



Licenciatura en Ingeniería Mecánica

Proyecto de integración en Ingeniería Mecánica I

Proyecto Tecnológico

**Rediseño y construcción de la suspensión y la dirección de un vehículo Baja
SAE 2017 para la reducción de vibraciones laterales.**

Alumno(s):

Nicolás Cortés García.

Matricula: 2123031669

Jesús Brayan Vega Aguilar

Matricula: 2123033350

Asesor:

Dr. Francisco Beltrán Carbajal

Co-asesor:

Ing. Romy Pérez Moreno

Dr. Zeferino Damián Noriega

Ciudad de México. Trimestre 17O, Enero 2018

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.

A rectangular grey box used to redact the signature of the declarant.

Ing. Romy Pérez Moreno

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, Dr. Zeferino Damián Noriega, 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. Zeferino Damián Noriega

Declaratoria

Yo, Nicolás Cortés García, 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 la UAM Azcapotzalco.



Nicolás Cortés García

Declaratoria

Yo, Jesús Brayan Vega Aguilar, 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 la UAM Azcapotzalco.



Jesús Brayan Vega Aguilar

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

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 17/ Fecha: 04/04/2017 PI-A-MEC 007/17

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Cortés García Nicolás Matrícula: 2123031668
Correo personal: lpo_820@hotmail.com

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: Dr. Francisco Beltrán Carbajal
No. económico: 35694 Adscripción/Departamento/Sección: Departamento de Energía
Área de Investigación: Grupo de Sistemas Mecánicos de Frontera
Correo institucional: fbeltran@azc.uam.mx

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

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal: Ing. Romy Pérez Moreno
No. económico/Teléfono: 23812 Adscripción/Puesto: Departamento de Energía
Área de Investigación/Departamento: Grupo de Sistemas Mecánicos de Frontera
Correo electrónico: romy.tareas@gmail.com

MODALIDAD DEL PROYECTO

☒ Proyecto tecnológico ☐ Proyecto de investigación ☐ Estancia profesional ☐ Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Rediseño y construcción de la suspensión y la dirección de un vehículo Baja SAE 2017 para la reducción de vibraciones laterales.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: ☒ No ☐ Si Clave (2):

OBJETIVO GENERAL

Reducir las vibraciones laterales de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 de acuerdo a las reglas de la competencia.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inició
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		12/1
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		Terminó 170

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

[Firma]



Originals: Coordinador de Estudios, Coordinación de Sistemas Escolares.
Copias: Alumno, Asesor(es).

Revisión: Febrero 2016



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

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 171 Fecha: 04/04/2017 PI-A-MEC 007/17

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Cortés García Nicolás Matrícula: 2123031669

Correo personal: tipo_820@hotmail.com

Nicolás Cortés
Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: Dr. Zeferino Damián Noriega

No. económico: 17421 Adscripción/Departamento/Sección: Profesor - Investigador

Área de investigación: Grupo de Sistemas Mecánicos de Frontera / Energía

Correo institucional: zdn@azc.uam.mx

Zeferino Damián Noriega
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

Rediseño y construcción de la suspensión y la dirección de un vehículo Baja SAE 2017 para la reducción de vibraciones laterales.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: ☒ No ☐ Si Clave (Z):

OBJETIVO GENERAL

Reducir las vibraciones laterales de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 de acuerdo a las reglas de la competencia.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I		Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		17P
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		17D

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Romy Pérez Moreno
Romy Pérez Moreno



Original: Coordinador de Estudios, Coordinación de Sistemas Escolares.
Copias: Alumno, Asesor(es).

Revisión: Febrero 2016



AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA

PI-A-MEC

CBI DIVISIÓN
CIENCIAS BÁSICAS
E INGENIERÍA

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

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matrícula:

Correo personal:

[Firma]
Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

[Firma]
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]
Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

☒ Proyecto tecnológico ☐ Proyecto de investigación ☐ Estancia profesional ☐ Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Rediseño y construcción de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 para la reducción de vibraciones laterales.

Proyecto de integración asociado a un Proyecto de Investigación: ☒ No ☐ Sí Clave (Z):

OBJETIVO GENERAL

Reducir las vibraciones laterales de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 de acuerdo a las reglas de la competencia.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100116	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inició
1100129	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		17P
1100136	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		Yáminis
			17D

Nombre y firma del Coordinador de Estudios <i>[Firma]</i> Ing. Romy Pérez Moreno	Universidad Autónoma Metropolitana Azcapotzalco CBI DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA 03 ABR 2017 COORDINACIÓN DE MECÁNICA Sello de la Coordinación de Estudios
--	--

Original: Coordinador de Estudios, Coordinación de Sistemas Escolares.
Copias: Alumno, Asesor(es).

Revisión: Febrero 2016

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

PI-A-MEC

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

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matricula:

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

Rediseño y construcción de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 para la reducción de vibraciones laterales.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: ☒ No ☐ Si Clave (Z):

OBJETIVO GENERAL

Reducir las vibraciones laterales de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 de acuerdo a las reglas de la competencia.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inició
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		17P
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		17D

Nombre y firma del Coordinador de Estudios


Ing. Romy Pérez Moreno



Original: Coordinador de Estudios, Coordinación de Sistemas Escolares.
Copias: Alumno, Asesor(es).

Revisión: Febrero 2016

Resumen

Este trabajo se enfoca en el proceso de diseño y construcción de los sistemas de la suspensión y la dirección para un vehículo todo terreno, el cual forma parte del equipo *Escuadrón UAM* para la competencia Baja SAE México 2017. El proyecto se desarrolla esencialmente en tres etapas, la primera consiste en el planteamiento de un modelo matemático para el estudio del comportamiento dinámico de la suspensión, posteriormente se realiza el diseño de la suspensión y la dirección, tomando en cuenta otros sistemas del vehículo, las normas establecidas por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE por sus siglas en inglés) y las pruebas a las que será sometido el vehículo durante la competencia. Finalmente se narra la etapa de construcción de los sistemas, donde se destaca la explicación detallada de puntos importantes y modificaciones realizadas a los sistemas para su buen funcionamiento y sobre todo su desempeño a lo largo de la competencia.

Índice General

Índice de figuras.....	XV
Índice de tablas.....	XVI
Introducción.....	1
Antecedentes.....	2
Justificación.....	2
Objetivos.....	3

Capítulo 1. Marco teórico

1.1 Introducción a la dinámica de vehículos.....	4
1.1.1 Ejes y ángulos de referencia de un vehículo.....	4
1.1.2 Longitudes de un vehículo.....	5
1.2 Cinemática del sistema de suspensión.....	6
1.3 Dinámica del sistema de suspensión.....	9
1.3.1 Modelo de cuarto de carro (Quarter Car Model - QCM).....	10
1.3.2 Cálculo de frecuencias naturales.....	11
1.4 Componentes de un sistema de suspensión simple.....	12
1.4.1 Clasificación de las suspensiones.....	15
1.5 Sistema de dirección.....	20
1.5.1 Componentes y funcionamiento del sistema de dirección.....	20

Capítulo 2. Desarrollo del proyecto

2.1 Estudio y análisis de la competencia Baja SAE.....	23
2.2 Estudio y dinámica del sistema.....	25
2.2.1 Desarrollo del modelo de cuarto de carro.....	26
2.2.2 Desarrollo del simulador para el modelo de cuarto de carro.....	27
2.2.3 Medición de las variables del sistema para la parte trasera y delantera.....	30
2.2.4 Simulación y resultados del modelo de cuarto de carro.....	30
2.3.5 Selección de las constantes “K” y “c”.....	32

2.4 Cinemática del sistema.....	32
2.4.1 Criterios de diseño empleados en la cinemática del sistema.....	33
2.4.1.1 Dimensiones del vehículo.....	33
2.4.1.2 Altura del vehículo respecto al suelo.....	33
2.4.1.3 Ángulos de la suspensión.....	33
2.4.3. Diseño de la suspensión delantera.....	34
2.4.3.1 Análisis geométrico de la suspensión.....	34
2.4.3.2 Diseño 3D de los brazos de la suspensión delantera.....	36
2.4.3.3 Montaje del sistema de la suspensión delantera sobre la estructura.....	37
2.4.4 Diseño de la suspensión trasera.....	39
2.4.4.1 Análisis geométrico de la suspensión trasera.....	39
2.4.4.2 Diseño 3D de los brazos de la suspensión trasera.....	41
2.4.4.3 Montaje del sistema de la suspensión trasera sobre la estructura.....	42
Capítulo 3. Construcción	
3.1 Construcción de la suspensión delantera.....	43
3.2 Construcción de la suspensión trasera.....	45
3.3 Construcción del sistema de dirección.....	47
Capítulo 4. Resultados	
4.1 Comparación de la simulación utilizando los valores para cada vehículo.....	49
4.2 Comparación de la suspensión delantera.....	49
4.3 Comparación de la suspensión trasera.....	51
Capítulo 5. Análisis y discusión de resultados	
5.1 Modificaciones realizadas al sistema de dirección.....	58
5.2 Modificaciones realizadas al sistema de suspensión delantera.....	59
5.3 Modificaciones realizadas al sistema de suspensión trasera.....	61
Capítulo 6. Conclusiones.	62
Capítulo 7. Referencias bibliográficas.....	63

Capítulo 8. Apéndices

A.- Determinación de la constante elástica del resorte.....	64
B.- Determinación de la rigidez radial estática del neumático trasero.....	67
C.- Determinación de la rigidez radial estática del neumático delantero.....	68
D.- Metodología para el cálculo de la constante de amortiguamiento “c”	70
E.- Determinación de “c” (amortiguador Baja SAE 2012).....	73
F.- Metodología para el cambio en la “c” de un amortiguador.....	74
G.- Hoja de inspección.....	76
H.- Reporte de costos.....	77
I.- Tablas de simulación.....	78
J.- Graficas de simulación.....	86
Capítulo 9. Entregables.....	91
Dibujos de las piezas construidas y utilizadas para cada sistema.	
Constancias de Participación en la competencia Baja SAE México 2017	

Índice de Figuras

Figura 1. Tipos de movimiento sobre un vehículo [3].....	5
Figura 1a. Oscilaciones en el vehículo [4].....	5
Figura 2. Longitudes del vehículo [3].....	6
Figura 3. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [4].....	7
Figura 4. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [4].....	8
Figura 5. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [4].....	9
Figura 6. Representación del modelo cuarto de carro.....	10
Figura 7. Representación de una ballesta.....	12
Figura 8. Tipos de muelles.....	13
Figura 9. Diagrama de una rotula.....	13
Figura 10. Montaje de un rotula.....	13
Figura 11. Funcionamiento de un amortiguador.....	14
Figura 12. Conjunto Muelle-Amortiguador.....	14
Figura 13. Montaje de los brazos de suspensión.....	15
Figura 14. Esquema de una suspensión rígida.....	16
Figura 15. Esquema de una suspensión independiente.....	16
Figura 16. Esquema de una suspensión de eje oscilante.....	17
Figura 17. Esquema de una suspensión de brazos tirados.....	17
Figura 18. Esquema de una suspensión McPherson.....	18
Figura 19. Partes de una suspensión de paralelogramo deformable.....	19
Figura 20. Partes de una suspensión con multibrazo.....	19
Figura 21. Componentes del sistema de dirección.....	20
Figura 22. Recorrido de las ruedas directrices.....	21
Figura 23. Tipos de mecanismos de dirección con tornillo sinfín.....	21
Figura 24. Mecanismo de dirección por cremallera.....	22
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de modelo de cuarto de carro.....	26
Figura 26. Simulación y grafica de posición-tiempo.....	27
Figura 27. Simulación y grafica de amplitud-frecuencia.....	28
Figura 28. Grafica 3D, amplitud-frecuencia-rigidez.....	30
Figura 29. Parte frontal de la estructura del vehículo.....	34
Figura 30. Portamasas.....	34
Figura 31. Diseño 2D de la parte frontal del vehículo.....	35
Figura 32. Diseño geométrico de la suspensión delantera.....	35
Figura 33. Brazo superior izquierdo.....	36
Figura 34. Brazo inferior izquierdo.....	36
Figura 35. Despiece y vista general del sistema de dirección.....	37
Figura 36. Partes que conforman al sistema de dirección.....	37
Figura 37. Montaje de la suspensión delantera.....	38
Figura 38. Portamasas trasero y eje de transmisión.....	39
Figura 39. Caja de transmisión.....	40
Figura 40. Diseño geométrico de la suspensión trasera.....	40

Figura 41. Brazo inferior derecho.....	41
Figura 42. Brazo Superior.....	41
Figura 43. Montaje de la Suspensión Trasera.....	42
Figura 44. Tijera de suspensión delantera.....	43
Figura 45. Montaje de la Suspensión Delantera.....	44
Figura 46. Suspensión delantera.....	44
Figura 47. Caja de transmisión.....	45
Figura 48. Suspensión Trasera – Izquierda.....	45
Figura 49. Suspensión trasera.....	46
Figura 50. Diseño de los brazos de suspensión.....	46
Figura 51. Caja de dirección.....	47
Figura 52. Ejes y rotulas reemplazados del sistema de dirección.....	47
Figura 53. Montaje del sistema de dirección.....	47
Figura 54. Cubierta construida para la caja de dirección.....	48
Figura 55. Primer Diseño del Sistema de Dirección.....	58
Figura 56. Primer Diseño de la Suspensión Delantera.....	59
Figura 57. Falla en la tijera inferior durante la competencia.....	60
Figura 58. Primer Diseño de la Suspensión Trasera.....	61
Figura 59. Soportes para los extremos del resorte.....	64
Figura 60. Resorte montado en la Máquina Universal de Ensayes.....	65
Figura 61. Representación entre la pendiente y la constante de elasticidad.....	66
Figura 62. Neumático trasero montado sobre la Máquina Universal de Ensayes.....	68
Figura 63. Neumático delantero montado sobre la Máquina Universal de Ensayes.....	69
Figura 64. Representación de un sistema Masa-Amortiguador.....	70
Figura 65. Montaje del amortiguador.....	72
Figura 66. Ejemplo montaje.....	73
Figura 67. Amortiguador modificado.....	74

Índice de Tablas

Tabla 1. Pruebas realizadas en la competencia BAJA SAE México 2017	24
Tabla 2. Valores de las variables correspondientes al vehículo.....	30
Tabla 3. Amplitud obtenida para los valores definidos de “K” y “c”	31
Tabla 4. Valores de cada variable para los vehículos.....	49
Tabla 5. Valores asociados al desempeño de cada configuración delantera.....	50
Tabla 6. Valores asociados al desempeño de cada configuración trasera.....	51
Tabla 7. Características del neumático trasero.....	67
Tabla 8. Características del neumático trasero.....	68
Tabla 9. Constante de amortiguamiento para el amortiguador del vehículo 2012.....	73
Tabla 10. Constante de amortiguamiento para el amortiguador del modificado.....	75
Tabla 11. Costos de materiales y componentes de la suspensión.....	77
Tabla 12. Costos de materiales y componentes de la dirección.....	77

Índice de Graficas

Gráfica 1. Amplitud v.s. Frecuencia correspondiente al modelo delantero.....	50
Gráfica 2. Amplitud v.s. Frecuencia correspondiente al modelo trasero.....	51
Gráfica 3. Comportamiento del resorte a compresión.....	59
Gráfica 4. Comportamiento del resorte a compresión (ajustada).....	60
Gráfica 5. Comportamiento del neumático trasero.....	62
Grafica 6. Comportamiento del neumático delantero.....	63
Grafica 7. Velocidad v.s. Extensión.....	64

Introducción

SAE México es la sección nacional de SAE International, la sociedad profesional en el área de movilidad automotriz más reconocida a nivel mundial, fundada en 1930 con 30 miembros, incluido Henry Ford. Actualmente SAE International organiza competencias a nivel mundial con el objetivo de apoyar la preparación de los mejores ingenieros a través de competencias estudiantiles [1].

Baja SAE es una competencia intercolegial de diseño automotriz que se originó en la Universidad del Sur de Carolina en 1976 y que desde entonces ha crecido para convertirse en la competencia estudiantil de diseño automotriz más importante de Estados Unidos. En México, la competencia se comenzó a realizar en 1995 y actualmente reúne en cada edición a 50 equipos de las más prestigiadas universidades del país [1].

Sin embargo la Universidad Autónoma Metropolitana no ha participado en dicha competencia, solamente se han construido algunos vehículos pero que no cumplen con el reglamento para su participación, por lo que se decidió formar un equipo con el objetivo de construir un vehículo capaz de cumplir con las exigencias de la competencia como lo son aceleración, maniobrabilidad, ascenso de colina, durabilidad, entre otras, también satisfacer normas y los reportes técnicos que son requisitos establecidos por el reglamento de la SAE.

En el presente proyecto se desarrolla el proceso de diseño y construcción de los sistemas de la suspensión y la dirección que forman parte de dicho vehículo.

Antecedentes

Baja SAE es una competencia intercolegial de diseño en donde sólo pueden competir estudiantes de ingeniería. La finalidad de esta competencia es simular proyectos de ingeniería del mundo real. Los estudiantes deben trabajar y esforzarse en equipo para diseñar, probar, promover y competir con un vehículo dentro de los límites de reglas que previamente están establecidas. Deben obtener también recursos para financiar su proyecto, así como manejar sus prioridades educativas. [4]

Los sistemas de la dirección y la suspensión son de los más importantes en la construcción de un vehículo y consiste en un conjunto de mecanismos que permiten modificar el rumbo del automóvil, además facilita el esquivar obstáculos; es decir, permite la conducción. De éstas depende la capacidad del vehículo para sortear obstáculos en terrenos irregulares, mantener la estabilidad y tener un buen rendimiento bajo condiciones dinámicas cambiantes. [5]

En 2012, Arcea Silva Jeremy Dieter, Carmona Medina Jesús, Martínez Sandoval Irving Alexander, Morales López Hugo Enrique, Olín Ramírez Karina Monserratt, en las instalaciones de la UAM-AZC construyeron un vehículo Baja SAE, que por diversos motivos no pudieron participar en la competencia Baja SAE. [2]

Justificación

Esta propuesta permitirá desarrollar las características necesarias para implementar un sistema de suspensión y dirección con el cual se optimice el funcionamiento de un vehículo Baja SAE.

Es necesario mejorar los sistemas existentes, puestos que actualmente presentan características que en ocasiones no son lo suficientemente confortables y estables, haciendo necesario el cambio constante de piezas y mantenimiento del mismo sistema.

La idea central de esta propuesta abre la posibilidad al rediseño, considerando algunas características de los sistemas de suspensión y dirección ya existentes, retomándolas para tomar en cuenta las ventajas de cada una y fusionarlas dentro de un solo dispositivo que presente una mayor eficiencia.

Objetivos

Objetivo general:

Reducir la vibración de la suspensión y la dirección de un vehículo BAJA SAE 2017 de acuerdo a las reglas de la competencia.

Objetivos particulares:

Obtener un modelo matemático de la dinámica de la suspensión y la dirección.

Rediseñar los sistemas de la suspensión y la dirección para reducir el nivel de vibraciones laterales.

Evaluar las propuestas de diseño mediante simulación computacional.

Implementar las propuestas de mejora del rediseño en el vehículo Baja SAE 2017.

Evaluar la respuesta del sistema propuesto en la competencia BAJA SAE 2017.

Capítulo 1. Marco teórico

1.1 Introducción a la dinámica de vehículos.

La dinámica del vehículo es el campo de la ingeniería automotriz que se enfoca en el estudio de los diferentes tipos de movimientos, capacidades y posiciones que presentan los vehículos, analizando cada uno de sus componentes y sistemas, con el objetivo de mejorar el desempeño dinámico a lo largo del en torno al que se someterán.

El desempeño dinámico comprende todo tipo de escenarios de movimiento, aceleración, frenada y comportamiento en curvas, donde el sistema de suspensión y dirección del vehículo desempeñan el papel fundamental.

La suspensión y dirección de un vehículo son estudiadas por 2 campos de la Ingeniería Automotriz, el campo de la dinámica de la suspensión y el de la cinemática del vehículo. Cada uno de estos campos se refiere al estudio de sistemas independientes del vehículo, la ingeniería aplicada en cada uno, las situaciones y funciones que presentan, así como los movimientos y problemas asociados.

Existen gran cantidad de criterios y variables que se pueden implementar para realizar el análisis de la dinámica un vehículo, siendo uno de ellos el sistema de referencia establecido por la Sociedad de Ingenieros de Automoción (SAE por sus siglas en ingles), del cual se definirán a continuación algunas de las más significativas.

1.1.1 Conceptos clave y parámetros dimensionales.

Para el análisis y diseño de un vehículo, existen gran cantidad de criterios, variables y referencias establecidas las cuales son la guía para describir y dimensionar un vehículo de tal forma que sean entendidos universalmente. A continuación, se describen aquellos de mayor relevancia para los fines de este proyecto.

Ejes y ángulos de referencia de un vehículo.

Se establece un sistema de 3 ejes fijos entorno a un vehículo para poder definir su posición y tipo de movimiento, llamados:

- Eje z. (Empuje)
- Eje y.
- Eje x.

Aunado a esto, existen tres rotaciones principales que definen el movimiento del vehículo alrededor de los ejes de referencia; combinando los ángulos de rotación en cada uno de los tres ejes, y el desplazamiento en cada uno de ellos, se puede realizar una descripción muy precisa de los movimientos y posiciones que presenta un vehículo.

- Angulo de Guiñada (YAW).
- Angulo de Cabeceo (PITCH).
- Angulo de Bamboleo (ROLL).

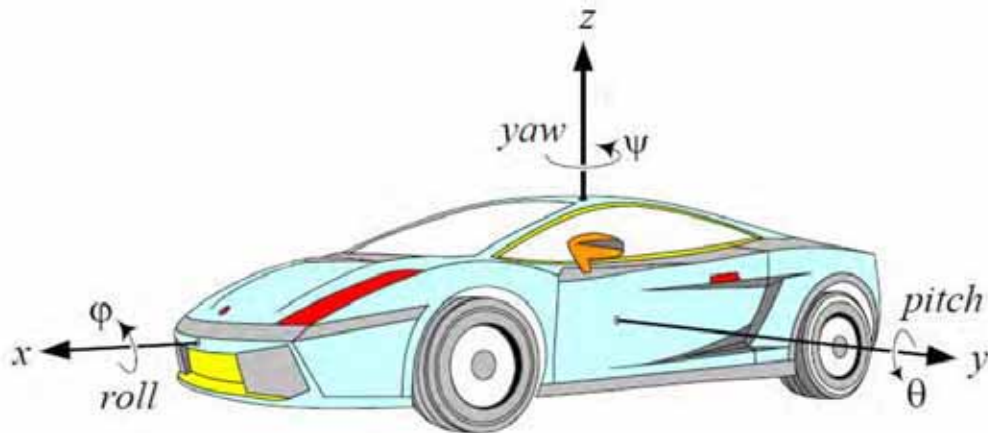


Figura 1. Tipos de movimiento sobre un vehículo [3]

Para un análisis cotidiano del movimiento de un vehículo a través de un terreno irregular, se ha observado que sobresalen 2 ángulos y una posición para un estudio efectivo, estos son; el Angulo de Cabeceo, de Bamboleo y el eje de referencia Z, tal es su importancia, que el movimiento sobre este eje se ha nombrado Empuje.

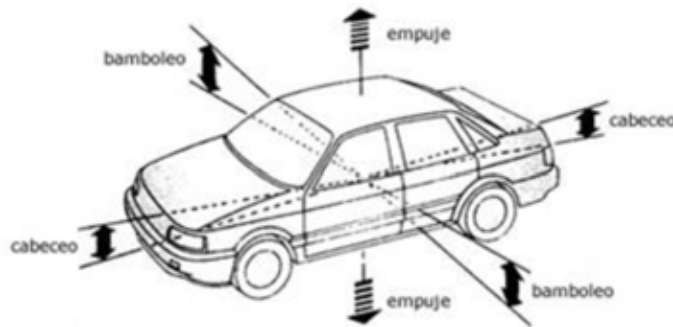


Figura 1a. Oscilaciones en el automóvil.

El movimiento de empuje se observa por ejemplo cuando se pasa a través de un terreno ondulado y la carrocería sube y baja de manera uniforme.

El movimiento de cabeceo se observa en una frenada brusca, cuando la parte trasera del carro se eleva y la delantera disminuye en altura.

El movimiento de bamboleo, se observa al tomar curvas a alta velocidad, inclinándose el carro sobre un costado.

Longitudes de un vehículo.

Batalla: también conocido como Empate o Wheelbase en inglés, es la distancia medida entre los ejes delantero y trasero del vehículo.

Su influencia en el desempeño del vehículo radica en que mientras esta medida disminuye, el vehículo no gastará energía en movimientos innecesarios de rotación con respecto al Eje Y a costa de una menor estabilidad en el mismo.

Ancho de vías: también conocido como Trocha, se refiere a la distancia entre el centro de los neumáticos de un mismo eje.

Al igual que la Batalla, esta medida influye en el desempeño final del vehículo, ya que mientras sea de mayor longitud, se conseguirá mayor estabilidad sacrificando la maniobrabilidad del vehículo.



Figura 2. Longitudes del vehículo [3].

Conceptos físicos.

Centro de masa: El centro de masa de un sistema discreto o continuo es el punto geométrico que dinámicamente se comporta como si en él estuviera aplicada la resultante de las fuerzas externas al sistema.

Vibraciones laterales: En el estudio de la dinámica de vehículos es el movimiento oscilatorio que se presenta a lo largo del Eje Z, resultado de la interacción con un terreno irregular.

1.2 Cinemática del vehículo.

La cinemática del sistema desde el punto de vista geométrico, se encarga de la posición y orientación de las cuatro ruedas con respecto al resto del vehículo, tomando en cuenta el recorrido de la suspensión tanto a compresión como a extensión, el diseño de la geometría de la dirección, la longitud de los brazos de dirección y la posición de esta

última. Para esto existen parámetros que establecen la orientación de las ruedas en todo momento, dichos parámetros se explican a continuación.

- Ángulo de salida (kingpin)

Se llama ángulo de salida al ángulo (A_s) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A' como se muestra en la Figura 3. Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10°, siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7° [4].

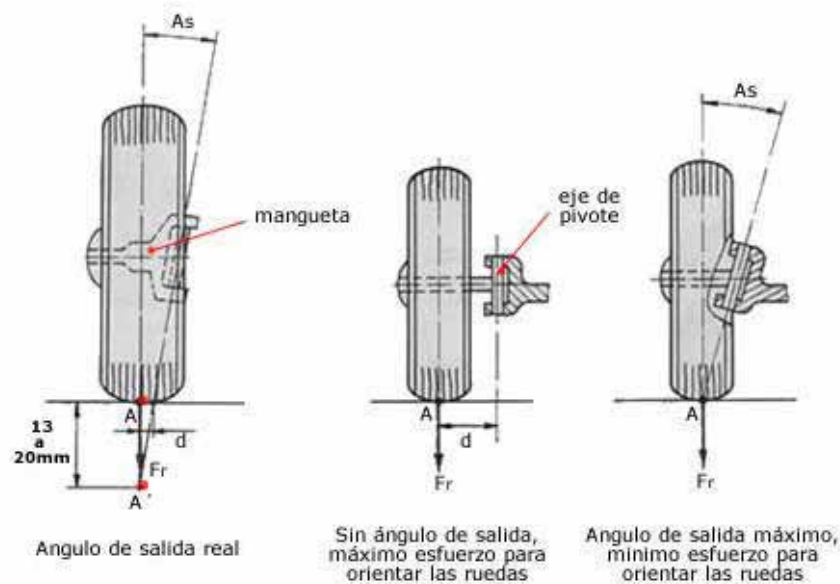


Figura 3. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas[4].

Si se aumenta el ángulo de salida, aumenta la elevación de la suspensión en los giros de las ruedas, aumentando el esfuerzo de retorno de la dirección.

-Al aumentar el ángulo de salida, aumentamos también la inclinación de las ruedas en los giros, disminuyendo la resistencia de la suspensión a esfuerzos verticales.

-Al aumentar el ángulo de salida disminuye la longitud del brazo de palanca disminuyendo el barrido de la rueda en los giros, y disminuyendo la dureza de la dirección.

- Ángulo de caída (camber)

Se llama ángulo de caída al ángulo " A_c " que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda como se muestra en la Figura 4. Tiene por objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

Este ángulo de caída puede ser positivo, es decir, la parte baja de la rueda se acerca al vehículo, o negativo, si la parte baja de la rueda se aleja del vehículo.

Este ángulo de caída define la inclinación con la que el neumático toca el suelo, y por tanto la cantidad de goma de la banda de rodadura que contacta con el suelo.

Otro aspecto importante del ángulo de caída es que define el centro instantáneo de rotación. Por lo general, un ángulo de caída positivo, hace que el centro instantáneo de rotación esté fuera del vehículo, y por tanto aumente la deriva del eje al circular en curva. Por tanto, suele optarse por ángulos de caída ligeramente negativos

Cabe destacar que el ángulo de caída es variable con el movimiento de la suspensión, tendiendo generalmente a disminuir al comprimir el amortiguador. Otro aspecto reseñable es que los efectos del ángulo de caída se harán más notables al aumentar el ancho de los neumáticos [4].

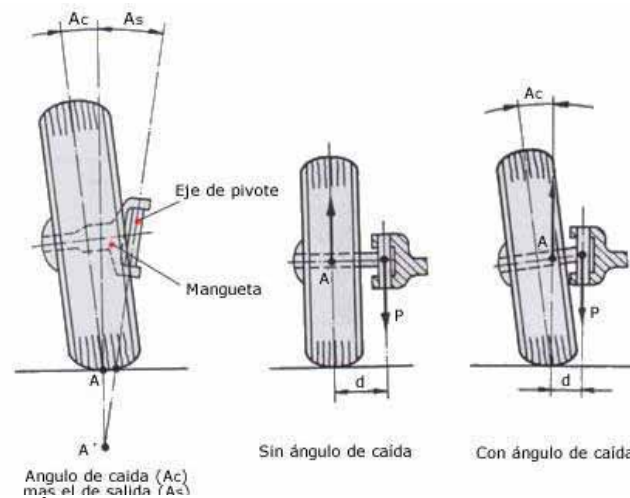


Figura 4. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas[4].

- Ángulo de avance (caster)

Se llama ángulo de avance, al ángulo (Aa) que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma. Cuando el empuje del vehículo se realiza desde las ruedas traseras (propulsión), el eje delantero es arrastrado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección [4]. Esto se corrige dando al pivote un cierto ángulo de avance (Aa) de forma que su eje corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto (A) de apoyo de la rueda. Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da firmeza a la dirección, haciendo que el punto (A) de apoyo tienda a estar siempre en línea recta y por detrás de (B) punto de impulsión como se muestra en la Figura 5.

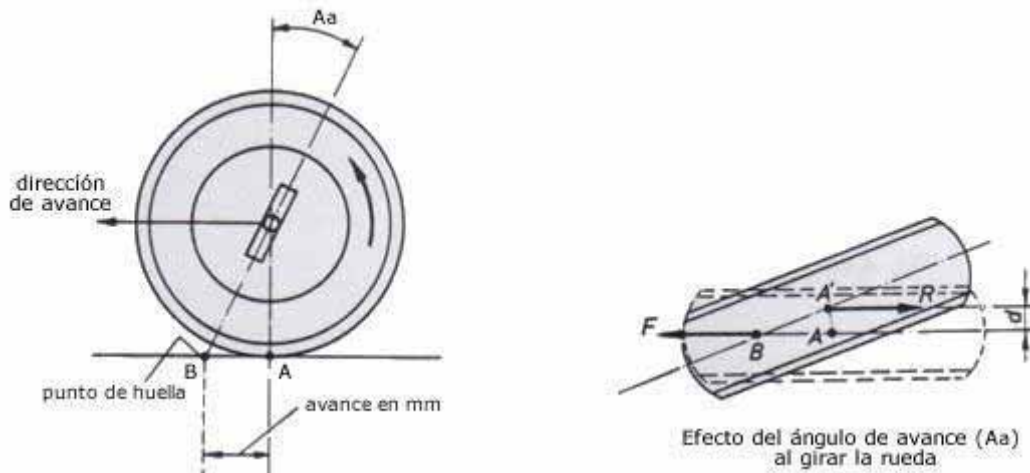


Figura 5. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [4].

1.3 Dinámica del sistema de suspensión.

El sistema de suspensión es el conjunto de elementos cuya principal función es suspender eficazmente el peso de un vehículo, aunado a esto, de manera secundaria, es el responsable de:

- Reducir las fuerzas que se transmiten al conductor causadas por irregularidades del terreno.
- Mantener las ruedas en contacto con el pavimento y procurarles adherencia con la superficie.
- Facilitar el control de la dirección del vehículo.
- Mantener la altura y la posición óptima del vehículo con respecto al suelo.

Con base en lo anterior, la dinámica del sistema de suspensión constituye un aspecto importante para el desempeño general del vehículo, por lo que para asegurar que se tiene el sistema de suspensión más adecuado, es conveniente realizar un análisis vibratorio en el cual el reto es reducir de la manera más óptima la amplitud y las oscilaciones del Empuje y de los ángulos de Cabeceo y Balanceo.

Para los análisis vibratorios, se utilizan modelos matemáticos de la dinámica del vehículo, estos modelos son capaces de predecir y/o aproximarse a la respuesta de los vehículos bajo diferentes tipos de circunstancias, con lo que se identificarán los valores más adecuados a los parámetros y variables que definen el desempeño de la suspensión, algunos de los cuales se describen en la Sección 1.1.

1.3.1 Modelo de cuarto de carro (Quarter Car Model - QCM)

Para el análisis, diseño y estudio de la dinámica de la suspensión de un vehículo, se han establecido una gran cantidad de modelos matemáticos que varían ampliamente en su complejidad dependiendo del tipo de movimiento que se pretenda estudiar.

El modelo de Cuarto de Carro es uno de los más sencillos de analizar sin dejar de ser sumamente útil y proporcionar algunas de las propiedades más importantes del sistema dinámico, su aplicación se enfoca en el estudio de una suspensión independiente en la cual, se considera que una cuarta parte del peso total del vehículo se encuentra sostenido directamente por el resorte y el amortiguador, además de considerar al neumático como un segundo resorte.

A continuación, se observa su representación.

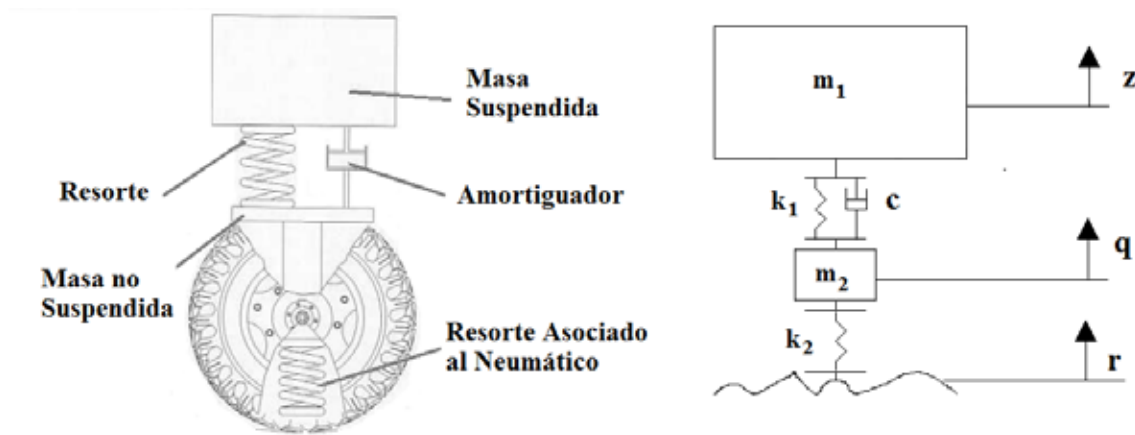


Figura 6. Representación del Modelo de Cuarto de Carro

En donde:

m_1 = masa suspendida

m_2 = masa no suspendida

k_1 = constante de rigidez de resorte

k_2 = constante de rigidez asociada al neumático

c = constante de amortiguamiento

Para el modelo, z , q y r son los ejes de referencia, con respecto a los cuales se mide el movimiento de m_1 , m_2 y la posición del suelo respectivamente.

Para los fines de la aplicación de este modelo matemático se considera:

Masa suspendida: todos aquellos componentes del vehículo que al ser dispuestos sobre el vehículo generaran por su propio peso la compresión del resorte. Dentro de estos se encuentra la jaula, motor, asiento, piloto, transmisión.

Masa no suspendida: son aquellos componentes de vehículo que al ser dispuestos sobre el vehículo no generaran una compresión en el resorte. Dentro de estos se encuentran las llantas, porta masas, caliper, discos, etc.

Este modelo posee dos grados de libertad, lo que permite calcular las frecuencias naturales tanto de las masas suspendidas como de las masas no suspendidas. La identificación de las frecuencias naturales es de suma importancia en el diseño de la suspensión, ya que se dispondrán todos los recursos con el objetivo de disminuir o evitar el efecto de resonancia en su desempeño, buscando la mejor relación de masas suspendidas-resorte-amortiguador.

1.3.2 Cálculo de Frecuencias Naturales.

Existen 2 frecuencias naturales para el Modelo de Cuarto de Carro, de las cuales una está asociada a la masa suspendida, mientras que la otra es asociada a la no suspendida.

La resolución teórica exacta para calcular las frecuencias naturales del modelo de Cuarto de Carro con 2 Grados de Libertad es larga y compleja, por lo que existen una gran cantidad de metodologías y ecuaciones para aproximarlas.

A continuación, se exponen 2 ecuaciones ampliamente utilizadas:

Sin amortiguamiento.

Es posible obtener una aproximación de las frecuencias naturales del modelo de Cuarto de Carro retirando el amortiguamiento es decir evaluándolo en cero ($c=0$), ya que se ha observado que los valores de estas frecuencias son muy similares en configuraciones con y sin amortiguamiento siempre y cuando los valores de amortiguamiento sean relativamente bajos.

$$w_n^2 = \frac{k_1 + k_2}{2m_2} + \frac{k_1}{2m_1} \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{k_1 + k_2}{m_2} \right]^2 - \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}} \quad (1)$$

Simplificación de modelo.

Por otro lado, también se pueden calcular las frecuencias naturales, haciendo una simplificación del modelo usando las siguientes formulaciones, donde cada una es referida una masa en particular, cabe mencionar que estas arrojan resultados con un grado de precisión aceptable.

Para la masa no suspendida:

$$w_2 = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_2}} \quad (2)$$

Para la masa suspendida:

$$w_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (3)$$

Resulta evidente observar que la simplificación para calcular la frecuencia natural de la masa suspendida radica simplemente en considerar el sistema como uno Masa-Resorte.

1.4. Componentes de un Sistema de Suspensión Simple

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible o elástico (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión, muelle de goma, gas o aire) y un elemento amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno.

- **Ballestas**

Están constituidas por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan.

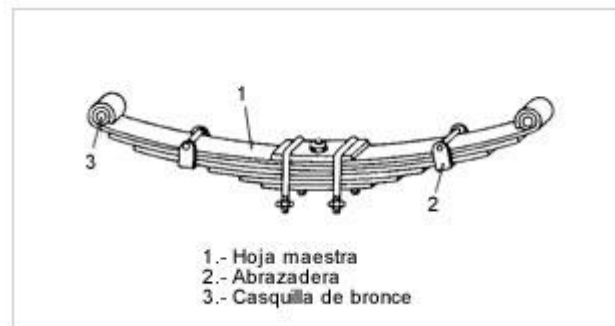


Figura 7. Representación de una ballesta.

- **Muelles**

Consisten en un arrollamiento helicoidal de acero elástico formado con hilo de diámetro variable, tienen la ventaja de conseguir una elasticidad blanda debido al gran recorrido del resorte sin apenas ocupar espacio ni sumar peso. Véase apéndice C.



Figura 8. Tipos de muelles.

- **Cojinetes elásticos o bujes**

Son aislantes de caucho u otro material elastómero que se encargan de amortiguar las reacciones en los apoyos de la suspensión. Su misión es amortiguar los golpes existentes entre dos elementos en los que existe movimiento. Suelen montarse a presión o atornillados.

- **Rotulas.**

Constituyen un elemento de unión y fijación de la suspensión y de la dirección, que permite su pivotamiento y giro manteniendo la geometría de las ruedas.

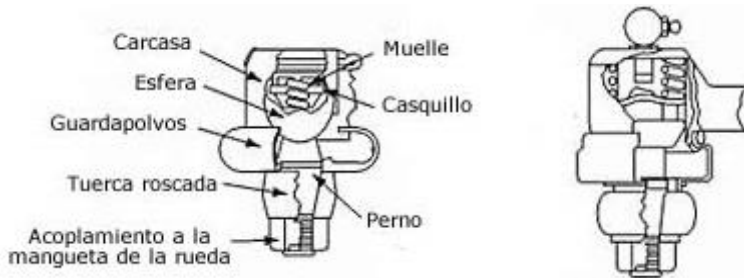


Figura 9. Diagrama de una rotula.



Figura 10. Montaje de un rotula.

- **Amortiguadores**

Estos elementos son los encargados de absorber las vibraciones de los elementos elásticos (muelles, ballestas, barras de torsión), convirtiendo en calor la energía generada por las oscilaciones. Véase apéndice D.

Tipos de amortiguadores:

- Los amortiguadores hidráulicos convencionales (monotubo y bitubo). Dentro de esta categoría podemos encontrar los fijos y los regulables.
- Los amortiguadores a gas (monotubo o bitubo). No regulables
- Los amortiguadores a gas (monotubo). Regulables

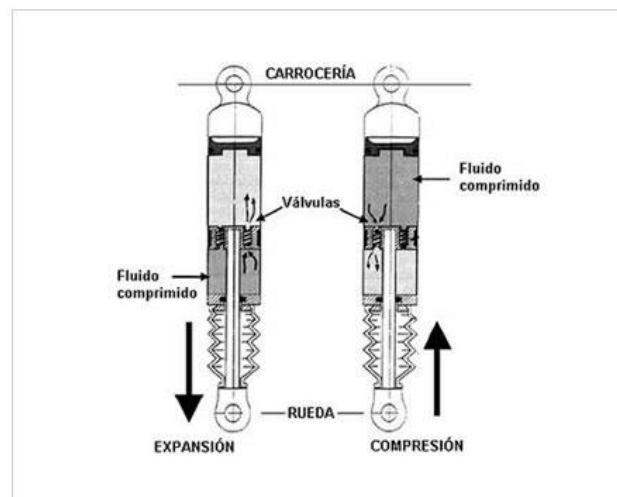


Figura 11. Funcionamiento de un amortiguador.



Figura 12. Conjunto Muelle-Amortiguador.

- **Brazos de suspensión o trapecios**

Son brazos articulados fabricados en fundición o en chapa de acero que soportan al vehículo a través de la suspensión. Unen la mangueta mediante elementos elásticos (bujes) y elementos de guiado (rótulas) al vehículo soportando los esfuerzos generados por este en su funcionamiento.

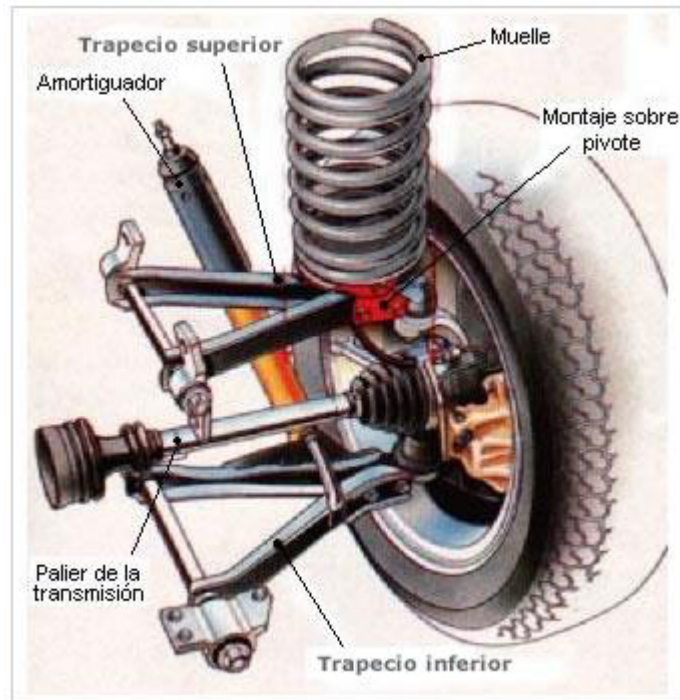


Figura 13. Montaje de los brazos de suspensión.

1.4.1. Clasificación de las suspensiones

Suspensiones delanteras y traseras

No todos los modelos de suspensión pueden ser montados en el eje delantero o trasero indistintamente; la mayor o menor facilidad de adaptación a las necesidades específicas de los dos ejes ha determinado una selección, por lo que cada tipo de suspensión se adapta mejor a uno de los dos ejes.

Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

- Suspensiones rígidas: en las que la suspensión de una rueda va unida a la otra rueda mediante un eje rígido, la desventaja de este tipo de suspensión es que se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra.

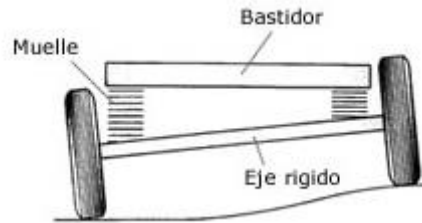


Figura 14. Esquema de una Suspensión Rígida

- Suspensiones semirrigidas: similares a las suspensiones rígidas pero con menor peso no suspendido.
- Suspensiones independientes: en esta disposición las ruedas tienen una suspensión independiente para cada una de ellas. Por lo tanto no se transmiten las oscilaciones de unas ruedas a otras.

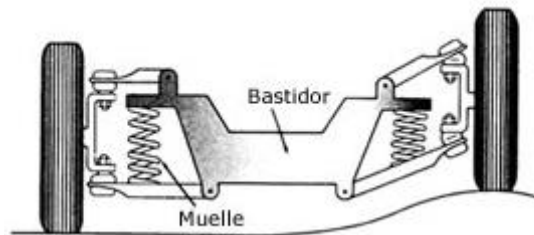


Figura 15. Esquema de una Suspensión Independiente.

Actualmente la suspensión independiente a las cuatro ruedas se va utilizando cada vez más debido a que es la más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitirlas de una rueda a otra del mismo eje. La principal ventaja añadida de la suspensión independiente es que posee menor peso no suspendido que otros tipos de suspensión por lo que las acciones transmitidas al chasis son de menor magnitud.

El número de modelos de suspensión independiente es muy amplio y además posee numerosas variantes. Los principales tipos de suspensión de tipo independiente son:

- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de brazos tirados.
- Suspensión McPherson.
- Suspensión de paralelogramo deformable.
- Suspensión multibrazo (multilink)

Suspensión de eje oscilante

La peculiaridad de este sistema que se muestra en la Figura 16 es que el elemento de rodadura (1) y el semieje (2) son solidarios (salvo el giro de la rueda), de forma que el conjunto oscila alrededor de una articulación (3) próxima al plano medio longitudinal del vehículo. Este tipo de suspensión no se puede usar como eje directriz puesto que en el movimiento oscilatorio de los semiejes se altera notablemente la caída de las ruedas en las curvas. Completan el sistema de suspensión dos conjuntos muelle-amortiguador telescópico (4).

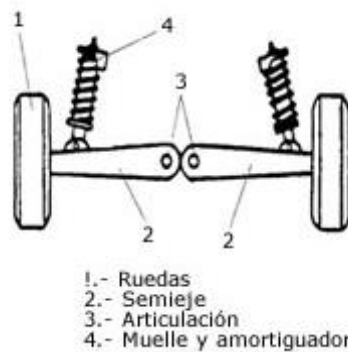


Figura 16. Esquema de una Suspensión de eje Oscilante.

Suspensión de brazos tirados o arrastrados

Este tipo de suspensión independiente se caracteriza por tener dos elementos soporte o "brazos" en disposición longitudinal que van unidos por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda. Si el eje es de tracción, el grupo diferencial va anclado al bastidor. En cualquier caso las ruedas son tiradas o arrastradas por los brazos longitudinales que pivotan en el anclaje de la carrocería. Este sistema de suspensión ha dado un gran número de variantes cuyas diferencias estriban fundamentalmente en cuál es el eje de giro del brazo tirado en el anclaje al bastidor y cuál es el elemento elástico que utiliza, como se muestra en la Figura 17.

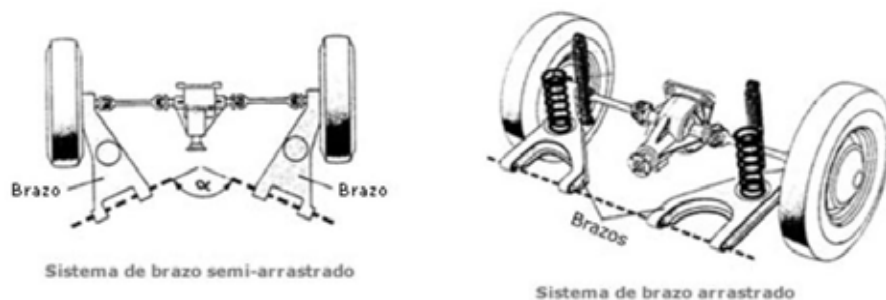


Figura 17. Esquema de una Suspensión de brazos tirados.

Suspensión McPherson

La suspensión tipo McPherson forma un mecanismo de tipo triángulo articulado formado por el brazo inferior, el conjunto muelle-amortiguador y el propio chasis. El lado del triángulo que corresponde al muelle-amortiguador es de compresión libre por lo que sólo tiene un único grado de libertad: la tracción o compresión de los elementos elásticos y amortiguador. Al transmitirse a través del muelle-amortiguador todos los esfuerzos al chasis es necesario un dimensionado más rígido de la carrocería en la zona de apoyo de la placa de fijación.

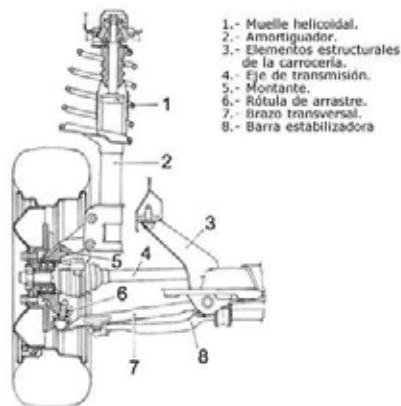


Figura 18. Esquema de una suspensión McPherson.

Suspensión de paralelogramo deformable

La suspensión de paralelogramo deformable junto con la McPherson es la más utilizada en un gran número de automóviles tanto para el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina: suspensión por trapecio articulado y suspensión de triángulos superpuestos.

En la Figura 19 se muestra una suspensión convencional de paralelogramo deformable. El paralelogramo está formado por un brazo superior (2) y otro inferior (1) que están unidos al chasis a través de unos pivotes, cerrando el paralelogramo a un lado el propio chasis y al otro la propia mangueta (7) de la rueda. La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas (4) que permiten la orientación de la rueda. Los elementos elásticos y amortiguador coaxiales (5) son de tipo resorte helicoidal e hidráulico telescópico respectivamente y están unidos por su parte inferior al brazo inferior y por su parte superior al bastidor. Completan el sistema unos topes (6) que evitan que el brazo inferior suba lo suficiente como para sobrepasar el límite elástico del muelle y un estabilizador lateral (8) que va anclado al brazo inferior (1).

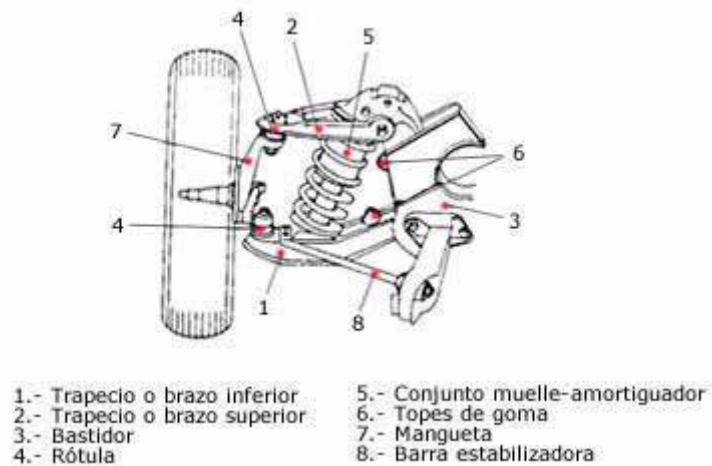


Figura 19. Partes de una Suspensión de paralelogramo deformable.

Suspensiones Multibrazo o Multilink

Las suspensiones multibrazo se basan en el mismo concepto básico que sus precursoras las suspensiones de paralelogramo deformable, es decir, el paralelogramo está formado por dos brazos transversales, la mangueta de la rueda y el propio bastidor. La diferencia fundamental que aportan estas nuevas suspensiones es que los elementos guía de la suspensión multibrazo pueden tener anclajes elásticos mediante manguitos de goma. Gracias a esta variante las multibrazo permiten modificar tanto los parámetros fundamentales de la rueda, como la caída o la convergencia, de la forma más apropiada de cara a la estabilidad en las distintas situaciones de uso del automóvil. Esto significa que las dinámicas longitudinal y transversal pueden configurarse de forma precisa y prácticamente independiente entre sí, y que puede alcanzarse un grado máximo de estabilidad direccional y confort.

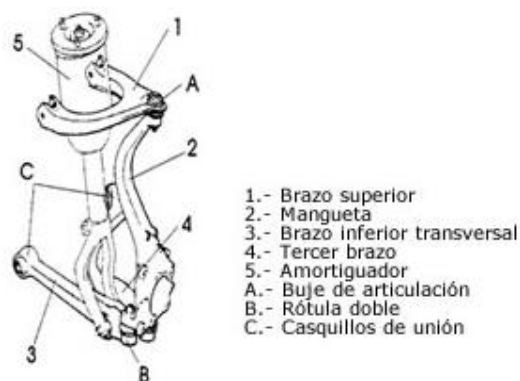


Figura 20. Partes de una Suspensión con Multibrazo.

1.5. Sistema de dirección

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor. Para que el conductor no tenga que realizar esfuerzo en la orientación de las ruedas (a estas ruedas se las llama "directrices"), el vehículo dispone de un mecanismo desmultiplicador, en los casos simples (coches antiguos), o de servomecanismo de asistencia (en los vehículos actuales).

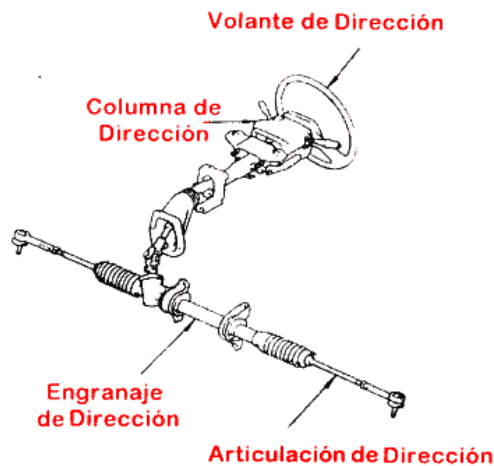


Figura 21. Componentes del sistema de dirección.

1.5.1. Componentes y funcionamiento del sistema de dirección.

La cadena cinemática que transfiere el movimiento hasta las ruedas del vehículo se puede clasificar en tres grupos: volante con columna de dirección, caja de dirección y varillaje. La columna de dirección va unida por su parte superior al volante y por la inferior a la caja de dirección donde se transforma el movimiento circular del volante en movimiento lineal. De la caja de dirección llega el movimiento a las barras de acoplamiento. Los extremos del eje delantero terminan en horquillas sobre las que se articula el pivote, el cual es el eje direccional de las ruedas. Del pivote sale la mangueta, también llamado porta-masas, sobre la que giran las ruedas en cojinetes de bolas o rodillos. De cada porta-masas sale el brazo de acoplamiento. Estos brazos están unidos por la barra de acoplamiento que va articulada en los extremos de ambos brazos.

Como las trayectorias a recorrer por la ruedas directrices son distintas en una curva (la rueda exterior ha de recorrer un camino más largo por ser mayor su radio de giro, como se ve en la figura inferior), la orientación que debe darse a cada una es distinta también (la exterior debe abrirse más), y para que ambas sigan la trayectoria deseada, debe cumplirse la condición de que todas las ruedas del vehículo, en cualquier momento de su orientación, sigan trayectorias curvas de un mismo centro O (concéntricas), situado en la prolongación del eje de las ruedas traseras. Para conseguirlo se disponen los brazos de

acoplamiento A y B que mandan la orientación de las ruedas, de manera que en la posición en línea recta, sus prolongaciones se corten en el centro C del puente trasero o muy cerca de este.

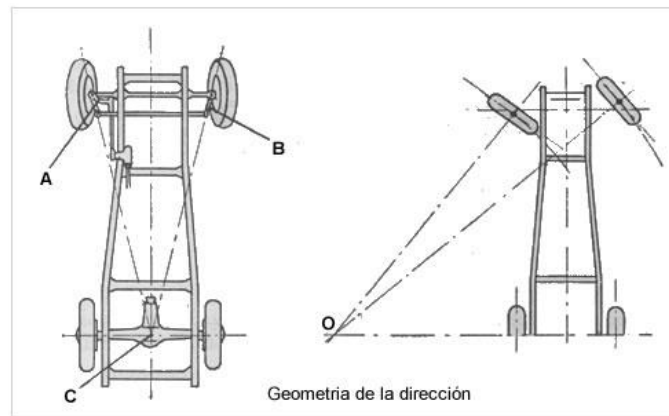


Figura 22. Recorrido de las ruedas directrices.

Existen varios tipos de mecanismos de la dirección, están los de tornillo sin fin y los de cremallera.

Mecanismos de dirección de tornillo sin fin

Consiste en un tornillo que engrana constantemente con una rueda dentada. El tornillo se une al volante mediante la "columna de dirección", y la rueda lo hace al brazo de mando. De esta manera, por cada vuelta del volante, la rueda gira un cierto ángulo, mayor o menor según la reducción efectuada, por lo que en dicho brazo se obtiene una mayor potencia para orientar las ruedas que la aplicada al volante.

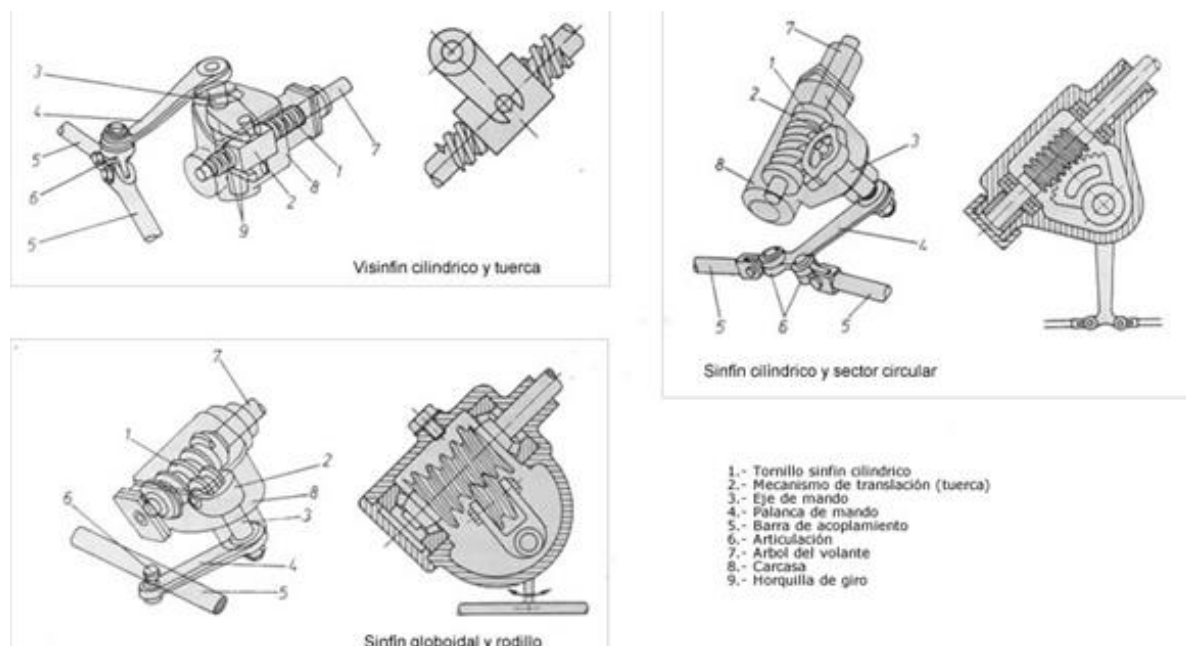


Figura 23. Tipos de mecanismos de dirección con tornillo sinfín.

Mecanismo de dirección de cremallera

Esta dirección se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de la tirantería direccional. Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico. El mecanismo está constituido por una barra (1) tallada en cremallera que se desplaza lateralmente en el interior del cárter. Esta barra es accionada por un piñón helicoidal (2) montado en el árbol del volante y que gira engranado a la cremallera.

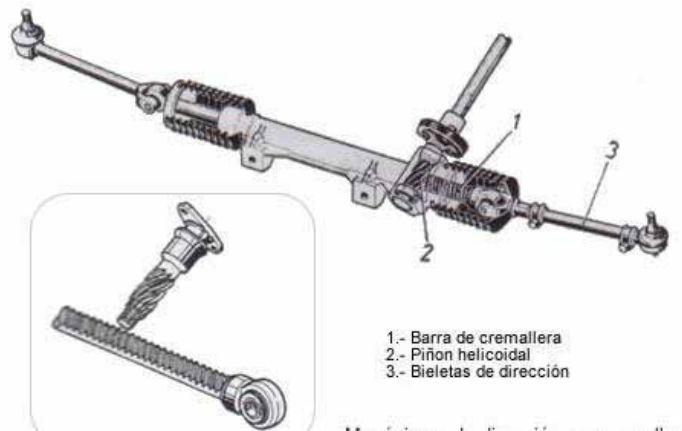


Figura 24. Mecanismo de dirección por cremallera.

Capítulo 2. Desarrollo del Proyecto

2.1 Estudio y análisis de la competencia Baja SAE.

Con el objetivo tanto de diseñar como de construir un sistema de suspensión y dirección que tuviera un buen desempeño en la competencia BAJA SAE, resulta de suma importancia estudiar las pruebas y exigencias que presentará la competencia, identificando claramente las características y variables tanto físicas como mecánicas que ayudarán al mejor desempeño general.

Las pruebas que se realizan en la competencia se muestran en la siguiente tabla.

Prueba	Descripción	Imagen.
Aceleración.	Se mide la aceleración máxima del vehículo en una recta de 30 o 45 metros.	
Tracción.	Se mida la capacidad del vehículo para arrastrar un determinado objeto.	
Maniobrabilidad.	Se mide la capacidad del vehículo para sortear un recorrido con; vueltas cerradas, vueltas alrededor de un eje, surcos, baches, rocas e inclinaciones.	

Rocas.	Se mide la capacidad del vehículo para sortear un recorrido compuesto por rocas de diferentes tamaños en distintas configuraciones.	
Lodo.	Se mide la capacidad del vehículo para sortear una zanja con lodo a una altura de medio metro aproximadamente.	
Suspensión.	Se mide la capacidad del vehículo en un recorrido con obstáculos como pilas de llantas, rectas con baches, pendientes con rocas, entre otros.	
Colina	Para esta prueba el vehículo sube una pendiente sumamente pronunciada.	
Endurance	En esta prueba, se mide la capacidad del vehículo de tener un largo recorrido operativo, ya sea las máximas vueltas en 4 horas, o la distancia del último vehículo en operación.	

Tabla 1. Pruebas que se realizan en la competencia Baja SAE México.

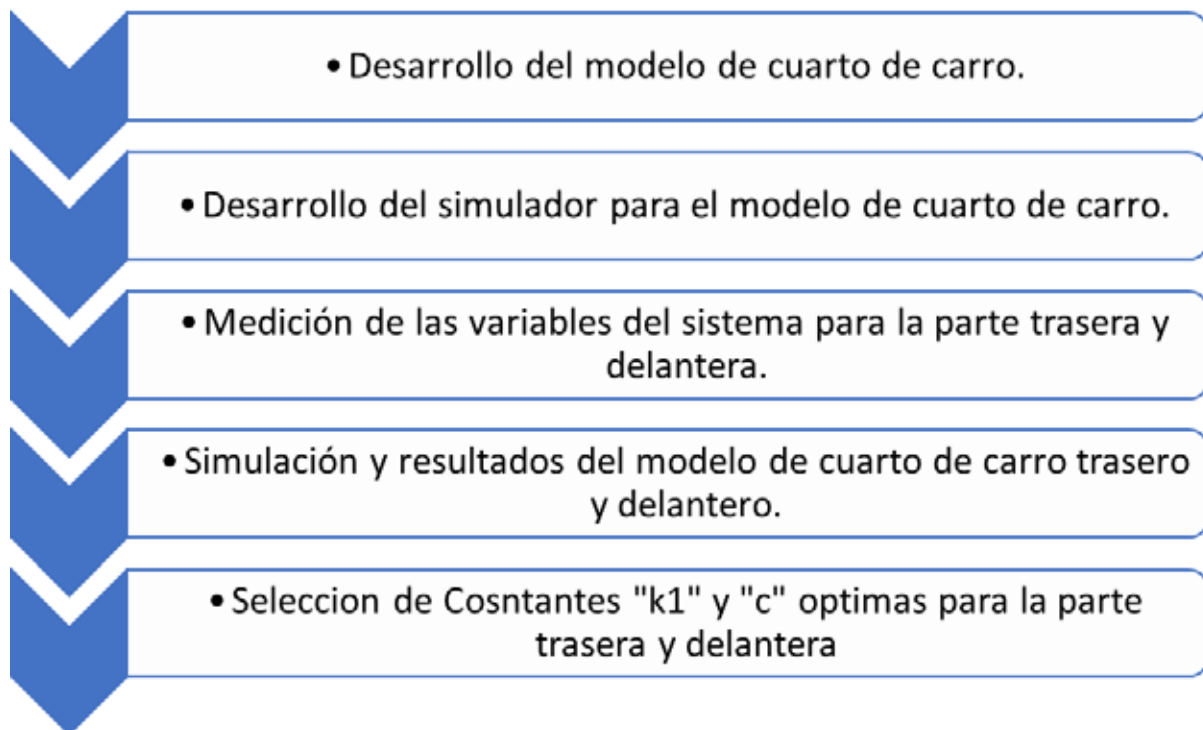
2.2. Estudio de la dinámica del sistema

Recordando los objetivos planteados para este proyecto, se propone reducir las vibraciones laterales del vehículo BAJA a través de la aplicación y el desarrollo del modelo matemático de cuarto de carro, en el cual se puede evaluar el *Empuje* del Vehículo a través del Eje Z, identificando la amplitud de oscilación en función la constante de rigidez del resorte, la constante de amortiguamiento y las frecuencias naturales del sistema, con lo que se identificarán aquellos valores que tengan la mejor respuesta para implementarse en la construcción.

Se sabe que el peor escenario, en el cual la posición de la masa suspendida tendría la mayor amplitud y movimiento más descontrolado, es cuando actúe sobre el sistema una fuerza cuyo periodo de aplicación se acerca al periodo de vibración característico del sistema también conocido como frecuencia natural.

Debido a la distribución del peso del Vehículo, se proponen 2 estudios de modelo del modelo de cuarto de carro, uno simulando las llantas traseras, mientras que en el otro se simulen las llantas delanteras, esto debido a que presentan una diferencia significativa en las masas suspendidas y no suspendidas.

Metodología para el estudio de la dinámica del sistema.



2.2.1. Desarrollo de Modelo de Cuarto de Carro.

Para el planteamiento del Modelo matemático se utilizó el enfoque clásico, basado en las leyes de Newton, a continuación, se observa el desarrollo.

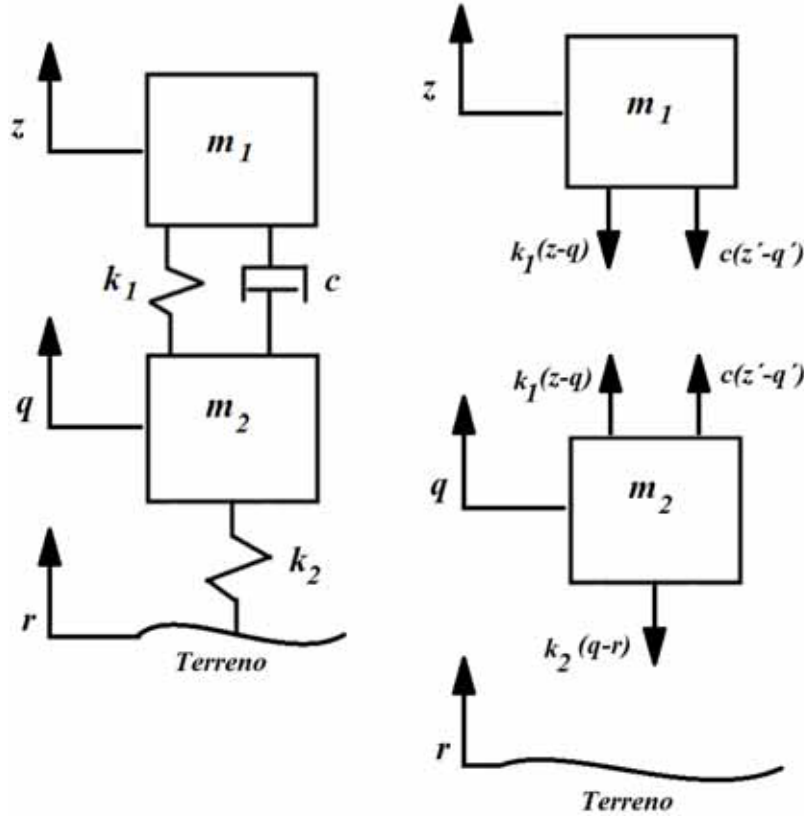


Figura 25.- Diagrama de cuerpo libre de Modelo de Cuarto de Carro.

En el modelo, r , se considera la superficie del terreno, de esta manera, se puede modelar empleando una función de cualquier tipo.

Utilizando las Leyes de Newton se tiene:

$$z''m_1 = -k_1(z - q) - c \quad (4)$$

$$m_2'' = +k_1(z - q) + c(z' - q') - k_2(q - r) \quad (5)$$

En donde el terreno r , se modelará como una función senoidal, siendo las crestas y los valles las rocas y baches del terreno, los cuales tendrán una altura de l , y se presentarán con una frecuencia w .

$$r = l \sin(wt) \quad (6)$$

Sustituyendo la ecuación (3) en la (2) se obtiene.

$$q''m_2 = +k_1(z - q) + c(z' - q') - k_2(q - l \sin(wt)) \quad (7)$$

De manera que el sistema de Ecuaciones Diferenciales se compone de la ecuación 1 y la 4.

Es importante mencionar que no se adiciona en el modelo matemático los vectores referentes a los pesos de las masas suspendidas y no suspendidas, debido a que, para los objetivos de este proyecto, se estudian las vibraciones desde un estado de equilibrio ya alcanzado entre los pesos de las masas, la compresión y la fuerza de empuje del resorte.

2.2.2. Desarrollo del Simulador para el Modelo de Cuarto de Carro.

Debido a la complejidad que resulta el resolver el sistema de ecuaciones diferenciales compuesto por la ecuación (1) y (4), se optó por simularlo mediante un método numérico usando Excel.

Los detalles de la programación se pueden observar en el Anexo I, al final del proyecto, sin embargo, a continuación, se tiene una descripción de la simulación, cabe mencionar que fue realizada de tal forma que permitiera una simulación sencilla cambiando fácilmente las variables principales para observar el comportamiento del sistema.

Grafica de Posición v.s. Tiempo.

La primera parte de la simulación, consiste en obtener la posición de las masas, tanto en función de las variables del sistema, como el tipo de terreno propuesto.

En color azul se observa el movimiento de la masa suspendida, mientras que en color anaranjado se observan las características del terreno propuesto, el cual es una función senoidal.

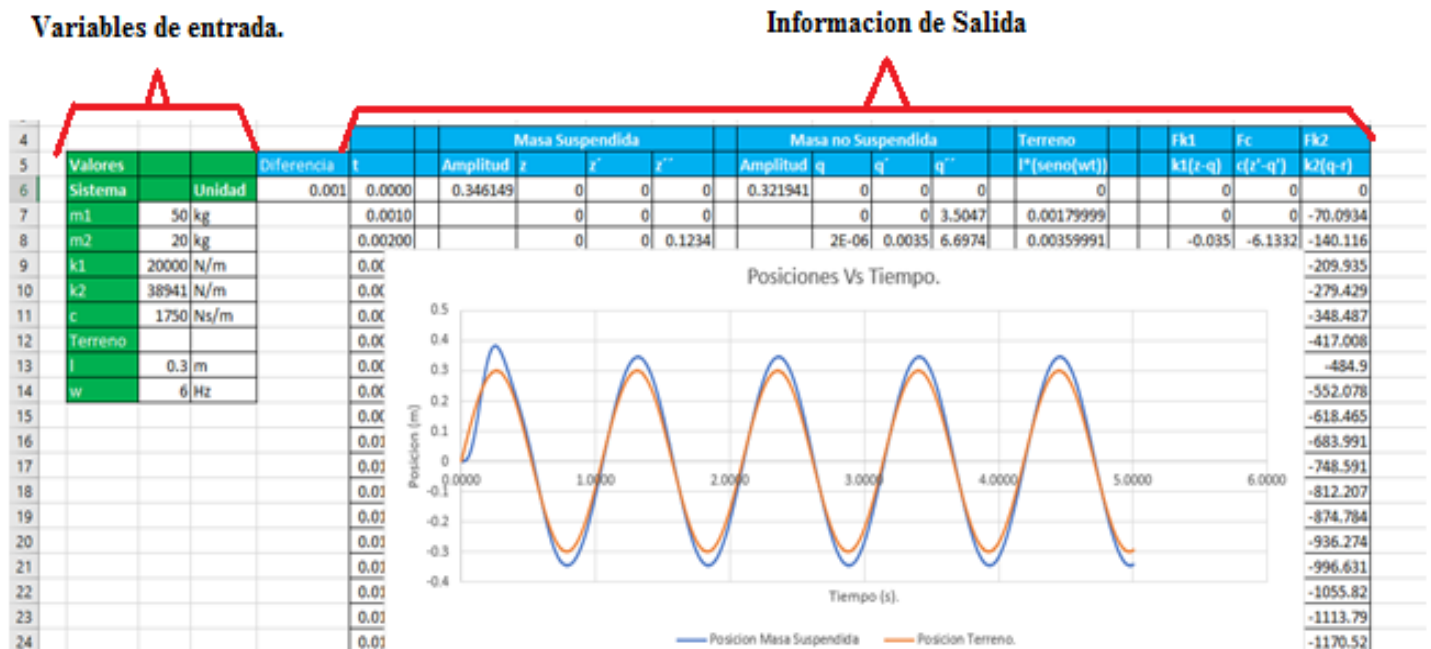


Figura 26. Simulación y Grafica de Posición-Tiempo.

En las variables de entrada, se tienen las casillas para los valores de cada uno de los elementos que componen el sistema.

En las variables de salida, se tienen las posiciones de cada una de las masas y el terreno, además de la amplitud que alcanzan al llegar al estado de equilibrio. Con estos datos se construyen las gráficas de Posición v.s. tiempo.

Gráfica de Amplitud v.s. Frecuencia.

La segunda parte de la simulación consiste variar la frecuencia con la que se presenta el terreno (w) e identificar la amplitud que se alcanza con cada una.

Es de suma importancia mencionar que, las variables del modelo matemático, masa suspendida, no suspendida (m_1 y m_2) así como la constante de rigidez del neumático (k_2), no se pueden variar con facilidad, si no es que mas bien permanecen constantes, ya que son la rigidez y las masas resultantes de las propias características y propiedades de los elementos del vehículo.

Por lo que para reducir el *Empuje* asociado a las *vibraciones laterales* se deben de evaluar las constantes de rigidez del resorte (k_1) y de amortiguamiento (c), para identificar aquellos que resulten óptimos.

Para las gráficas de Amplitud v.s. Frecuencia, se simuló variando w , k_1 y c .

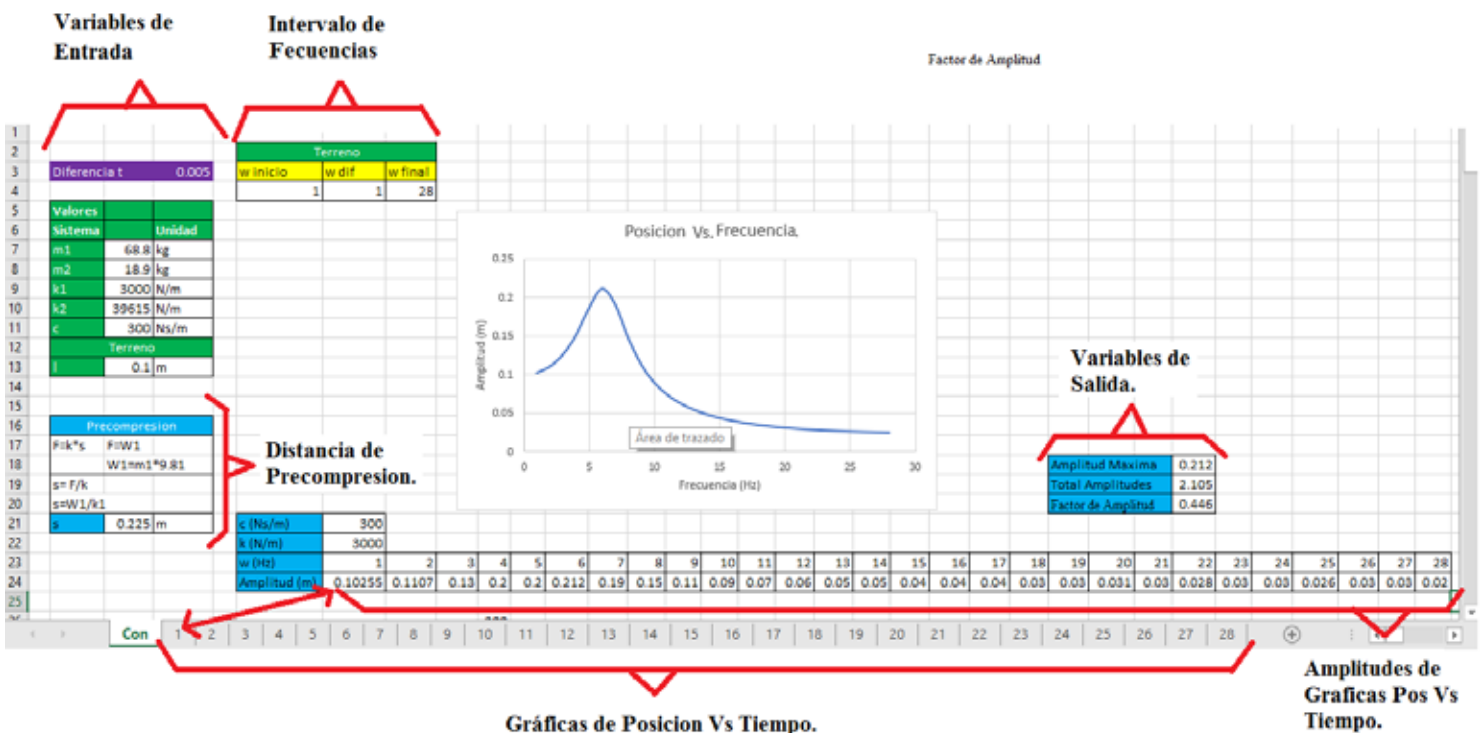


Figura 27. Simulación y Grafica de Amplitud-Frecuencia.

La distancia de precompresión tendrá utilidad en el Diseño Geométrico del Sistema de Suspensión, lo que se ve en apartados posteriores.

Las variables de salida indican 3 parámetros que se utilizarán para la comparación de las diferentes combinaciones de k_1 y c .

Amplitud máxima: Es simplemente la amplitud más alta que se tiene al variar la frecuencia del trayecto del terreno para una k_1 y c definidas.

En la Figura 28, se observa que para $k_1 = 3000 \frac{N}{m}$ y $c = 300 \frac{Ns}{m}$ la amplitud máxima es 0.212 m, que se encuentra cuando se tiene una frecuencia de $w=6\text{Hz}$, por lo que se estima también que la frecuencia natural es cercana a este valor.

Para corroborar esta información y en vista que se tiene una c pequeña, se compara con la formulación expuesta en el marco teórico utilizando los datos expuestos en “variables de entrada”.

$$w_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = \sqrt{\frac{3000 \text{ N/m}}{68.8 \text{ kg}}} = 6.60 \quad (8)$$

Observando que se tienen valores muy cercanos, se concluye que la simulación arroja valores aceptables.

Coeficiente de alcance: Es la sumatoria de todas las alturas resultantes para cada frecuencia en el intervalo sobre el que se simuló el sistema.

Factor de amplitud: Es un factor comparativo resultado de multiplicar el coeficiente de alcance y la amplitud máxima para una combinación definida de k_1 y c .

Grafica de Amplitud v.s. Frecuencia v.s. Rigidez.

La tercera parte de la simulación consiste realizar tablas y exponerlas en graficas en 3D, para obtener un apoyo visual con el cual comparar los resultados y observar cómo se comporta el sistema al modificarse las variables para poder identificar alguna tendencia y/o punto crítico. La grafica para diferentes valores de variable se puede ver en el anexo J.

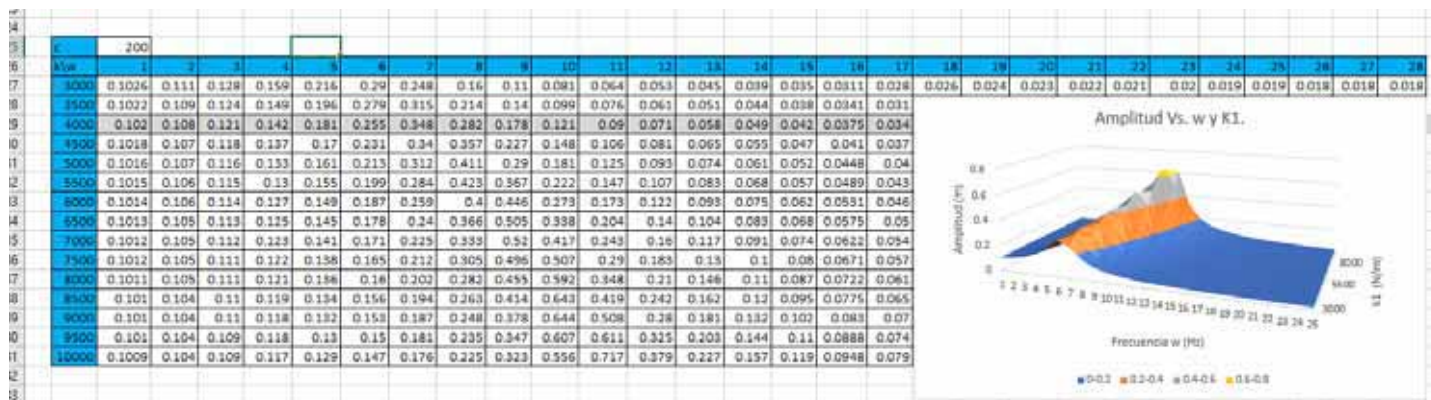


Figura 28. Grafica 3D, Amplitud - Frecuencia – Rigidez. Ver Anexo.

Para estas Graficas, se evaluó la constante de rigidez del resorte desde 3,000 a 10,000 N/m, la frecuencia desde 1 a 28 Hz y el amortiguamiento desde 200 a 1,400 Ns/m.

2.2.3. Medición de las variables del sistema para la parte trasera y delantera.

El valor de las variables para la simulación del modelo tanto para el modelo trasero como el modelo delantero se exponen en la siguiente tabla.

	Trasero	Delantero	Unidades
k2	39615.72	44087.12	N/m
m1	68.8	35.5	kg
m2	18.9	15.1	kg

Tabla 2. Valores de las variables correspondientes al vehículo.

La metodología para la medición de las constantes de rigidez de los neumáticos se presenta en los apéndices A, B y C.

2.2.4. Simulación y resultados del modelo de cuarto de carro trasero y delantero.

Las gráficas y tablas completas de los resultados de las simulaciones tanto para el modelo trasero como el delantero se encuentran en los anexos.

Observando cada una de las gráficas realizadas, se identifica que, en los intervalos propuestos para la simulación, tanto la amplitud máxima como el coeficiente de alcance aumentan conforme se tiene un aumento en la rigidez del resorte (k_1).

Con base en lo anterior, se entiende claramente que el menor valor para k_1 demostrará el mejor desempeño, sin embargo, también es de suma importancia considerar la precompresión que se deberá de suministrar al resorte para que este pueda suspender eficazmente el peso del vehículo.

Con una $k_1=3000$ N/m, la distancia que se tendrá que comprimir previamente el resorte para que suspenda eficazmente la parte Trasera del vehiculó se calcula usando la Ley de Hooke de la siguiente manera.

$$F = k * s \quad (9)$$

Para este análisis la fuerza es el peso de m_1 , k la constante del resorte y s la compresión para el equilibrio.

$$W_1 = k_1 * s \quad (10)$$

$$s = \frac{W_1}{k_1} = \frac{\left(\frac{9.81m}{s^2} * 68.8kg\right)}{3000 N/m} = 0.22m$$

Realizar una efectiva compresión de 22 cm e introducirla con seguridad alrededor de la carrera del cilindro del amortiguador, resulta sumamente complicado, por lo que propone una máxima precompresión de 17cm, la cual se obtiene con una constante de rigidez trasera de 4,000 N/m, y una delantera de 2,000 N/m aproximadamente.

A continuación, se muestran los resultados de las gráficas de Amplitud v.v. Frecuencias para los valores de k_1 definidos con los diferentes coeficientes de amortiguamiento.

Modelo Trasero				Modelo Delantero.			
k=4000 N/m				k=2000 N/m			
c (Ns/m)	Amplitud Máxima (m).	Coeficiente de Alcance.	Factor.	c (Ns/m)	Amplitud Máxima (m).	Coeficiente de Alcance.	Factor.
200	0.3484	2.473	0.8616	200	0.1875	2.3013	0.4314
400	0.1994	2.392	0.4769	400	0.1316	2.5876	0.3406
600	0.1571	2.551	0.4008	600	0.1182	2.9325	0.3465
800	0.1394	2.7702	0.3861	700	0.1153	3.0917	0.3566
900	0.1342	2.8859	0.3873	800	0.1206	3.2399	0.3907
1000	0.1311	3.0021	0.3936	900	0.1357	3.3778	0.4584
1100	0.1294	3.1174	0.4035				
1200	0.1274	3.1938	0.4069				
1400	0.1422	3.4511	0.4906				

Tabla 3. Amplitud obtenida para los valores definidos de "K" y "c".

2.3.5. Selección de Constantes "k1" y "c" Optimas para la parte Trasera y Delantera

Una vez se ha establecido que el mejor desempeño del modelo se tiene con los menores valores de rigidez de los resortes, siempre y cuando no requieran una precompresión extensa, se busca identificar el valor de la constante de amortiguamiento (**c**), más eficaz.

Se analiza la Tabla 3, en la cual se busca aquel valor de amortiguamiento que otorgue el menor factor de amplitud:

- Para el modelo trasero, $c=800$ Ns/m, presenta el mejor desempeño. Esto a pesar de que no presenta el menor valor en la amplitud máxima, ni el de coeficiente de alcance, sino más bien el mejor desempeño en configuración.
- Para el modelo delantero, $c=400$ Ns/m, presenta el mejor desempeño, al igual que para el trasero, a pesar de no poseer los valores mínimos en amplitud máxima ni coeficiente de alcance.

No se seleccionaron los valores de amortiguamiento donde se tienen los valores mínimos de amplitud máxima ni de coeficiente de alcance, si no se seleccionaron con base en el factor de amplitud, debido a que no es conveniente tener la menor amplitud máxima, si a lo largo de todas las frecuencias presentadas, no se tiene un buen desempeño. De esta manera pasa lo mismo a la inversa, no es conveniente seleccionar el menor valor del coeficiente si en esa configuración se presenta una amplitud máxima elevada.

Para implementar en el vehículo Baja SAE 2017, se propone:

- **Para la parte trasera implementar una $k=4,000$ N/m con una $c=800$ Ns/m.**
- **Para la parte delantera implementar una $k=2,000$ N/m con una $c=400$ Ns/m.**

2.4 Cinemática del sistema

Esta etapa consiste en un análisis geométrico del movimiento de las ruedas del vehículo durante todo el recorrido a extensión o compresión del sistema. Antes de realizar el análisis es necesario definir las dimensiones más influyentes y restringidas por el reglamento de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE por sus siglas en inglés) en el comportamiento dinámico del vehículo.

Existen varios criterios que deben tomarse en cuenta para escoger las medidas de los parámetros que influyen en el diseño de la cinemática de los sistemas de suspensión delantero y trasero, tales parámetros son los siguientes:

2.4.1 Criterios de diseño empleados en la cinemática del sistema

2.4.1.1 Dimensiones del vehículo

El reglamento 2017 de SAE International para vehículos BAJA SAE, en su artículo 20.2.1 hace mención a las dimensiones máximas del vehículo, limitando el ancho del mismo. Dicho artículo se cita a continuación:

B1.1.2 Dimensiones Máximas del Vehículo: Ancho: 162 cm (64 pulgadas) en el punto más ancho con las ruedas en su posición estáticas.

2.4.1.2 Altura del vehículo respecto al suelo

En las competencias se encuentran terrenos con grandes obstáculos por los cuales el prototipo debe pasar, por tal razón se necesita que el mismo guarde un cierto espacio con el suelo para que ningún elemento, como por ejemplo el sistema de transmisión o el chasis sufran algún daño al pasar por alguno de esos obstáculos. La altura seleccionada no debe ser lo mayor posible porque se estaría elevando el centro de gravedad del prototipo, provocando mayores movimientos de cabeceo y roído en el mismo. En este mismo sentido, la resistencia al volcamiento sería disminuida, que se refiere a la carga lateral mínima para colocar al carro en dos ruedas.

2.4.1.3 Ángulos de la suspensión

En el diseño de la cinemática de los sistemas de suspensión del prototipo, se poseen diferentes criterios de diseño que permiten mantener un buen desempeño al negociar una curva, lo cual se logra en la medida en el que el carro realice con mayor exactitud lo que el piloto quiere, con menor cantidad de pérdidas en el proceso.

En el caso de la suspensión delantera, es muy importante tomar en cuenta que es el eje que limita e influye en el brazo de dirección, por tal motivo debe ofrecer un comportamiento lo más neutral posible en cuanto al viraje del vehículo y al mismo tiempo debe ofrecer un comportamiento que garantice una buena tracción en todo momento, para que se pueda tener una respuesta rápida mediante el volante del vehículo.

Para el sistema de suspensión trasero, debe tomarse en cuenta que debe tener consistencia con el sistema delantero, y por otro lado debe considerarse que el ángulo y posición de este eje se encuentran limitados por el eje de transmisión que es el que suministra la potencia del tren de engranajes hacia las llantas traseras.

2.4.3. Diseño de la suspensión delantera

El diseño de la suspensión delantera se realizó siguiendo los siguientes pasos, que por conveniencia se desarrollan en ese orden aunque fue necesario retomar una y otra vez pasos anteriores para realizar ajustes que a continuación se explicarán

- Realizar un análisis geométrico de la suspensión delantera en el software Autodesk Inventor.
- Realizar el diseño 3D de los brazos de suspensión en Autodesk Inventor.
- Realizar el montaje de las partes diseñadas sobre la estructura y demás componentes como portamasas y el sistema de dirección para verificar si cumplen con los requisitos deseados.

2.4.3.1 Análisis geométrico de la suspensión

En base a las distancias de 330mmx330mm establecidas para la parte frontal de vehículo mostrado en la Figura 29 y a la distancia de 165mm entre los barrenos del portamasas mostrado en la Figura 30. destinados para soportar los brazos de suspensión, fue como se estableció la posición de los brazos de la suspensión delantera, sin embargo, el largo de estos fue establecido considerando no sobrepasar el largo máximo permitido.

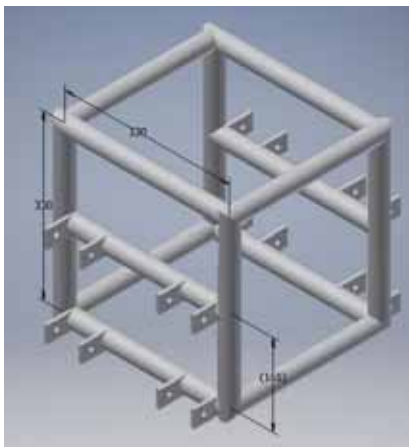


Figura 29. Parte frontal de la estructura del vehículo



Figura 30. Portamasas

En la Figura 31 se puede observar un diseño en 2D de lo que es la suspensión delantera mostrado desde una vista frontal del vehículo.

En el análisis en 2D se probaron diferentes posiciones para los brazos de suspensión y el amortiguador, así como también diferentes longitudes de los mismos, lo cual es de gran importancia para establecer el ancho total del vehículo tomando en cuenta el ancho de las llantas. También se estableció la altura total del vehículo, es importante mencionar que este diseño se analizó a la par con el diseño de la suspensión trasera con la finalidad de obtener una consistencia entre los dos sistemas.

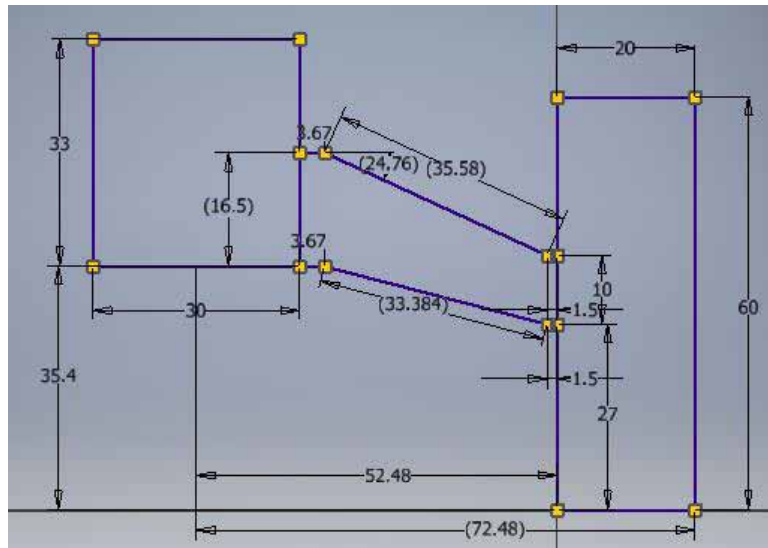


Figura 31. Diseño 2D de la parte frontal del vehículo

Después de diferentes propuestas se llegó al modelo que se muestra a la figura 32 estableciendo así un ancho y una altura para el vehículo. Además, se estableció una posición para los brazos de suspensión con lo cual se obtuvo la longitud y los ángulos que definirían a estos en la etapa de diseño 3D. En esta etapa fue de gran importancia conseguir el paralelismo entre el brazo de suspensión superior e inferior, para obtener un desplazamiento totalmente vertical de la llanta lo cual se consiguió con animaciones del mismo diseño 2D.

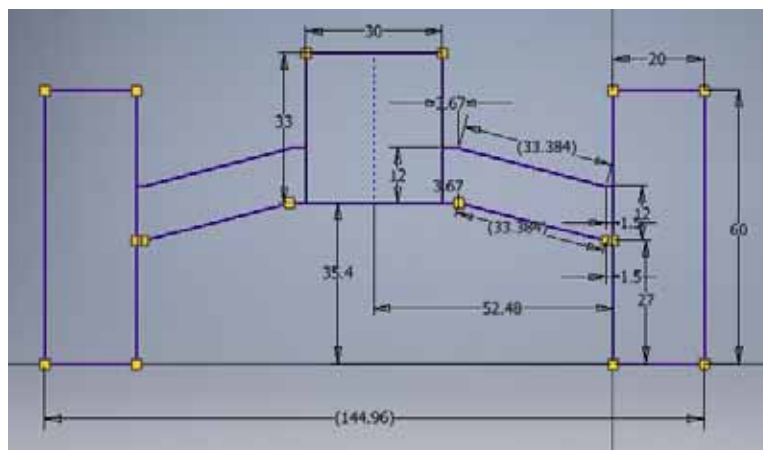


Figura 32. Diseño geométrico de la suspensión delantera

2.4.3.2 Diseño 3D de los brazos de la suspensión delantera

Con la longitud y los ángulos definidos para los brazos de la suspensión delantera, se buscó un diseño que se adaptara al espacio disponible en la parte frontal del vehículo, que fuera lo suficientemente resistente para soportar los esfuerzos generados especialmente en la parte que se une con el portamasas, ya que ahí es donde se generaría el impacto al momento de un obstáculo en el terreno, y sobre todo, se tuvo prioridad en que el ángulo con el que se construiría le diera la altura deseada al vehículo.

En la Figura 33 se observa el brazo superior izquierdo y en la Figura 34 el brazo Inferior izquierdo, este último contiene el soporte para el amortiguador en la posición definida en la etapa de diseño 2D. Se puede notar en el diseño de ambos brazos que uno de los tubos es totalmente vertical, lo cual se decidió así con la finalidad de colocar las llantas hacia el frente del vehículo, sobrepasando la estructura, para recibir los obstáculos del terreno con los neumáticos y no con la parte frontal de la estructura.

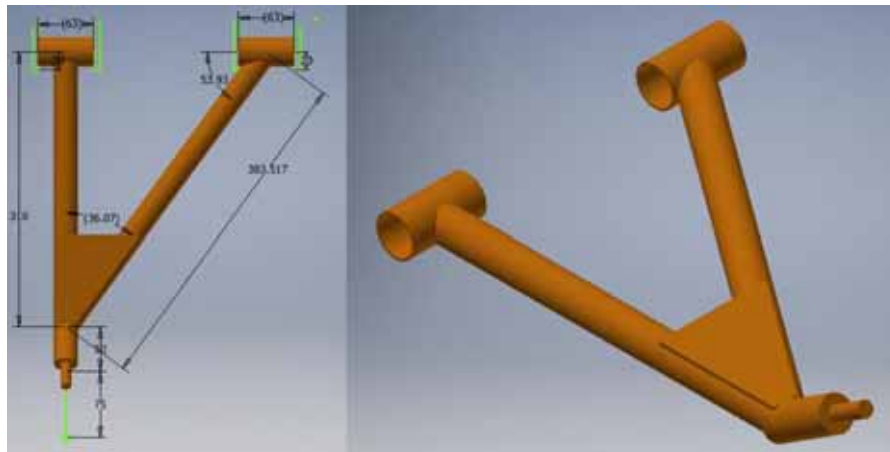


Figura 33. Brazo Superior Izquierdo

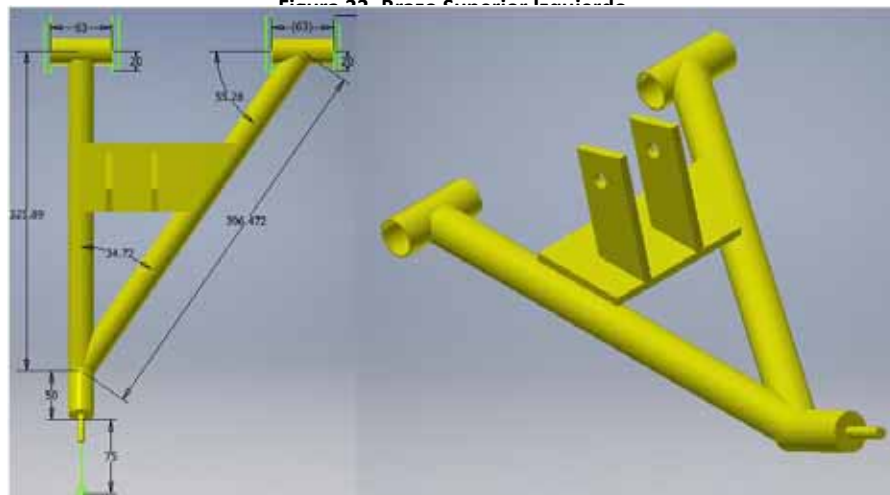


Figura 34. Brazo Inferior Izquierdo

2.4.3.3 Montaje del sistema de la suspensión delantera sobre la estructura

Antes de realizar el montaje de los brazos de la suspensión delantera es necesario realizar un diseño previo de los componentes que conforman al sistema de la dirección del vehículo, ya que esta influye en la longitud que deben de tener los brazos de suspensión y también en el ángulo de la llanta, en la Figura 35 se puede ver el despiece del diseño de dicho sistema.

Incluir este sistema en el montaje nos da la oportunidad de definir cuál será la posición de la caja de dirección con respecto a la superficie del automóvil y también a decidir la longitud con la que se construirán los brazos de la dirección ya que dichas longitudes influirán en la respuesta que tendrán las llantas al girar el volante.

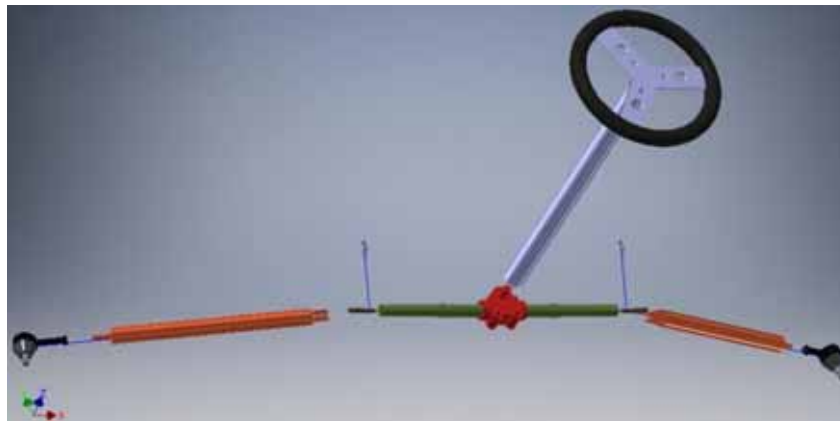


Figura 35. Despiece y vista general del sistema de dirección

Durante el montaje en el software Autodesk Inventor se probaron diferentes posiciones para la caja de dirección y también diferentes longitudes para los brazos de dirección, observando su comportamiento con respecto al movimiento de las llantas delanteras se definieron los parámetros con los que finalmente se construirían. Las piezas que conforman al sistema de dirección se pueden observar en la Figura 36.

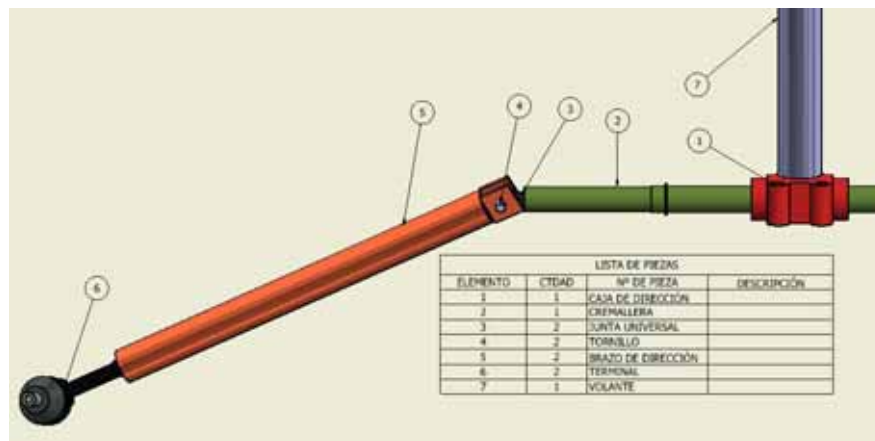


Figura 36. Partes que conforman al sistema de dirección

El montaje de ambos sistemas, suspensión y dirección, sobre la estructura del vehículo y los demás sistemas que conforman al vehículo, como son en este caso las llantas delanteras, se puede observar en la Figura 37.

Antes de llegar al diseño final de ambos sistemas, se realizaron otros diseños que incluso se llegaron a construir, pero al momento de realizar pruebas físicas al vehículo se rompieron debido a errores en el diseño o simplemente no tenían la respuesta esperada, así que fue necesario regresar a la etapa de análisis geométrico del sistema para tomar en cuenta diferentes factores que no fueron posibles de aplicar en la simulación, sino hasta que se probó el vehículo, como por ejemplo, el peso total del vehículo era un problema que afectaba la respuesta de la suspensión y por ende la altura total del vehículo, siendo necesario rediseñar los brazos de suspensión algunas veces hasta que se llegó al modelo que se muestra en la Figura 37.

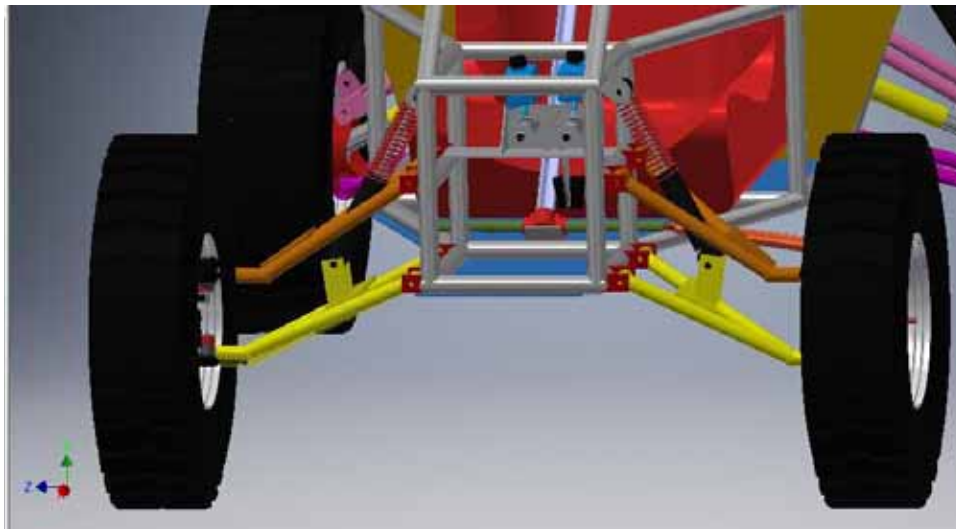


Figura 37. Montaje de la Suspensión delantera

2.4.4 Diseño de la suspensión trasera

El diseño de la suspensión trasera se realizó siguiendo los mismos pasos que para la suspensión delantera, a continuación, se enlistan las etapas en las que se llevó a cabo.

- a.- Realizar un análisis geométrico de la suspensión trasera en el software Autodesk Inventor.
- b.- Realizar el diseño 3D de los brazos de suspensión en Autodesk Inventor.
- c.- Realizar el montaje de las partes diseñadas sobre la estructura y demás componentes.

2.4.4.1 Análisis geométrico de la suspensión trasera

Para poder diseñar los brazos de la suspensión trasera fue necesario analizar los puntos de apoyo en dónde se unirían con el portamasas y con la estructura.

En la Figura 38 se puede observar el portamasas trasero en color rojo del cual fue necesario saber su posición de trabajo y la distancia entre los centros de los barrenos destinados para apoyar los brazos de suspensión la cual se midió de 126 mm. El eje de transmisión en color amarillo es encargado de transmitir la potencia desde el tren de engranes hasta las ruedas, dicho eje tiene un cierto ángulo de trabajo que no se puede sobrepasar ya que afectaría a la junta universal contenida en su interior, por lo tanto fue importante tomar en cuenta este ángulo, el cual fue medido de 30°, para poder diseñar la posición de los brazos de suspensión trasera se simulaban diferentes brazos con ángulos variados para poder encontrar la mejor opción.



Figura 38. Portamasas trasero y eje de transmisión

En la Figura 39 se muestra el diseño de la parte trasera de la estructura, en la cual era necesario soportar los brazos de suspensión ya que el eje de transmisión nos limitaba a trabajar cerca de esta zona por tener una longitud de 43 cm, además por cuestiones de funcionalidad, el motor está montado sobre esta zona y ocasionaba que el centro de gravedad se fuera hacia atrás, por lo tanto, fue preferente colocar los neumáticos lo más hacia atrás de la estructura posible.



Figura 39. Caja de transmisión

Después de diferentes propuestas y diversas simulaciones se llegó al diseño que se muestra en la Figura 40. Con este diseño se consiguió el paralelismo entre los brazos de suspensión haciendo que la llanta pudiera ascender y descender de manera vertical ante las irregularidades del terreno además de cumplir con el ancho permitido para el vehículo de 162 cm y dándole una altura de 35 cm.

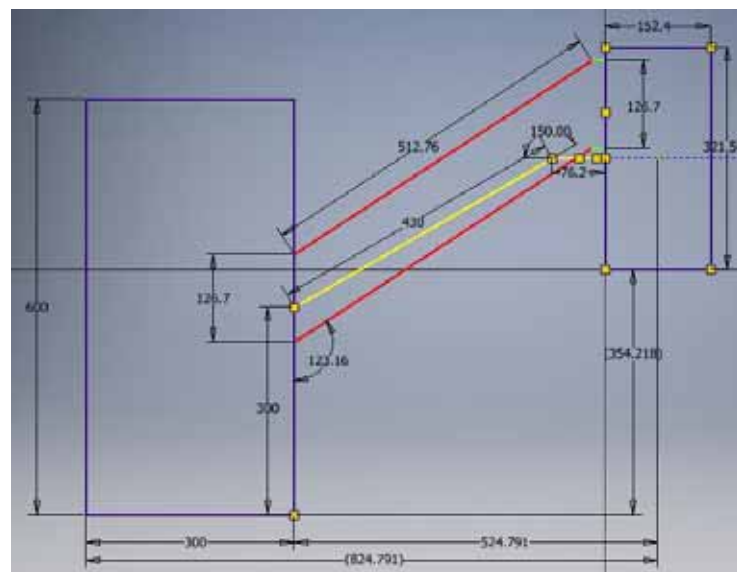


Figura 40. Diseño geométrico de la suspensión trasera

2.4.4.2 Diseño 3D de los brazos de la suspensión trasera

Con la longitud lineal y el ángulo de los brazos se empezaron a realizar diseños en 3D para una futura construcción, un problema en esta etapa fue el poco espacio sobre la estructura para poder apoyar los extremos de los brazos ya que había que tomar en cuenta diferentes factores, por ejemplo el eje de transmisión que debía tener una cierta posición de trabajo y no podía chocar con ningún elemento, la altura del vehículo debía de ser la apropiada para el buen funcionamiento de la junta universal y a la vez mantener la caja de transmisión en una altura fuera del alcance de rocas, y sobre todo tomar en cuenta dónde se colocarían los dos puntos de apoyo dónde se posicionaría el amortiguador.

En la Figura 41 se muestra el brazo inferior izquierdo, se optó por un solo brazo debido al poco espacio en la caja de transmisión para apoyar el extremo el cual funciona como pivote para que el brazo oscile libremente. El material para la construcción será tubo de 1" y placa de $\frac{1}{4}$ ".



Figura 41. Brazo Inferior Derecho

El brazo superior derecho mostrado en la Fig 42 consiste en un brazo doble, debido a que para la posición de este si se contaba con más espacio sobre la caja de transmisión para apoyar dos puntos de apoyo para que el brazo oscile.

En la suspensión trasera el amortiguador es apoyado en el brazo superior debido a que el eje de transmisión pasa por en medio de los dos brazos y sería peligroso colocarlo cerca de este eje en movimiento.

El brazo está construido de tubo de $\frac{3}{4}$ ", placa de $\frac{1}{4}$ " para las orejas y tubo de 1" en los pivotes.



Figura 42. Brazo Superior

2.4.4.3 Montaje del sistema de la suspensión trasera sobre la estructura

En la Figura 43 se puede observar el montaje de la suspensión trasera sobre el resto del vehículo, la cual está representada por los brazos de suspensión en color rojo unidos a la caja de transmisión y a los portamasas, se aprecia el eje de transmisión en color amarillo pasando a través de los brazos de suspensión, con lo cual se comprueba la importancia de realizar la simulación a través del software Autodesk Inventor como se mencionó en la etapa de diseño el sistema de suspensión trasera tiene algunas restricciones establecidas por los otros elementos del vehículo, como por ejemplo la posición y ángulo de trabajo del eje de transmisión y la geometría de los portamasas.

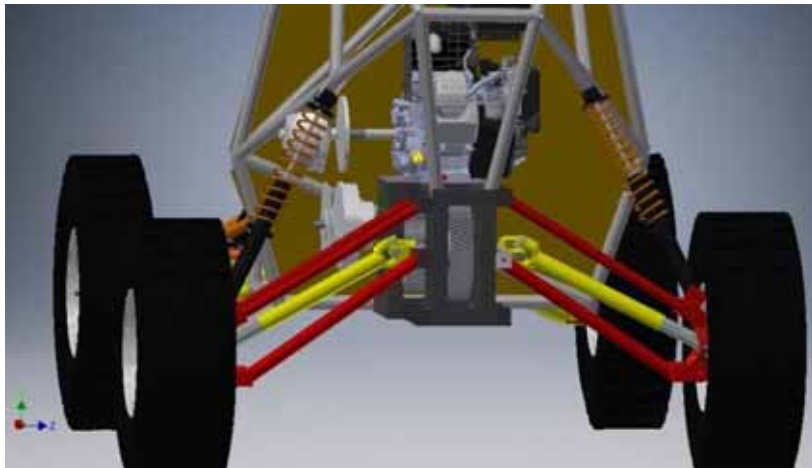


Figura 43. Montaje de la Suspensión Trasera

Capítulo 3. Construcción

Para la construcción el reglamento de la competencia exigía usar tubos de acero con un espesor de pared mínimo de 0.89 mm (0.035 in) y un diámetro exterior mínimo de 25.4 mm (1.0 in), dentro del mercado mexicano encontramos el tubo comercial cedula 30 el cual cumplía con las características necesarias.

Para la construcción de la suspensión se utilizó tubo de 1.0 in para los puntos de pivote con la estructura y tubo de $\frac{3}{4}$ in para los brazos.

El diseño final de la suspensión se eligió por conveniencia en su facilidad de construcción tratando que toda la construcción pudiera realizarse dentro del taller de mecánica de la Universidad por nosotros mismos sin necesidad de acudir a empresas o talleres externos.

Ya que no se contábamos con la experiencia necesaria para soldar y construir estructuras de acero fue necesario practicar muchos días realizando pruebas a la soldadura hasta que finalmente se obtuvo un resultado que nos convenciera.

3.1 Construcción de la suspensión delantera

Siguiendo el diseño previo del software inventor se cortaron los tubos con las dimensiones y ángulos con los que se había diseñado, en esta etapa fue necesario intentar varias veces los cortes ya que los ángulos que se querían no se conseguían fácilmente. En la Figura 44 se muestra una de las tijeras con los cortes listos antes de ser soldada.



Figura 44. Tijera de suspensión delantera

Después de soldarlas se agregó un pequeño tubo de $\frac{3}{4}$ in X 4 in con un tornillo soldado en su interior, destinado para enroscar la terminal, dicho elemento es de uso frecuente en los vehículos comerciales y ocasiona que la suspensión tenga una respuesta más suave ante las irregularidades del terreno debido a la junta esférica contenida en su interior. En la Figura 45 se puede observar el tornillo y la terminal agregados al extremo de la tijera, las longitudes de estos elementos ya se habían contemplado en el diseño previamente realizado.

Para poder realizar el montaje sobre la estructura como se muestra en la Figura 45, en el otro extremo de la tijera se soldaron dos tubos de 1 in de diámetro y 2 in de largo, se introdujeron bujes de caucho en su interior para reducir el juego entre el tornillo, el punto de pivote de la tijera y las orejas de soporte.



Figura 45. Montaje de la Suspensión Delantera

En la Figura 46 se muestra la suspensión delantera terminada, se puede ver que a las tijeras inferiores además fue necesario añadirles las orejas de soporte para los amortiguadores construidas con placa de $\frac{1}{4}$ in, con el ángulo y la posición ya establecidos previamente en la etapa de diseño, también se soldaron unos tubos que servirían de límite físico para que el brazo de dirección no sobre pase cierta distancia que ocasionaría que la llanta se girara más de lo necesario.



Figura 46. Suspensión delantera

3.2 Construcción de la suspensión trasera

Con el diseño establecido previamente, lo primero fue soldar las orejas de apoyo para la suspensión en la caja de transmisión mostrada en la Figura 47, siguiendo las distancias destinadas en la etapa de diseño.



Figura 47. Caja de transmisión

Para la suspensión trasera se utilizó tubo de $\frac{3}{4}$ in para los brazos y tubo 1 in de diámetro con longitud de 2 in para los puntos de pivote unidos a la estructura.

Para los puntos de unión con el portamasas se utilizó PTR cuadrado de 1 $\frac{1}{2}$ in con orejas de apoyo construidas de placa de $\frac{1}{4}$ in.

En la Figura 48 se puede observar la suspensión trasera de lado izquierdo, la parte superior consta de un brazo doble el cual soporta el amortiguador, por lo que se tuvo que añadir una placa con orejas de soporte barrenadas para el amortiguador, construidas con placa de $\frac{1}{4}$ in. Para la parte inferior se optó por un solo brazo más robusto construido con tubo de 1 in, debido al poco espacio en la caja de transmisión y por precaución de no golpear el eje de transmisión que pasa a través de los dos brazos.



Figura 48. Suspensión Trasera - Izquierda

En la Figura 49 se muestra una vista completa de la suspensión trasera, uno de los objetivos al momento de construirla fue conseguir la altura adecuada para el vehículo ya que el 60% del peso total del vehículo se encontraba en la parte trasera, además de no sobrepasar el ancho total permitido por la SAE la cual es de 64 in.



Figura 49. Suspensión trasera

En la figura 50 se aprecia que los brazos de suspensión trasera no son rectos, los cuatro brazos se inclinaron 10° con respecto a su punto de pivote, con el objetivo de colocar las llantas lo más alejadas del motor, para colocar el centro de gravedad más al centro del vehículo y se tuviera una mejor distribución del peso.



Figura 50. Diseño de los brazos de suspensión

3.3 Construcción del sistema de dirección

Para la caja de dirección se utilizó un sistema de piñón y cremallera como el que se muestra en la Figura 51 los ejes en ambos extremos de este elemento tuvieron que ser maquinados y reemplazados por unos de diámetro mayor como y las rotulas de los extremos se reemplazaron por unas nuevas debido a que las anteriores se encontraban dobladas, Figura 52.



Figura 51. Caja de dirección



Figura 52. Ejes y rotulas reemplazados del sistema de dirección

El montaje de la dirección se diseñó tomando en cuenta que esta debía estar fuera del alcance de los pedales del vehículo y también de los pies del conductor, además debía tener la inclinación adecuada para que el volante quedara en una posición cómoda y funcional para el conductor, por lo que se construyó una base que puede montarse a través de dos tornillos en el piso del vehículo y por detrás de los pedales, como se muestra en la Figura 53.



Figura 53. Montaje del sistema de dirección

En la Figura 53. también se pudo observar el brazo de dirección, el cual se une a través de la rótula al eje de dirección y en su otro extremo al portamasas delantero a través de un rotula idéntica a las utilizadas en el sistema de suspensión. Es importante mencionar que el brazo de dirección pasa estratégicamente a través de los dos brazos de suspensión para estar más protegida ante las pruebas de la competencia, ya que es sabido que estos brazos se pueden romper fácilmente en las pruebas como Rock Crawl y Endurance Race.

Por cuestiones de reglamento se agregó una carcasa que cubriera el sistema de dirección dentro del vehículo, para cubrir la dirección de cualquier tipo de golpe, dicha carcasa se muestra en la Figura 54.



Figura 54. Cubierta construida para la caja de dirección

Capítulo 4. Resultados

4.1 Comparación de la simulación utilizando los valores para cada vehículo.

A continuación, se realiza una comparación de las capacidades para disminuir las vibraciones laterales entre las siguientes configuraciones:

- La configuración propuesta en la sección 2.3
- La configuración implementada en el Baja 2012
- La configuración implementada en el Baja 2017.

A falta de metodologías y equipos para realizar una comparación entre el desempeño real de Vehículo Baja 2017 y 2012, se realizará la comparación utilizando el simulador de la Sección 2.3, lo que nos da la opción también de comprar con los valores óptimos propuestos que debido a la falta de tiempo y presupuesto no se lograron implementar en su totalidad.

Para realizar la comparación, a continuación, se presenta una tabla con los valores de cada configuración.

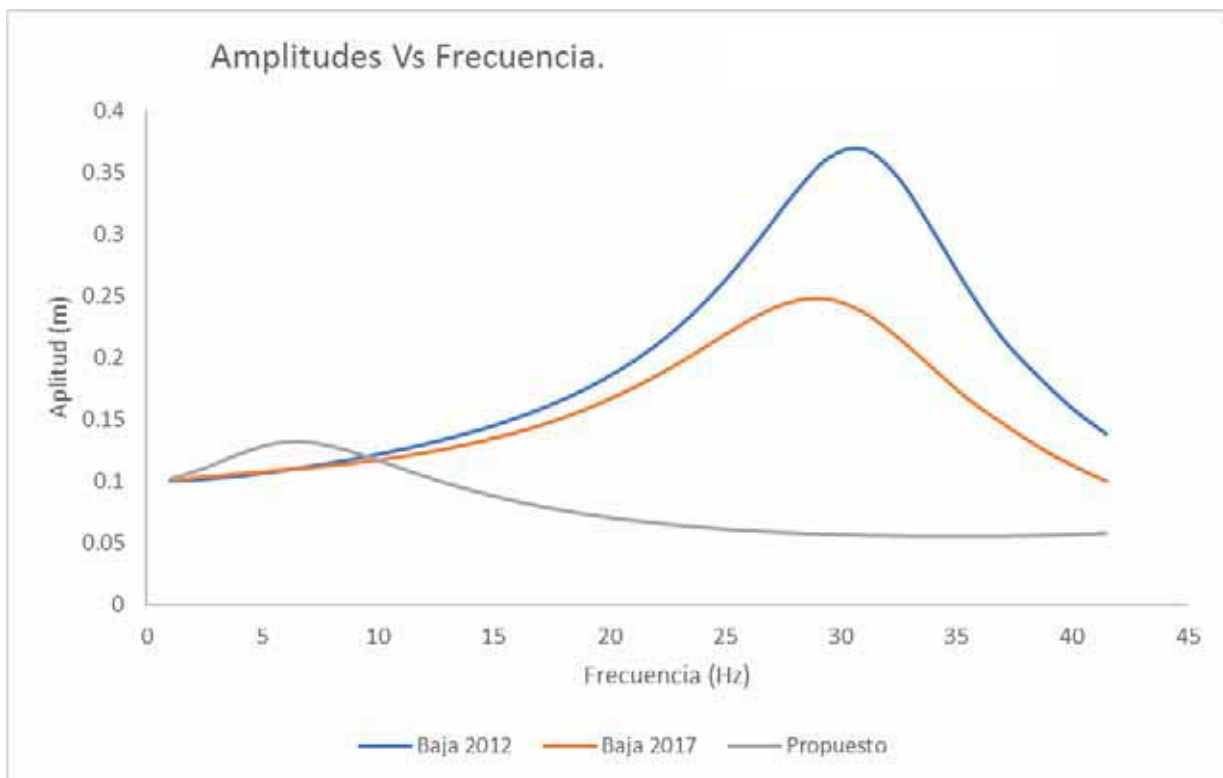
	Baja 2012.		Baja 2017.		Propuesta.		
Variable	Delantero	Trasero	Delantero	Trasero	Delantero	Trasero	Unidad
m1	27.5	50.1	35.5	68.8	35.5	68.8	kg
m2	15.1	18.9	15.1	18.9	15.1	18.9	kg
k1	13831	13831	3890	13831	2000	4000	N/m
k2	44087.12	39615.72	44087.12	39615.72	44087.12	39615.72	N/m
c	1534.4	1534.4	1534.4	1534.4	400	800	Ns/m

Tabla 4. Valores de cada variable para los vehículos

En primera instancia, se realizará la comparación para el desempeño entre las partes delanteras de los vehículos terminando con las traseras utilizando los valores antes mencionados.

4.2 Comparación desempeño delantero.

Para comparar los desempeños de las configuraciones, tal y como se realizó en el apartado 2.3, se desarrollarán las gráficas de Amplitud v.s. Frecuencias y se obtendrán sus valores de amplitud máxima, coeficiente de alcance y factor de amplitud.



Gráfica 1. Amplitud v.s. Frecuencia, modelo delantero

A continuación, se observan los valores asociados al desempeño de cada configuración.

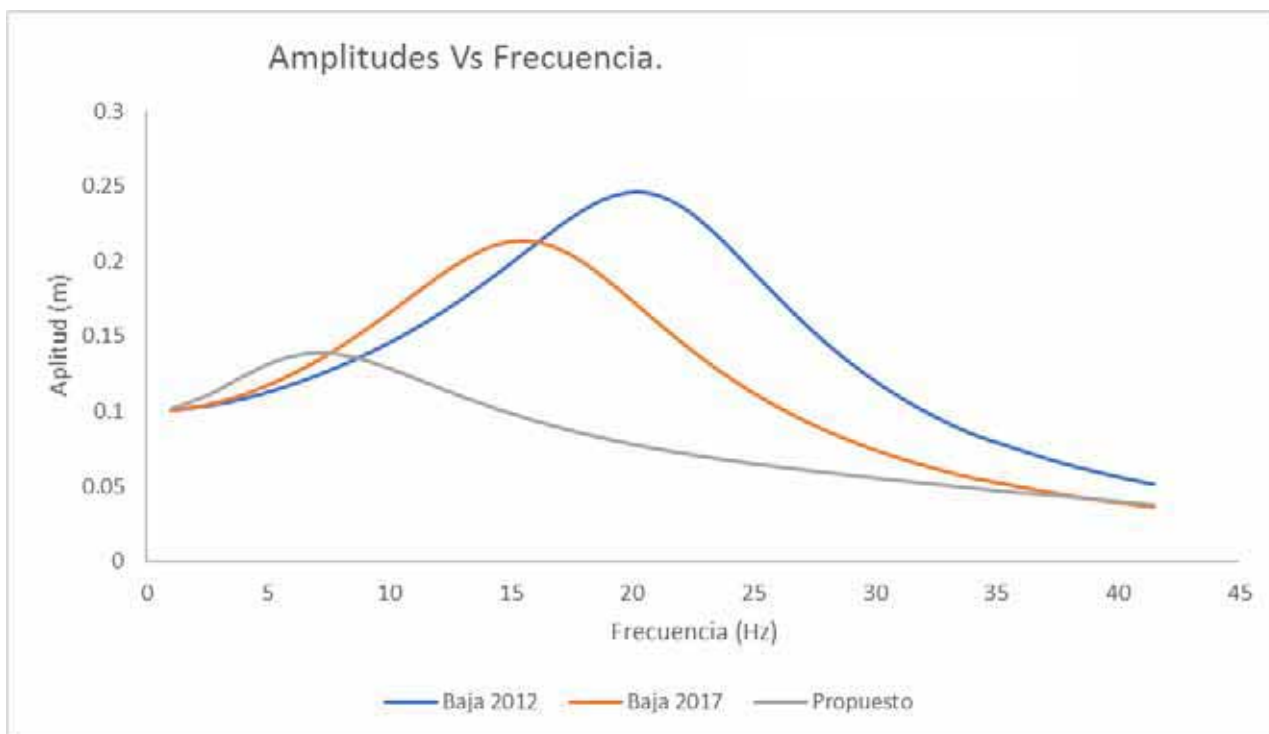
	Baja 2012	Baja 2017	Propuesta
Amplitud Máxima (m)	0.3688	0.2472	0.1314
Coefficiente de Alcance	5.5195	4.3928	2.2614
Factor de Amplitud.	2.0361	1.0860	0.2972

Tabla 5. Valores asociados al desempeño de cada configuración delantera

Es importante mencionar que el valor de Coeficiente de alcance es diferente a los encontrados en las tablas de los apéndices debido al rango de frecuencias evaluado, ya que para las configuraciones del Baja 2012 y 2017, la gráfica de amplitudes solo es apreciable en un intervalo de frecuencias mayor.

4.3 Comparación desempeño trasero.

De igual forma que para la comparación del desempeño delantero, se expondrán las gráficas seguido de los valores asociados.



Gráfica 2. Amplitud v.s. Frecuencia, modelo trasero

A continuación, se observan los valores asociados al desempeño de cada configuración.

	Baja 2012	Baja 2017	Propuesta
Amplitud Máxima (m)	0.24572405	0.212793	0.13938277
Coefficiente de Alcance	3.972097168	3.302114	2.29381118
Factor de Amplitud.	0.976102797	0.702667	0.31971775

Tabla 6. Valores asociados al desempeño de cada configuración trasera

Con estas gráficas y tablas se tienen los parámetros finales con las cuales realizar una comparación numérica y visual de lo obtenido en el proyecto.

Capítulo 5. Análisis y discusión de resultados.

A lo largo del Capítulo 3 se mostró el diseño final y la construcción de los sistemas de suspensión y dirección, sin embargo en este capítulo se muestran los diseños y construcciones previas que fallaron o se rompieron en las pruebas realizadas al vehículo, pero que sirvieron como etapas de aprendizaje, práctica, y experiencia que nos ayudó a llegar a los diseños que utiliza el vehículo actualmente.

5.1 Modificaciones Realizadas al Sistema de Dirección

En el primer diseño del sistema de dirección se muestra en las Figuras 55. En ellas se observa que la caja de dirección (piñón-cremallera) se encontraban por debajo de los pedales del conductor, por lo que había mayor distancia entre el eje transversal de la cremallera y el punto de soporte en el portamasas donde actúa la fuerza para girar la llanta, esto ocasionaba que el conductor tuviera que necesitar más fuerza para girar el volante, en curvas muy pronunciadas la llanta no giraba debido a que el brazo de dirección que se tenía era curvo y estaba atornillado en ambos extremos por lo que giraba en su mismo eje y no transmitía la misma fuerza que la cremallera, además se observa que la unión entre el brazo de dirección y la cremallera es una bieleta de uso automotriz que se adaptó a nuestro diseño, pero por su ángulo de trabajo se dobló durante las pruebas realizadas al vehículo.



Figura 55. Primer Diseño del Sistema de Dirección

5.2 Modificaciones Realizadas al Sistema de Suspensión Delantera

Al iniciar el proyecto se construyó el sistema de suspensión delantera que se muestra en la Figura 56 en ese diseño se instalaron unos amortiguadores que nos fueron patrocinados, pero después de la primer prueba al vehículo tuvieron que ser cambiados porque no tenían la rigidez necesaria para sostener el peso del vehículo, además se tuvo que modificar su posición para que el resorte trabajara de mejor manera, por lo que se apoyaron en las tijeras inferiores para que el amortiguador quedara lo más verticalmente posible.

Otra modificación necesaria fue bajar las tijeras superiores, debido a que se observaba que las llantas se abrían al subir o bajar la suspensión, después de simular el mecanismo se descubrió que el error era que las tijeras no eran paralelas entre sí, por lo que la solución más conveniente fue bajar la tijera superior en el punto de pivote con la estructura, hasta conseguir el paralelismo.



Figura 56. Primer Diseño de la Suspensión Delantera

Durante la competencia se superaron obstáculos muy difíciles que no se habían practicado durante las pruebas en la Universidad, así que se tuvo que improvisar durante la competencia para reparar los daños generados, tal como se muestra en la Figura 57 fue necesario reforzar la tijera inferior que debido a las exigencias de la competencia se estaba curvando. Después de analizarlo es importante reportar que el error está en el diseño de la tijera inferior, debido a que se dejó un brazo de palanca más grande de lo debido entre el punto de soporte con el portamasas y la unión de los tubos que forman la tijera, el brazo de palanca está representado por el tubo B-C.

Para solucionar este problema es necesario que el punto B sea lo más cercano al barreno de apoyo en el portamasas, por lo que la tijera inferior debe de ser más larga, y que la única separación sea la longitud de la terminal, por lo que esta debe de quedar completamente dentro del tubo B-C para que tenga más resistencia.

En la Figura 57 se muestra el tornillo en el que estaba enroscada la terminal, pero debido a que no estaba dentro del tubo B-C y además no estaba todo el tornillo enroscado en la terminal, el tornillo no resistió los impactos de la suspensión y se dobló.



Figura 57. Falla en la tijera inferior durante la competencia

5.3 Modificaciones realizadas al sistema de Suspensión Trasera

El problema principal en el primer diseño de los brazos de la suspensión trasera repercutía en que el brazo superior y los dos brazos inferiores no eran paralelos entre sí, por lo que al realizar pruebas al vehículo las llantas traseras se ladeaban mucho al momento de girar en una pequeña curva o simplemente avanzando en línea recta cuando la suspensión bajaba y subía. En la Figura 58 se muestra el primer diseño de la suspensión trasera en el que los brazos no eran paralelos y además se observa que el brazo inferior en un principio consistía en dos brazos independientes.



Figura 58. Primer Diseño de la Suspensión Trasera

Después de simular la geometría de la suspensión, se descubrió que el problema era que los brazos no eran paralelos, como se muestra en la Figura 58. por lo que se buscó la manera de conseguir el paralelismo y la solución más fácil fue construir un solo brazo inferior, debido al poco espacio en la caja de transmisión y el espacio que ocupaba en eje de transmisión, el brazo fue más robusto, construido con tubo de 1 in, para recompensar la necesidad de otro brazo como lo tenía anteriormente.

Capítulo 6. Conclusiones

Se diseñó y construyó la suspensión y la dirección de un vehículo para la competencia BAJA SAE México 2017 conforme a lo establecido por la Sociedad de Ingenieros Automotrices.

Se desarrolló un modelo de vibraciones de cuarto de carro para el diseño de la dinámica del sistema de suspensión, el cual nos ayudó a predecir la respuesta del sistema, sin embargo no fue posible probarlo experimentalmente en el vehículo por falta de instrumentación que nos facilitara la medición de elongación en los resortes durante las pruebas realizadas al vehículo.

Cabe mencionar que debido a que este proyecto consistió en el diseño y la construcción de los sistemas de la suspensión y la dirección fue necesario tomar más tiempo de lo esperado en la etapa de diseño ya que se tenían que tomar en cuenta elementos y diseños de otros sistemas de vehículo en general, por lo que fue necesario realizar diversos diseños y pruebas antes de llegar al diseño final. Un ejemplo de esto fue la elección de amortiguadores que ocasionó diversos problemas debido a que no se tomaba en cuenta el peso total que llegaría a tener el vehículo ya finalizado, después de probar algunos resortes se pensó en mandar a construir los resortes con la constante de rigidez que necesitábamos, sin embargo por falta de tiempo y presupuesto se compró el conjunto resorte-amortiguador con el que se contaba en el mercado, correspondiente a un vehículo comercial, por lo que fue necesario adaptarlo a nuestro diseño comprimiendo en su totalidad el resorte para tener una mejor respuesta del sistema de suspensión, sin embargo aun así no se consiguió la altura esperada para el vehículo por lo que se recomienda a generaciones futuras reducir lo más que se pueda el peso del vehículo actual y además buscar en el mercado internacional amortiguadores especializados para el tipo de vehículos Off-Road ya que se observó durante la competencia que muchos vehículos optan por importar estas piezas.

Con respecto al sistema de dirección es importante mencionar que se desempeñó adecuadamente ya con las modificaciones mencionadas en el Capítulo 5, por lo que se recomienda a generaciones futuras tomar en cuenta estas modificaciones, además de buscar nuevos diseños que faciliten la conducción del vehículo, como por ejemplo, aumentar el diámetro del volante para facilitar el volanteo durante vueltas muy cerradas.

Capítulo 7. Referencias bibliográficas.

1. SAE México An SAE International Section. 2017.[sitio web] México D.F.: Baja SAE México. Recuperado de <http://www.saemexico.org>
2. Proyecto Terminal para la Licenciatura de Ingeniería Mecánica en la UAM por parte de los alumnos: Arcea Silva Jeremy Dieter, Carmona Medina Jesús, Martínez Sandoval Irving Alexander, Morales López Hugo Enrique, Olín Ramírez Karina Monserratt, llamado “Rediseño y Construcción de un prototipo de monoplaça tipo Baja SAE”, diciembre 2012.
3. Jazar, N.; 2008; *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*; Estados Unidos; Editorial Springer
4. Aficionados a la Mecánica. 2016. Anual sistema de dirección [sitio web]. México. [Consulta: 11 Diciembre 2017] Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net>
5. Instituto Mexicano del Transporte. (1995). La respuesta dinámica de un cuarto de carro y el índice internacional de rugosidad (No 67) Recuperado de <http://www.imt.mx>

Capítulo 8. Apéndices

A.- Determinación de la constante elástica del resorte “k”

La manera más sencilla de analizar un resorte físicamente es mediante la Ley de Hooke, la cual establece que dentro de los límites elásticos la fuerza deformadora F y la magnitud de la deformación X son directamente proporcionales.

$$F = kx \quad (11)$$

Donde k es una constante de proporcionalidad llamada constante elástica del resorte.

La deformación llamada también elongación es el desplazamiento x respecto a la posición de equilibrio (posición sin deformar). De la ecuación (11) encontramos:

$$k = \frac{F}{x} \quad (12)$$

Mediante esta expresión podemos calcular la constante elástica del resorte en forma estática.

La reacción a la fuerza deformadora es la fuerza interna denominada fuerza restauradora, cuyo valor es $F = -kx$

Para determinar la constante elástica del resorte de manera experimental se introdujo el resorte en la Máquina Universal que forma parte del Laboratorio de Estructuras de la Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Azcapotzalco, se eligió esta opción ya que es una máquina especialmente diseñada para ensayos de compresión y elongación, además de que permite la aplicación de una fuerza variable y controlada a través del tiempo y sobre todo proporciona los valores de fuerza y extensión desarrollados durante la prueba.

Para poder realizar el experimento se construyó un soporte para cada uno de los extremos del resorte de tal forma que se obtuviera una superficie plana en los extremos para evitar el pandeo del resorte que pudiera producir una medición errónea, así como también el posible disparo del resorte hacia los lados ocasionando algún accidente en el laboratorio. Dichos soportes se pueden ver en la Figura 59.



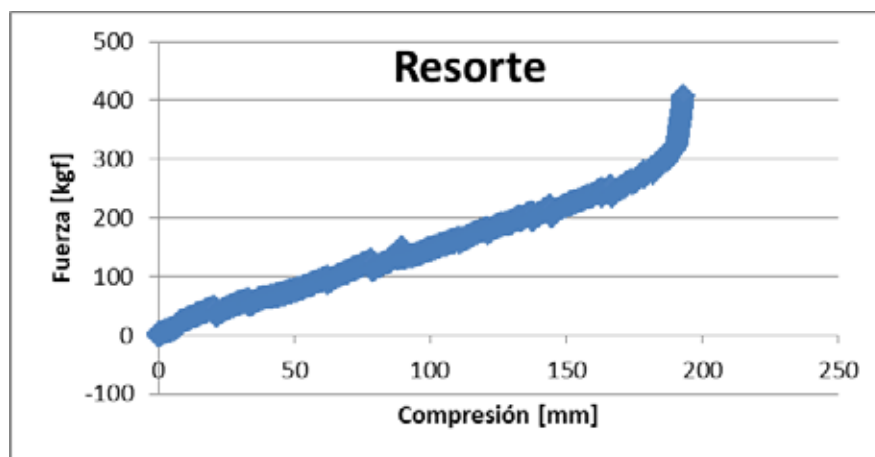
Figura 59. Soportes para los extremos del resorte

Posteriormente se introdujo el resorte con los soportes en los extremos a su longitud inicial la cual es de 50cm como se muestra en la Figura 60.



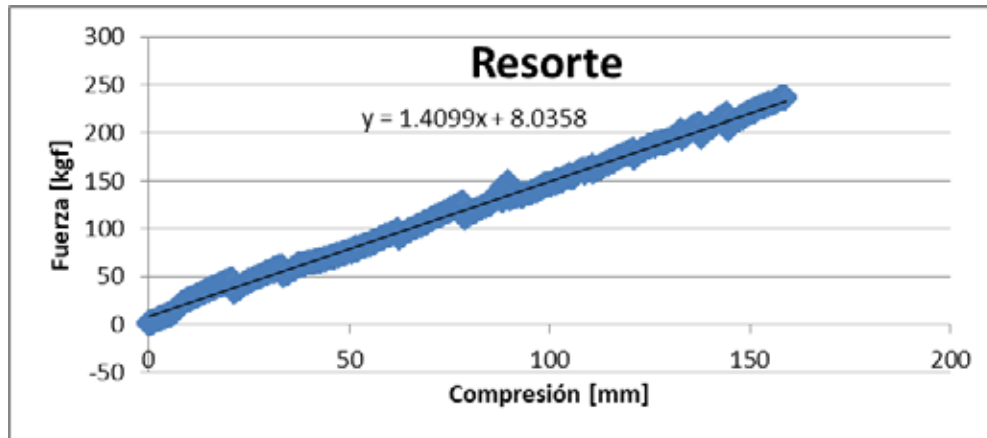
Figura 60. Resorte montado en la Máquina Universal de Ensayes

Con los valores proporcionados por la Máquina Universal de Ensayes de la fuerza aplicada a compresión sobre el resorte y los valores de extensión se obtuvo la Gráfica 3 que se muestra a continuación.



Gráfica 3. Comportamiento del resorte a compresión

Se puede observar un incremento de la fuerza a partir de la compresión a 200mm, esto es debido a que en ese punto los soportes de cada extremo entraron en contacto y el resorte se había comprimido casi en su totalidad. Por lo tanto, es necesario realizar un ajuste de la curva tomando en cuenta solamente la parte más aproximada a una línea recta como se muestra en la Gráfica 4.



Gráfica 4. Comportamiento del resorte a compresión (ajustada)

Realizando un ajuste de mínimos cuadrados se obtiene la ecuación de la línea recta que más se aproxima al conjunto de datos de la gráfica, obteniendo así la pendiente de la recta la cual corresponde al valor de la constante elástica del resorte Figura 61.

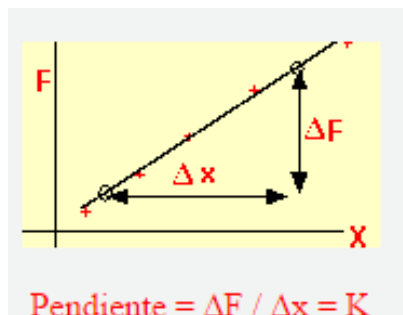


Figura 61. Representación entre la pendiente y la constante de elasticidad.

Por lo tanto, la ecuación de la recta es:

$$Y = m x + b$$

$$y = 1.4099 x + 8.0358$$

$$k = m = 1.4099 \frac{kgf}{mm} \left(\frac{1000mm}{1m} * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 13831 \frac{N}{m} \quad (13)$$

B.- Determinación de la rigidez radial estática del neumático trasero

La rigidez radial del neumático es calificada por la elasticidad característica de cada neumático, el neumático se somete a fuerzas verticales, por ende sufre una deformación vertical que modifica su radio. La rigidez radial estática se define como la variación de la fuerza vertical del neumático en función de la deformación radial del mismo, según la siguiente expresión:

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (14)$$

La carga vertical de un neumático es soportada por el aire a presión y por la carcasa, dependiendo del tipo de neumático, la proporción de la carga soportada y transmitida por cada uno de estos elementos es diferente. La rigidez radial se utiliza para caracterizar la deformación vertical, de esta manera la rigidez radial estática k , se determina con la curva carga-deflexión, considerando el neumático como un modelo de resorte.

La prueba de carga-deflexión presenta flexibilidad al momento de elegir el rango de las variables de carga y presión, a esto se suma que la relación carga-deflexión varía linealmente.

Ya que se considerará al neumático como un modelo de un resorte, se realizará la prueba de carga-deflexión en la Máquina Universal de Ensayes al igual que el resorte y siguiendo el mismo procedimiento.

Las características del neumático trasero se muestran en la Tabla 7.

Neumático Trasero	
Altura	60cm
Presión	15 psi
Ancho	25cm

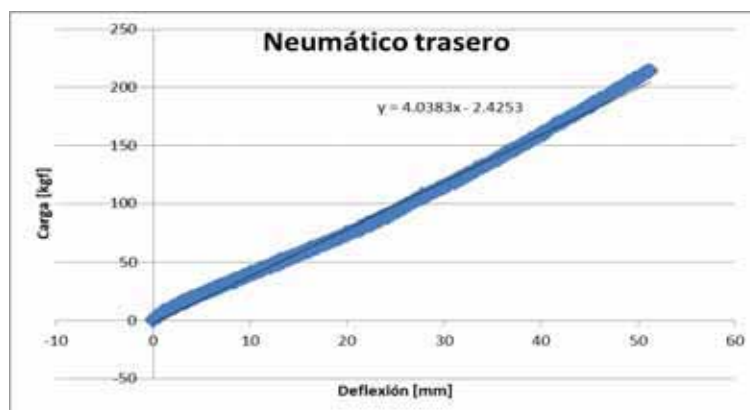
Tabla 7. Características del neumático trasero

En la Figura 62. Se puede observar el neumático trasero montado sobre la Máquina Universal de Ensayes.



Figura 62. Neumático trasero montado sobre la Máquina Universal de Ensayes

Aplicando una fuerza a compresión sobre el neumático se obtuvo la Gráfica 5 que se muestra a continuación.



Gráfica 5. Comportamiento del neumático trasero

Se puede observar que la relación carga-deflexión varía casi linealmente, por lo tanto, realizando un ajuste de mínimos cuadrados se obtiene la ecuación de la línea recta que más se aproxima al conjunto de datos de la gráfica, obteniendo así la pendiente de la recta la cual corresponde al valor de la rigidez radial estática del neumático trasero.

Por lo tanto, la ecuación de la recta es:

$$Y = m x + b$$

$$y = 4.0383 x - 2.4253$$

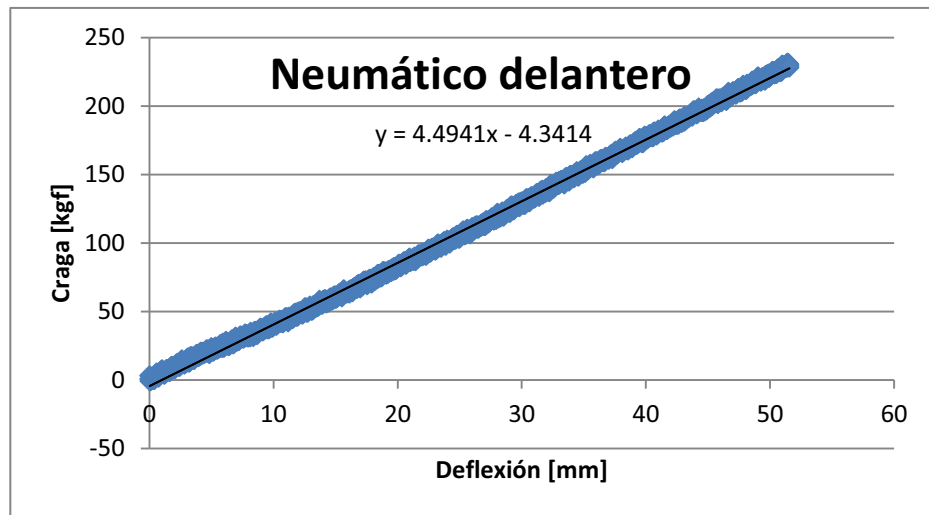
$$k = m = 4.0383 \frac{kgf}{mm} \left(\frac{1000mm}{1m} * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 39615.72 \frac{N}{m} \quad (15)$$

C.- Determinación de la rigidez radial estática del neumático delantero

Las características del neumático trasero se muestran en la Tabla 8.

Neumático Delantero	
Altura	54cm
Presión	7 psi
Rin	25cm

Tabla 8. Características del neumático trasero.



Grafica 6. Comportamiento del neumático delantero

Al igual que con el neumático trasero se montó sobre la Máquina Universal de Ensayes como se muestra en la Figura 63.



Figura 63. Neumático delantero montado sobre la Máquina Universal de Ensayes

El software de la Máquina Universal de Ensayes proporciona los valores de las fuerzas aplicadas y de las extensiones desarrolladas durante la prueba, con estos valores se realizó la Gráfica 4. la cual muestra el comportamiento del neumático ante la compresión.

Por lo tanto la ecuación de la recta es:

$$Y = m x + b$$

$$y = 4.4941 x - 4.3414$$

$$k = m = 4.4941 \frac{kgf}{mm} \left(\frac{1000mm}{1m} * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 44087.12 \frac{N}{m} \quad (16)$$

D.- Metodología para el cálculo de la constante de amortiguamiento “c”

Para obtener la constante de amortiguamiento “c” del amortiguador, se diseñó una experimentación dinámica fundamentada en un modelo matemático propuesto.

Modelo matemático.

En primera instancia, se obtiene la ecuación que describe el movimiento de una masa sujeta por un amortiguador tal y como lo representa la figura 64.

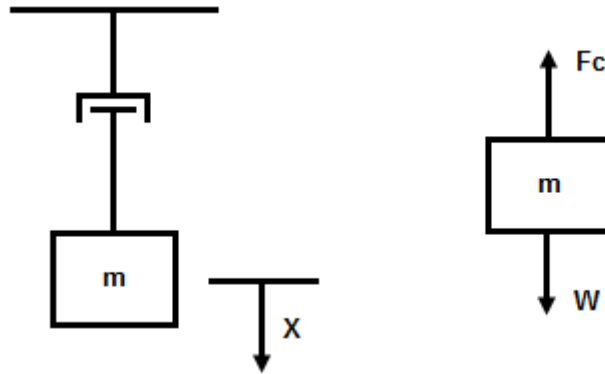


Figura 64. Representación de un sistema Masa-Amortiguador.

Usando Leyes de Newton, se encuentra su ecuación de movimiento.

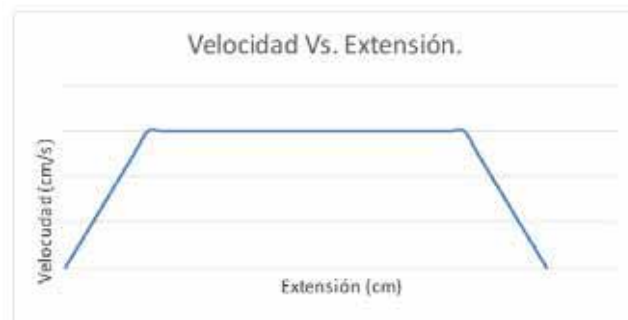
$$mx'' = W - F_c \quad (17)$$

$$mx'' = W - cx' \quad (18)$$

Cuando el vástago del amortiguador se encuentra totalmente introducido en el amortiguador y se sujeta a él una masa, analizando el movimiento se puede entender lo siguiente:

1. Cuando se suelte la masa, esta se acelerará, desde una cero hasta una velocidad constante, en la cual el peso y la fuerza del amortiguador se equilibrarán.
2. Cuando se alcance la velocidad constante, se obtendrá por consecuencia una aceleración igual a cero.
3. En el último tramo del recorrido del vástago hasta alcanzar su máxima extensión, se entrará en un movimiento de desaceleración hasta llegar a velocidad cero.

El comportamiento de la velocidad en función de la extensión del vástago se puede observar en la Grafica 7.



Grafica 7. Velocidad v.s. Extensión

Teniendo entonces una velocidad constante en un intervalo de la extensión del vástago, se puede escribir la ecuación del movimiento del sistema de la siguiente manera.

$$0 = W - F_c \quad (19)$$

$$0 = W - cx' \quad (20)$$

$$W = cx' \quad (21)$$

Para la obtención de la constante c , se propone colocar diferentes pesos al amortiguador y medir la velocidad del vástago en el intervalo de la extensión, donde esta es constante. Conociendo los pesos de las masas, así como las velocidades, se puede obtener muy fácilmente el valor de la constante de amortiguamiento.

Precaución.

Para que este método funcione, se debe de asegurar que el intervalo de extensión donde se mida la velocidad sea aquel donde se halla alcanzado la velocidad constante.

Por otro lado, cabe mencionar que mientras mayor sea el peso acoplado al amortiguador, mayor será la distancia de extensión necesaria para llegar a la velocidad constante y menor será el recorrido con esta velocidad. Se llegará a un punto en el que no exista velocidad constante para la extensión del amortiguador.

Estas dos observaciones deben de tomarse en cuenta para la experimentación.

Experimentación.

Para la experimentación, se monta el amortiguador con ayuda de un par de soportes universales. Se posicionan dos compuertas con sensores separadas una de otra. Se acopla un método para adicionar masas al amortiguador con un elemento que activara los sensores de las compuertas al pasar por ellos.

La siguiente imagen ilustra el montaje propuesto.

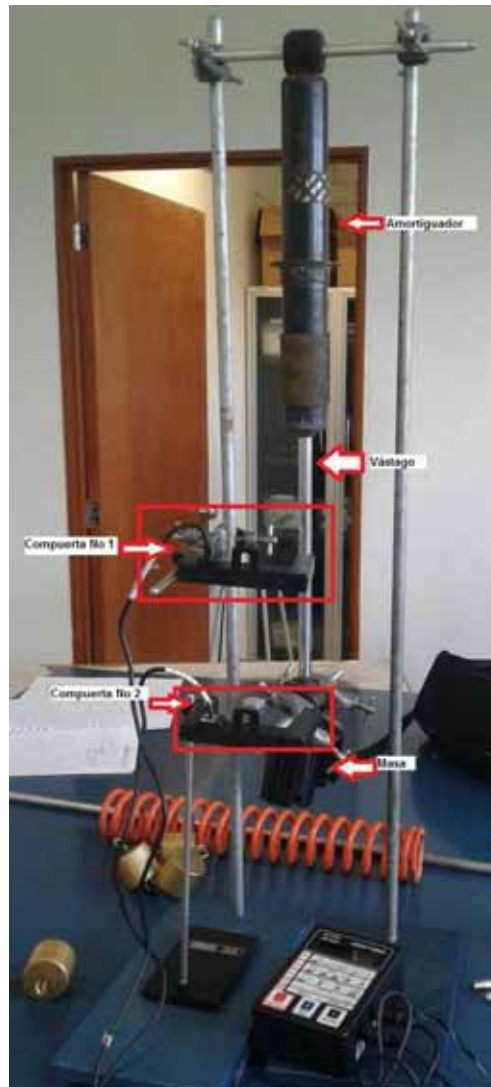


Figura 65. Montaje del amortiguador.

Se propone usar una barra para activar los sensores de las compuertas y para sostener las masas.

Se mide la distancia entre las dos compuertas y el tiempo que tarda la masa en hacer el recorrido para encontrar la velocidad.

Es importante encontrar la distancia optima de separación entre las compuertas para asegurar que se mida la velocidad constante. Esto se logra a través de variar las distancias hasta que no varíe la velocidad.

Con la velocidad y el peso de la masa, se puede determinar la constante de amortiguamiento usando la ecuación que describe el sistema en velocidad constante.

E.- Determinación de “c” (amortiguador BAJA SAE 2012)

Para obtener la constante de amortiguamiento con la cual operaban los amortiguadores usados en el vehículo BAJA SAE 2012, se siguió la experimentación descrita anteriormente.

La distancia entre las compuertas se dispuso de 3.3 cm, ubicadas un poco por debajo de la distancia media de la extensión del vástago.



Figura 66. Ejemplo montaje.

Se realizaron 4 mediciones por cada uno de los pesos que se evaluaron. Los resultados se observan en la tabla siguiente.

Masa(kg)	Peso(N)	Tiempo 1	Tiempo 2	Tiempo 3	Tiempo 4	t prom	Velocidad(m/s)	c (Ns/m)
2.1	20.538	2.2763	2.3081	2.314	2.2888	2.2968	0.01436	1429.4
3.1	30.318	1.6378	1.6504	1.6482	1.6623	1.649675	0.0200	1515.6
4.1	40.098	1.2889	1.2921	1.2839	1.3207	1.2964	0.02545	1575.2
5.1	49.878	1.1028	1.0148	1.0598	1.1028	1.07005	0.0308	1617.3
							c promedio=	1534.4

Tabla 9. Constante de amortiguamiento para el amortiguador del vehículo 2012

Se determinó que la constante de amortiguamiento de los amortiguadores para el vehículo BAJA SAE 2012 es de **1532.4 Ns/m**.

Comentarios.

El amortiguador en los primeros y últimos 5 cm de su recorrido presenta un sonido de burbujeo y una fuerza notablemente disminuida en comparación al resto de su recorrido. Se atribuye esto a la antigüedad del amortiguador y su nulo mantenimiento.

F.- Metodología para el cambio en la “c” de un amortiguador.

Debido a que los cálculos para el diseño del sistema de suspensión brindan valores precisos para la constante de amortiguamiento, se exploró el método para modificar esta constante, ya que no se encontró ningún proveedor que manejara amortiguadores con sus respectivas constantes de amortiguación.

Se modificó un amortiguador del BAJA SAE 2012 en un taller mecánico, el cual que no compartió el tipo de modificación que se le realizó al amortiguador.

Se especula que la modificación radica en realizar una perforación al costado de este, de tal forma que se vació el líquido viscoso que contenía para remplazarlo por otro de diferente viscosidad.



Figura 67. Amortiguador modificado.

Para determinar la nueva constante de amortiguamiento, se realizó la misma experimentación descrita anteriormente.

La distancia entre las compuertas se dispuso de 3.3 cm, ubicadas un poco por debajo de la distancia media de la extensión del vástago.

Se realizaron 4 mediciones por cada uno de los pesos que se evaluaron. Los resultados se observan en la tabla siguiente.

Masa(kg)	Peso(N)	Tiempo 1	Tiempo 2	Tiempo 3	Tiempo 4	t prom	Velocidad(m/s)	c (Ns/m)
2.1	20.538	8.5122	8.5767	8.7153	8.0098	8.4535	0.0106	1929.08
3.1	30.318	4.5149	4.4769	4.5745	4.5412	4.5268	0.0198	1524.95
4.1	40.098	3.566	3.4627	3.5093	3.616	3.5385	0.0254	1576.51
5.1	49.878	3.22	3.3178	3.4	3.3277	3.3163	0.0271	1837.93
6.1	59.658	2.8585	2.8731	2.8303	2.8083	2.8425	0.0316	1884.23
c prom								1750.54

Tabla 10. Constante de amortiguamiento para el amortiguador del modificado

Se determinó que la constante de amortiguamiento de los amortiguadores para el vehículo BAJA SAE 2012 modificado es de 1750.54 Ns/m.

Comentarios.

El amortiguador en los primeros y últimos 5 cm de su recorrido presenta un sonido de burbujeo y una fuerza notablemente disminuida en comparación al resto de su recorrido. Se atribuye esto a la antigüedad del amortiguador y su nulo mantenimiento.

G.- Hoja de inspección

Suspension Parameters	Front	Rear
Suspension Type	Dual unequal length A-Arm, Italika coil over shocks.	Dual unequal length A-Arm, Italika coil over shocks
Center of Gravity Design Height	22.45" (570.3 mm) above ground (confirmed with testing (tip method))	
Vertical Wheel Travel (over the travel)	49" (125 mm)	9.14" (232.25 mm)
Recessional Wheel travel (over the travel)	0" (0 mm)	0" (0 mm)
Wheel rate (chassis to wheel center)	1.09 lbs/in (0.191 N/mm)	43.96 lbs/in (7.7 N/mm)
Spring Rate	78.97 lbs/in (13.83 N/mm)	44.70 lbs/in (7, 830 N/mm)
Motion ratio / type	0.12	0.75
Sprung mass natural frequency	2.34 Hz	2.49 Hz
Type of Jounce Damping	low speed adjustable	Low speed, no adjustable
Type of Rebound Damping	Hight speed adjustable	Hight speed, no adjustable
Roll Camber (deg / deg)	1.57 deg / deg	1.57 deg /deg
Static Toe	3.06tdeg (toe out)	1.36 deg (toe in)
Toe change (over the travel)	5 deg (toe out)	3 deg (toe out)
Static camber and adjustment method	1.38 deg, adj. via outboard rod end on A-arm	0.36 deg, adj. via inboard rod ends
Camber Change (over the travel)	8 degrees	5.36 degrees
Static Caster Angle	neutral caster, no adjustable	-15.67 degrees, no adjustable
Caster Change (over the travel)	0 degrees	3.6 degrees
Kinematic Trail	0	3.7" (94mm)
Static Kingpin Inclination Angle	15.22 degrees non-adjusteble.	No Kingpin
Static Percent Ackermann	2.43%	None
Static Roll Center Position	2.84" (72.3 mm) above gpund	1.89" (48.1 mm) above ground.
Number of steering wheel turns lock to lock	0.5	
Outside Turn Radius	13.28' (4.05m) Volver a medir.	13.45' (4.10m) Volver a medir.

H.- Reporte de costos

Categoría	Descripción	Comprador	Fabricado	Vendedor	Cantidad	Costo de Material	Costo de Producción	Total
Brazos ("As")	Suspensión Frontal		x		4	\$4,8	\$52,00	\$71,19
Brazos ("As")	Suspensión Trasera		x		4	\$4,5	\$100,94	\$118,99
Amortiguador	VW Shock Absorber	x		Jbugs	4	\$48,25	\$7,00	\$200,80
Resorte	Coil spring combi	x		Skodaparts	4	\$60,00	\$5,83	\$245,83
Buje	VW Steering Stabilizer	x		Jbugs	20	\$3,95	\$0,00	\$79,00
Terminal	Código: 113425117	x		Jbugs	4	\$14,75	\$0,00	\$59,00

Tabla 11. Costos de materiales y componentes de la suspensión

TOTAL: \$774.62

Dirección (Tabla 12. Costos de materiales y componentes)

Categoría	Descripción	Comprado	Fabricado	Vendedor	Cantidad	Costo de Material	Costo de Producción	Total
Rótula	Rótulas	x		Dayco Products Inc	2	\$25,38	\$0,00	\$25,38
Volante	Volante		x		1	\$10,74	\$40,46	\$51,19
Terminal	VW Tie Rod End, Left Inner, Type 1 1968-77	x		Jbugs	2	\$14,95	\$	\$29,90
Piñón y Cremallera	Jr. Dragster	x			1	\$230,00	\$	\$230,00

Tabla 12. Costos de materiales y componentes de la dirección

TOTAL: \$336,47

I.- Tablas de la simulación correspondiente a los neumáticos traseros.

c	200																														
k\w	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	Amplitud Max	Coef. Alcance	Factor.
3000	0.103	0.11	0.13	0.16	0.22	0.29	0.25	0.16	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.031	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.28992	2.12847	0.6171
3500	0.102	0.11	0.12	0.15	0.2	0.28	0.31	0.21	0.14	0.1	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04	0.034	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.31481	2.3036	0.7252
4000	0.102	0.11	0.12	0.14	0.18	0.25	0.35	0.28	0.18	0.12	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.037	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.3484	2.47296	0.8616
4500	0.102	0.11	0.12	0.14	0.17	0.23	0.34	0.36	0.23	0.15	0.11	0.08	0.07	0.05	0.05	0.041	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.35651	2.63669	0.94
5000	0.102	0.11	0.12	0.13	0.16	0.21	0.31	0.41	0.29	0.18	0.12	0.09	0.07	0.06	0.05	0.045	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.41109	2.79801	1.1502
5500	0.101	0.11	0.12	0.13	0.15	0.2	0.28	0.42	0.37	0.22	0.15	0.11	0.08	0.07	0.06	0.049	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.4228	2.95185	1.248
6000	0.101	0.11	0.11	0.13	0.15	0.19	0.26	0.4	0.45	0.27	0.17	0.12	0.09	0.07	0.06	0.053	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.44628	3.10393	1.3852
6500	0.101	0.11	0.11	0.13	0.14	0.18	0.24	0.37	0.5	0.34	0.2	0.14	0.1	0.08	0.07	0.058	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.50492	3.25536	1.6437
7000	0.101	0.11	0.11	0.12	0.14	0.17	0.22	0.33	0.52	0.42	0.24	0.16	0.12	0.09	0.07	0.062	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.51956	3.39782	1.7654
7500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.14	0.17	0.21	0.3	0.5	0.51	0.29	0.18	0.13	0.1	0.08	0.067	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.50732	3.53748	1.7947
8000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.14	0.16	0.2	0.28	0.46	0.59	0.35	0.21	0.15	0.11	0.09	0.072	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.59202	3.68271	2.1802
8500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.16	0.19	0.26	0.41	0.64	0.42	0.24	0.16	0.12	0.09	0.077	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.64328	3.82338	2.4595
9000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.19	0.25	0.38	0.64	0.51	0.28	0.18	0.13	0.1	0.083	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.64418	3.95065	2.5449
9500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.24	0.35	0.61	0.61	0.32	0.2	0.14	0.11	0.089	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.61055	4.07733	2.4894
10000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.23	0.32	0.56	0.72	0.38	0.23	0.16	0.12	0.095	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.71734	4.21688	3.0249

c	400																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	Posicion Max	Coef. Alcance.	factor
3000	0.103	0.11	0.12	0.14	0.17	0.18	0.16	0.14	0.12	0.1	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.17508	2.17043	0.38
3500	0.102	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.18	0.16	0.13	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.052	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.18386	2.28187	0.4195
4000	0.102	0.11	0.12	0.14	0.16	0.19	0.2	0.18	0.15	0.13	0.1	0.09	0.08	0.07	0.06	0.055	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.19939	2.39198	0.4769
4500	0.102	0.11	0.12	0.13	0.16	0.18	0.21	0.21	0.18	0.14	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06	0.058	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.20885	2.50078	0.5223
5000	0.102	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.21	0.22	0.2	0.16	0.13	0.11	0.09	0.08	0.07	0.061	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.22397	2.6083	0.5842
5500	0.101	0.11	0.11	0.13	0.15	0.18	0.21	0.24	0.22	0.18	0.15	0.12	0.1	0.08	0.07	0.064	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.23665	2.71451	0.6424
6000	0.101	0.11	0.11	0.13	0.14	0.17	0.21	0.24	0.25	0.21	0.16	0.13	0.11	0.09	0.08	0.068	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.24585	2.81949	0.6932
6500	0.101	0.11	0.11	0.12	0.14	0.17	0.2	0.25	0.26	0.23	0.18	0.14	0.12	0.1	0.08	0.072	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.26412	2.93222	0.7721
7000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.14	0.16	0.2	0.24	0.28	0.26	0.21	0.16	0.13	0.1	0.09	0.076	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.27717	3.02573	0.8386
7500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.14	0.16	0.19	0.24	0.28	0.28	0.23	0.18	0.14	0.11	0.09	0.081	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.28446	3.12705	0.8895
8000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.16	0.19	0.23	0.29	0.31	0.26	0.2	0.15	0.12	0.1	0.085	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.30516	3.22725	0.9848
8500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.23	0.28	0.32	0.29	0.22	0.17	0.13	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.32235	3.32632	1.0722
9000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.22	0.28	0.33	0.31	0.24	0.18	0.14	0.11	0.095	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.33393	3.42426	1.1435
9500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.21	0.27	0.34	0.34	0.27	0.2	0.15	0.12	0.101	0.09	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.34086	3.52117	1.2002
10000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.21	0.27	0.34	0.37	0.3	0.22	0.16	0.13	0.106	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.36579	3.61705	1.3231

c	c																												Posicion Max	Coef. Alcance.	factor		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28					
3000	0.102	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.14241	2.39491	0.3411
3500	0.102	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.09	0.08	0.08	0.072	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.1491	2.47299	0.3687
4000	0.102	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.1	0.09	0.09	0.08	0.074	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.15711	2.551	0.4008
4500	0.102	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.16	0.16	0.15	0.14	0.12	0.11	0.1	0.09	0.08	0.077	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.16409	2.62886	0.4314
5000	0.102	0.11	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.17	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.1	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.17225	2.70657	0.4662
5500	0.101	0.11	0.11	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.16	0.14	0.13	0.11	0.1	0.09	0.083	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.18028	2.78405	0.5019
6000	0.101	0.11	0.11	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.19	0.17	0.16	0.14	0.12	0.11	0.1	0.086	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.18719	2.86132	0.5356
6500	0.101	0.11	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.19	0.2	0.19	0.17	0.15	0.13	0.11	0.1	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.19695	2.9383	0.5787
7000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.1	0.094	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.2052	3.01498	0.6187
7500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.21	0.2	0.17	0.15	0.13	0.11	0.098	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.21217	3.09138	0.6559
8000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.19	0.22	0.22	0.21	0.18	0.16	0.13	0.12	0.102	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.22309	3.16738	0.7066
8500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.19	0.22	0.23	0.22	0.2	0.17	0.14	0.12	0.106	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.23268	3.24307	0.7546
9000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.19	0.22	0.24	0.24	0.21	0.18	0.15	0.13	0.111	0.1	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.24066	3.31838	0.7986
9500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25	0.25	0.23	0.19	0.16	0.14	0.116	0.1	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.24942	3.39331	0.8464
10000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25	0.26	0.24	0.2	0.17	0.14	0.121	0.11	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05		0.26148	3.46785	0.9064

[illegible]

c	900																															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	Position Max	Coef. Alliance	factor	
3000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.1	0.098	0.1	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.125	2.78292	0.3479	
3500	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.101	0.1	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.1297	2.83428	0.3676	
4000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.103	0.1	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.1342	2.88594	0.3873	
4500	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.105	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.13925	2.93791	0.4091	
5000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.108	0.1	0.1	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.14408	2.99018	0.4308	
5500	0.101	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.12	0.111	0.11	0.1	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.14923	3.04268	0.4541
6000	0.101	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.114	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.15458	3.09542	0.4785	
6500	0.101	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.117	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.15961	3.14833	0.5025	
7000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.16	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.16535	3.20142	0.5294	
7500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.124	0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.17117	3.25464	0.5571	
8000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.128	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.1767	3.30799	0.5845	
8500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.18	0.18	0.18	0.18	0.17	0.16	0.14	0.132	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.18238	3.36145	0.6131	
9000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.136	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.18896	3.41497	0.6453	
9500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.19	0.2	0.19	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.1953	3.46859	0.6774	
10000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.19	0.2	0.2	0.19	0.18	0.16	0.145	0.13	0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.20135	3.52223	0.7091	

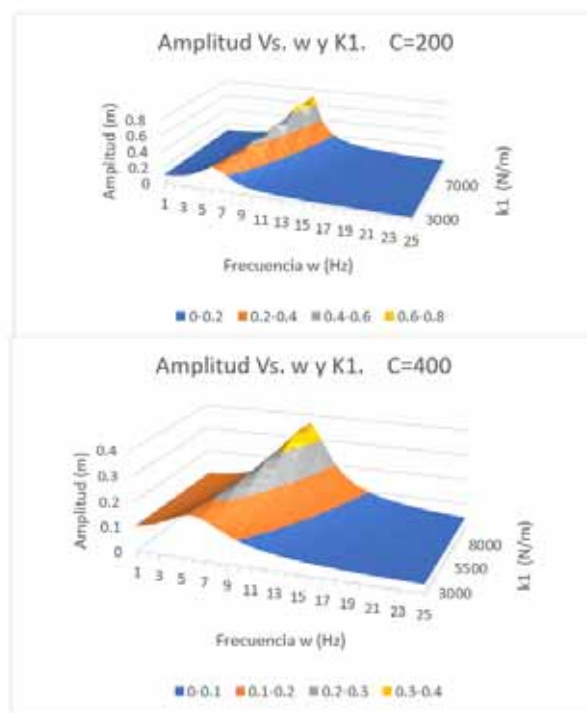
c	1100																													Position	Coef.	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28		Max	Alcance	factor
3000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.116	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08		0.12181	3.03537	0.3698
3500	0.102	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.18	0.12	0.11	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08		0.12559	3.0762	0.3863
4000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08		0.12945	3.11739	0.4035
4500	0.102	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.122	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08		0.13352	3.15893	0.4218
5000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.125	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08		0.13768	3.20079	0.4407
5500	0.101	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.127	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.14191	3.24299	0.4602
6000	0.101	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.14616	3.28548	0.4802
6500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.133	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.15066	3.32883	0.5014
7000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.15	0.16	0.15	0.15	0.15	0.14	0.136	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.15533	3.37123	0.5237
7500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.16003	3.41448	0.5464
8000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.143	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.16471	3.45796	0.5696
8500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.16	0.15	0.147	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.1694	3.50163	0.5932
9000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.16	0.151	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.17465	3.54549	0.6192
9500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.17	0.16	0.155	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.17994	3.58954	0.6459
10000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.18	0.18	0.19	0.18	0.18	0.17	0.159	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07		0.18523	3.63373	0.6718

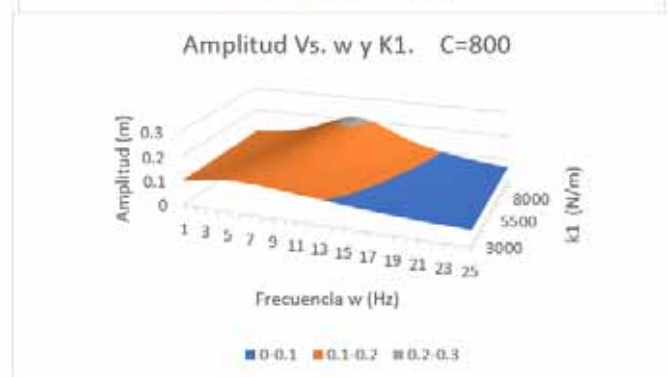
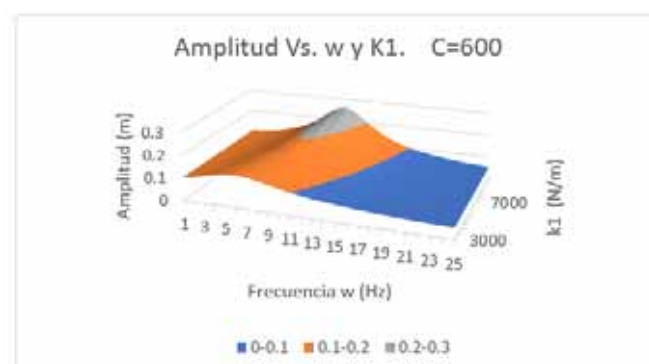
k	1200																												Position Max	Coef. Balance	factor		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28					
3000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.123	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.12449	3.157	0.393		
3500	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.126	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.1274	3.19377	0.4069		
4000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.126	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.1274	3.19377	0.4069		
4500	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.09	0.08	0.13401	3.26842	0.458	
5000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.135	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.13783	3.30627	0.455		
5500	0.101	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.135	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.14541	3.4447	0.4729		
6000	0.101	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.138	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.14533	3.88295	0.4917
6500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.1494	3.42169	0.5112	
7000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.144	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.15358	3.46073	0.5315	
7500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15	0.147	0.14	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.15786	3.50005	0.5525
8000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.154	0.154	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.16024	3.5396	0.5743
8500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.17	0.17	0.16	0.16	0.154	0.154	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.16668	3.57936	0.5966
9000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.16	0.158	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.17116	3.61935	0.6195	
9500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.18	0.18	0.17	0.17	0.161	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.17586	3.65954	0.6436	
10000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.17	0.165	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.18084	3.69602	0.666	

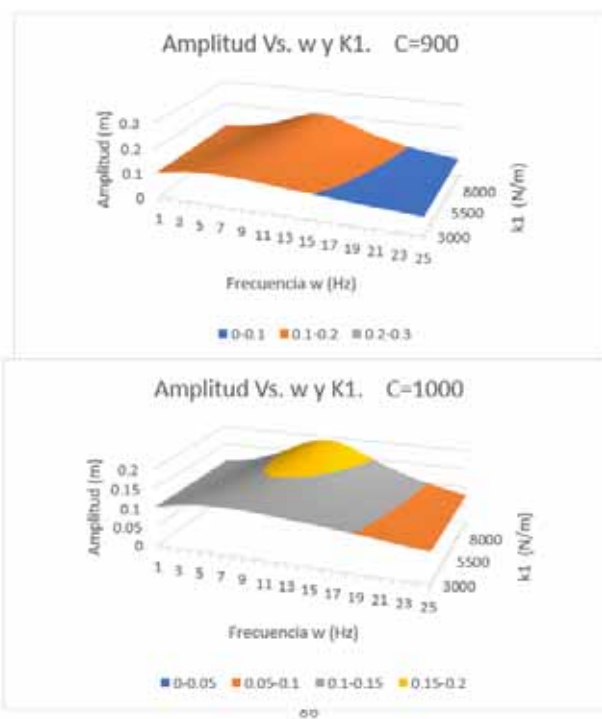
C	1400																												Position Max	Coef. Alliance	Factor
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28			
3000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.138	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.15861	3.3899	0.469
3500	0.102	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.138	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.15861	3.3899	0.469
4000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.142	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.14217	3.45106	0.490
4500	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.144	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.14411	3.48214	0.501
5000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.15	0.146	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.14847	3.51357	0.514
5500	0.101	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.15	0.15	0.149	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.14893	3.54533	0.52	
6000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.152	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.15151	3.57739	0.54
6500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.154	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.15445	3.60972	0.557
7000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.157	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.15757	3.64233	0.579
7500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.16082	3.67525	0.591	
8000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.163	0.16	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.16421	3.70841	0.60
8500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.16	0.17	0.17	0.17	0.166	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.16773	3.74182	0.627
9000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.09	0.17138	3.77546	0.64	
9500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.17	0.18	0.18	0.173	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.08	0.17517	3.80934	0.667	
10000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.18	0.18	0.177	0.17	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.08	0.17916	3.84345	0.687	

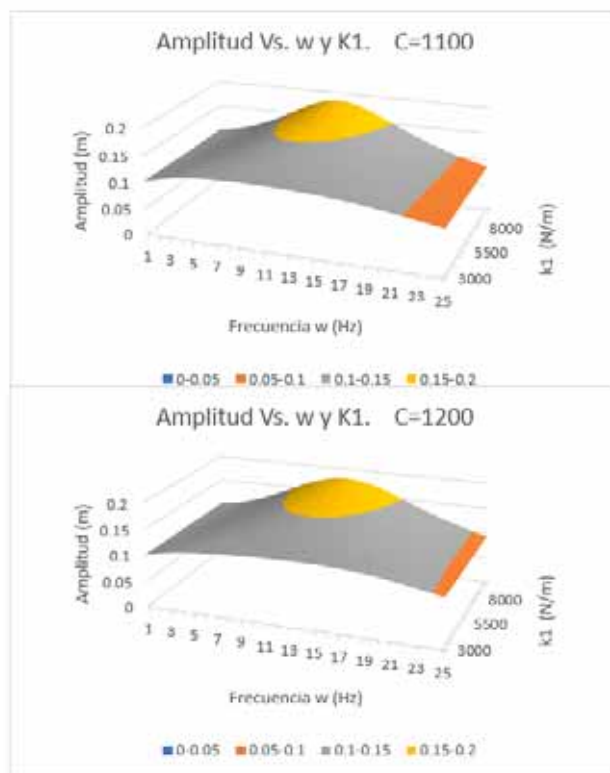
J. Gráficas correspondientes a los neumáticos traseros.

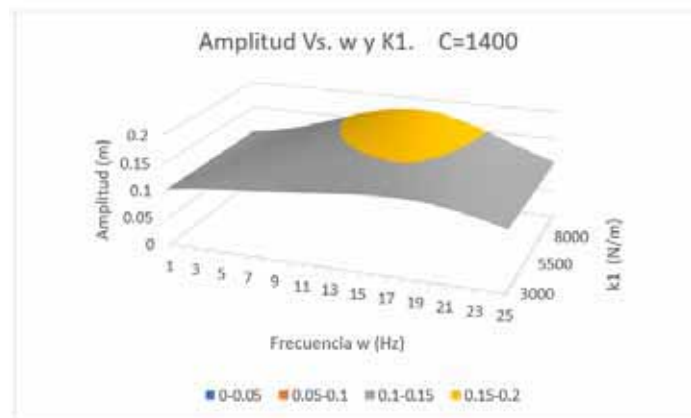
Las gráficas de las tablas anteriores para las simulaciones del modelo trasero se observan a continuación.











K. Tablas Modelo Cuarto de Carro Delantero.

c	200																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	Posicion Max	Coef. Alcance.	Factor
2000	0.102	0.11	0.12	0.13	0.16	0.18	0.19	0.17	0.15	0.12	0.1	0.08	0.07	0.07	0.06	0.053	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.18745	2.30134	0.4314
2250	0.102	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.2	0.19	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.056	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.1956	2.40844	0.4711
2500	0.102	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.2	0.21	0.19	0.15	0.13	0.1	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.20629	2.51399	0.5186
2750	0.101	0.11	0.11	0.13	0.14	0.17	0.2	0.22	0.21	0.17	0.14	0.12	0.1	0.08	0.07	0.064	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.21609	2.61809	0.5657
3000	0.101	0.11	0.11	0.12	0.14	0.16	0.19	0.22	0.22	0.2	0.16	0.13	0.11	0.09	0.08	0.068	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.22323	2.72075	0.6074
3250	0.101	0.1	0.11	0.12	0.14	0.16	0.19	0.22	0.24	0.22	0.18	0.14	0.12	0.1	0.08	0.073	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.2362	2.82209	0.6666
3500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.16	0.18	0.22	0.24	0.24	0.2	0.16	0.13	0.11	0.09	0.078	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.24433	2.9221	0.714
3750	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.18	0.21	0.25	0.25	0.22	0.18	0.14	0.12	0.1	0.083	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.25287	3.02087	0.7639
4000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.21	0.25	0.27	0.24	0.2	0.16	0.13	0.1	0.089	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.26604	3.11846	0.8296
4250	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.2	0.24	0.27	0.26	0.22	0.17	0.14	0.11	0.095	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.27464	3.2149	0.8829
4500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.2	0.24	0.28	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.102	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.28063	3.31019	0.9289

c	400																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	Ampl Max	Coef. Alcance.	Factor
2000	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.084	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.13161	2.5876	0.3406
2250	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.09	0.087	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.13585	2.64764	0.3597
2500	0.102	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.1	0.09	0.089	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.13948	2.70753	0.3777
2750	0.101	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.1	0.092	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.14368	2.76727	0.3976
3000	0.101	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12	0.11	0.1	0.096	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.14763	2.82685	0.4173
3250	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.099	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.15147	2.88627	0.4372
3500	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.15	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.103	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.15589	2.94553	0.4592
3750	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.107	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.15968	3.00459	0.4798
4000	0.101	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.111	0.1	0.1	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.16398	3.06348	0.5023
4250	0.101	0.1	0.11	0.12	0.12	0.13	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.115	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.16847	3.12217	0.526
4500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.17239	3.18068	0.5483

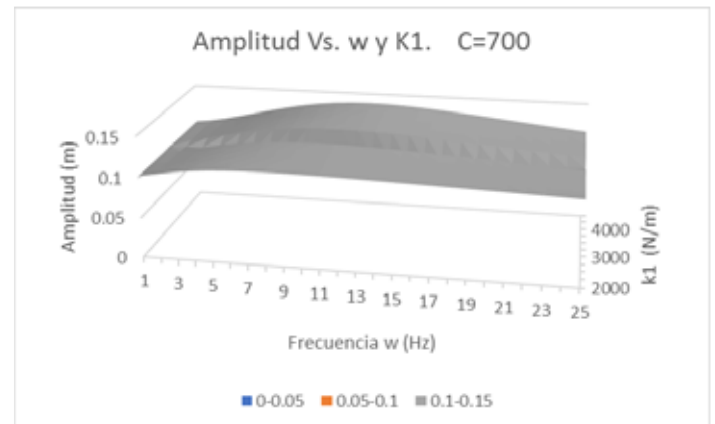
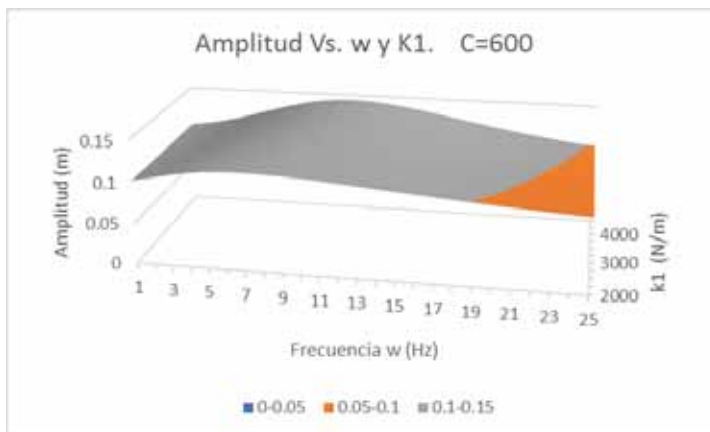
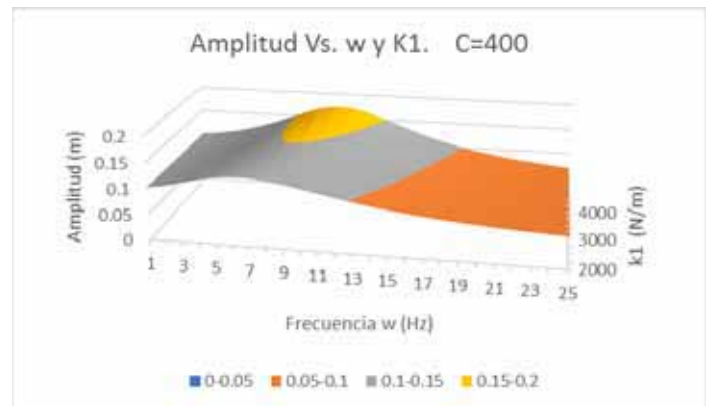
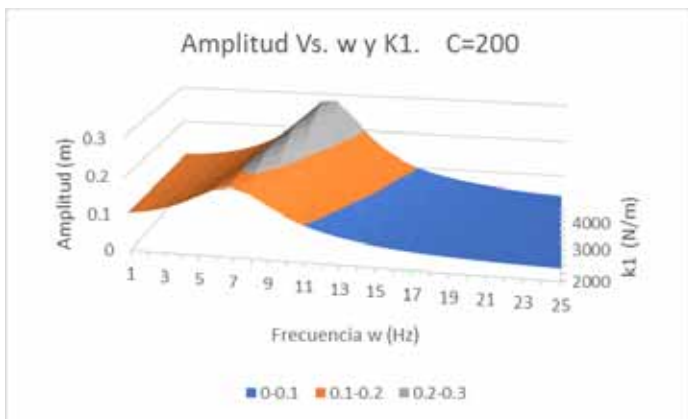
c	700																															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	Ampl Max	Coef. Alcance.	Factor	
2000	0.102	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.112	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1	0.1		0.11535	3.09166	0.3566
2250	0.102	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.114	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1		0.11741	3.12618	0.3671
2500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.116	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1		0.1195	3.16074	0.3777
2750	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.118	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1		0.12162	3.19534	0.3886
3000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11		0.12378	3.23003	0.3998
3250	0.102	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.102	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1		0.10263	2.86586	0.2941
3500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.124	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11		0.12819	3.29953	0.423
3750	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.126	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11		0.13044	3.33436	0.4349
4000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.128	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11		0.13267	3.36926	0.447
4250	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.13	0.131	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11		0.13505	3.40416	0.4597
4500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.133	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11		0.13742	3.43911	0.4726

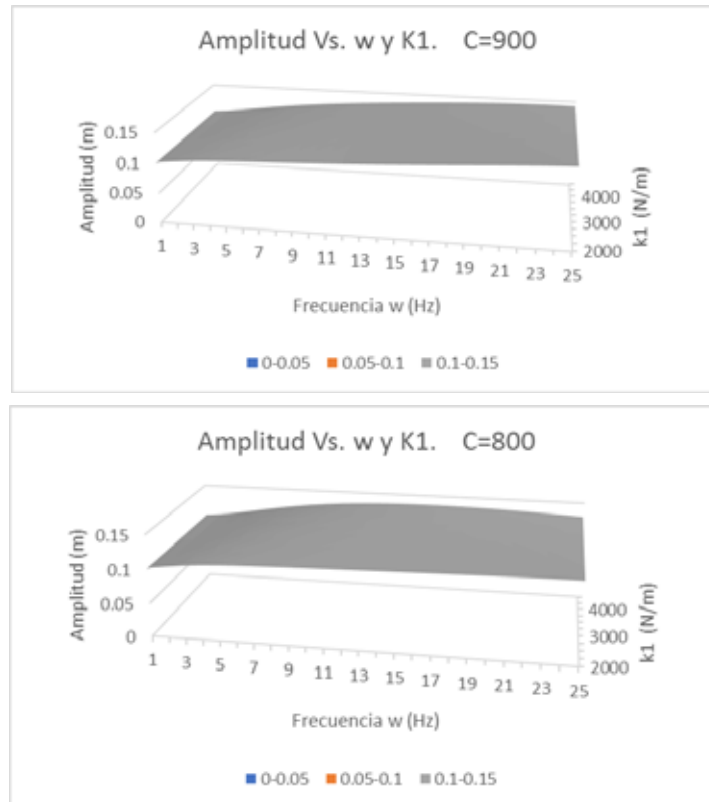
c	800																															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28		Ampl Max	Coef. Alcance.	Factor
2000	0.102		0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.118	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12		0.12058	3.23994	0.3907
2250	0.102		0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.119	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12		0.12135	3.26997	0.3968
2500	0.101		0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.121	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12		0.12227	3.30008	0.4035
2750	0.101		0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.122	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12		0.12337	3.33025	0.4109
3000	0.101		0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.124	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12		0.12468	3.36048	0.419
3250	0.101		0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.126	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12		0.12619	3.3908	0.4279
3500	0.101		0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.128	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12		0.12788	3.42117	0.4375
3750	0.101		0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12		0.12969	3.45158	0.4476
4000	0.101		0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.132	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12		0.13159	3.48204	0.4582
4250	0.101		0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.134	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12		0.13357	3.51259	0.4692
4500	0.101		0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.136	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12		0.1356	3.54316	0.4804

c	900																															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28		Ampl Max	Coef. Alcance.	Factor
2000	0.102	0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.122	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14		0.13572	3.37781	0.4584	
2250	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.123	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14		0.13617	3.40436	0.4636	
2500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.125	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.13663	3.43098	0.4688	
2750	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.126	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.13715	3.45767	0.4742	
3000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.128	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.13777	3.48441	0.4801	
3250	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.129	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.13842	3.51122	0.486	
3500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.131	0.13	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.13921	3.53812	0.4925	
3750	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.132	0.13	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.14006	3.56507	0.4993	
4000	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.134	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.14097	3.59207	0.5064	
4250	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.136	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.14202	3.6191	0.514	
4500	0.101	0.1	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.14	0.137	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14		0.14311	3.64624	0.5218	

L. Graficas del modelo cuarto de carro trasero.

Las gráficas de las tablas anteriores para las simulaciones del modelo delantero se observan a continuación.

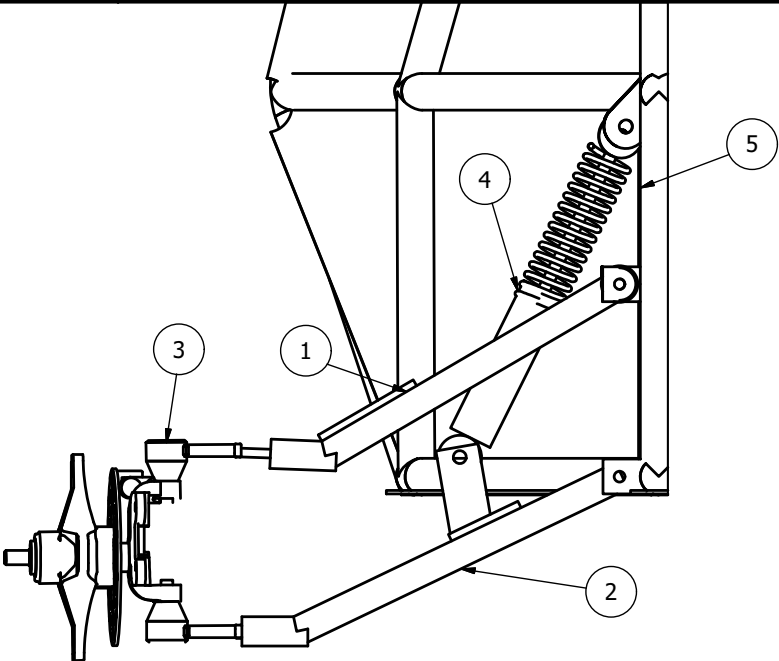




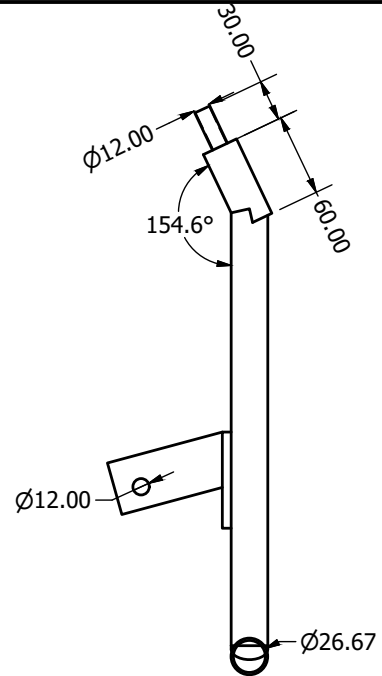
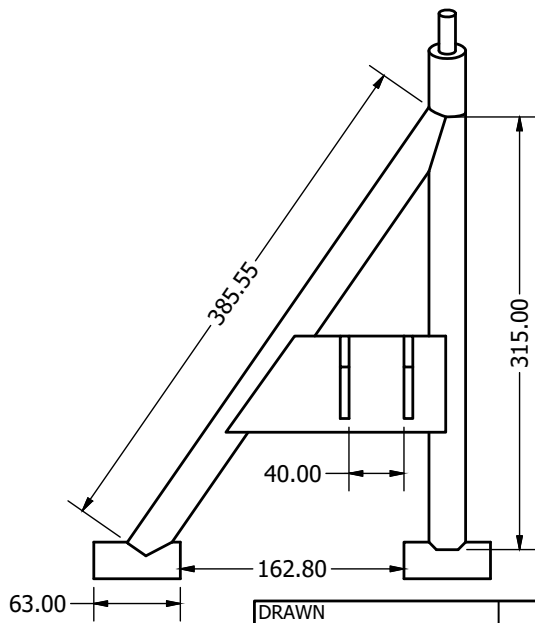
Entregables

A continuación, se muestran los dibujos de las piezas construidas y utilizadas para cada sistema.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tijera superior	Tubo de 25.4mm (1pulg)
2	1	Tijera Inferior	Tubo de 25.4mm (1pulg)
5	2	Rotula	Junta universal
4	1	Amortiguador delantero	
5	1	Resorte delantero	

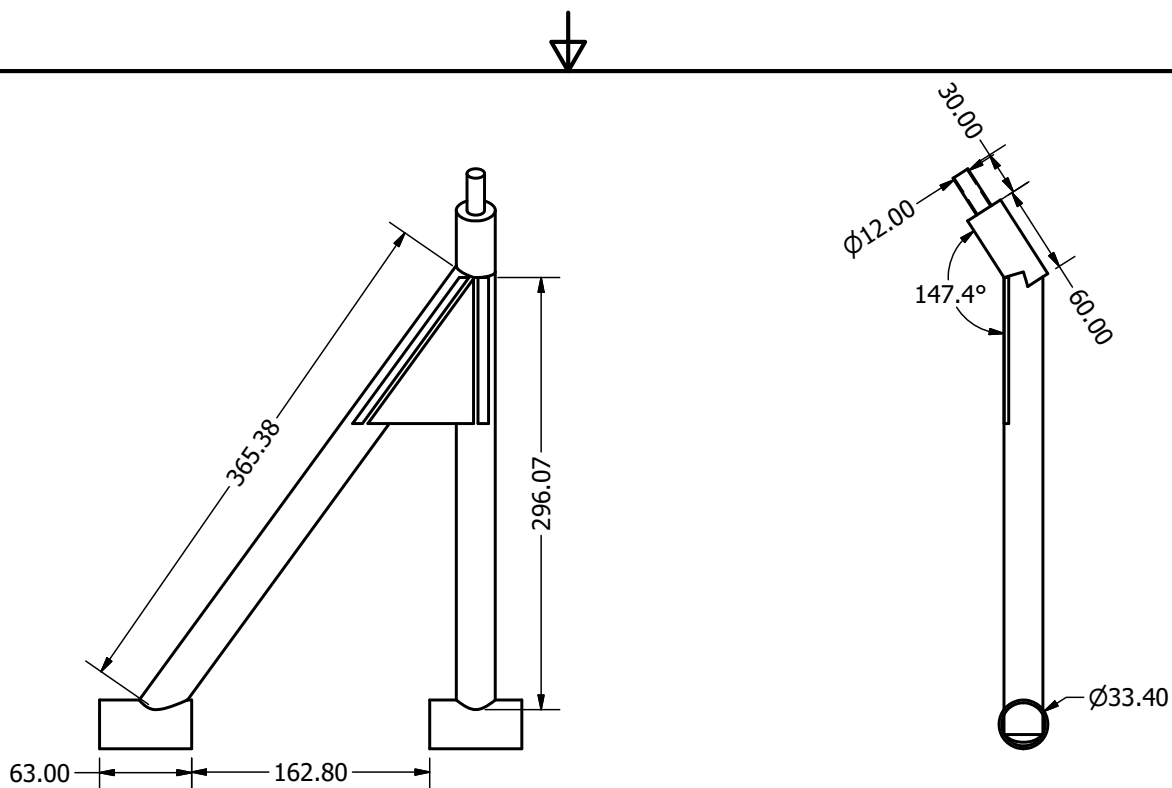


DRAWN	Jesús Brayan Vega Aguilar	07/01/2018	UAM AZC		
CHECKED			TITLE		
QA					
MFG					
APPROVED			Ensamblaje Delantero		
			SIZE	DWG NO	REV
			A4	Ensamble delantero	
			SCALE	1:5	SHEET 1 OF 1

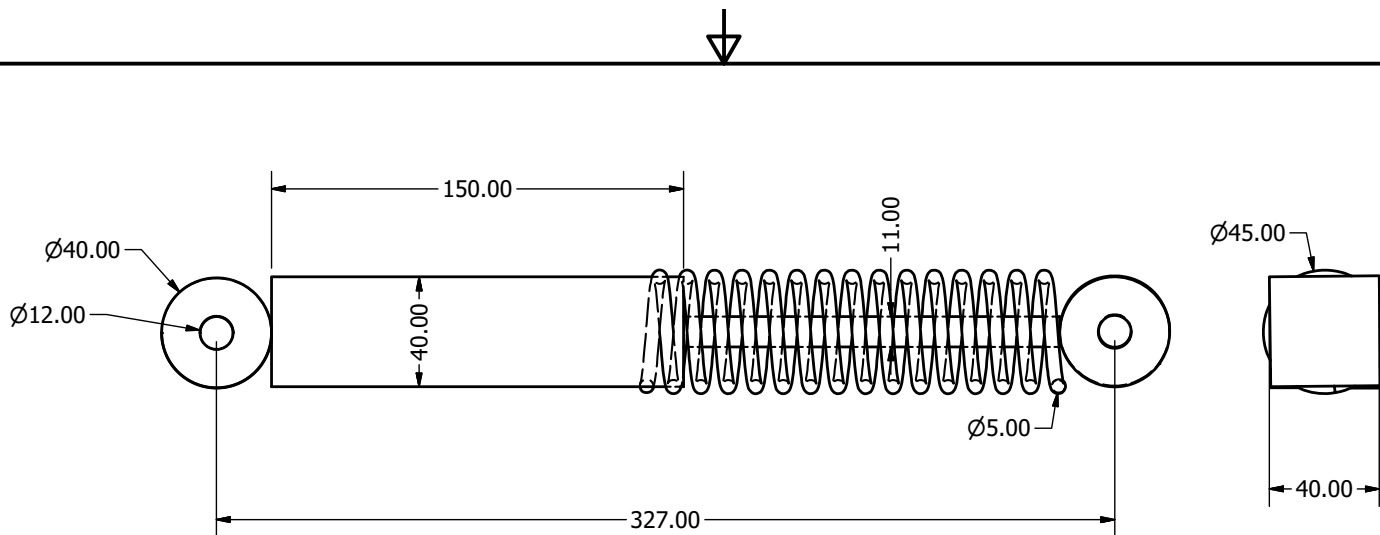


DRAWN	Jesús Brayan Vega A.	03/01/2018
CHECKED		
QA		
MFG		
APPROVED		

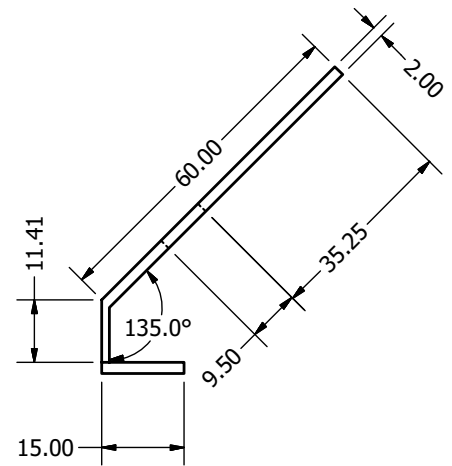
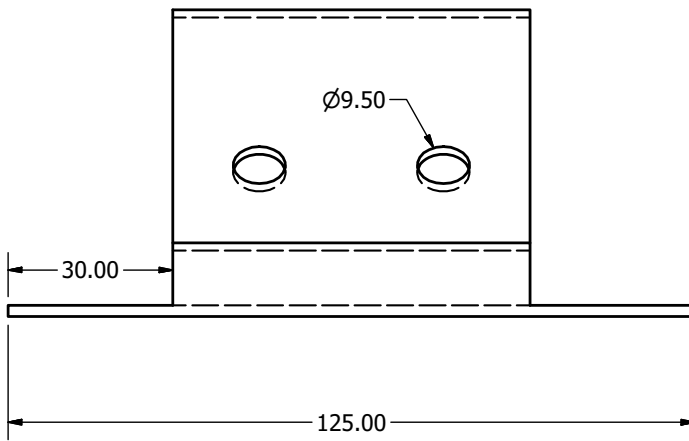
UAM AZC			
TITLE			
Tijera Inferior Izquierda			
SIZE	Acot: mm	DWG NO	REV
A4		TDIIZQ	
SCALE	1 / 4	SHEET 1 OF 1	



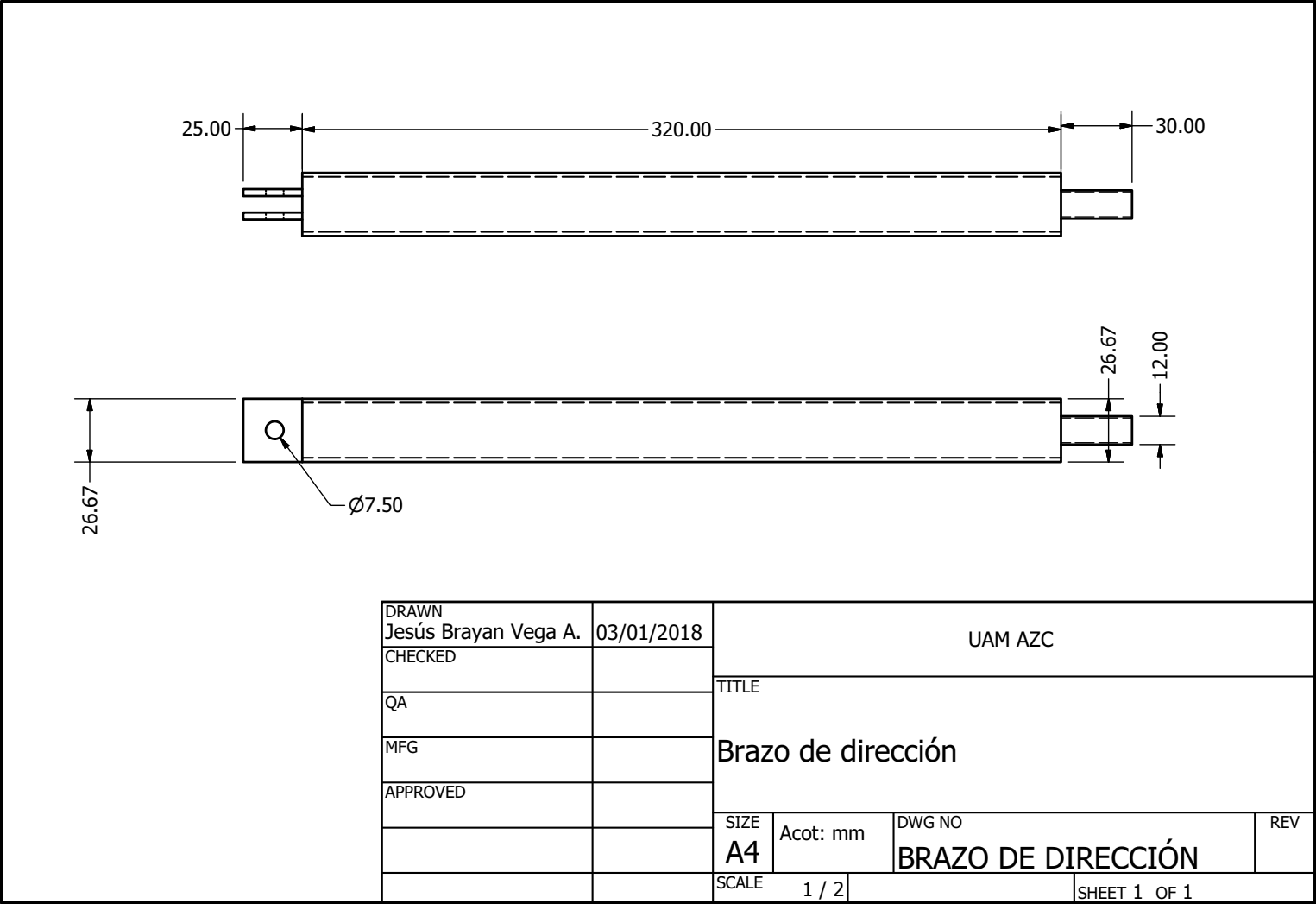
DRAWN Jesús Brayan Vega A.	03/01/2018	UAM AZC		
CHECKED		TITLE Tijera Superior Izquierda		
QA				
MFG				
APPROVED				
		SIZE A4	Acot: mm	DWG NO TDSIZQ
		SCALE 1/1	SHEET 1 OF 1	
				REV

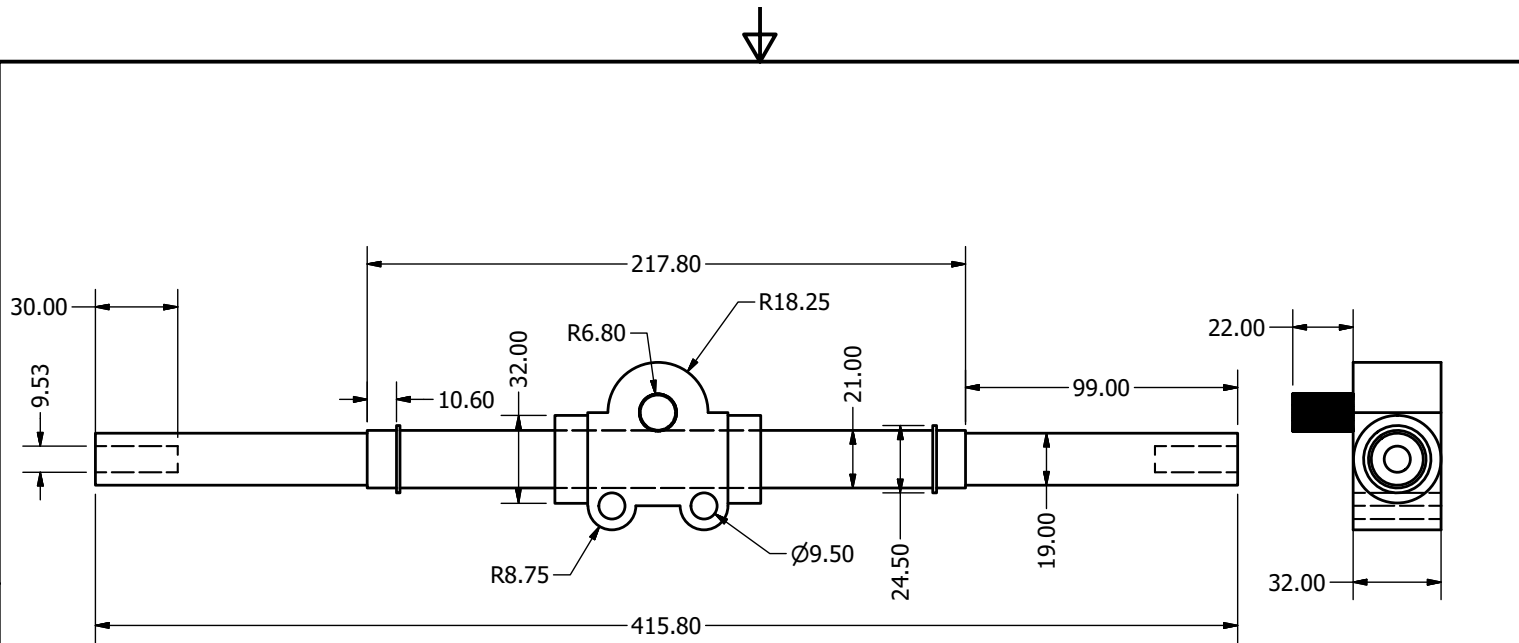


DRAWN	07/01/2018	UAM AZC		
Jesús Brayan Vega Aguilar				
CHECKED		TITLE		
QA		Amortiguador delantero		
MFG				
APPROVED		SIZE	Acot: mm	DWG NO
		A4		Amortiguador delantero
		SCALE	1 / 2	SHEET 1 OF 1

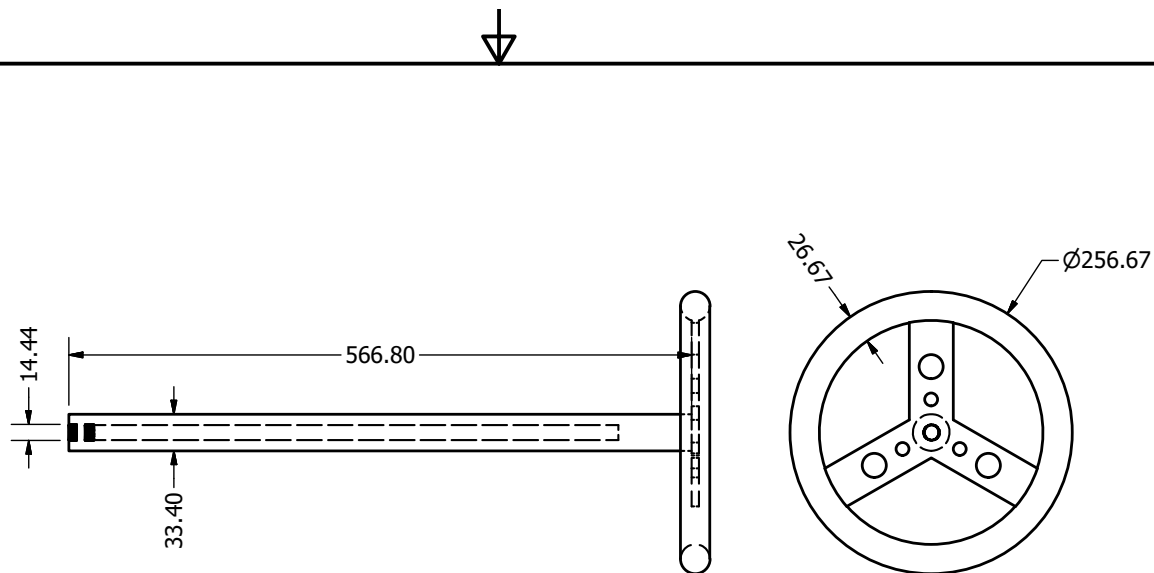


DRAWN	Jeús Brayan Vega Aguilar	07/01/2018	UAM AZC		
CHECKED			TITLE Base para la dirección		
QA					
MFG					
APPROVED					
			SIZE	Acot: mm	REV
			A4	Placa de acero de 2mm	
			SCALE	1 / 1	SHEET 1 OF 1





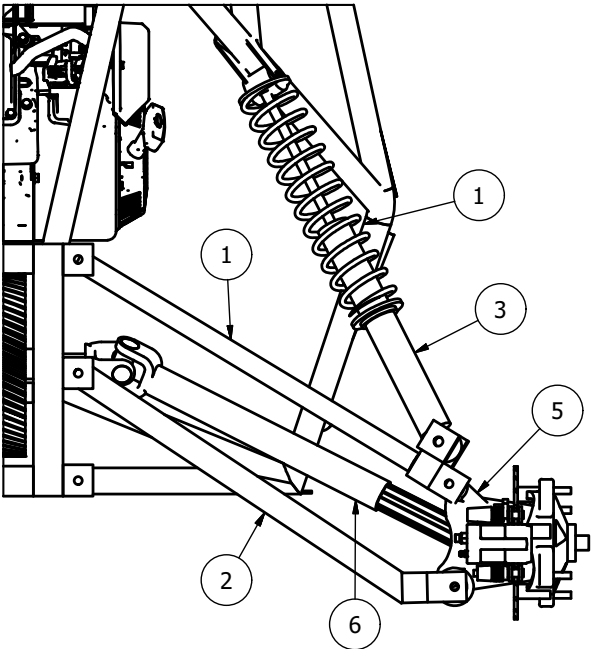
DRAWN	Jesús Brayan Vega Aguilar	07/01/2018	UAM AZC			
CHECKED			Caja de dirección			
QA						
MFG						
APPROVED						
			SIZE	Acot: mm	DWG NO	REV
			A4		Ensamblajedirección1	
			SCALE	1 / 2	SHEET 1 OF 1	



DRAWN	Jesús Brayan Vega Aguilar	07/01/2018	UAM AZC		
CHECKED			TITLE		
QA					
MFG					
APPROVED			Volante y columna de dirección		
			SIZE	Acot: mm	REV
			A4	Tubo de acero (1pulg. y 1 1/4 pulg.)	
			SCALE	1:5	SHEET 1 OF 1

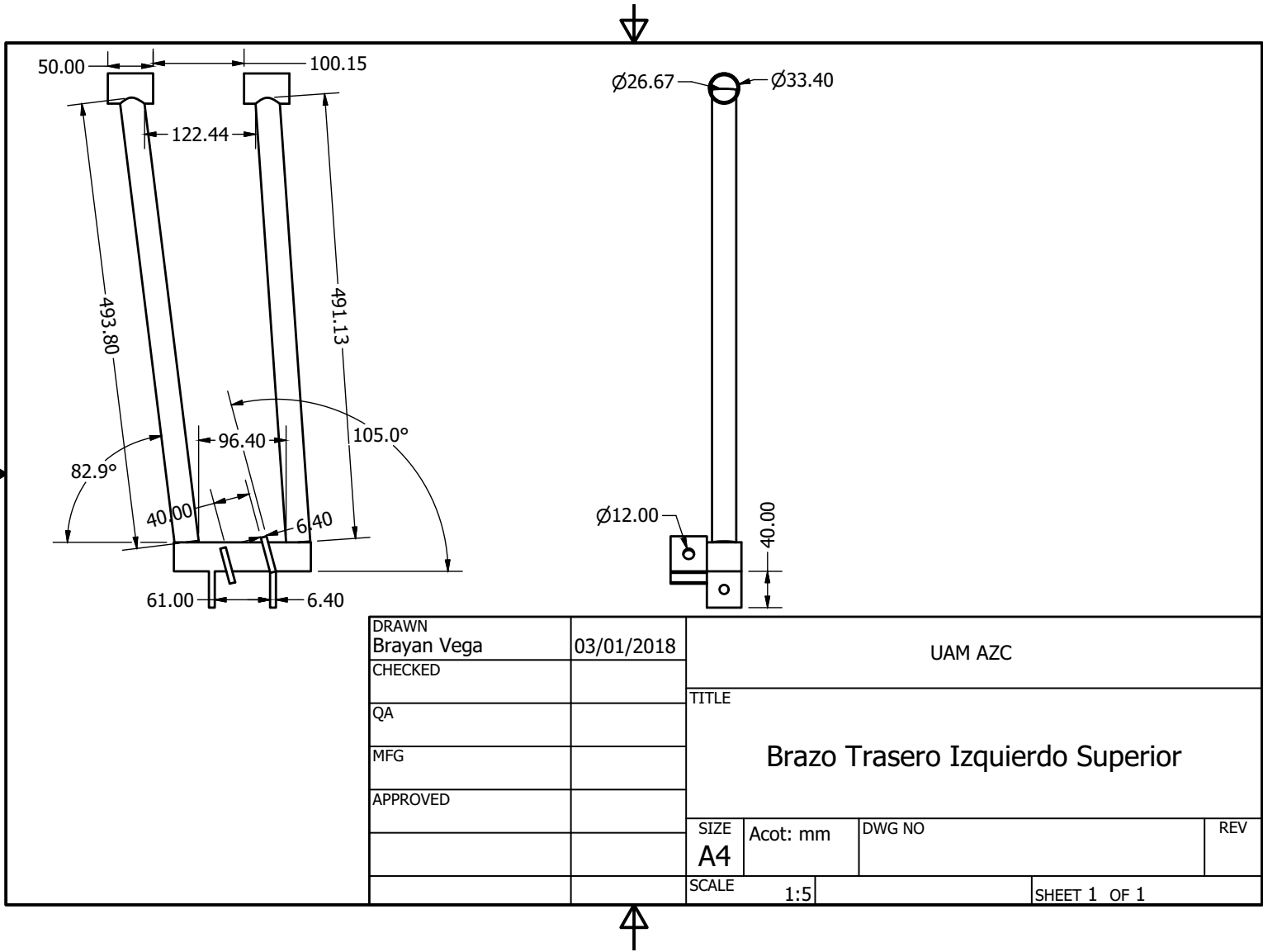


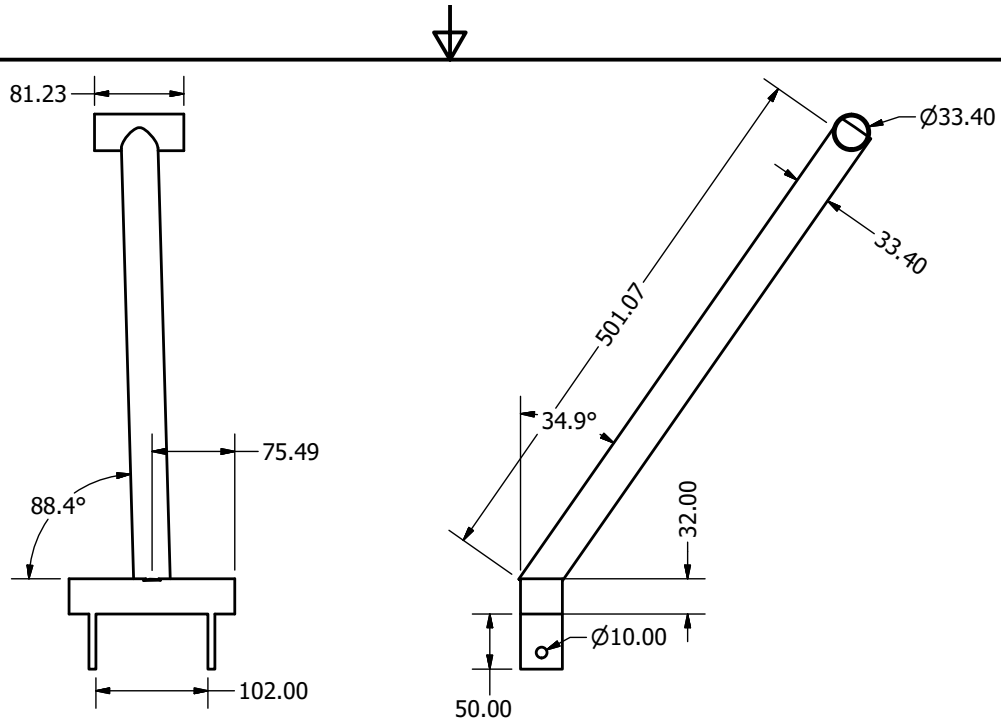
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Brazo superior	Tubo de 25.4mm (1pulg.)
2	1	Brazo Inferior	Tubo de 31.75mm (1pulg. 3/4)
3	1	Amortiguador Trasero	
4	1	Resorte Trasero	
5	4	Portamasas	
6	2	Eje de transmisión	



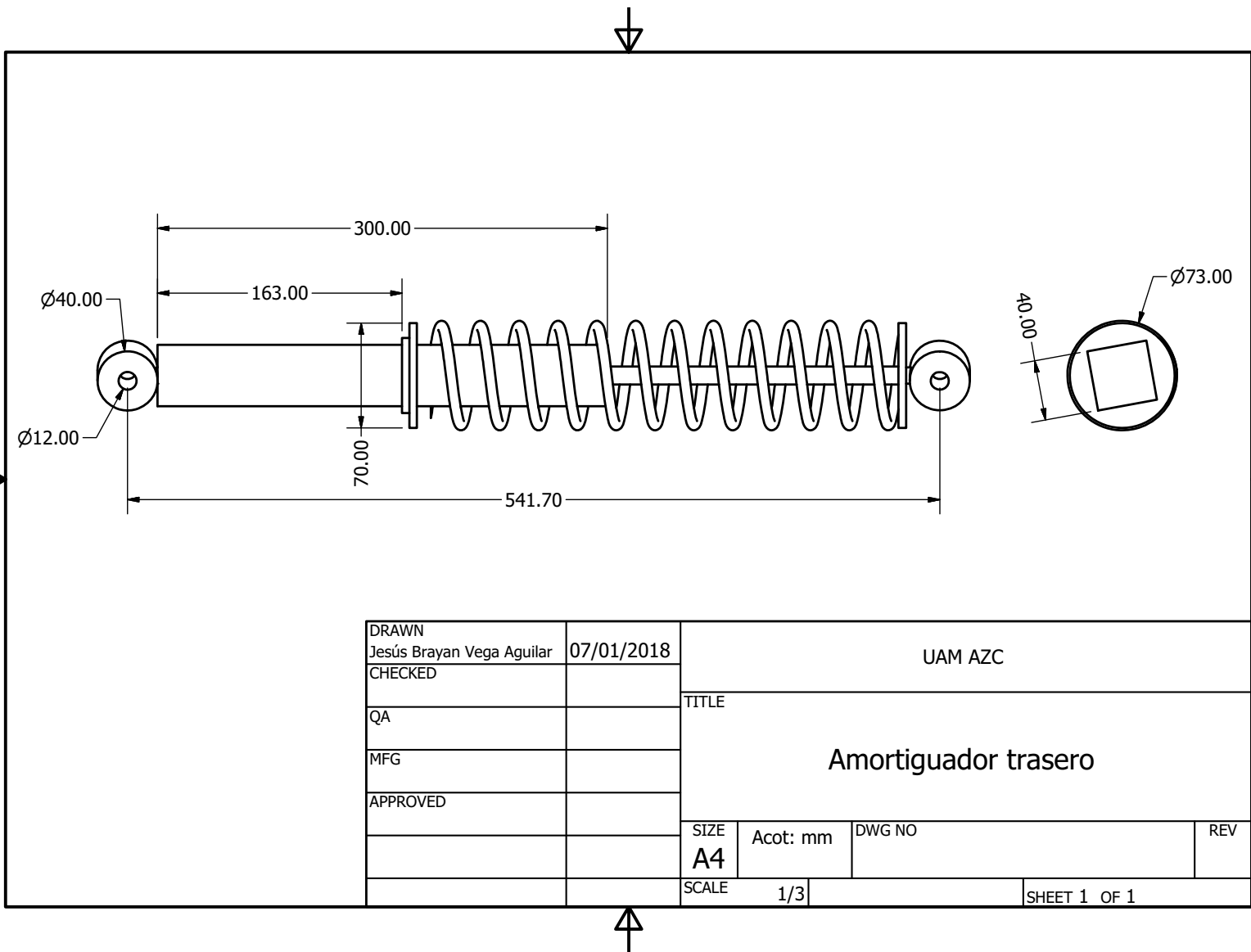
DRAWN	Jesús Brayan Vega Aguilar	07/01/2018	UAM AZC		
CHECKED			TITLE		
QA					
MFG					
APPROVED			Ensamblaje de la Suspensión Trasera		
			SIZE	DWG NO	REV
			A4	ensamblaje trasero	
			SCALE	1 / 7	SHEET 1 OF 1







DRAWN Jesús Brayan Vega A.	03/01/2018	UAM AZC			
CHECKED		TITLE Brazo Inferior Trasero Izquierdo			
QA					
MFG					
APPROVED					
		SIZE A4	Acot: mm	DWG NO TijeraNuevaIzq	REV
		SCALE 1:5		SHEET 1 OF 1	





Casa abierta al tiempo

Universidad Autónoma Metropolitana

Azcapotzalco

Otorga la presente
Constancia

a: **Jesús Brayan Vega Aguilar**

Por su destacada participación con el equipo Escuadrón UAM durante la competencia Baja SAE México 2017, la cual se realizó del 23 al 26 de noviembre de 2017 teniendo como sede la Universidad Univer Millenium y la pista Calimaya ENDURO Dirt Track.

Ciudad de México, a 26 de noviembre de 2017.

Dra. María de Lourdes Delgado Núñez
Directora de la
División de Ciencias Básicas e Ingeniería

Dra. Margarita M. González Brachbilla
Jefa del
Departamento de Energía

Uto. Romy Pérez Moreno
Faculty Advisor
Escuadrón UAM



Casa abierta al tiempo

Universidad Autónoma Metropolitana

Azcapotzalco

Otorga la presente
Constancia

a: **Nicolás Cortés García**

Por su destacada participación con el equipo Escuadrón UAM durante la competencia Baja SAE México 2017, la cual se realizó del 23 al 26 de noviembre de 2017 teniendo como sede la Universidad Univer Millenium y la pista Calimaya ENDURO Dirt Track.

Ciudad de México, a 26 de noviembre de 2017.

Dra. María de Lourdes Delgado Núñez
Directora de la
División de Ciencias Básicas e Ingeniería

Dra. Margarita M. González Brambila
Jefa del
Departamento de Energía

Ing. Romy Pérez Moreno
Faculty Advisor
Escuadrón UAM