 mm de espesor utilizando un taladro radial. Estos barrenos fueron realizados con precisión para asegurar que coincidieran perfectamente con los de la cremallera-piñón (Figura 99).



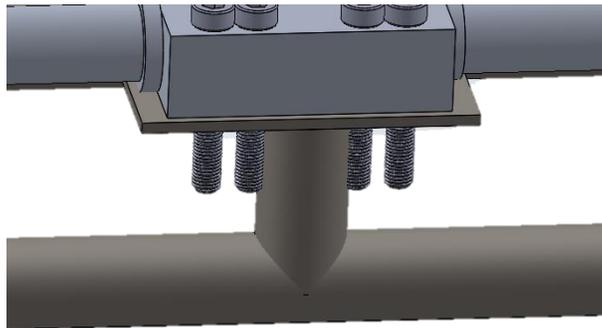
**Figura 99.** Placa para soporte de la cremallera.

### 7.1 Soportes de jaula para el sistema de dirección

Los soportes necesarios para garantizar la correcta sujeción del sistema, particularmente de la columna de dirección y la cremallera, requieren estar soldados a la jaula.

Estos soportes fueron diseñados y fabricados por el equipo encargado de la sección de dirección, asegurando su funcionalidad, su adecuada integración a la jaula y que no interfirieran con otros componentes del vehículo.

- Soporte de cremallera

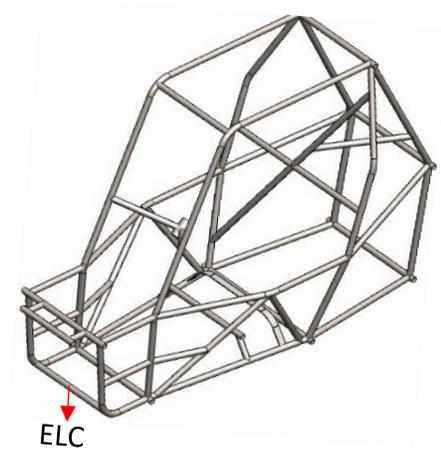


**Figura 100.** CAD del tubo de soporte de la cremallera al ELC integrado en la jaula.

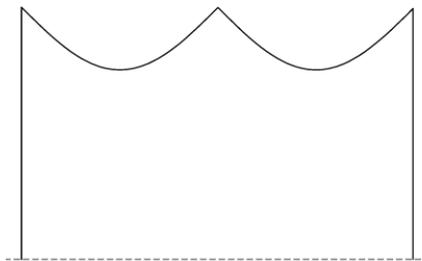
Debajo de la placa previamente mostrada (Figura 100) se encuentra un tubo soldado al ELC (Figura 101) el cual es tubo secundario del año 2023 de 1" de diámetro, cuya longitud se determinó en 55 mm con base en los cálculos realizados.

En uno de sus extremos, se realizó un corte tipo "boca de pescado" con un ángulo de 90°, dado que el tubo se encuentra orientado de manera perpendicular al ELC.

La boca de pescado fue fabricada utilizando una fresadora y un cortador vertical de 1", empleando una plantilla diseñada previamente en SolidWorks (Figura 102) para garantizar la precisión y el ajuste adecuado del corte.



**Figura 101.** Tubo ELC ubicado en la jaula.



**Figura 102.** Plantilla boca de pescado a 90°.

En el otro extremo del tubo no se realizaron modificaciones, simplemente se ubicó en la posición correcta sobre la placa para ser soldado, asegurando su alineación.

- Soportes para la columna de dirección

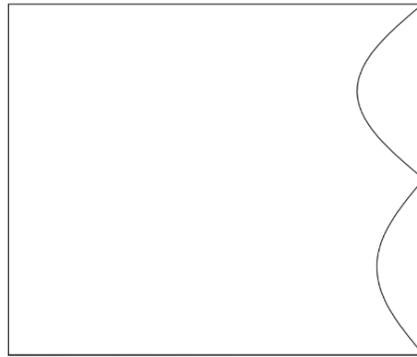
Para este año, se reubicaron los soportes de la columna de dirección (Figura 103), adoptando una configuración más práctica en comparación con el modelo 2023 ya que como se mencionó anteriormente en esta versión, no se implementó una junta universal para conectar el volante; en su lugar, se utilizó una barra continua que va desde la junta universal de la cremallera hasta el volante.



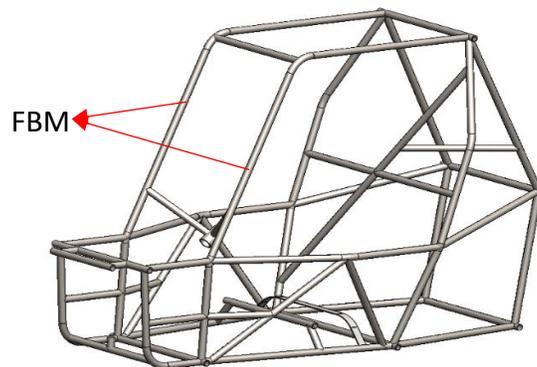
**Figura 103.** CAD del soporte del volante.

Al igual que el soporte anterior, se utilizó un tubo secundario del modelo anterior con un diámetro de 1" y una longitud de 293 mm. A este soporte se le realizaron cortes tipo "boca de pescado" con un ángulo de 10° en ambos extremos, empleando las plantillas previamente diseñadas en SolidWorks (Figura 104).

Para el extremo que se conecta a los tubos FBM (Figura 105) se utilizó la fresadora y un cortador vertical de 1", junto con una plantilla diseñada específicamente para garantizar la precisión del corte.



**Figura 104.** Plantilla de boca de pescado 10°.



**Figura 105.** Tubos FBM ubicados en la jaula.

Para el otro extremo, se empleó una plantilla diferente (Figura 106), ya que el tubo al que se fija tiene un diámetro distinto y un ángulo de conexión diferente.



**Figura 106.** Plantilla de boca de pescado.

Para el tubo que conecta las terminaciones de ambos soportes y abraza la columna de dirección, se utilizó una barra de 1 1/2". Esto se debió a la imposibilidad de conseguir un tubo con las especificaciones requeridas. La barra fue cortada inicialmente a una longitud de 100 mm y posteriormente barrenada en el torno, utilizando una serie de brocas de distintos diámetros (Figura 107). La broca más grande empleada fue de 1", con el objetivo de retirar la mayor cantidad de material posible.



**Figura 107.** Brocas utilizadas para retirar la mayor cantidad de material de la barra durante el proceso de torneado.



**Figura 108.** Barrenado de 1 1/16".

El tubo debía contar con un radio interior mínimo de 34.926 mm para permitir la instalación de dos rodamientos en cada uno de sus extremos. Este radio fue diseñado con una tolerancia de una micra mayor al diámetro exterior de los rodamientos, ya que estos serían colocados a presión mediante el uso de una prensa.

Los rodamientos, de tipo R10 (Figura 109), fueron seleccionados para garantizar un giro suave y preciso de la columna de dirección.



**Figura 109.** Rodamientos R10 [52].

Para alcanzar el diámetro interior requerido, se utilizó una barra de interiores, la cual fue montada en el torno para rebajar el material restante. Una vez logrado el diámetro adecuado, los rodamientos fueron instalados, uno en cada extremo del tubo, con la ayuda de una prensa, asegurando su correcta colocación.

## 7.2 Ensamble a la jaula

Una vez que se contó con todos los componentes del sistema de dirección, se procedió a realizar el ensamblaje en la jaula, asegurando la correcta integración de cada elemento, donde primero se soldó el tubo a la placa que pertenecen al soporte de la cremallera y se montó la parte inferior del sistema (Figura 110).



**Figura 110.** Cremallera montada con su soporte y bieletas conectadas a los portabaleros.

Para los soportes de la columna de dirección, se colocaron la junta y la columna con el volante, los cuales fueron sostenidos temporalmente con una cuerda para determinar la ubicación precisa del volante y el ángulo al que estaría la columna.

Este procedimiento se realizó con el fin de garantizar que la posición establecida en el modelo CAD fuera válida y aprobada por los pilotos, quienes se montaron en el vehículo y "probaron" la ubicación para asegurar su comodidad y funcionalidad en la conducción.

Una vez establecida la ubicación del volante y la columna de dirección, se procedió a soldar los soportes a los tubos FBM en la jaula y, posteriormente, al tubo que contiene los rodamientos (Figura 111). Cabe destacar que las bocas de pescado requirieron una adaptación manual mediante el uso de esmeril, dado que no embonaban de manera adecuada. Para asegurar una correcta colocación, fue necesario ampliarlas ligeramente.



**Figura 111.** Soportes de la columna de dirección soldados a la jaula.

Según una regla establecida en el reglamento de la competencia, todas las juntas y ejes giratorios deben estar cubiertos. En cumplimiento con esta normativa, se colocaron cubrepolvos de plástico en la columna de dirección (Figura 112).



**Figura 112.** Cubrepolvos de plástico.



**Figura 113.** Cubrepolvos de plástico montados en la columna de dirección.

El montaje completo del sistema de dirección se puede observar en la figura 113.



**Figura 114.** Ensamble completo del sistema de dirección.

Finalmente se ensamblaron todos los componentes como se aprecia en la figura 115.



*Figura 115. Sistemas completos, ensamblados.*

## **8. Análisis y discusión de resultados**

### **8.1 Pruebas estáticas del sistema de dirección**

#### **8.1.1 Exposición de diseño en la competencia BAJA SEA 2024**

Para la competencia Baja SAE, se realiza una exposición de diseño en la cual se presenta, de manera concisa y estructurada, todo el trabajo realizado en el diseño del vehículo. La presentación tiene una duración aproximada de 10 minutos y se apoya en carteles visuales que contienen imágenes de las simulaciones, cálculos y otros elementos clave del proceso de diseño.

En este espacio, se busca exponer de forma resumida los principales aspectos del proyecto, destacando las decisiones más relevantes, los retos enfrentados, las soluciones implementadas y los resultados obtenidos, con el fin de demostrar el enfoque técnico y la calidad del trabajo realizado.

Durante esta prueba un grupo de 5 jueces evalúan la exposición así como la habilidad de responder las diversas preguntas que realizan sobre los criterios y decisiones que se tomaron para el diseño.

Pasando con éxito esta prueba y obteniendo la primera estampa como se indica en la figura 116.



**Figura 116.** exposición y obtención de la estampa que certifica el éxito en la prueba.

Por otro lado, el sistema fue inicialmente probado de manera estática para observar su comportamiento al girar el volante, con el fin de asegurarnos de que todos los componentes funcionaran correctamente y de manera coordinada.

Esta prueba permitió verificar la efectividad del diseño y detectar cualquier ajuste necesario antes de proceder con pruebas dinámicas.

En un primer análisis, se constató que el soporte no presentaba la estabilidad necesaria al girar las llantas, debido a que no se tomaron en cuenta las fuerzas laterales que actúan sobre él. Al contar únicamente con un tubo central, el soporte no ofrecía la rigidez suficiente, lo que provocaba torsiones y provocaban en el un tipo de torque. Por lo tanto, fue necesario modificar el diseño para asegurar una mayor estabilidad y evitar posibles fallos en el sistema.

### **8.1.2 Construcción de un nuevo soporte**

El soporte fue reemplazado por uno fabricado con tubo PTR, el cual cuenta con dos segmentos laterales de 55 mm de longitud y uno en la parte superior de 150 mm de longitud. A los segmentos laterales se les realizó un corte vertical en la parte inferior utilizando una fresadora (Figura 117) y un cortador de 1" para obtener un corte perpendicular al tubo (Figura 118), lo que permitió un embonaje correcto. En el otro extremo de los segmentos laterales, se efectuó un corte diagonal para que encajaran adecuadamente con el segmento superior.



**Figura 117.** Corte vertical con fresadora del PTR.



**Figura 118.** Corte realizado para embonaje correcto en el tubo ELC de la jaula.

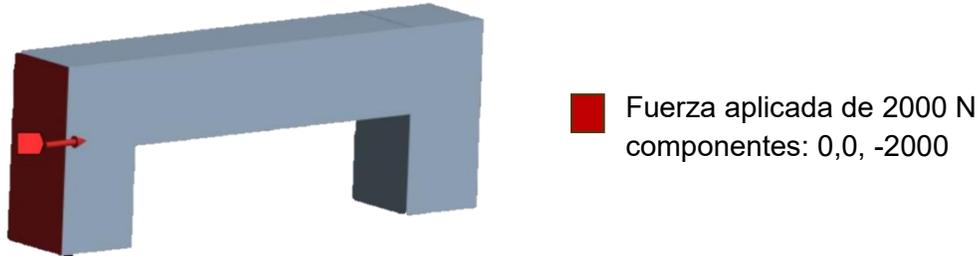
Posteriormente, se barrenó el segmento más largo, asegurando que coincidiera con los barrenos de la cremallera para garantizar una adecuada concentricidad. Una vez alineados, este segmento fue soldado a los segmentos laterales más pequeños, completando así la estructura del soporte. Finalmente, se procedió a instalar el soporte ensamblado en la jaula (Figura 119).

### **8.1.2.1 Simulación**

Las cargas laterales en el soporte de la cremallera se estiman considerando el torque del volante, su diámetro y la relación piñón-cremallera, obteniendo una fuerza de 1150 N. Para impactos y

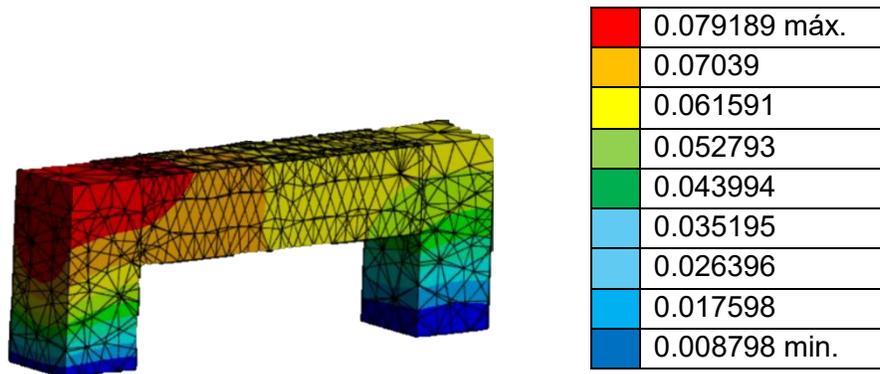
vibraciones en terreno irregular, se optó por simular con 1200 a 2000 N para garantizar resistencia y confiabilidad.

Una vez estableciendo los puntos de sujeción se aplicó la fuerza lateral de 2000 N (Figura 119)



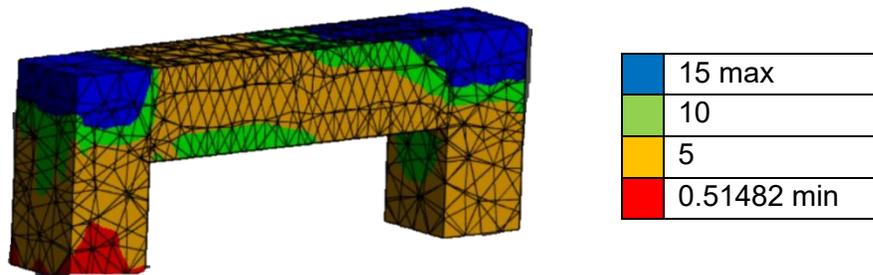
**Figura 119.** Fuerza lateral aplicada.

Los resultados obtenidos para la deformación máxima fueron de 0.079189 mm y 0.008798 mm como deformación mínima (Figura 120).



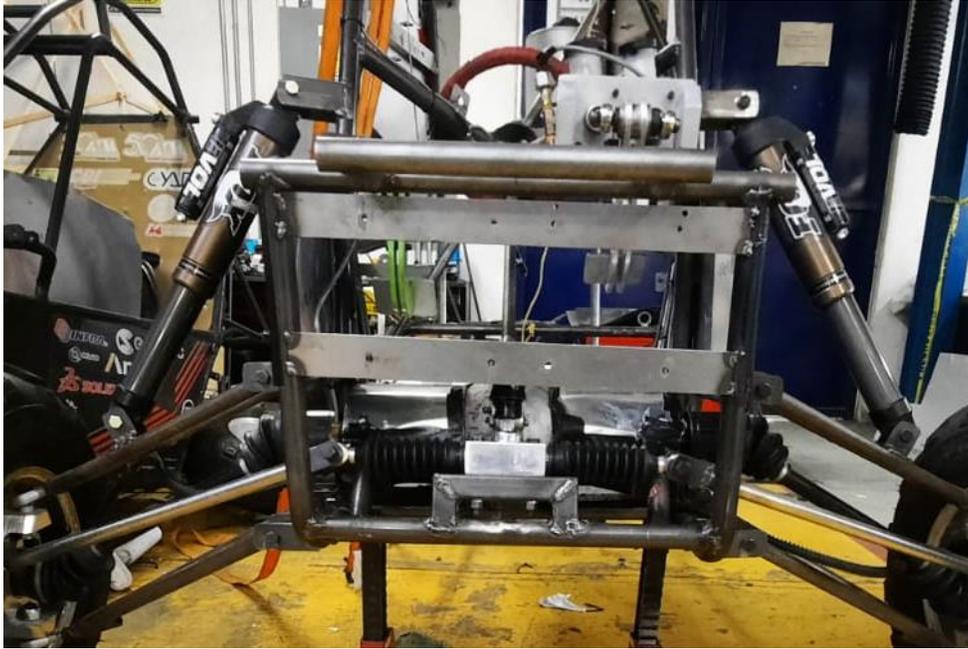
**Figura 120.** Deformación del soporte

El factor de seguridad obtenido fue 15 en las zonas azules, distribuida en la punta superior izquierda y de 0.51482 en los extremos inferiores del soporte (Figura 121).



**Figura 121.** Factor de seguridad

Tras realizar una nueva prueba y las simulaciones, se confirmó que el nuevo soporte ofrece una mayor estabilidad al girar el volante. Además, se verificó que no se genera ningún torque que provoque deformaciones o torsiones, como sucedía con el diseño anterior.



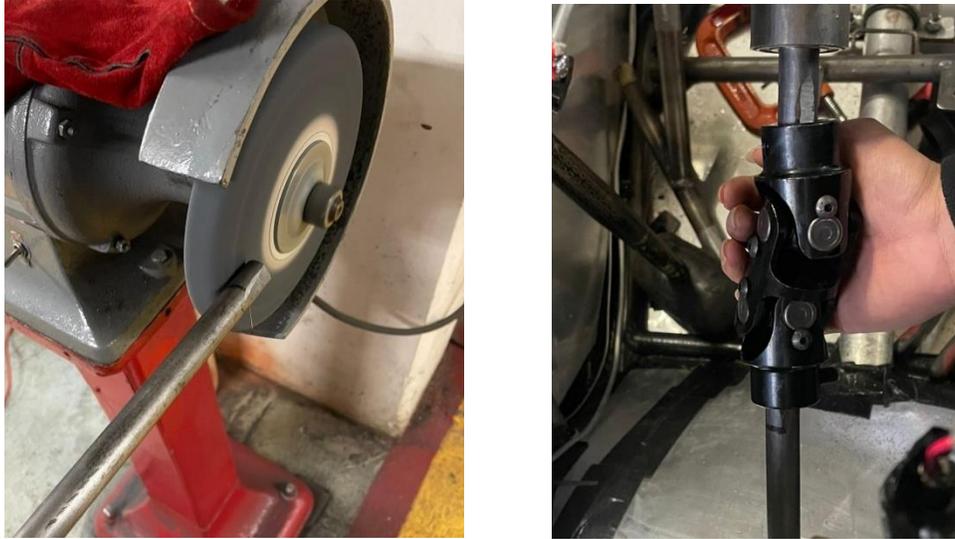
**Figura 122.** Ensamble completo con el nuevo soporte.

### **8.1.3 Ajuste de columna de dirección**

Debido al cambio de soporte, se generó una ligera diferencia entre la junta y la columna de dirección, lo cual dificultó su ensamblaje. Por esta razón, fue necesario realizar una modificación en la columna de dirección.

La columna de dirección fue cortada por la mitad, considerando la longitud de la junta universal doble que se agregó, con el propósito de que esta permitiera un ajuste más preciso, reduciendo el juego y asegurando una mayor tensión al ensamblaje, dada la movilidad inherente de la junta universal nueva.

A ambos extremos de la columna de dirección, los cuales se insertaron en la nueva junta, se les realizó un desbaste lateral para generar caras planas que facilitarían el ensamblaje, como se muestra en la figura 120.



**Figura 123.** Desbaste realizado en los extremos de la columna de dirección para su unión con la nueva junta universal doble.

En el análisis estático realizado, también se evaluó el giro de las llantas del vehículo para garantizar que no existiera interferencia con ningún componente estructural o mecánico que pudiera limitar o impedir el giro deseado, logrando con éxito un ángulo de giro interior de  $75.7^\circ$  y un ángulo de giro exterior de  $25^\circ$ , equivalente a un radio de giro teórico de 1.6 m. En la tabla 10 se muestra la comparación de los ángulos teóricos con los experimentales.

**Tabla 10.** Tabla comparativa de datos teóricos y experimentales

Teórico	Experimental
$\delta_i = 75^\circ$	$\delta_i = 75.7^\circ$
$\delta_o = 37.36^\circ$	$\delta_o = 25^\circ$
$R = 1.2 \text{ m}$	$R = 3 \text{ m}$

## 8.2 Pruebas dinámicas del sistema de dirección

Debido a inconvenientes técnicos relacionados con el motor, así como problemas adicionales en otras secciones del vehículo incluyendo la de dirección, no fue posible realizar las pruebas dinámicas durante la competencia BAJA SAE 2024.

Sin embargo, en la (Figura 121) se muestra la tabla de posiciones de los 22 equipos inscritos a la competencia BAJA SAE MÉXICO 2024. Donde se puede ver que el equipo Escuadrón UAM se posicionó en el lugar 12. Este lugar se debe a la participación del equipo en las pruebas de diseño, costos y ventas. Aunque estos resultados no muestran el desempeño del vehículo,

muestran la capacidad y el potencial del diseño realizado. Y es la evidencia de la participación del equipo en dicha competencia.

BAJA SAE Mexico 2024			Overall	
No.	Team Name	University Name	Position	Score (1270 pts)
1	Ocelot Racing	IPN Upiita	1	1076.8
2	Felinos	Universidad La Salle Bajío	2	910.5
12	Exergía	ITESM Campus Querétaro	3	813.7
3	MadRams	ITESM Campus Guadalajara	4	801.5
4	Mictlán	Univer Milenium	5	708.8
11	Leones Blancos	ESIA Tlanepantla	6	658.6
9	Águilas La Salle	Universidad La Salle México	7	562.3
7	Escudería Halcón	ITNM Toluca	8	451.2
10	Baja SAE UPAEP	UPAEP	9	368.5
5	Xibalba Racing	Universidad Modelo	10	218.7
14	TigreMotors	UANL	11	143.1
6	Escuadrón UAM	UAM Azcapotzalco	12	135.7
22	ITESM MTY	ITESM Campus Monterrey	13	118.9
8	SaraJuana RT	UAEMex	14	86.1
17	XRT	ESIME Culhuacán	16	83.1
20	Venados	UTyP Sierra de Guerrero	15	78.6
15	Storms RT	TecMilenio Campus Toluca	17	64.6
13	Puma Off Road	UNAM	18	61.4
19	UANL Racing	UANL	19	38.1
16	Acelerados	UASLP	20	20.9
18	ITESM PUEBLA	ITESM Campus Puebla	21	0.0
21	Blue Force RT	ITESM Campus CDMX	22	0.0

**Figura 124.** Tabla de posiciones de la competencia BAJA SAE 2024

Las pruebas dinámicas del vehículo se llevaron a cabo en las instalaciones de la universidad y aledañas, donde se evaluó su desempeño y funcionamiento en un entorno controlado.

Se adecuaron los espacios para realizar el mayor número de pruebas posibles y con condiciones lo más cercanas a como se evaluarían en la competencia, para tener resultados reales y acertados, probando los límites del vehículo.

A pesar de los inconvenientes surgidos durante el ensamblaje y los ajustes realizados, se observó que el sistema de dirección operó de manera adecuada. No se presentaron interferencias con otros componentes del vehículo, lo que permitió su correcto funcionamiento.

Además, en cuanto a la sujeción de la cremallera a la jaula no se identificaron problemas ya que el nuevo soporte fabricado mantuvo la cremallera en su posición todo el tiempo.



**Figura 125.** Giro de las llantas

Durante las pruebas dinámicas realizadas, se observó que, en ciertas condiciones, las ruedas delanteras experimentaban un deslizamiento momentáneo al girar mientras se aplicaba aceleración. A pesar de este deslizamiento, el vehículo mantuvo su capacidad de giro y continuó su trayectoria sin mostrar una pérdida de control significativa.

Este comportamiento puede deberse a una combinación de factores mecánicos y dinámicos:

- Distribución de carga dinámica: Al acelerar, se produce una transferencia de peso hacia el eje trasero, lo que disminuye la carga sobre las ruedas delanteras y reduce su capacidad de generar tracción lateral de manera óptima.
- Geometría de dirección y posible desviación de Ackermann: Aunque el diseño de la geometría de dirección sigue el principio de Ackermann, la interacción con el sistema de tracción total y posibles desviaciones en la implementación pueden haber generado un ángulo de giro no ideal, causando un leve deslizamiento en las ruedas delanteras.
- Superficie de alta adherencia: A diferencia de terrenos sueltos, el cemento ofrece mayor fricción, lo que puede provocar que las ruedas delanteras se adhieran y luego se deslicen momentáneamente al alcanzar su límite de agarre lateral.

Sin embargo, al realizar varias vueltas en una pista improvisada, se observó que el vehículo podía girar de manera efectiva y el sistema de dirección respondía adecuadamente a las maniobras. Esto sugiere que el deslizamiento detectado ocurre solo en ciertas condiciones dinámicas y no representa un problema crítico para la maniobrabilidad general del vehículo como se puede observar en la figura 123.



**Figura 126.** Dirección durante la maniobra

Se sometió la dirección del vehículo a una prueba de maniobrabilidad con el objetivo de evaluar su capacidad para realizar un giro en un círculo de radio de 5 metros (figura 124). Durante la prueba, se intentó ejecutar el giro en este espacio reducido, sin embargo, el vehículo no logró completar la maniobra dentro del radio establecido.

Tras la observación y análisis preliminar, se identificaron posibles factores que podrían haber influido en el resultado negativo de la prueba y estos son todos los mencionados anteriormente, además de que el sistema de dirección del vehículo parece no permitir un ángulo de giro suficientemente amplio para completar el giro en un espacio de 5 metros de radio.



**Figura 127.** Prueba de maniobrabilidad

### 8.3 Pruebas generales

Debido a que no fue posible realizar las pruebas en condiciones de competencia, se llevaron a cabo ensayos controlados en las instalaciones de la institución con el objetivo de evaluar el funcionamiento del vehículo.

#### 8.3.1 Frenos

Con el propósito de verificar el correcto funcionamiento del sistema de frenos, se implementó una prueba en la que el vehículo debía acelerar a lo largo de un tramo determinado y posteriormente detenerse por completo como se puede observar en la figura 125. En la parte final del recorrido, se ubicaron cuatro observadores, quienes se encargaron de evaluar visualmente que todas las ruedas se detuvieran completamente, asegurando así la eficacia del sistema de frenado.

La primera vez que se realizó esta prueba, se observó que el vehículo no lograba un frenado óptimo en las ruedas traseras, aunque el desempeño en las ruedas delanteras fue adecuado. Debido a este inconveniente, se realizaron modificaciones en el sistema de frenado para mejorar el rendimiento. En una segunda prueba, tras implementar los ajustes necesarios, se logró con éxito un frenado efectivo en todas las ruedas.



*Figura 128. Observadores evaluando el funcionamiento del sistema de frenos*

#### 8.3.2 Arrastre

La prueba de arrastre consistió en remolcar una camioneta con el fin de observar el comportamiento del vehículo bajo carga. Como se muestra en la figura 126, esta prueba se llevó a cabo exitosamente, permitiendo evaluar la respuesta del sistema de tracción y otros componentes del vehículo.



**Figura 129.** Prueba de arrastre

### 8.3.3 Suspensión y tracción

Para la prueba de suspensión y tracción, se colocaron troncos a ambos lados del vehículo, con una separación moderada dado que la cantidad no era excesiva para que ambas llantas pudieran atravesarlos (Figura 127). Se permitió evaluar adecuadamente el desempeño de la suspensión y la tracción. El vehículo logró superar la prueba con éxito, demostrando un rendimiento adecuado en ambas áreas.



**Figura 130.** Prueba de suspensión y tracción

### 8.3.4 Aceleración

Para la prueba de aceleración, se realizó un recorrido a lo largo de un tramo de aproximadamente 60 metro como se aprecia en la Figura 128, alcanzando un tiempo promedio de aproximadamente 3.44 segundos. La prueba se completó con éxito.



*Figura 131. Prueba de aceleración*

## **9. Recomendaciones y retroalimentación**

El sistema de dirección del vehículo ha demostrado ser funcional y eficiente en la mayoría de las condiciones de prueba. Sin embargo, para mejorar el rendimiento general y reducir el deslizamiento momentáneo, se proponen las siguientes mejoras clave:

- Revisión y mejora de la geometría de dirección: Si bien el diseño de Ackermann es eficiente, se puede mejorar aún más con ajustes finos en el ángulo de Caster y la convergencia. Estos ajustes permitirán que las ruedas delanteras giren de forma más eficiente, minimizando el deslizamiento en giros cerrados y manteniendo una dirección más precisa.
- Refuerzo de la rigidez del sistema de suspensión y dirección: Mejorar la rigidez de los componentes de la suspensión y la dirección (como los brazos de dirección y la cremallera) reducirá la flexión y la posible distorsión de la geometría durante las maniobras extremas. Esto puede incluir el uso de materiales más fuertes o el refuerzo de las uniones clave.
- Neumáticos: Ajustar la presión de los neumáticos y elegir neumáticos con un perfil más adecuado para mejorar la adherencia lateral, especialmente durante giros a alta velocidad.
- Optimizar la posición de los elementos del sistema: Para cumplir el radio de giro deseado, la posición de los elementos, específicamente de los brazos de dirección es importante, por lo que analizar el posible comportamiento del sistema en diferentes configuraciones sería útil.

Diseño integral en todas las secciones: Mejorar la capacidad de desarrollar un diseño coherente y bien sustentado en todas las secciones involucradas podría optimizar el sistema de dirección, permitiendo la implementación de más aspectos que favorezcan su funcionamiento.

## 10. Conclusiones

Se logró completar el diseño y la construcción del sistema de dirección para el vehículo BAJA SAE UAM 2024. Sin embargo, no fue posible finalizarlo a tiempo para que el vehículo participara en las pruebas dinámicas de la competencia BAJA SAE MÉXICO 2024. El desarrollo del sistema se llevó a cabo mediante un proceso exhaustivo de diseño y análisis, con el objetivo de garantizar su correcto funcionamiento en las exigentes pruebas de la competencia BAJA SAE.

Mediante la implementación de la geometría de Ackermann, se logró diseñar un sistema que permitiera obtener un radio de giro reducido, adecuado para superar las pruebas de maniobrabilidad a las que el vehículo sería sometido en la competencia. La capacidad de radio de giro del vehículo fue validada inicialmente analizando las características del sistema piñón-cremallera adquirido. No obstante, durante las pruebas dinámicas de maniobrabilidad, se observó un radio de giro aproximado de 3 metros, lo que representa un error del 60%, considerando que el objetivo era alcanzar un radio de giro de 1.2 metros.

Se logró obtener un ángulo de entrada con un error del 0.925% y un ángulo de salida con un error del 49.440%. Estos resultados indican que, aunque los valores son cercanos, aún hay que mejorar los puntos de anclaje de las barras de dirección y la longitud de estas para asegurar que los valores teóricos se cumplan.

La diferencia obtenida en el radio de giro teórico y práctico también se puede deber a diversos factores como; una mala distribución de peso en el vehículo que difiera con la ideal calculada teóricamente pues esto reduce la tracción de las llantas, una mala elección en la configuración de la presión de las llantas o una relación de track y wheelbase que no permita cumplir con la geometría diseñada.

Se optó por un diseño con ángulos neutros debido al tiempo limitado disponible para su implementación. Sin embargo, esta decisión también se tomó para garantizar un sistema estable, ya que una configuración incorrecta de estos ángulos podría haber generado mayores problemas en la maniobrabilidad del vehículo. Esto es especialmente relevante considerando que los terrenos a los que se enfrenta son irregulares y requieren una configuración precisa para asegurar un desempeño adecuado.

El uso de softwares de simulación como ANSYS, permitió realizar un análisis correcto de los elementos del sistema que están más expuestos, para confirmar que estos resistirían las condiciones de competencia sin comprometer funcionalidad. Tanto las simulaciones como el uso del criterio de Goodman para límites de fatiga fueron de suma importancia para lograr simplificar el sistema en comparación a vehículos pasados, en cuanto a número de piezas y sus dimensiones. Logrando un sistema más ligero pero funcional.

Se identificaron los fallos del sistema antes de que el vehículo entrara en funcionamiento, lo que permitió corregir los errores de manufactura y ensamblaje. Gracias a estas correcciones, al momento de someter el vehículo a las pruebas, el sistema no presentó fallos, permaneció fijo y resistió adecuadamente las fuerzas a las que fue sometido.

Durante las pruebas, participaron cinco pilotos diferentes, quienes mencionaron que la posición del volante les resultó cómoda, a pesar de sus distintas complexiones y estaturas. Esto indica que se logró mejorar la ubicación del volante en comparación con vehículos de temporadas anteriores.

Se obtuvo un sistema de dirección con una excelente calidad de respuesta, ya que no presentó retrasos en la transmisión del movimiento del volante a las llantas. Además, se logró que el sistema no requiriera un sobreesfuerzo por parte del piloto para realizar los giros del vehículo. Asimismo, después de realizar las pruebas, no se observó ninguna deformación en los componentes, lo que permite concluir que tanto los materiales seleccionados para los soportes y elementos, como los métodos de ensamblaje utilizados, fueron adecuados.

## 11. Referencias bibliográficas

- [1] BAJA SAE México | saemx. (s. f.). Saemx. Disponible en: <https://www.saemx.org/bajasaemexico>
- [2] Andrés Bautista Popoca, José Noel Carrillo Espejel, Eliseo Isaac Flores Galindo, 2023, "Diseño y construcción de un sistema de suspensión y dirección para un vehículo BAJA SAE UAM 2023", Proyecto de Integración, Departamento de Energía, Universidad Autónoma Metropolitana.
- [3] Karan Patil, Abhishek Kadam, Ahetesham Siddiqui, Amol Gadhawe, 2021, "Study & Design of a steering mechanism for an all-terrain vehicle", International Journal for engineering applications and technology, India, Issue 6 Volume 3.
- [4] Tushar Digambar Tambe, 2017, "Design and Development of Front-Suspension System of an Off-Road Vehicle", VIT University, Chennai, India, Vol. 10, Issue 4.
- [5] Zane Cross, Kyle Egan, Nick Garry, Trevor Hochhaus, 2014, "SAE Mini BAJA: Suspension and Steering", Department of Mechanical Engineering Northern Arizona University, United States.
- [6] Henry Van Zuyle, Evan Kamp, Cooper Williams, Bryce Fennell, Donovan Parker, Joey Barta, Gabriel Rabanal, Ryan Fitzpatrick, Abraham Plis, Lars Jensen, Jarett Berger, Seth Deluca, Antonia Sagaral, 2023-2024, "Final Design Report SAE BAJA 2023-2024", Northern Arizona University, United States.
- [7] Aguilar Espinosa A. A., 2013, "Diseño de la suspensión y dirección de un carro todo terreno tipo SAE mini BAJA", Tesis, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Instituto Politécnico Nacional.
- [8] Moggio Bessolo A. F, 2016, "Diseño del sistema de dirección de un vehículo fórmula SAE", Proyecto de grado, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes, Bogotá, Colombia.
- [9] Akshay Pawar, Suraj Zambare, (Marzo 2018), "Design of Steering System for All Terrain Vehicle", Department of Mechanical Engineering, Sinhgad Academy of Engineering, Kondhawa.
- [10] Unknown, "Automobile Engineering", Capitulo 3, recuperado de <https://www.gplisana.edu.in/downloads/files/n5e7d6e9799819.pdf>
- [11] Testbook. (2023, 12 agosto). Rack and Pinion Steering System- diagram, working, applications. Testbook. <https://testbook.com/mechanical-engineering/rack-and-pinion-steering-system>
- [12] BYJU'S. (2022). Rack and Pinion Notes. [https://byjusexamprep.com/liveData/f/2022/12/rack and pinion gate notes 33.pdf](https://byjusexamprep.com/liveData/f/2022/12/rack%20and%20pinion%20gate%20notes%2033.pdf)
- [13] Liu, A. (2022, 9 agosto). *Do you know about the recirculating ball steering rack commonly used on trucks?* Steeringly-China Free Samples Steering Racks Manufacturer-Hangzhou Shengping Auto Parts Co., Ltd. <https://steeringly.com/recirculating-ball-steering-rack-commonly-used-on-trucks/>

- [14] Rupp, S. (2016, 15 junio). *Steering Systems 101: Rack-and-Pinion vs. Recirculating-Ball*. MotorTrend. [https://www.hotrod.com/how-to/steering-systems-101-rack-and-pinion-vs-recirculating-ball/#google\\_vignette](https://www.hotrod.com/how-to/steering-systems-101-rack-and-pinion-vs-recirculating-ball/#google_vignette)
- [15] *Descubre los diferentes tipos de volantes de coche y cuál elegir para una conducción eficiente* | EuroTaller. (s. f.). <https://www.eurotaller.com/noticia/descubre-los-diferentes-tipos-de-volantes-de-coche-y-cual-elegir-para-una-conduccion-eficiente#>
- [16] Prof Mr. Aniket Kolekar, Mr. Sumir Mulani, Mr. Ashutosh Nerkar, Prof.Saurabh Borchate, (abril 2017), "Review on Steering Mechanism", Volumen 3, Problema 4, Department of Mechanical Engineering.
- [17] During a turn, do the rear wheels necessarily trace out the same arcs as the front wheels? (s. f.). Physics Stack Exchange. <https://physics.stackexchange.com/questions/169274/during-a-turn-do-the-rear-wheels-necessarily-trace-out-the-same-arcs-as-the-fro>
- [18] *Honda Four-Wheel Steering System (Honda 4WS) Technology (1987)* | Honda Technology | Honda. (s. f.). [https://global.honda/en/tech/serial/Honda\\_Super\\_Handling\\_part01/](https://global.honda/en/tech/serial/Honda_Super_Handling_part01/)
- [19] Krishna Bevinkatti, Atul Mali, Rahulsingh Bayas, Abhijit Ghadage, Anuse U.L, (abril 2015), "Four wheel steering system for Automobile", Volumen 2, Problema 4, Department of Mechanical Engineering Solapur University, Maharashtra India.
- [20] Kevin Renz, (Julio 2020), "Regulation comparison between two challenges for autonomously driving model vehicles", Hochschule Kempten, University of Applied Sciences, Faculty of Computer Science.
- [21] Venkatesh Reddy, Shashikantha N, Dr. B Gagadharashetty, Byregowda K C, (2022, 7 junio), "Design and fabrication of 90 degree steering wheel mechanism", Volumen 10 Problema 6, Department of Mechanical Engineering, Institute of Technology, Bangalore.
- [22] J. Pavan Kumar, J. Vankatesh, B. Rama Krishna, (enero 2017), "Analysis of Davis Steering Gear Mechanism for Four Wheels and Six Wheels", Department of Mechanical Engineering, Sagar Institute of Technology, India, Mahatma Gandhi Institute of Technology, Hyderabad.
- [23] Harish. (2024, 4 enero). Davis Type Steering Gears: An In-Depth Overview - Mechanical education. *Mechanical Education*. <https://www.mechanicaleducation.com/davis-type-steering-gears-an-in-depth-overview/>
- [24] Vogel, J. (2021, 6 abril). Tech explained: Ackermann steering geometry. Racecar Engineering. <https://www.racecar-engineering.com/articles/tech-explained-ackermann-steering-geometry/>
- [25] Jing-Shan Zhao, Xiang Liu, Zhi-Jing Feng and Jian S Dai, (2013, 7 enero), "Design of an Ackermann-type steering mechanism", Institution of Mechanical Engineers.
- [26] Emanuel Martin. (2023, 1 junio). CENTRO DE GRAVEDAD DE UN AUTO | ¿cómo calcular el centro de gravedad de un automóvil? [Vídeo]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=4FmWzy9PTwQ>

[27] Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). Race car vehicle dynamics (pp. 124-147). Society of Automotive Engineers.

[28] Vijay Mistry, Vipul Awatade, (mayo 2021), "Design and Optimization of Anti-Ackerman Steering", Department of Mechanical Engineering, Thakur College of Engineering and Technology, Maharashtra, India.

[29] Advait Deshmukh, Gouri Tawhare, Shreyash Kochat, (mayo 2021), "Anti-Ackermann Steering System of Formula Student car", Department of Mechanical Engineering, Vishwakarma Institute of Information Technology, Maharashtra, India.

[30] Admin. (2023, 20 septiembre). How Steering Geometry Maximises Performance and Control. Motorsport Engineer. <https://motorsportengineer.net/how-steering-geometry-maximises-performance-and-control/>

[31] Nicholson, J. (s. f.). Understanding Steering and Wheel Alignment Angles. SuperPro Europe. <https://www.superproeurope.com/technical-steering.and.wheel.alignment.angles.cfm>

[32] Learn Camber, Caster, and Toe | Suspension Alignments. (2019b, diciembre 28). <https://www.comeanddriveit.com/suspension/camber-caster-toe>

[33] Suman Bikram Bam, Sujan Shrestha. Nitesh Kumar Yadav, (Julio 2019), "DESIGN AND FABRICATION OF ANTI-TILTING MECHANISM FOR THREE WHELLERS", Department of Mechanical Engineering, Kathmandu University School Of Engineering.

[34] Uc3m, F. (2018, 26 diciembre). Introducción a la dinámica en Fórmula Student. SoyMotor.com. <https://soymotor.com/coches/articulos/introduccion-la-dinamica-en-formula-student-958458>

[35] Secrets, S. (2023, 18 enero). *King Pin Inclination*. Suspension Secrets. <https://suspensionsecrets.co.uk/king-pin-inclination/>

[36] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 13, pp. 653-712.

[37] Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). Race car vehicle dynamics (Capítulo 19). Society of Automotive Engineers.

[38] Moebs, W., Ling, S. J., & Sanny, J. (2021, 28 septiembre). 10.6 Torque - Física universitaria volumen 1 | OpenStax. <https://openstax.org/books/f%C3%ADsica-universitaria-volumen-1/pages/10-6-torque>

[39] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 3, pp. 57-100.

[40] José V. García, (2022, 21 septiembre), "Criterio de resistencia a fatiga para tensiones medias negativas", Mecapedia, Área de Ingeniería Mecánica. Universitat Jaume.

[41] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 254-680

[42] Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). Race car vehicle dynamics (Capítulo 18), pp. 671-710. Society of Automotive Engineers.

[43] Jaime Gallardo-Alvarado, José Gallardo-Razo, (2022), Closed kinematic chains, In Emerging Methodologies and Applications in Modelling, Identification and Control, Mechanisms, Academic, Capítulo 9, pp. 163-182, ISBN 9780323953481, <https://doi.org/10.1016/B978-0-32-395348-1.00021-1>.

[44] Pérez Moreno, Romy, Métodos gráficos, Análisis de mecanismos y problemas resueltos, 2da edición

[45] Ketan Sanjay Mowade, Dr. S.M. Mowade, "SIX-BAR STEERING MECHANISM", Department of Mechanical Engineering, MIT College of Engineering, Pune.

[46] Static Analysis | Analysis Types | SimScale. (2025, 8 enero). SimScale. <https://www.simscale.com/docs/analysis-types/static/>

[47] Intelligy. (2018, 3 diciembre). Los 5 pasos a seguir para un estudio estático en Simulation. SOLIDWORKS LATAM y España. <https://blogs.solidworks.com/solidworkslatamyesp/solidworks-blog/simulacion/estudio-estatico-simulation/>

[48] Modelonms. (2022, 13 julio). Steady State and Dynamic Simulation: What is the difference? Modelon. <https://modelon.com/blog/steady-state-and-dynamic-simulation-what-is-the-difference/>

## Referencias bibliográficas de figuras

[1] Electric power steering system | Steering | My car dictionary. (s. f.). Recuperado de <https://www.my-cardictionary.com/steering/electric-power-steering-system.html>

[2] OMP Racing. (2025, 22 enero). VOLANTE WRC EN ANTE | Volantes de carreras | OMP Racing EE.UU. OMP Racing USA. Recuperado de <https://www.us.ompracing.com/es/p/wrc-steering-wheel-in-suede/>

[3] Columna de dirección. (s. f.). IMNSA Montacargas. Recuperado de <https://imnsa.mx/products/columna-de-direccion>

[4] Junta cardán simple - Todos los fabricantes industriales. (s. f.). Recuperado de <https://www.directindustry.es/fabricante-industrial/junta-cardan-simple-143365.html>

[5] XENTRA.MX. (s. f.). Caja Dirección hidráulica 1906001 SYD | Marmolejo. El Copyright XENTRA.MX©. Recuperado de [https://marmolejolaquna.com/producto/Suspension\\_y\\_Direccion/Caja\\_Direccion\\_Hidraulica\\_1906001\\_SYD](https://marmolejolaquna.com/producto/Suspension_y_Direccion/Caja_Direccion_Hidraulica_1906001_SYD)

- [6] Bieleta con Terminal Izquierda de Dirección Hidráulica Yokomitsu. (s. f.). Refaccionaria Mario. Recuperado de <https://refaccionariamario.com/bieletas/24711-bieleta-con-terminal-izquierda-de-direccion-hidraulica-yokomitsu-para-jetta-a4-clasico-golf-a4-beetle-leon-toledo-audi-a3.html>
- [7] Terminales de dirección izquierda y derecha. – Gomher Diesel Parts. (s. f.). Recuperado de <https://gomherdp.com.mx/producto/terminales-de-direccion-izquierda-y-derecha/>
- [8] Llantas 175/70R14 Todo terreno - Llantas.com.mx. (s. f.). Recuperado de <https://www.llantas.com.mx/llantas-175-70-R14/all-terrain>
- [9] Duato, A., & Duato, A. (2019, 7 agosto). El sistema Piñón-Cremallera | Blog SEAS. Blog de SEAS. Recuperado de <https://www.seas.es/blog/diseno-mecanico/el-sistema-pinon-cremallera/>
- [10] Alfonso, M. (2020, 4 junio). Todo lo que hay que saber sobre los engranajes. Bitfab. Recuperado de <https://bitfab.io/es/blog/engranajes/>
- [11] Engranajes Helicoidales | Engranajes en Espiga | Herramientas Helicoidales. (s. f.). Recuperado de <https://vhindustrial.com/es/sub-category/engranajes-helicoidales>
- [12] Husillo de bolas recirculantes. (s. f.). Recuperado de <https://www.hiwin.com.br/2021/08/husillo-de-bolas-recirculantes.html>
- [13] Proforged 104-10646 Greasable Front Outer Tie Rod end : Amazon.com.mx: Automotriz y Motocicletas. (s. f.). Recuperado de <https://www.amazon.com.mx/Proforged-104-10646-Greasable-Front-Outer/dp/B008VMQVMA>
- [14] Rotula macho izquierda 3/8 pos-6 l. (s. f.). MercadoLibre. Recuperado de <https://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-1883983895-rotula-macho-izquierda-38-pos-6-l- JM>
- [15] Recuperado de Yun, Seen & Lee, Jeonga & Jang, Woojae & Kim, Daeji & Choi, Minseok & Chung, Jintai. (2023). Dynamic Modeling and Analysis of a Driving Passenger Vehicle. Applied Sciences.
- [16] Recuperado de Mehta, Manish. (2016). Kineto-Elastodynamic Analysis of Watt's Mechanism Using ANSYS. Procedia Technology.
- [17] Recuperado de Amir, Mohd & Abd Samad, Md Fahmi. (2016). Hardware-in-the-loop simulation of steer-by-wire system in automotive vehicle. International Journal of ADVANCED AND APPLIED SCIENCES.
- [18] During a turn, do the rear wheels necessarily trace out the same arcs as the front wheels? (s. f.-b). Physics Stack Exchange. Recuperado de <https://physics.stackexchange.com/questions/169274/during-a-turn-do-the-rear-wheels-necessarily-trace-out-the-same-arcs-as-the-fro>
- [19] Honda Four-Wheel Steering System (Honda 4WS) Technology (1987) | Honda Technology | Honda. (s. f.-b). Recuperado de [https://global.honda/en/tech/serial/Honda\\_Super\\_Handling\\_part01/](https://global.honda/en/tech/serial/Honda_Super_Handling_part01/)

- [20] Wikipedia contributors. (2024, 19 noviembre). Axle track. Wikipedia. Recuperado de [https://en.wikipedia.org/wiki/Axle\\_track](https://en.wikipedia.org/wiki/Axle_track)
- [21] Recuperado de Review on Steering Mechanism Prof Mr. Aniket Kolekar<sup>1</sup>, Mr. Sumir Mulani<sup>2</sup>, Mr. Ashutosh Nerkar<sup>3</sup>, Prof.Saurabh Borchate<sup>4</sup>, pp. 1158.
- [22] Mechanical Basics. (2022, 6 marzo). Types of Steering Mechanisms | Davis Steering And Ackermann Steering Mechanisms | Mechanical Basics [Vídeo]. YouTube. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=VIGHx7igAns>
- [23] Veneri, M., & Massaro, M. (2020). The effect of Ackermann steering on the performance of race cars. *Vehicle System Dynamics*, 59(6), 907-927. Recuperado de <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1730917>
- [24] Emanuel Martin. (2023b, junio 1). CENTRO DE GRAVEDAD DE UN AUTO | ¿cómo calcular el centro de gravedad de un automóvil? [Vídeo]. YouTube. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=4FmWzy9PTwQ>
- [25] Recuperado de <https://mx.pinterest.com/pin/603763893770866908/>
- [26] Recuperado de [https://www.researchgate.net/figure/By-increasing-the-speed-at-a-turn-parallel-or-reverse-steering-is-needed-instead-of\\_fig1\\_277975285](https://www.researchgate.net/figure/By-increasing-the-speed-at-a-turn-parallel-or-reverse-steering-is-needed-instead-of_fig1_277975285)
- [27] Recuperado de Suman Bikram Bam, Sujan Shrestha. Nitesh Kumar Yadav, (Julio 2019), "DESIGN AND FABRICATION OF ANTI-TILTING MECHANISM FOR THREE WHELLERS", Department of Mechanical Engineering, Kathmandu University School Of Engineering.
- [28] Recuperado de ill, Georg & Castro, Abel. (2020). Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling with MATLAB®.
- [29] McCollough, J. (s. f.). Front suspension geometry explained | Caster Camber toe. Speedway Motors. Recuperado de <https://www.speedwaymotors.com/the-toolbox/front-suspension-geometry-explained-caster-camber-toe/143481>
- [30] Bicicletashechasamano. (s. f.). ¿Que es el Rake / Offset / Caster? Tumblr. Recuperado de <https://www.tumblr.com/bicicletashechasamano/57806098134/que-es-el-rake-offset-caster>
- [31] What is the effect of caster angle in automobiles? What will happen if we use neutral caster? (s. f.). Engineering Stack Exchange. Recuperado de <https://engineering.stackexchange.com/questions/50551/what-is-the-effect-of-caster-angle-in-automobiles-what-will-happen-if-we-use-ne>
- [32] Secrets, S. (2023b, enero 18). King Pin Inclination. Suspension Secrets. Recuperado de <https://suspensionsecrets.co.uk/king-pin-inclination/>
- [33] Recuperado de Jambukar, Sagar & Sujatha, C.. (2020). Effects of Kingpin and Caster Offset on Braking Stability of Long Wheelbase Bus.

- [34] Krönke, M. (2017, 29 abril). 5.6: Camber & Toe - Virtual Racing School (VRS). Virtual Racing School (VRS). Recuperado de <https://virtualracingschool.com/academy/iracing-career-guide/setups/camber-toe/>
- [35] Beachshore Design Limited Thanet Kent [www.beachshore.co.uk](http://www.beachshore.co.uk). (s. f.). Wheel Toe-In and Toe-Out Theory | Technical Theory | Car Tyres Fitting and Wheel Alignment Specialists. Blackboots And Wheels In Motion. Recuperado de <https://www.wheels-inmotion.co.uk/tech-wheeltoeintoeout.php>
- [36] Learn Camber, Caster, and Toe | Suspension Alignments. (2019c, diciembre 28). Recuperado de <https://www.comeanddriveit.com/suspension/camber-caster-toe>
- [37] Fricción y Neumáticos del Automóvil. (s. f.-b). Recuperado de <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/Mechanics/frictire.html>
- [38] Recuperado de N., Santhosh & Un, U.N.Kempaiah & Sajjan, Ganesh & Gowda, Ashwin. (2017). Fatigue Behaviour of Silicon Carbide and Fly Ash Dispersion Strengthened High Performance Hybrid Al 5083 Metal Matrix Composites. Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering.
- [39] José V. García, (2022, 16 septiembre), "Criterio de Goodman", Mecapedia, Área de Ingeniería Mecánica. Universitat Jaume. Recuperado de [https://www.mecapedia.uji.es/pages/criterio de Goodman.html](https://www.mecapedia.uji.es/pages/criterio%20de%20Goodman.html)
- [40] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 291.
- [41] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 290.
- [42] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 296.
- [43] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 298.
- [44] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 2, pp. 55.
- [45] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp 303-304.
- [46] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 1036.
- [47] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, Ed 10, Capítulo 6, pp. 309.
- [48] Admin. (2013, 14 marzo). Kinematic Inversions of Four Bar Chain, Slider Crank and Double Slider Crank Mechanism - Engineering Tutorials. Engineering Tutorials. Recuperado de

<https://engineering.myindialist.com/2013/kinematic-inversions-of-four-bar-chain-slider-crank-and-double-slider-crank-mechanism/>

[49] Villegas, C., Hüsing, M., & Corves, B. (2021). Synthesis of a Function Generator Six-Bar Linkage in Two Steps with Genetic Algorithm. En *Mechanisms and machine science* (pp. 187-194). Recuperado de [https://doi.org/10.1007/978-3-030-75271-2\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-030-75271-2_20)

[50] 3d, C. (s. f.). ANSYS Mechanical: Software de análisis por elementos finitos para ingeniería estructural. Prototivad 3D / Prototipos Digitales. Recuperado de <https://www.prototivad3d.com/2022/03/ansys-mechanical-software-de-analisis.html>

[51] Recuperado de <https://www.liverpool.com.mx/tienda/pdp/overgrip-para-raqueta-wilson/1055947453>

[52] Cojinete R10 R10ZZ R10Z R10RS R10-2RS 5/8"x1-3/8"x11/32" Rodamientos de bolas en pulgadas Rodamientos de bolas de ranura profunda de una hilera 1 piezas (Color : R10-2RS) : Amazon.com.mx: Herramientas y Mejoras del Hogar. (s. f.). Recuperado de <https://www.amazon.com.mx/Cojinete-R10-2RS-Rodamientos-pulgadas-profunda/dp/B0CM13CPSP>

## Entregables

Para consulta de los libros, páginas de internet, archivos de planos y simulaciones, ponerse en contacto con asesores y co-asesores de este proyecto.

- Ing. Pérez Moreno Romy  
[romy@azc.uam.mx](mailto:romy@azc.uam.mx)
- Dr. Beltrán Carbajal Francisco  
[fbeltran@azc.uam.mx](mailto:fbeltran@azc.uam.mx)
- Dr. González Uribe Iván  
[igu@azc.uam.mx](mailto:igu@azc.uam.mx)

# Apéndices

## Apéndice A

Tabla para machuelos

SISTEMA INGLES			MILIMETRICA			MEDIDAS DE TORNILLO			PARA TUBO		
MACHUELO	HILOS	BROCA	MACHUELO	HILOS	BROCA	MACHUELO	HILOS	BROCA	MACHUELO	HILOS	BROCA
1/16	64 NS	3/64	1.0	0.25	0.75	0	80NF	3/64	1/16	27	
3/32	48 NS	49	1.2	0.25	0.95	1	64NC	53	1/8	27	11/32
1/8	40 NS	38	1.4	0.30	1.10	1	72NF	53	1/4	18	7/16
5/32	32 NS	1/8	1.5	0.35	1.10	2	56NC	50	3/8	18	37/64
5/32	36 NS	30	1.7	0.35	1.35	2	64NF	49	1/2	14	23/32
3/16	24 NS	26	2.0	0.40	1.60	3	48NC	46	3/4	14	59/64
3/16	32 NS	22	2.3	0.40	1.90	3	56NF	45	1	11.5	1.5/32
7/32	24 NS	16	2.5	0.45	2.00	4	36NS	44	11/4	11.5	1.1/2
7/32	32 NS	12	2.6	0.45	2.10	4	40NC	43	11/2	11.5	1.47/64
1/4	20 NS	7	3.0	0.50	2.50	4	48NF	42	2	11.5	2.7/32
1/4	28 NF	3	3.5	0.60	2.90	5	40NC	38	21/2	8	2.5/8
5/16	18 NC	F	4.0	0.70	3.30	5	44NF	37	3	8	3.7/4
5/16	24 NF	I	4.5	0.75	3.75	6	32NC	36	31/2	8	3.3/4
3/8	16 NC	5/16	5.0	0.80	4.20	6	40NF	33	4	8	4.1/4
3/8	24 NF	Q	5.5	0.90	4.60	8	32NC	29			
7/16	14 NC	U	6.0	1.00	5.00	8	36NF	29			
7/16	20 NF	25/64	7.0	1.00	6.00	10	24NC	25			
1/2	13 NC	27/64	8.0	1.25	6.80	10	32NF	21			
1/2	20 NF	29/64	9.0	1.25	7.80	12	24NC	16			
9/16	12 NC	31/64	10.0	1.50	8.60	12	28NF	14			
9/16	18 NF	33/64	11.0	1.50	9.60	14	20NS	10			
5/8	11 NC	17/32	12.0	1.75	10.50	14	24NS	7			
5/8	18 NF	37/64	13.0	1.75	11.50						
11/16	11 NS	19/32	14.0	2.00	12.00						
11/16	16 NS	5/8	15.0	2.00	13.00						
3/4	10 NC	21/32	16.0	2.00	14.00						
3/4	16 NF	11/16	17.0	2.00	15.00						
13/16	10 NS	23/32	18.0	2.00	16.00						
7/8	9 NC	49/64	19.0	2.50	16.50						
7/8	14 NF	13/16	20.0	2.50	17.50						
7/8	18 NS	53/64	22.0	2.50	19.50						
15/16	9 NS	53/64	24.0	3.00	21.00						
1	8 NC	7/8									
1	14 NF	15/16									
1.1/8	7 NC	63/64									
1.1/8	12 NF	1.3/64									
1.1/4	7 NC	1.7/64									
1.1/4	12 NC	1.11/64									
1.3/8	6 NC	1.13/64									
1.3/8	12 NC	1.19/64									
1.1/2	6 NC	1.11/64									
1.1/2	12 NF	1.27/64									
1.5/8	5.1/2 NS	1.29/64									
1.3/4	5 NC	1.9/16									
1.7/8	5 NS	1.11/16									
2	4.1/2 NC	1.25/32									

NC= National Course  
 NS= National Standard  
 NF= National Fine  
 NPT= National Pipe Theta

### Tamaño de broca en letra

LETRA	Tamaño de la broca en pulgadas	LETRA	Tamaño de la broca en pulgadas	LETRA	Tamaño de la broca en pulgadas
A	0.234	J	0.277	S	0.348
B	0.238	K	0.281	T	0.358
C	0.242	L	0.290	U	0.368
D	0.246	M	0.295	V	0.377
E	0.250	N	0.302	W	0.386
F	0.257	O	0.316	X	0.397
G	0.261	P	0.323	Y	0.404
H	0.266	Q	0.332	Z	0.413
I	0.272	R	0.339		

Apéndice B

Tabla de tolerancias principales

**TABLA II.3**  
**TOLERANCIAS PRINCIPALES**  
 Valores en micras (0.001 mm)      Temperatura de referencia 20° C

Diámetros en mm	< 3	> 3 a 6	> 6 a 10	> 10 a 18	> 18 a 30	> 30 a 50	> 50 a 80	> 80 a 120	> 120 a 180	> 180 a 250	> 250 a 315	> 315 a 400
	<b>AGUJEROS</b>											
H 6	+ 6 0	+ 8 0	+ 9 0	+ 11 0	+ 13 0	+ 16 0	+ 19 0	+ 22 0	+ 25 0	+ 29 0	+ 32 0	+ 36 0
H 7	+10 0	+ 12 0	+ 15 0	+ 18 0	+ 21 0	+ 25 0	+ 30 0	+ 35 0	+ 40 0	+ 46 0	+ 52 0	+ 57 0
H 8	+14 0	+ 18 0	+ 22 0	+ 27 0	+ 33 0	+ 39 0	+ 46 0	+ 54 0	+ 63 0	+ 72 0	+ 81 0	+ 89 0
H 9	+25 0	+ 30 0	+ 36 0	+ 43 0	+ 52 0	+ 62 0	+ 74 0	+ 87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0
H 11	+60 0	+ 75 0	+ 90 0	+110 0	+130 0	+160 0	+190 0	+220 0	+250 0	+290 0	+320 0	+360 0
<b>ARBOL</b>												
g5	- 2 - 6	- 4 - 9	- 5 - 11	- 6 - 14	- 7 - 16	- 9 - 20	- 10 - 23	- 12 - 27	- 14 - 32	- 15 - 35	- 17 - 40	- 18 - 43
h5	0 - 4	0 - 5	0 - 6	0 - 8	0 - 9	0 - 11	0 - 13	0 - 15	0 - 18	0 - 20	0 - 23	0 - 25
i <sub>s</sub> 5	+ 2 - 2	+2.5 -2.5	+ 3 - 3	+ 4 - 4	+4.5 - 4.5	+ 5.5 - 5.5	+ 6.5 - 6.5	+ 7.5 - 7.5	+ 9 - 9	+ 10 - 10	+ 11.5 - 11.5	+ 12.5 - 12.5
k5	+ 4 0	+ 6 + 1	+ 7 + 1	+ 9 + 1	+ 11 + 2	+ 13 + 2	+ 15 + 2	+ 18 + 3	+ 21 + 3	+ 24 + 4	+ 27 + 4	+ 29 + 4
f6	- 6 -12	- 10 - 18	- 13 - 22	- 16 - 27	- 20 - 33	- 25 - 41	- 30 - 49	- 36 - 58	- 43 - 68	- 50 - 79	- 56 - 88	- 62 - 98
g6	- 2 - 8	- 4 - 12	- 5 - 14	- 6 - 17	- 7 - 20	- 9 - 25	- 10 - 29	- 12 - 34	- 14 - 39	- 15 - 44	- 17 - 49	- 18 - 54
h6	0 - 6	0 - 8	0 - 9	0 - 11	0 - 13	0 - 16	0 - 19	0 - 22	0 - 25	0 - 29	0 - 32	0 - 36
i <sub>s</sub> 6	+ 3 - 3	+ 4 - 4	+4.5 - 4.5	+ 5.5 - 5.5	+ 6.5 - 6.5	+ 8 - 8	+ 9.5 - 9.5	+ 11 - 11	+12.5 - 12.5	+ 14.5 - 14.5	+ 16 - 16	+ 18 - 18
m6	+ 8 + 2	+12 + 4	+ 15 + 6	+ 18 + 7	+ 21 + 8	+ 25 + 9	+ 30 + 11	+ 35 + 13	+ 40 + 15	+ 46 + 17	+ 52 + 20	+ 57 + 21
p6	+12 + 6	+ 20 + 12	+ 24 + 15	+ 29 + 18	+ 35 + 22	+ 42 + 26	+ 51 + 32	+ 59 + 37	+ 68 + 43	+ 79 + 50	+ 88 + 56	+ 98 + 62
e7	-14 -24	- 20 - 32	- 25 - 40	- 32 - 50	- 40 - 61	- 50 - 75	- 60 - 90	- 72 - 107	- 85 - 125	- 100 - 146	- 110 - 162	- 125 - 182
f7	- 6 -16	- 10 - 22	- 13 - 28	- 16 - 34	- 20 - 41	- 25 - 50	- 30 - 60	- 36 - 71	- 43 - 83	- 50 - 96	- 56 - 108	- 62 - 119
h7	0 -10	0 - 12	0 - 15	0 - 18	0 - 21	0 - 25	0 - 30	0 - 35	0 - 40	0 - 46	0 - 52	0 - 57
e8	-14 -28	- 20 - 38	- 25 - 47	- 32 - 59	- 40 - 73	- 50 - 89	- 60 - 106	- 72 - 126	- 85 - 148	- 100 - 172	- 110 - 191	- 125 - 214
f8	- 6 -20	- 10 - 28	- 13 - 35	- 16 - 43	- 20 - 53	- 25 - 64	- 30 - 76	- 36 - 90	- 43 - 106	- 50 - 122	- 56 - 137	- 62 - 151
h8	0 -14	0 - 18	0 - 22	0 - 27	0 - 33	0 - 39	0 - 46	0 - 54	0 - 63	0 - 72	0 - 81	0 - 89
d9	-20 -45	- 30 - 60	- 40 - 76	- 50 - 93	- 65 - 117	- 80 - 142	- 100 - 174	- 120 - 207	- 145 - 245	- 170 - 285	- 190 - 320	- 210 - 350
e9	-14 -39	- 20 - 50	- 25 - 61	- 32 - 75	- 40 - 92	- 50 - 112	- 60 - 134	- 72 - 159	- 85 - 185	- 100 - 215	- 110 - 240	- 125 - 265
d11	-20 -80	- 30 -105	- 40 -130	- 50 -160	- 65 -195	- 80 -240	- 100 -290	- 120 -340	- 145 -395	- 170 -460	- 190 -510	- 210 -570
h11	0 -60	0 - 75	0 - 90	0 -110	0 -130	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290	0 -320	0 -360
i <sub>s</sub> 11	+30 -30	+ 37 - 37	+ 45 - 45	+ 55 - 55	+ 65 - 65	+ 80 - 80	+ 95 - 95	+110 -110	+125 -125	+145 -145	+160 -160	+180 -180