

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO



EXTENSIÓN LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE
SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL
VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012**

“TOMO I”

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**CRUZ CASTRO GABRIEL ARTURO
MESÍAS IZURIETA DIEGO FERNANDO**

Latacunga, Febrero del 2013

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Cruz Castro Gabriel Arturo y Mesías Izurieta Diego Fernando

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las paginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Febrero del 2013

Cruz Castro Gabriel Arturo

CI. 172248766-5

Mesías Izurieta Diego Fernando

CI. 160056029-4

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Cruz Castro Gabriel Arturo y Mesías Izurieta Diego Fernando

DECLARAMOS QUE:

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca Virtual de la Institución del trabajo “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012**” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Febrero del 2013

Cruz Castro Gabriel Arturo

CI. 172248766-5

Mesías Izurieta Diego Fernando

CI. 160056029-4

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. FÉLIX MANJARRÉS (DIRECTOR)

ING. HENRY IZA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012**”, realizado por los señores Cruz Castro Gabriel Arturo y Mesías Izurieta Diego Fernando, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE en el reglamento de estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de **Dos** Empastados y **UN** disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil. Autorizan a los señores, Cruz Castro Gabriel Arturo y Mesías Izurieta Diego Fernando que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Febrero del 2013

ING. FÉLIX MANJARRÉS
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. HENRY IZA
CODIRECTOR DEL PROYECTO

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores, Cruz Castro Gabriel Arturo y Mesías Izurieta Diego Fernando bajo nuestra supervisión.

ING. FÉLIX MANJARRÉS
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. HENRY IZA
CODIRECTOR DE PROYECTO

DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional. A mi padre Arturo Cruz y a mi madre Mariana Castro, por ser los pilares más importantes de mi vida, por demostrarme siempre su amor, cariño y apoyo incondicional en todo lo que he emprendido, por haberme sabido educar y guiar por los caminos de la vida, por siempre estar a mi lado y por enseñarme a amar a Dios; sé que este momento va hacer tan especial para ustedes como lo es para mí. A mis queridos Profesores de la institución que me ha formado como profesional Ing. Henry Iza, Ing. Félix Manjarrés e Ing. Euro Mena, los cuales en todo momento creyeron en mí y siempre me respaldaron. A mis hermanas Sara y Paola, por siempre estar a mi lado, respaldándome y dando una palabra de aliento para seguir adelante. A mis Amigos del Equipo Fespe 2012 porque sin el equipo que formamos, no hubiéramos logrado esta meta.

Gabriel Arturo Cruz Castro.

DEDICATORIA

Este proyecto lo dedico a DIOS la expresión más grande de amor, a la memoria de mis abuelitos Francisco y Tarcila que llenaron mi infancia de mucho amor y felicidad, a mis padres Rodrigo y Susana que ha pesar de mis tropiezos nunca dejaron de confiar en mi. A mi inigualable Tío Juan Celio por compartirme su sabiduría. Quiero también brindar un homenaje a todos los catedráticos que formaron parte del staff de mi formación profesional desde mis inicios como estudiante politécnico.

A mi inolvidable Equipo Fespe 2012, excelente grupo humano fruto de la formación profesional y humana que imparte la Escuela Politécnica de Ejército Extensión Latacunga.

Diego Fernando Mesías Izurieta

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por protegerme durante todo mi camino y darme fuerzas para superar obstáculos y dificultades a lo largo de toda mi vida

A mi Madre Mariana Castro, quien más que una buena madre ha sido mi mejor amiga, me ha consentido y apoyado en lo que me he propuesto y sobre todo ha sabido corregir mis errores.

A mi padre Arturo Cruz, quien con mucho amor me enseñó desde muy pequeño la pasión por automotriz y siempre ha estado a mi lado siendo un padre ejemplar.

A mi querida Institución, la Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga (Espe-L) ”, que me acogió como alumno y como estudiante he vivido los mejores años de mi vida, aprendiendo los principios e ideales para ser un profesional el día de mañana.

A mis Profesores, Ing. Henry Iza, Ing. Félix Manjarrés e Ing. Euro Mena que siempre han confiado en mí, y siempre me apoyaron para la consecución de este objetivo.

Además dejo expresa constancia de mi sincero agradecimiento de manera especial a todos mis amigos del Equipo Fespe 2012, un excelente grupo humano que siempre estuvo muy unido, quienes con su valioso apoyo, hicieron posible la realización e investigación del presente informe técnico.

Gabriel Arturo Cruz Castro.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a Dios, por darme el privilegio de la vida, y tener la oportunidad de disfrutar de cada experiencia que la vida me ha dejado.

A mis Abuelitos Francisco y Tarcila, quienes formaron mi infancia con valores y mucho amor.

A mis padres Rodrigo y Susana quienes me han apoyado en todo momento, por nunca dejar de confiar en mi, por todo el esfuerzo desplegado para lograr este objetivo, que mas que mío es suyo también.

A mi querido Tío Juan Celio, quien desde que nací se convirtió en un padre más, por apoyarme siempre, por todas aquellas conversaciones que me direccionaban a luchar y seguir adelante.

A mis incomparables profesores, que con mucha tenacidad y esfuerzo contribuyeron para mi formación profesional.

A la Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga, quien me guardo en su seno como estudiante, invirtiendo de la manera más eficaz todo este tiempo de mi vida.

Diego Fernando Mesías Izurieta

ÍNDICE

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	i
AUTORIZACIÓN.....	ii
CERTIFICADO.....	iii
CERTIFICACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vii
ÍNDICE.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xviii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xxiii
ANTECEDENTES.....	xxiv
PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA.....	xxv
JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	xxvi
OBJETIVOS.....	xxvii
RESUMEN.....	xxviii
SUMMARY.....	xxix

MARCO TEÓRICO Y GENERALIDADES DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS.....	1
1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	1
1.1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.2. CONFIGURACIÓN DE LA SUSPENSIÓN.....	2
1.1.3. TIPOLOGÍAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	4
1.1.3.1. Suspensión de paralelogramo deformable.....	5
1.1.4. ELEMENTOS DE LA SUSPENSIÓN.....	6
1.1.5. COMPORTAMIENTO VERTICAL DE LA SUSPENSIÓN.....	6
1.1.6. MODELO DE UN GRADO DE LIBERTAD.....	7
1.1.7. MOVIMIENTO DE BALANCEO.....	12
1.1.7.1. Concepto de balanceo.....	12
1.1.7.2. Comportamiento a balanceo de la suspensión.....	15

1.1.7.3. Centro de balanceo.....	16
1.1.8. CENTRO DE BALANCEO EN SUSPENSIONES INDEPENDIENTES.....	20
1.1.8.1 Modificación del ancho de vía	20
1.1.9. ANÁLISIS GEOMÉTRICO SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE.....	24
1.1.10.PARÁMETROS DE DISEÑO SISTEMA DE SUSPENSIÓN	30
1.1.10.1. Velocidad límite de vuelco	30
1.1.10.2. Transferencia de carga del vehículo: eje de balanceo	32
1.1.10.3. Masas suspendidas delanteras y traseras	34
1.1.10.4. Masas totales delanteras y traseras.....	34
1.1.10.5. Fuerza de masa suspendida	34
1.1.10.6. Transferencias laterales de carga delantera y trasera.....	35
1.1.11.OBSERVACIONES DE LA ALTURA DEL CENTRO DE BALANCEO.....	36
1.1.12.MOVIMIENTO DE CABECEO	37
1.1.13. MODELIZACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS MOVIMIENTOS DE CABECEO Y VAIVÉN VERTICAL.....	37
1.1.14.TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA.....	38
1.1.15.EFECTO ANTICABECEO	39
1.1.16.ANÁLISIS MEDIANTE EL BRAZO ARRASTRADO EQUIVALENTE	40
1.1.17. SUSPENSIÓN TRASERA INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO CON TRACCIÓN TRASERA	44
1.1.18. SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DE MONOPLAZAS	45
1.1.18.1. Push - rod	45
1.1.18.2. Pull – rod.....	46
1.1.18.3. Pull-rod vs push-rod	46
1.2. SISTEMA DE DIRECCIÓN	48
1.2.1. INTRODUCCIÓN.....	48
1.2.2. DEFINICIÓN	48
1.2.3. TIPOS DE SISTEMAS DE DIRECCIÓN	50
1.2.3.1. Dirección de piñón y cremallera.....	51

1.2.4. FUNDAMENTOS GEOMETRICOS DE SISTEMA DE DIRECCIÓN	53
1.2.4.1 Condición de ackerman	53
1.2.5. FUERZAS EN LOS NEUMÁTICOS	59
1.2.5.1. Fuerzas laterales	59
1.2.5.2. Ángulo de deriva	60
1.2.5.3. Rigidez de deriva	63
1.2.6. MODELO SIMPLIFICADO PARA LA EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL.....	64
1.2.7. RESPUESTA DIRECCIONAL. VEHÍCULOS NEUTROS, SUBVIRADORES Y SOBREVIRADORES.....	68
1.2.8. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN ENTRE VOLANTE Y RUEDA	71
1.2.9. FUNDAMENTOS DE ALINEACIÓN	72
1.2.9.1. Inclinación de la mangueta y radio de pivotamiento.....	72
1.2.9.2. Ángulo de avance o caster.....	73
1.2.9.3. Ángulo de caída ó camber	74
1.2.9.4. Convergencia y divergencia	75
1.3. SISTEMA DE FRENOS	77
1.3.1. INTRODUCCIÓN	77
1.3.2. COMPONENTES DE SISTEMA DE FRENADO	80
1.3.3. FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL PROCESO DE FRENADO	80
1.3.3.1. Fuerza de frenado.....	81
1.3.3.2. Resistencia a la rodadura	82
1.3.3.3. Acciones aerodinámicas	82
1.3.3.4. Resistencia del motor y transmisión.....	83
1.3.4. ADHERENCIA.....	83
1.3.5. DESLIZAMIENTO	84
1.3.5.1 Deslizamiento longitudinal	85
1.3.6. BLOQUEO DEL EJE TRASERO	86

1.3.7. BLOQUEO DEL EJE DELANTERO	88
1.3.8. REPARTO ÓPTIMO DE LAS FUERZAS DE FRENADO.....	90
1.3.9. EL MECANISMO DE FRICCIÓN	90
1.3.10. FRICCIÓN EN EL FRENADO	92
1.3.11. EFICACIA DE FRENADO	93
1.3.12. DISTANCIA DE PARADA	94
1.3.13. DINÁMICA DE LA FRENADA.....	95
1.3.13.1. Principio fundamental: conversión de energía	95
1.3.13.2. Introducción e hipótesis de cálculo.....	96
1.3.13.3. Fuerzas de frenado	99
1.3.13.4. Desaceleración de un vehículo en movimiento.....	100
1.3.14. CINÉTICA DE UN VEHÍCULO EN DESACELERACIÓN	100
1.3.15. PARÁMETROS RELATIVOS A LA DISTRIBUCIÓN DE PESOS ESTÁTICOS DEL VEHÍCULO	101
1.3.16. EFECTOS DINÁMICOS SOBRE EL VEHÍCULO DEBIDO A LA DESACELERACIÓN	103
1.3.17. EFECTOS PRODUCIDOS POR LA TRANSFERENCIA DE PESOS	104
1.3.18. CÁLCULO DEL BALANCE ÓPTIMO DE FRENADA.....	108
1.3.19. DIMENSIONAMIENTO Y ELECCIÓN	109
PARÁMETROS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE	112
2.1 FÓRMULA STUDENT GERMANY	112
2.2. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE	114
2.3. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE	117
2.4. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE.....	119
2.5. PRUEBAS DE LA COMPETICIÓN	121

2.5.1. PRUEBAS DE SEGURIDAD	122
2.5.2. PRUEBAS ESTÁTICAS.....	122
2.5.3 PRUEBAS DINÁMICAS.....	123
DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS.....	124
3.1. PRELIMINAR DE DISEÑO	124
3.2. DETERMINACIÓN DE DIMENSIONES DE BATALLA Y VÍAS.....	128
3.3. DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN.....	132
3.3.1. SELECCIÓN DE TIPO DE SUSPENSIÓN.....	132
3.3.2. SELECCIONAMIENTO DE COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN.....	133
3.3.2.1. Neumático.....	133
3.3.2.2. Mangueta.....	134
3.3.2.3. Conjunto Muelle-Amortiguador	135
3.3.2.4. Rockers	136
3.3.2.5. Barras push-rod.....	137
3.3.2.6. Barra Estabilizadora	138
3.3.2.7. Rótulas	139
3.3.2.8. Bujes	141
3.3.3. DETERMINACIÓN GEOMÉTRICA DEL CENTRO DE BALANCEO.....	141
3.3.3.1. Altura de Centro de Balanceo Suspensión Delantera	141
3.3.3.2. Altura del Centro de Balanceo Suspensión Posterior.....	143
3.3.3.3. Centro de Masas de la Masa no suspendida Eje Delantero.....	144
3.3.3.4. Centro de Masas de la Masa no suspendida Eje Trasero	144
3.3.3.5. Ubicación del Centro de Gravedad	145
3.3.3.6. Distancias de los Ejes delantero y Trasero respecto del Centro de Gravedad.....	146
3.3.3.7. Distancia del Centro de Gravedad hacia el Eje de Balanceo	148
3.3.4. FRECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN	150
3.3.5. CÁLCULO DEL ÁNGULO DE BALANCEO.....	152
3.3.6. CONSTANTE ELÁSTICA CONJUNTO MUELLE AMORTIGUADOR	152

3.3.7. RÍGIDEZ AL BALANCEO EJE DELANTERO.....	153
3.3.8. RÍGIDEZ AL BALANCEO EJE TRASERO.....	153
3.3.9. LÍMITE DE VELOCIDAD DE VUELCO.....	153
3.3.10. ANÁLISIS CON PERALTE.....	153
3.3.10.1. Eje Delantero.....	154
3.3.10.2. Eje Trasero.....	154
3.3.11. ANÁLISIS SIN PERALTE.....	155
3.3.11.1. Eje Delantero.....	155
3.3.11.2. Eje Trasero.....	155
3.3.12. TRANSFERENCIA DE CARGA AL EJE DE BALANCEO.....	156
3.3.13. BATALLA.....	156
3.3.14. MASAS SUSPENDIDAS DELANTERAS Y TRASERAS.....	156
3.3.14.1. Masa Suspendida en el Eje Delantero.....	157
3.3.14.2. Masa Suspendida en el Eje Trasero.....	157
3.3.15. MASAS TOTALES DELANTERAS Y TRASERAS.....	158
3.3.15.1. Masa Total en el Eje Delantero.....	158
3.3.15.2. Masa Total en el Eje Trasero.....	158
3.3.16. FUERZA DE MASA SUSPENDIDA.....	158
3.3.16.1. Fuerza en el Eje Delantero.....	158
3.3.16.2. Fuerza en el Eje Trasero.....	159
3.3.17. TRANSFERENCIA NETA DE CARGA EN CADA EJE.....	159
3.3.17.1. Transferencia de Carga Eje Delantero Masa Suspendida.....	159
3.3.17.2. Transferencia de Carga Eje Trasero Masa Suspendida.....	160
3.3.18. CÁLCULO DE LA MASA NO SUSPENDIDA.....	160
3.3.18.1. Masa no suspendida Eje Delantero.....	160
3.3.18.2. Masa no suspendida Eje Trasero.....	160
3.3.18.3. Transferencia de Carga Eje Delantero Masa no suspendida.....	160
3.3.18.4. Transferencia de Carga Eje Trasero Masa no suspendida.....	161

3.3.18.5. Transferencias Laterales de Carga Delantera y Trasera	161
3.3.19. ÁNGULO DE BALANCEO.....	161
3.3.20. TRANSFERENCIA TOTAL LATERAL DE CARGA EJE DELANTERO .	162
3.3.21. TRANSFERENCIA TOTAL LATERAL DE CARGA EJE TRASERO	162
3.3.22. MOVIMIENTO DE CABECEO Y VAIVÉN	163
3.3.23. MOMENTO DE TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA MASA SUSPENDIDA	163
3.3.23.1. Masa Suspendida	163
3.3.23.2. Masa no suspendida Eje Delantero.....	163
3.3.23.3. Masa no suspendida Eje Trasero.....	164
3.3.24. CONSTANTE DE RIGIDEZ AL CABECEO Y VAIVÉN	164
3.3.25. ÁNGULO DE CABECEO DE LA MASA SUSPENDIDA.....	164
3.3.26. ÁNGULO DE CABECEO MASA NO SUSPENDIDA	165
3.3.26.1. Eje Delantero.....	165
3.3.26.1. Eje Trasero.....	165
3.3.27. EFECTO ANTICABECEO	166
3.3.28. ÁNGULO ANTICABECEO	166
3.3.29. TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE MASA	167
3.3.29.1. Transferencia de Masa durante la Aceleración.....	167
3.3.29.2. Transferencia de Masa durante la Aceleración.....	168
3.3.29.3. Transferencia de Masa al eje Trasero	168
3.3.29.4. Transferencia de Masa en Frenada Brusca	169
3.3.29.5. Transferencia de Masa Durante el Frenado	169
3.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	173
3.4.1. DETERMINACIÓN DE COMPONENTES SISTEMA DE DIRECCIÓN	174
3.4.1.1. Volante	175
3.4.1.2. Mecanismo de liberación del volante	178
3.4.1.2. Columna de dirección.....	179
3.4.1.3. Unión universal.....	180

3.4.1.4. Caja de dirección	181
3.4.1.5. Brazo de Acoplamiento.....	183
3.4.1.6. Rótulas	184
3.4.1.7. Palanca de las manguetas.....	184
3.4.1.8. Manguetas	185
3.4.1.9. Pivote	186
3.4.2. CÁLCULOS DE DIRECCIÓN	187
3.4.3. EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL	187
3.4.4. FUERZAS LATERALES	188
3.4.5. ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DIRECCIONAL	190
3.4.6. DERRAPE EN CURVA.....	191
3.4.7. ACCELERACIÓN MÁXIMA POR UNA CURVA PERALTADA	192
3.4.8. VELOCIDAD MÁXIMA EN UNA CURVA PERALTADA.....	192
3.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS	195
3.5.1. DETERMINACIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS .	198
3.5.1.1. Pedal de freno	199
3.5.1.2. El repartidor de frenada.....	201
3.5.1.3. Bomba de freno	204
3.5.1.4. Tubos y conductos del sistema	205
3.5.1.5. Pinza de freno	206
3.5.1.6. Pastillas de freno.	208
3.5.1.7. Disco de freno.	209
3.5.1.8. Líquido de frenos.	210
3.5.1.9. Neumáticos.	211
3.5.1.10. Sistema Eléctrico	212
3.5.2. CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE FRENOS	214
3.5.2.1. Distribución de Pesos del Vehículo.....	214
3.5.2.2. Efectos sobre el Vehículo a causa de la Desaceleración	216

3.5.2.3. Efecto de la Transferencia de Pesos sobre los Neumáticos	217
3.5.2.4. Par de frenado.....	218
3.5.2.5. Cálculo del Balance óptimo de la Frenada.....	219
3.5.2.6. Dimensionamiento del Disco de Freno.....	219
3.5.2.7. Cálculo del Par de Frenado Disco-Pastilla.....	221
3.5.2.8. Fuerzas en el Pedal de Freno y Repartidor de Frenada.....	222
3.5.2.9. Distribución de Presiones Generadas por las Bombas de Freno	223
3.5.2.10. Distribución de Presiones en el Interior de los Conductos	223
3.5.2.11. Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno	224
3.5.2.12. Fuerzas de Fricción, contacto Disco-Pastilla.....	225
3.5.2.13. Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla.....	225
3.5.2.14. Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos.....	226
3.5.2.15. Desaceleración del vehículo.....	227
3.5.2.16. Distancia de frenado	228

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO I

Figura 1.1. Suspensión Paralelogramo Deformable.....	5
Figura 1.2: Modelo de un Grado de Libertad.....	8
Figura 1.3. Respuesta de un Modelo de Un grado de Libertad.....	10
Figura 1.4. Parámetros de Movimiento de Balanceo.....	13
Figura 1.5. Par de Balanceo respecto al Ángulo de Balanceo.....	15
Figura 1.6. Diagrama de un Cuerpo Libre Suspensión Trasera Cotopaxi II.....	17
Figura 1.7. Modificación del Ancho de Vía por deflexión de la Suspensión.....	21
Figura 1.8. Brazo Equivalente de Pivotamiento.....	21
Figura 1.9. Modificación del Ancho de Vía en Suspensión Independiente.....	23

Figura 1.10. Obtención Gráfica del Centro de Balanceo a partir de la Curva de Modificación del Ancho de Vía en Suspensión Independiente.....	24
Figura 1.11. Cinemática de la Suspensión de Paralelogramo.....	25
Figura 1.12. Descomposición de Fuerzas en la Rueda.....	26
Figura 1.13. Fuerzas en el Neumático con Muelle en Posición Ideal.....	27
Figura 1.14. Fuerzas en el Neumático con Muelle en Posición Genérica.....	28
Figura 1.15. Centro de Balanceo y Fuerzas Asociadas a una Suspensión de Paralelogramo.....	29
Figura 1.16. Circulación en una curva Peraltada.....	30
Figura 1.17. Eje de Balanceo en un Vehículo de Cuatro Ruedas.....	32
Figura 1.18. Influencia de la Batalla ante al cabeceo y Vaivén.....	38
Figura 1.19. Condición Anticabeceo en Aceleración.....	39
Figura 1.20. Fuerzas Actuando en un Eje Trasero Motriz.....	41
Figura 1.21. Fuerzas Actuando en un eje Motriz en Aceleración.....	43
Figura 1.22. Sistema de Suspensión Push-Rod.....	44
Figura 1.23. Sistema de Suspensión Pull-Rod.....	45
Figura 1.24. Comparación de Sistemas Pull y Push Rod.....	46
Figura 1.25. Detalle de una dirección piñón cremallera con bieletas en los extremos.....	52
Figura 1.26. Geometrías de Diseño de Dirección.....	53
Figura 1.27. Vehículo de dos ejes circulando por una curva de radio constante.....	53
Figura 1.28. Dirección paralela.....	55
Figura 1.29. Dirección paralela con deriva en una rueda.....	56
Figura 1.30. Dirección con deriva a las dos ruedas.....	57
Figura 1.31. Geometría básica de la dirección.....	56
Figura 1.32. Dirección basada en el paralelogramo de Jeantaud.....	58
Figura 1.33. Fuerza lateral frente a ángulo de deriva.....	59
Figura 1.34. Deformación de la huella y generación de fuerzas y momentos en una rueda sometida a una fuerza lateral.....	61
Figura 1.35. Fuerza Lateral vs ángulo de deriva de un neumático de competencia de pista.....	62
Figura 1.36. Pro-Ackerman vs. Anti-Ackerman.....	63

Figura 1.37. Modelo simplificado para la evaluación del comportamiento direccional.....	64
Figura 1.38. Respuestas direccionales de un vehículo.....	69
Figura 1.39. Variación del ángulo de dirección en función de la velocidad para una trayectoria circular.....	71
Figura 1.40. Geometría de la mangueta vista frontal.....	72
Figura 1.41. Geometría de la mangueta vista lateral.....	74
Figura 1.42. Camber positivo es la inclinación de la rueda hacia afuera respecto a la vertical.....	76
Figura. 1.43. Toe In B, Toe Out A.....	77
Figura 1.44. Fuerzas principales en el proceso de frenado.....	79
Figura 1.45. Fuerza de frenada vs deslizamiento.....	85
Figura 1.46. Transferencia de peso del eje trasero al delantero.....	86
Figura 1.47. Esfuerzos en condición normal y bloqueo del eje trasero.....	87
Figura 1.48. Inestabilidad direccional.....	87
Figura 1.49. Bloqueo de las ruedas traseras.....	88
Figura 1.50. Condición normal y de bloqueo en eje delantero.....	89
Figura 1.51. Pérdida de control direccional.....	89
Figura 1.52. Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.....	91
Figura 1.53. Distancia de frenado de un vehículo.....	95
Figura 1.54. Diagrama del sólido libre.....	97
Figura 1.55. Diagrama de Vehículo como sólido Libre Cotopaxi II.....	107

CAPITULO II

Figura 2.1 Prueba Till vehículo Cotopaxi II.....	117
Figura 2.2. Norma F SAE.....	119

CAPITULO III

Figura 3.1. Tipos de Suspensión en Fórmula 1.....	132
Figura 3.2. Neumático Tipo Slick.....	133
Figura 3.3. Diseño de Mangueta.....	134
Figura 3.4. Partes y Sistemas de Amortiguador Swinger SPV.....	135

Figura 3.5. Rocker.....	136
Figura 3.6. Barra Push-rod Trasera.....	136
Figura 3.7. Barra Estabilizadora Redimensionada.....	137
Figura 3.8. Parámetros Barra Estabilizadora.....	138
Figura 3.9. Grados de Libertad Rótula.....	138
Figura 3.10. Rótula Aurora AB-M10T.....	139
Figura 3.11. Diseño de Buje.....	140
Figura 3.12. Determinación Geométrica de Centro Balanceo Eje Delantero.....	140
Figura 3.13. Determinación Geométrica de Centro de Balanceo Eje Trasero.....	143
Figura 3.14. Determinación Centro de Masas No Suspendidas Eje Delantero.....	144
Figura 3.15. Determinación Centro de Masas No Suspendidas Eje Trasero.....	145
Figura 3.16. Ubicación del Centro de Gravedad.....	146
Figura 3.17. Distancia del Eje Delantero Respecto al Centro de Gravedad.....	147
Figura 3.18. Distancia del Eje Trasero Respecto al Centro de Gravedad.....	147
Figura 3.19. Proyección Lateral del Eje de Balanceo.....	148
Figura 3.20. Parámetros de Sistema de Suspensión.....	149
Figura 3.21. Modelo de un Grado de Libertad sistema Masa-Resorte- Amortiguador.....	150
Figura 3.22. Proyección Geométrica Virtual de Polo.....	166
Figura 3.23. Diferentes geometrías Ackerman.....	173
Figura 3.24. Dirección Anti-ackerman Vehículo Cotopaxi II.....	174
Figura 3.25. Volante usado en vehículos formula SAE.....	177
Figura 3.26. Volante Vehículo Cotopaxi II.....	177
Figura 3.27. Mecanismo de liberación del volante.....	178
Figura 3.28. Mecanismo de liberación Vehículo Cotopaxi II.....	179
Figura 3.29. Conjunto volante, columna, junta universal.....	180
Figura 3.30. Junta universal.....	181

Figura 3.31. Cremallera Vehículo Cotopaxi II.....	182
Figura 3.32. Sistema de Dirección Cotopaxi II.....	183
Figura 3.33. Palanca de Mangueta.....	185
Figura 3.34. Mangueta Cotopaxi II.....	185
Figura 3.35. Pivote de mangueta.....	186
Figura 3.36. Fuerzas que actúan en el comportamiento direccional.....	187
Figura 3.37. Fuerza lateral vs. Ángulo de deriva.....	189
Figura 3.38. Sistema de Dirección Cotopaxi II.....	194
Figura 3.39. Configuración con dos discos traseros interiores.....	197
Figura 3.40. Configuración con un disco trasero posterior.....	197
Figura 3.41. Configuración con dos discos traseros exteriores (Cotopaxi II).....	198
Figura 3.42. Pedal y relación de pedal.....	200
Figura 3.43. Pedal de freno vehículo Cotopaxi II con relación 3 :1.....	200
Figura 3.44. Fuerzas en el repartidor de frenada.....	201
Figura 3.45. Estructura del repartidor de frenada.....	202
Figura 3.46. Funcionamiento del repartidor.....	203
Figura 3.47. Situaciones del repartidor de frenada.....	203
Figura 3.48. Repartidor de frenado Cotopaxi II.....	204
Figura 3.49. Conjunto pedal, repartidor, bomba (Cotopaxi II).....	205
Figura 3.50. Cañería, mangueras y acoples del sistema de frenos (Cotopaxi II)....	206
Figura 3.51. Caliper usado en el Cotopaxi II.....	207
Figura 3.52. Pastillas de freno Cotopaxi II.....	208
Figura 3.53. Conjunto Disco-pinza del vehículo Cotopaxi II.....	210
Figura 3.54. Líquido usado en el Vehículo Cotopaxi II.....	211
Figura 3.55. Neumático Hoosier.....	212
Figura 3.56. Interruptor de parada de emergencia.....	213
Figura 3.57. Trompo de presión de freno.....	213
Figura 3.58. Luz de freno Vehículo Cotopaxi II.....	214
Figura 3.59. Diagrama de cuerpo libre.....	216
Figura 3.60. Conjunto disco-caliper usado en el vehículo Cotopaxi II.....	220
Figura 3.61. Sistema de frenos Cotopaxi II.....	229

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.1 Coeficientes convencionales de Amortiguamiento.....	11
Tabla 1.1.2 Par de Balanceo respecto en función de Ángulo de Balance.....	16
Tabla 1.3. Resistencia aerodinámica y de rodadura frente a velocidad del vehículo.....	83
Tabla 1.4. Coeficiente de adherencia según carretera y neumático.....	84
Tabla 3.1. Parámetros de cálculos para el Sistema de Suspensión.....	149
Tabla 3.2. Resultados Parámetros de Suspensión.....	170
Tabla 3.3. Resultados cálculos para el Sistema de Dirección.....	193
Tabla 3.4. Comparaciones de alternativas de disposición de frenos.....	196
Tabla 3.5. Parámetros de cálculos para el Sistema de Freno.....	221
Tabla 3.6. Resultados de cálculos del Sistema de Frenos.....	228

ANTECEDENTES

La Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga (ESPE-L) en atención a la demanda nacional de profesionales en el área automotriz, en su departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica cuenta con la carrera de Ingeniería Automotriz; la cual se encuentra adecuadamente implementada e innovada para el medio; a la vez que posee talento humano capacitado para brindar una formación integral a sus estudiantes.

La elaboración del presente proyecto responde al compromiso de la Universidad conjuntamente con el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, de llevar en una nueva ocasión un monoplaza tipo Fórmula Student a competir en el circuito de Hockenheim en Alemania, por medio del recurso humano que posee, así como equipos, recursos y materiales nacionales e internacionales, con el afán de generar experiencias que sirvan como un aprendizaje continuo dirigido a futuras generaciones de Ingeniería Automotriz que se involucren con estos prototipos.

El afán del desarrollo del proyecto responde a la necesidad de vivir experiencias de desarrollo, innovación e intercambio de información, la cual se puede lograr en una competencia de alta exigencia en diseño, como es el evento Formula Student Germany, donde los evaluadores son jueces Dekra.

El resultado de la participación de la Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga en Alemania, es la generación de experiencia y conocimientos, efecto de la investigación, observación e intercambio de información desarrollado en la convivencia del evento, con ello se direcciona a ser los pioneros precursores de la industria automotriz en el Ecuador.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Escuela Politécnica del Ejército, asumió el reto de participar en una competencia de diseño automotriz, mismo que se desarrolló en Alemania, país donde provienen algunas de las marcas más reconocidas en el mercado automotriz nacional e internacional.

Este certamen es avalado por la Sociedad de Ingenieros Automotrices SAE; ha sido necesario emprender un proceso de diseño e innovación de los sistemas del vehículo, por lo que se ha optado por desarrollar este tema, para tener una base de diseño, conociendo la importancia de esta competencia y la necesidad de tener un prototipo muy competitivo.

La iniciativa se la ha tomado con el afán de poner a prueba el nivel de competencia de la industria automotriz en nuestro país en cuanto a diseño se refiere.

El desarrollo de ingeniería de diseño automotriz en el país se ve opacada, dado que no hay industrias que construyan vehículos de ningún tipo, por ello la base de este proyecto es la investigación y experimentación, generando archivos de diseño de referencia, para que en futuros proyectos se vaya mejorando y optimizando los diseños, para alcanzar un nivel mucho más privilegiado en desarrollo de ingeniería e industria automotriz en el Ecuador

JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

El presente proyecto se justifica en el Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competición formula SAE 2012, estos sistemas tienen una importancia crítica en el vehículo de competición, ya que de ellos dependen, la seguridad del piloto y el desempeño del vehículo en la competencia.

El desarrollo de este proyecto involucró algunas carreras de la ESPE-L, como son: Automotriz, Mecatrónica, Electrónica y Finanzas, es así que este proyecto une a toda la comunidad politécnica.

Es importante el desarrollo del proyecto de la construcción del Cotopaxi II, pues en ese entonces fuimos el único país en Sudamérica en estar habilitados para participar en la competencia del 2012.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Diseñar, construir y ensamblar los sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competición de la Fórmula SAE 2012.

Objetivos específicos

- Recopilar información acerca de prototipos de la Fórmula SAE (Sociedad de ingenieros automotrices), así como de los sistemas suspensión, dirección y frenos para su correcto diseño.
- Plantear alternativas de diseño, en función del reglamento de la competencia.
- Valorar las alternativas de diseño, para determinar la más eficiente y eficaz.
- Diseñar los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo
- Construir los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo
- Evaluar el desempeño de los sistemas automotrices construidos mediante pruebas de pista.

RESUMEN

Conocida la naturaleza del evento Fórmula Student Germany, que en sí es una competencia de diseño, de alto nivel, y debido a que esta se desarrolla en la cuna de los diseñadores automotrices, ha sido necesario implementar un prototipo a la altura de las exigencias de la competencia.

Este proyecto se dirige al diseño, construcción y ensamblaje de sistemas de suspensión, dirección y frenos de un prototipo para participación en la Fórmula SAE 2012 que cumpla parámetros avanzados de diseño, mediante la inclusión de procesos de diseño actualizado con sistemas CAD y CAE.

El proyecto contempla el respectivo análisis de todas las reglas y normas que nos impone la SAE para el diseño de este tipo de vehículos, para que la construcción del monoplaza este dentro de las reglas y normas establecidas.

Este trabajo cuenta con seis capítulos los cuales se encuentran organizados de manera que inicia, con un estudio de los tipos y características de los sistemas suspensión dirección y frenos hasta llegar a concluir con las pruebas realizadas a los sistemas diseñados.

Una vez elaborado el proyecto y con la participación en Alemania, se recopilará toda la experiencia y se la registrará, con el fin de contar con un registro de diseño, para que partiendo de ellos puedan mejorar constantemente su participación en la competencia, e implícitamente lograr un alto nivel de ingeniería en planificación, diseño y procesos de manufactura.

SUMMARY

Knowing the nature of the Formula Student Germany event, It is a design competition, level high, and because this takes place in the cradle of automotive designers, has been necessary to implement a prototype to meet the demands of competition.

This project aims to design, construction and assembly of suspension, steering and brakes systems of a prototype for participation in Formula SAE 2012, which meets advanced design parameters, by including updated design process with CAD and CAE systems.

The project involves the analysis of all relevant rules and regulations imposed by SAE for designing these vehicles, so that the construction of this car within the rules and standards.

This work has six chapters organized in a way that begins with a study of the types and characteristics of the steering and braking, suspension systems up to conclude testing the systems designed.

After building the project and participation in Germany, will be gathered all the experience and the record, in order to have a record of design, so that they can based on constantly improving their participation in the competition, and implicitly achieve a high level of engineering planning, design and manufacturing processes.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO Y GENERALIDADES DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS

1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

1.1.1. INTRODUCCIÓN

La necesidad de utilizar un sistema de suspensión en un automóvil no está motivada únicamente por la susceptibilidad o tolerancias humanas a la pérdida de confort que producen las vibraciones transmitidas al habitáculo, aunque el aislamiento de las irregularidades transmitidas desde la calzada constituya una función altamente deseable. Otro objetivo que justifica el uso del sistema de suspensión en el vehículo es la necesidad de mantener el contacto entre la rueda y la carretera, ya que el control y la estabilidad dependen de ello.

Los primeros fabricantes de vehículos utilizaron el sistema de suspensión más simple que podían aplicar, y no era otro que el uso de láminas de acero en forma de ballestas.

Dentro de estas dos funciones principales, se pueden inferir las siguientes subfunciones del sistema del sistema de la suspensión:

1. Proporcionar un comportamiento vertical tal que las ruedas puedan superar los desniveles del terreno, aislando a la carrocería de las irregularidades de la carretera.
2. Mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera.
3. Reaccionar a las fuerzas de control que se transmiten desde las ruedas: fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (en el giro), y pares de la dirección y frenado.

4. Resistir al balanceo de la carrocería.
5. Mantener las ruedas en contacto con la calzada con variaciones mínimas de carga.

Esto se consigue por la acción combinada de los neumáticos (caucho + aire a presión), la elasticidad de los asientos y el sistema elástico de la suspensión.

Cuando las irregularidades del terreno son grandes, se absorben por el sistema elástico de la suspensión generando las oscilaciones de las ruedas, que serán tanto más grandes como más “blanda” sea esta. Estas oscilaciones de las masas no suspendidas deben ser amortiguadas rápidamente para asegurar el contacto permanente de la rueda con el terreno.

1.1.2. CONFIGURACIÓN DE LA SUSPENSIÓN

¹La fuerza lateral disponible en el contacto con la carretera y un neumático depende de muchos factores, siendo los principales el ángulo de deriva, el ángulo de caída, la deformación vertical del neumático y el desplazamiento longitudinal (o la relación entre la fuerza vertical y la fuerza longitudinal). Las posiciones espaciales y la fuerza vertical dependen directamente del sistema de suspensión, que posiciona la rueda con respecto a la carrocería del vehículo del suelo, por lo que su diseño juega un papel crucial en el comportamiento dinámico del vehículo, requiriendo por ello una especial atención. Al analizar la suspensión, el estudio se centrará inicialmente en diversos parámetros geométricos, con fin de determinar la caída de rueda y los ángulos de dirección para posteriormente analizar la distribución de las fuerzas en cada una de las ruedas.

¹ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

En un sistema de suspensión, cada rueda está unida a la carrocería a través de diversos elementos que le permiten un movimiento con respecto a la carrocería, controlado por un elemento elástico (muelle), y otro disipativo de vibraciones que es el amortiguador. Por otra parte el sistema de dirección controla el movimiento de rotación de la rueda en un eje aproximadamente vertical. De forma adicional, en vehículos de carretera, los brazos o tirantes de la suspensión incluyen casquillos o elementos elásticos que reducen la transmisión de ruido y vibraciones al habitáculo de los pasajeros. Las posibles deformaciones de los eslabones, casquillos, sistema de dirección y chasis tienen como resultado que el ángulo de deriva y caída de la rueda sean magnitudes dependientes de las fuerzas que actúen.

Consideraciones para el análisis de suspensión:

1. La geometría de suspensiones ideales, analizando posibles disposiciones de los elementos y sus influencias consecuentes en el movimiento relativo de cada rueda con el chasis.
2. La elasticidad de los componentes de la suspensión, en particular aquellos que están específicamente diseñados para controlar el movimiento de las ruedas, como son los resortes y la barras estabilizadoras, añadiéndose también la deformación de los brazos y tirantes, así como la de los casquillos de caucho o elastómeros.
3. Razonamiento y pérdidas energéticas, introducidos deliberadamente por medio de los amortiguadores, y las fricciones residuales de las uniones.
4. Inercias de los diversos elementos y componentes que influyen en la acción de la suspensión.

1.1.3. TIPOLOGÍAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

²En el espacio tridimensional, un objeto sin restricciones tiene seis grados de libertad: tres de traslación y tres de rotación. El sistema de suspensión se diseña para que cada rueda tenga dos grados de libertad con respecto al chasis, para una posición determinada del sistema de dirección. Uno de ellos será la rotación correspondiente al giro de avance y el otro movimiento vertical. El elemento portador de la rueda (cubo, mangueta), tendrá un único grado de libertad cuando la dirección está fijada, con lo que hay que proporcionar restricciones para eliminar cinco grados de libertad.

En lo que respecta a suspensiones independientes, éstas permiten que cada rueda se mueva verticalmente sin afectar a la rueda opuesta. Casi en todos los turismos y los camiones pequeños utilizan algún tipo de suspensión delantera independiente, por las ventajas que presenta frente a la de eje rígido en cuanto a:

- ✓ Menor espacio ocupado
- ✓ Menor resistencia a vibraciones de la dirección, tales como oscilaciones autoexcitadas de las ruedas directrices sobre sus ejes, acompañadas o no de oscilaciones en fase opuesta de las ruedas.
- ✓ Menor masa no suspendida
- ✓ Mayor rigidez al balanceo para una misma elasticidad del conjunto de la suspensión

Maurice Olley en varios artículos de la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices) mostró cómo podía reducir las vibraciones características de los ejes rígidos desacoplando las ruedas e interponiendo entre ellas la masa del vehículo, es decir, construyendo una suspensión independiente. El resto de las ventajas que presentan se apreciaron con rapidez, al ser muy fácil

² LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

controlar la altura del centro de balanceo, variando únicamente la geometría de los brazos de la misma, y limitar con la compresión y extensión adecuada del sistema de suspensión tanto los cambios en la banda de rodadura, que provienen de los cambio de caída, como la rigidez al balanceo.

1.1.3.1. Suspensión de paralelogramo deformable

³Esta configuración es precursora directa de la actual, y permite que el ancho de vía se mantenga constante y la caída se reduzca, mejorando así el desgaste de los neumáticos y el comportamiento del vehículo.

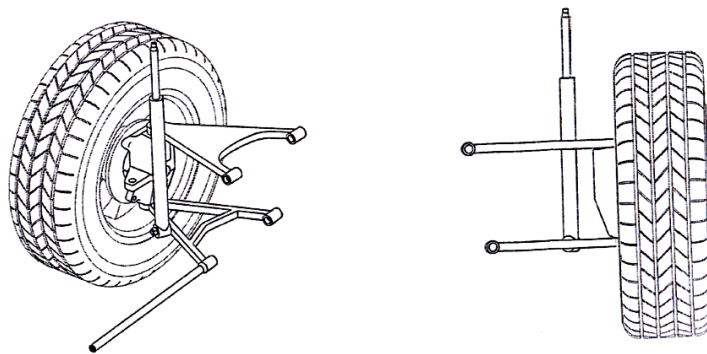


Figura 1.1. Suspensión Paralelogramo Deformable

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 127)

La suspensión moderna de paralelogramo está formada por brazos desiguales y no paralelos.

Las posibilidades de obtener variadísimas geometrías son inmensas, pues basta con variar las longitudes de los brazos, sus inclinaciones y la

³ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

inclinación relativa al chasis para obtener la suspensión más adecuada para el caso.

La longitud e inclinación del brazo superior controla la variación de la caída, que tiende a ser negativa en la rueda más cargada.

1.1.4. ELEMENTOS DE LA SUSPENSIÓN

Los elementos del sistema de suspensión de un vehículo fórmula SAE son:

- Rockers (Pivotes)
- Brazos de Suspensión
- Barras Push-Rod y Pull-Rod (Depende de la Configuración)
- Conjunto-Muelle Amortiguador
- Barra Estabilizadora

1.1.5. COMPORTAMIENTO VERTICAL DE LA SUSPENSIÓN

⁴La excitación de los movimientos vibratorios en el vehículo se produce por un conjunto de acciones sobre el mismo, que se pueden dividir en directas o propias al vehículo y ajenas al vehículo.

Cada una de estas acciones o fuentes de excitación produce vibraciones situadas en intervalos de diferentes frecuencias, que afectan tanto a la masa suspendida como a la no suspendida. Los modos de baja frecuencia de la masa suspendida suelen estar próximos a 1 Hz, mientras que los del conjunto masa suspendida/no suspendida y los de no suspendida se sitúan entre los 10 y los 20 Hz.

⁴ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

Por motivos de seguridad el sistema de suspensión debe evitar el rebote de las ruedas (pérdida de peso efectivo sobre el suelo) y la pérdida de fuerza de adherencia sobre el suelo.

1.1.6. MODELO DE UN GRADO DE LIBERTAD

⁵El modelo de un grado de libertad es el más sencillo y puede representar la suspensión independiente de un cuarto de vehículo suponiendo despreciables tanto la masa suspendida como la rigidez del neumático.

El modelo consta de una masa m , suspendida por un elemento elástico de rigidez K , y un elemento amortiguador de coeficiente R . Se considera además una fuerza variable en el tiempo $F(t)$, que actúa sobre dicha masa.

Con la formulación del comportamiento viscoelástico es posible obtener valores aproximados del coeficiente de amortiguamiento en función de la rigidez del elemento elástico.

La ecuación de movimiento del sistema por tanto:

$$m \cdot \frac{d^2 z(t)}{dt^2} + R \cdot \frac{dz(t)}{dt} + K \cdot z(t) = F(t) \quad \text{Ec. 1.1}$$

⁵ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

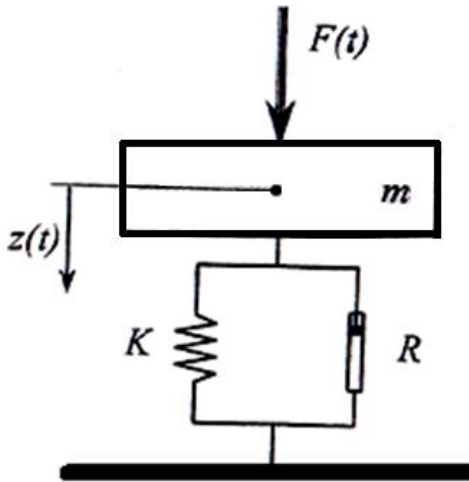


Figura 1.2: Modelo de un Grado de Libertad

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 171)

Haciendo $F(t) = 0$, la ecuación queda de forma homogénea y, partiendo de la teoría de las ecuaciones diferenciales, tiene con la solución del tipo:

$$z(t) = Z \cdot e^{wt} \quad \text{Ec. 1.2}$$

A partir de la ecuación característica del sistema tienen sus soluciones, w_1 y w_2 , conocidas como frecuencias fundamentales del sistema.

$$w_{1,2} = -\frac{R}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Dado que hay dos soluciones de w , la respuesta de la ecuación $m \cdot \ddot{z} + R \cdot \dot{z} + K \cdot z = 0$ (para $F(t) = 0$), si el sistema es lineal será:

$$z(t) = A \cdot e^{w_1 t} + B e^{w_2 t} \quad \text{Ec. 1.4}$$

Donde A y B son constantes que dependen de las condiciones iniciales para $t=0$. Sustituyendo se obtiene

$$z(t) = e^{-(R/2m) \cdot t} [A \cdot e^{l \cdot t} + B \cdot e^{-l \cdot t}] \quad \text{Ec. 1.5}$$

Donde:

$$I = \sqrt{\left(\frac{R}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}} \quad \text{Ec. 1.6}$$

El primer término $e^{-(R/2m).t}$ es una función exponencial decreciente en el tiempo, en función del valor de I, el exponente de este término es real o imaginario, en consecuencia la respuesta del sistema será oscilatoria o no. Para $I=0$ el sistema no es oscilatorio y amortiguado, se tiene:

$$\left(\frac{R}{2m}\right)^2 = \frac{K}{m} \quad \text{Ec. 1.7}$$

Pudiendo definirse entonces un amortiguamiento crítico R_{crit}

$$R = 2m \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} = 2\sqrt{K \cdot m} = R_{crit} \quad \text{Ec. 1.8}$$

En función de los valores que tome R en relación con este R_{crit} , el sistema será:

- i. $R > R_{crit}$ Sistema sobreamortiguado
- ii. $R < R_{crit}$ Sistema oscilatorio subamortiguado
- iii. $R = R_{crit}$ Sistema con amortiguamiento crítico

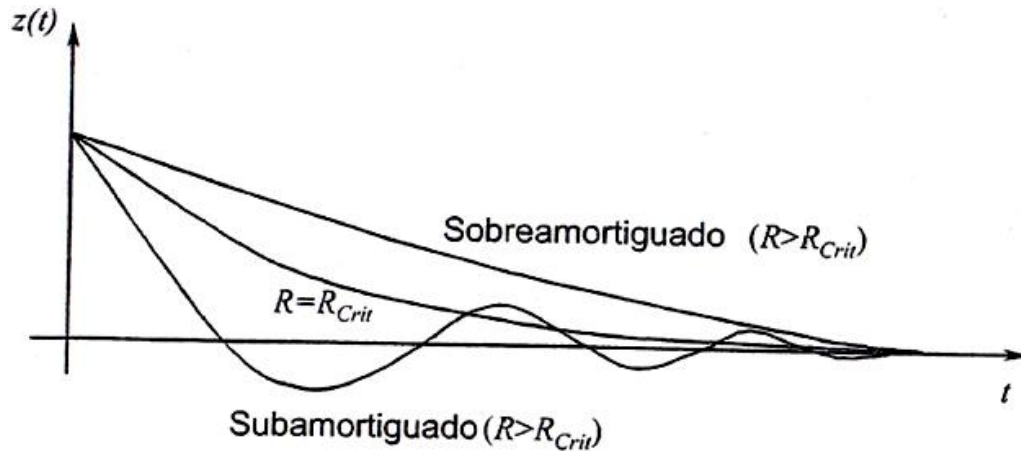


Figura 1.3. Respuesta de un Modelo de Un grado de Libertad (Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 172)

La figura 1.3 muestra el comportamiento de un sistema masa resorte con amortiguamiento, bajo tres condiciones subamortiguado, sobre amortiguado, y amortiguamiento crítico, considerando la comparación de los diferentes índices de amortiguamiento, gracias al modelo de un grado de libertad, se puede hallar analíticamente el valor crítico de amortiguamiento.

En los vehículos, la suspensión presenta un amortiguamiento subcrítico, de modo que su comportamiento se puede resumir fundamentalmente en:

1. Extingue en un tiempo relativamente corto las vibraciones libres.
2. Reduce la elongación de las vibraciones forzadas y las acota a valores finitos en caso de resonancia.
3. Reduce ligeramente la frecuencia natural de vibración.

En este caso, si $R < R_{crit}$ el sistema es subamortiguado, los valores de w_1 y w_2 son números complejos:

$$w_{1,2} = \sigma \pm i \cdot w_n \rightarrow \sigma = -\frac{R}{2} m$$

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2} \quad \text{Ec. 1.9}$$

Donde:

$w_n =$ Frecuencia fundamental del vibración del sistema amortiguado

$\sigma =$ Factor de amortiguamiento

Si se define $\xi = R/R_{crit}$, el factor de amortiguamiento puede expresarse

como:

$$\sigma = -\xi \cdot w \quad \text{Ec. 1.10}$$

Donde w es la frecuencia fundamental del sistema no amortiguado.

$$w = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad \text{Ec. 1.11}$$

El amortiguamiento en un sistema de suspensión proviene esencialmente del disipador hidráulico.

Tabla 1.1 Coeficientes convencionales de Amortiguamiento

Amortiguamiento (%)	Coeficiente de Amortiguamiento (ξ)	Frecuencias de Respuesta (Hz)
10%	0,25	1Hz
40%	0,40	1,5 – 2 Hz
100%	2	3 – 4 Hz

La frecuencia fundamental de un sistema de suspensión debe encontrarse alrededor de 1Hz y el amortiguamiento debe tener un valor $R \approx 0,25$. Se tiene entonces:

$$w = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ (Hz)} \quad \text{Ec. 1.12}$$

Haciendo $w= 1\text{Hz}$ y despejando K :

$$K = 4\pi^2 \cdot m \cdot w^2$$

Una vez predimensionado K :

$$R = 0,25 \cdot R_{crit} = 0,25 \cdot 2 \cdot \sqrt{K \cdot m}$$

Conocidos K y R , la frecuencia natural del sistema amortiguado, expresada en Hz es:

$$w_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2} \quad \text{Ec. 1.13}$$

1.1.7. MOVIMIENTO DE BALANCEO

1.1.7.1. Concepto de balanceo

⁶El balanceo como la rotación en torno al eje x (longitudinal) del vehículo. En general, el balanceo de la carrocería o cuerpo del vehículo (ϕ) es la suma del balanceo de suspensión y el balanceo del eje producido por las deformaciones de los neumáticos, es decir, es la suma del balanceo relativo de la masa suspendida (ϕ_s) respecto a la no suspendida y el balanceo absoluto de la masa no suspendida (ϕ_{ss}).

$$\phi = \phi_s + \phi_{ss} \quad \text{Ec. 1.14}$$

⁶ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

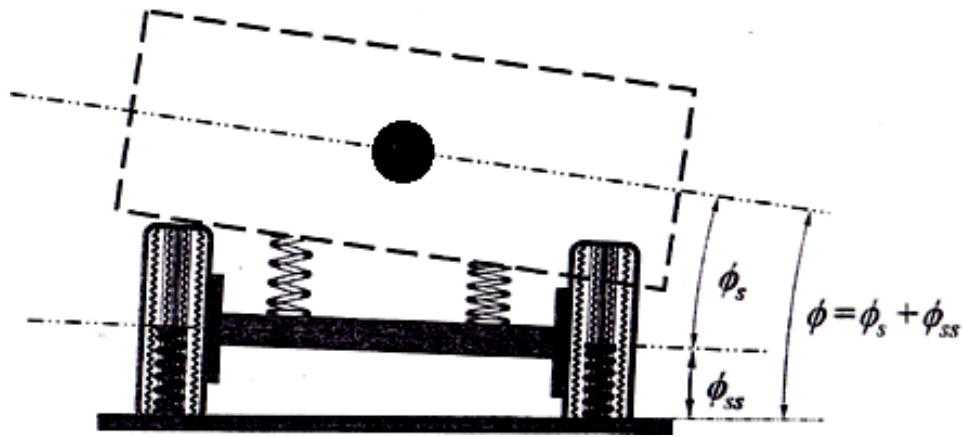


Figura 1.4. Parámetros de Movimiento de Balanceo

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 179)

Se define como coeficiente de balanceo (k_ϕ) como la variación del ángulo de balanceo ϕ respecto a la aceleración a_y .

$$k_\phi = \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \quad \text{Ec. 1.15}$$

El balanceo produce, además, una modificación del ángulo de caída de las ruedas respecto a la carrocería y a la carretera.

En general, en una posición en la que exista balanceo de la masa suspendida, la sollicitación mecánica de los muelles de la suspensión en ambos lados será diferente y, normalmente, mayor en el lado más bajo.

Esto produce una transferencia de carga vertical, e incluso, en función de la geometría de la suspensión un esfuerzo adicional, que en suspensiones independientes tiende a disminuir el ancho de vía del vehículo y a elevar el centro de gravedad.

Ante el par de balanceo del vehículo (acción) la suspensión reacciona con rigidez (reacción) al balanceo del vehículo k_{ϕ} suma (adición de los muelles en serie) de las rigideces al balanceo de la suspensión k_{ϕ_s} y del eje $k_{\phi_{ss}}$.

$$\frac{1}{k_{\phi}} = \frac{1}{k_{\phi_s}} + \frac{1}{k_{\phi_{ss}}} \quad \text{Ec. 1.16}$$

Para ángulos de balanceo pequeños, la rigidez depende de los muelles principales y las barras estabilizadoras, mientras que para ángulos de balanceo mayores hay que tener en cuenta topes de compresión y extensión de la suspensión.

Una suspensión independiente se puede asimilar, frente al balanceo, a una suspensión de eje rígido cuyos muelles están situados sobre las ruedas, es decir están distanciados del ancho de vía A_v , presentando una rigidez al balanceo que se expresa de la forma:

$$K_{\phi_s} = \frac{1}{2} k_s \cdot A_v^2 \quad \text{Ec. 1.17}$$

Para incrementar la rigidez al balanceo se debe implementar en el sistema la barra estabilizadora, que funciona con respecto a las siguientes características:

- Rigidez de la torsión de la parte activa de la barra
- Longitud de los brazos de palanca
- Puntos de conexión en los brazos de suspensión o en el eje
- Casquillos de goma

1.1.7.2. Comportamiento a balanceo de la suspensión

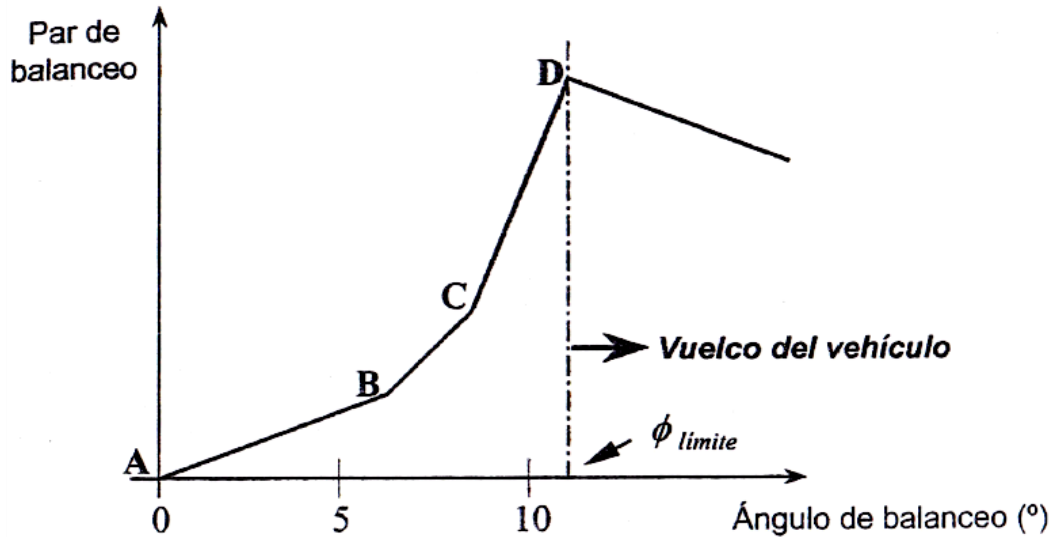


Figura 1.5. Par de Balanceo respecto al Ángulo de Balanceo
(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 183)

La figura 1.5 representa un lugar geométrico generado por la interacción de dos variables, generadas en solicitaciones transversales de la suspensión. El eje x representa el ángulo de balanceo generado por las fuerzas cuando el vehículo atraviesa una curva, y el eje y representa par de balanceo, que se genera en torno del centro de gravedad del vehículo.

El comportamiento de la suspensión, implícitamente den los muelles se realiza a rigidez constante de punto a punto.

Tabla 1.2 Par de Balanceo respecto en función de Ángulo de Balanceo

PAR DE BALANCE	ÁNGULO DE BALANCE	COMPORTAMIENTO
A	0°	NULO
B	5°	Aumenta hasta Llegar al tope de compresión Rueda (B)
C	8°	Aumenta hasta llegar al tope de extensión de la rueda (C)
D	10°	La rueda pierde contacto con el suelo (vuelco)

1.1.7.3. Centro de balanceo

⁷Es el punto en el plano vertical transversal al vehículo y que tiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, en el que se puede aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca un balanceo de la suspensión.

El centro de balanceo representa el centro instantáneo de rotación de la masa suspendida, respecto a la masa no suspendida.

Si se conoce el centro de balanceo se puede calcular:

- Ángulo de balanceo
- Transferencia de carga en los ejes
- Determina las fuerzas resultantes sobre cada neumático

⁷ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

En resumen, la altura de balanceo se puede utilizar para resumir las características de la transferencia de carga a las ruedas de la suspensión.

Se muestra el esquema de un prototipo tipo Fórmula Student tomando una curva, aunque se considera un eje rígido, los desarrollos presentados pueden ser extendidos para tratar una suspensión independiente, tomando su equivalente como eje rígido.

Peso total sobre el eje:

$$P = m \cdot g = m_s g + m_{ss} g \quad \text{Ec. 1.18}$$

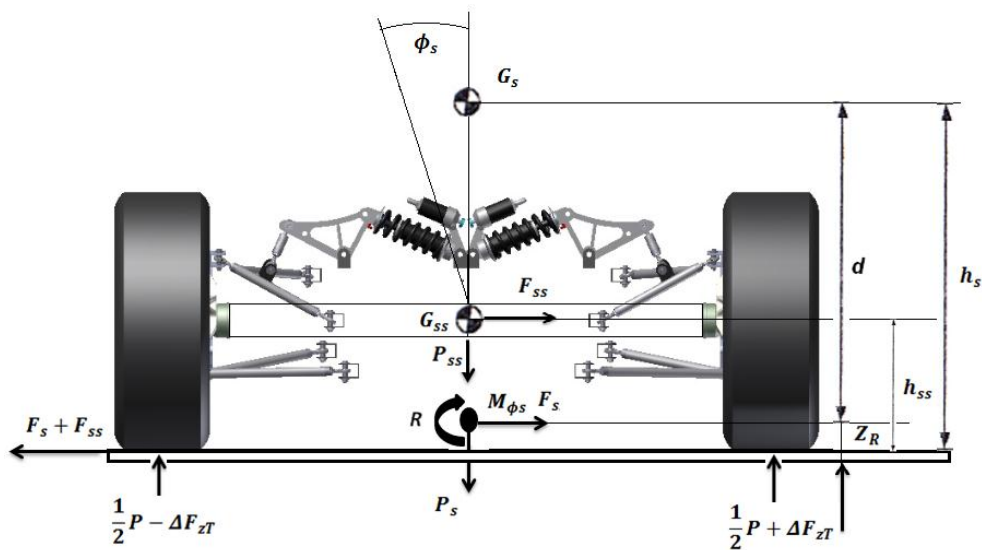


Figura 1.6. Diagrama de un Cuerpo Libre Suspensión Trasera Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

Donde:

ϕ_s = ángulo de giro de la masa suspendida, respecto al centro de balanceo

G_s = centro de gravedad de la masa suspendida

h_s = altura del centro de gravedad de la masa suspendida respecto al suelo

G_{ss} = centro de gravedad de la masa semisuspendida

h_{ss} = altura del centro de gravedad de la masa semisuspendida respecto al suelo

R = centro de balanceo

z_R = Altura del centro de balanceo

P = Peso total de masas

P_s = Peso de la masa suspendida

P_{ss} = Peso de la masa semisuspendida

F_s = Fuerza lateral resultante debida a la masa suspendida

F_{ss} = Fuerza lateral resultante debida a la masa semisuspendida

d = altura del centro de gravedad de la masa suspendida respecto al centro de balanceo

M_{ϕ_s} = Momento total de balanceo de la masa suspendida

a_y = aceleración lateral

A_v = ancho de vía

ΔF_{zT} = transferencia lateral total de carga

La masa suspendida cuyo centro de gravedad es G_s , ha girado un ángulo ϕ_s respecto al centro de balanceo R . La transferencia total de carga se denota por ΔF_{zT} , con lo que, si se considera un reparto simétrico de cargas, las fuerzas verticales en las ruedas son:

$$F_z d = \frac{1}{2} P + \Delta F_z T \quad \text{Ec. 1.19}$$

$$F_z i = \frac{1}{2} P + \Delta F_z T \quad \text{Ec. 1.20}$$

La resultante de la fuerza lateral debida a la masa no suspendida se puede considerar que actúa en el centro de masas de la masa no suspendida siendo, siendo su valor:

$$F_{SS} = m_{SS} \cdot a_y \quad \text{Ec. 1.21}$$

Fuerza lateral de la masa suspendida será:

$$F_s = m_s \cdot a_y \quad \text{Ec. 1.22}$$

Esta estará actuando en su centro de gravedad (G_s). Si se traslada el efecto de esta fuerza de centro de balanceo, su acción se puede descomponer en una fuerza F_s y un momento de balanceo.

El peso de la masa suspendida contribuye también al momento total de balanceo M_{ϕ_s} , por lo que este momento total de balanceo de la masa suspendida se puede expresar como:

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s) \quad \text{Ec. 1.23}$$

El momento M_{ϕ_s} es soportado por los muelles y la barra estabilizadora y produce el balanceo de la suspensión.

La fuerza transversal de la masa suspendida F_s , que actúa sobre el centro de balanceo, es soportada por los brazos de la suspensión y, por definición no produce balanceo en la suspensión.

La transferencia total de carga (ΔF_{zT}) se puede descomponer en tres términos:

- ✓ ΔF_{zSS} debida a la fuerza lateral de la masa no suspendida
- ✓ ΔF_{zS} debida a la fuerza lateral de la masa suspendida en el centro de balanceo
- ✓ $\Delta F_{z\phi_s}$ debido al momento de masa suspendida

Tomando momentos respecto al punto medio entre los centros de las áreas de contacto de los neumáticos con el suelo, la transferencia de carga será:

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{zSS} + \Delta F_{zS} + \Delta F_{z\phi S} = \frac{m_{SS} \cdot a_y \cdot h_{SS}}{A_v} + \frac{m_S \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi S}}{A_v} \quad \text{Ec. 1.24}$$

El centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga a través de los brazos (ΔF_{zS}) y la reduce a través de los muelles y la barra estabilizadora ($\Delta F_{z\phi S}$), reduciendo en conjunto el ángulo de balanceo.

En la aplicación de los centros de balanceo al análisis de la estabilidad del vehículo, la contribución de la fuerza de la masa suspendida en el centro de balanceo a la transferencia de carga se calcula a la altura del centro de balanceo (z_R), por lo que la ecuación a considerar es:

$$\Delta F_{zS} = \frac{m_S \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} = \frac{F_S \cdot z_R}{A_v} \quad \text{Ec. 1.25}$$

$$z_R = \frac{\Delta F_{zS}}{F_S} \cdot A_v \quad \text{Ec. 1.26}$$

1.1.8. CENTRO DE BALANCEO EN SUSPENSIONES INDEPENDIENTES

1.1.8.1 Modificación del ancho de vía

⁸En un sistema de suspensión independiente se observa que un movimiento de una rueda en sentido vertical tiene asociado un movimiento transversal que induce al desplazamiento entre la rueda y el suelo y produce una modificación del ancho de vía (A_v) del vehículo.

La dimensión del ancho de vía tiene una influencia decisiva en el comportamiento en curva del vehículo y en su tendencia al balanceo.

⁸ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

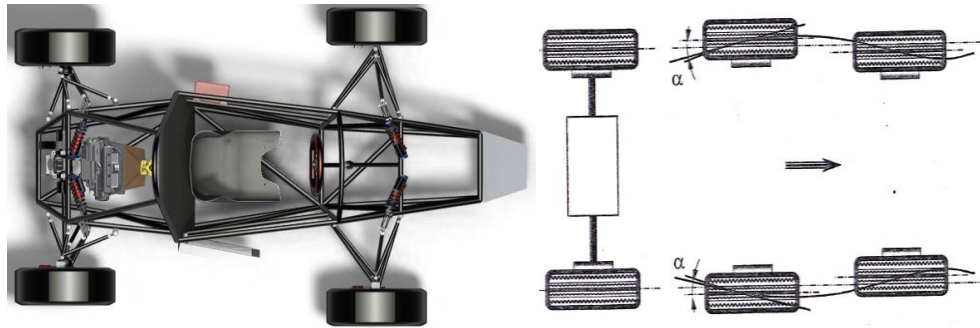


Figura 1.7. Modificación del Ancho de Vía por deflexión de la Suspensión
(Fuente: Grupo Investigador)

En los sistemas de suspensión independientes, las deflexiones producen modificaciones en la anchura de la vía del vehículo y se inducen ángulos de deriva en los neumáticos, por la aparición de solicitaciones transversales, que empeoran o dificultan el comportamiento direccional del vehículo.

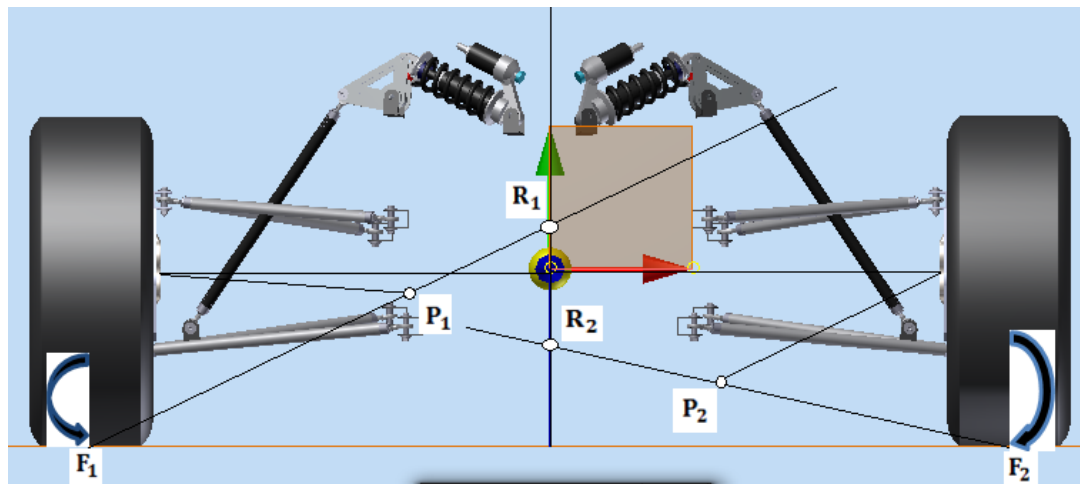


Figura 1.8. Brazo Equivalente de Pivotamiento
(Fuente: Grupo Investigador)

En caso general de una suspensión independiente, su comportamiento se puede asimilar al de un brazo equivalente, pivotando respecto a un punto P, o polo, fijo a la carrocería.

Cuanto más alto este ubicado el polo P, mayor modificación del ancho de vía sufrirá el vehículo ante deflexiones de la suspensión.

Si el polo estuviese en el suelo, la modificación sería mínima, presentando al mismo tiempo una menor modificación de la caída de rueda, con el inconveniente que, al cargarse el vehículo, este punto baja, por debajo del nivel del suelo, proporcionando una caída negativa a la rueda, mejorando el comportamiento ante cargas laterales, pero reduciendo el recorrido en compresión de la suspensión.

El polo representa el concepto cinemático del centro instantáneo (c.i.r) del movimiento de la rueda respecto a la carrocería.

La recta que une el punto F, centro de la huella de neumático, con el polo P, al cortarse en la línea media del vehículo permitirá determinar el centro de rotación (R) de la carrocería (movimiento de balanceo), ante acciones tales como un paso por una curva o un viento lateral importante, si se consideran despreciables las deformaciones de los neumáticos.

La modificación del ancho de vía (ΔA_v) puede ser representada para un vehículo dado en función de la deformación de la suspensión, tanto en compresión (s_1) como en extensión (s_2).

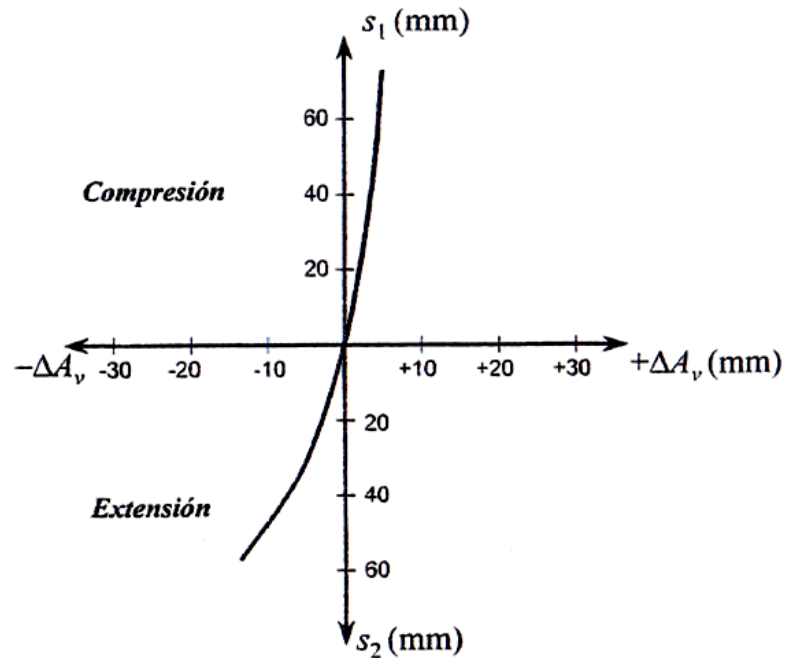


Figura 1.9. Modificación del Ancho de Vía en Suspensión Independiente
(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil,
Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson
Editoriales. Pág. 187)

En las suspensiones independientes existe una correlación directa entre la modificación de la anchura con la deflexión de la suspensión y la altura del centro de balanceo.

Basándose en la existencia de una alteración del la anchura de vía, el centro de balanceo (R) estará perpendicular a la tangente a la curva que representa la variación de ancho de vía. Si se considera tanto una situación simétrica de la suspensión, tanto geométrica como de carga, se puede situar el centro de balanceo en el plano medio longitudinal del vehículo.

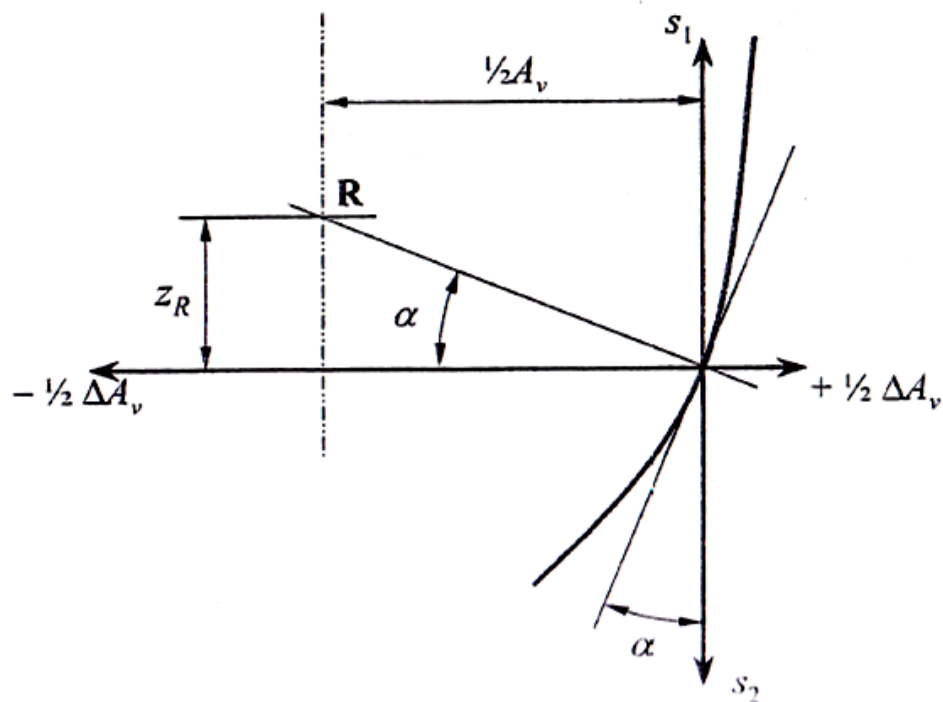


Figura 1.10. Obtención Gráfica del Centro de Balanceo a partir de la Curva de Modificación del Ancho de Vía en Suspensión Independiente
(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 187)

1.1.9. ANÁLISIS GEOMÉTRICO SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE

⁹Por aplicación de la cinemática gráfica, la intersección de las proyecciones de los eslabones AB y CD se cortan en el punto E, que representa el polo o centro instantáneo de rotación u oscilación de la rueda respecto a la carrocería.

⁹ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

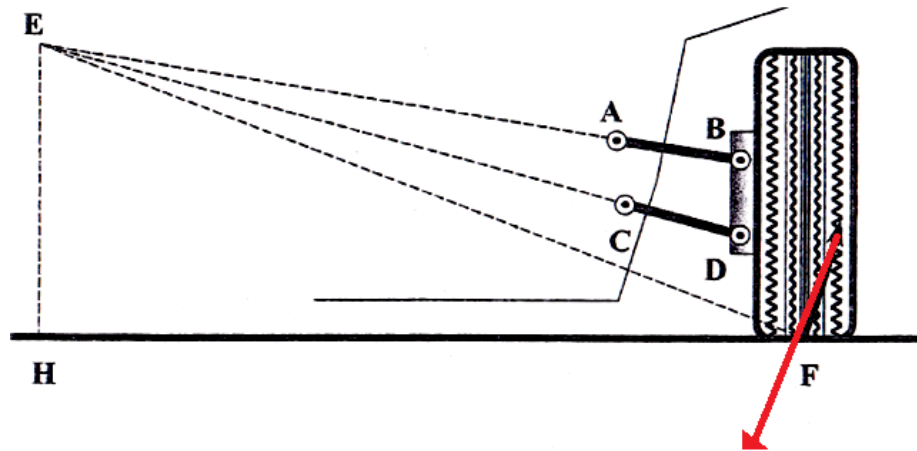


Figura 1.11. Cinemática de la Suspensión de Paralelogramo
 (Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil,
 Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson
 Editoriales. Pág. 188)

La dirección del movimiento relativo del punto F, respecto al cuerpo del vehículo, es perpendicular a la recta EF.

En la práctica se suelen diseñar las suspensiones para que el punto E esté próximo a la rueda opuesta, teniendo en cuenta modificaciones con la deflexión de la suspensión.

Los diseños modernos de paralelogramo el brazo superior se suele hacer más corto, para adoptar una caída negativa de rueda, lo que es adecuado para una posición balanceada de carrocería.

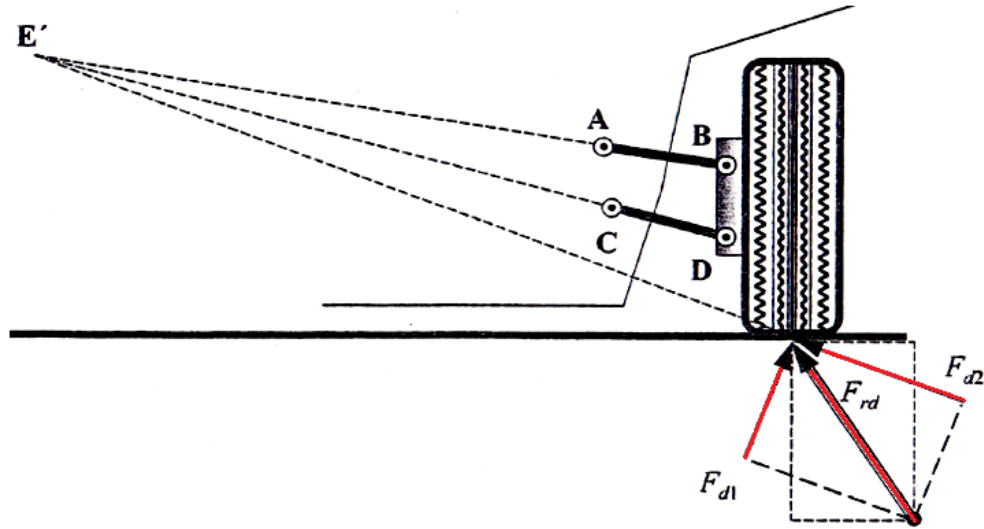


Figura 1.12. Descomposición de Fuerzas en la Rueda

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 188)

La fuerza en el neumático se ha descompuesto en dos componentes perpendiculares F_{d1} y F_{d2} , pasando F_{d2} por el punto E' .

El punto E' representa en este caso simplificado el punto en el que se cortan las direcciones de las resultantes de las sollicitaciones existentes en cada brazo.

Coincidirá con E (c.i.r de la rueda respecto a la carrocería) en el caso simplificado que no existan elementos elásticos en la suspensión pudiéndose realizar un análisis cinemático gráfico.

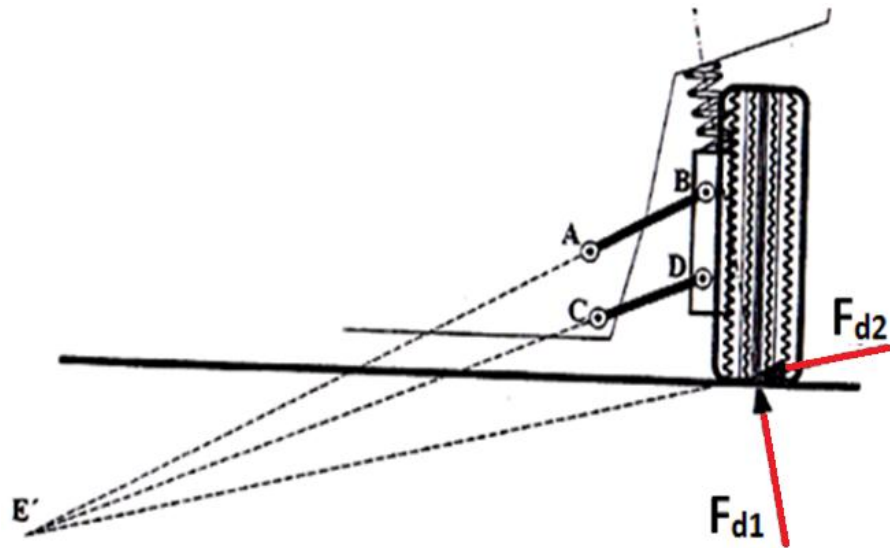


Figura 1.13. Fuerzas en el Neumático con Muelle en Posición Ideal
(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil,
Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson
Editoriales. Pág. 189)

Considerando un caso ideal (aunque improbable) de un modelo de suspensión, en el que el muelle actúe directamente en la mangueta de la rueda según la dirección de la línea de acción de la fuerza F_{d1} , se tendría que la fuerza F_{d1} , será por el muelle y no tendría efecto alguno sobre los brazos.

F_{d2} se transmitirá a los brazos sin ningún efecto en el muelle, por lo que no creará momento respecto a E.

Además considerando el brazo AB, si se desprecian el peso y los pares generados por los elementos elásticos de unión, estará entonces sometido a compresión o tracción pura, por lo tanto la fuerza ejercida por AB sobre la carrocería del vehículo tendrá la dirección de AB.

La fuerza ejercida por el brazo CD tendrá análogamente la dirección de CD.

La línea de acción de la fuerza resultante total de los dos brazos debe pasar por E' , que con esas condiciones coincide con E (c.i.r) porque no crean momento respecto a este punto.

Para el caso ideal considerado, la fuerza F_{d2} se transmite únicamente a los brazos y la fuerza F_{d1} al muelle, siendo esta la única fuerza que se opone al par de balanceo.

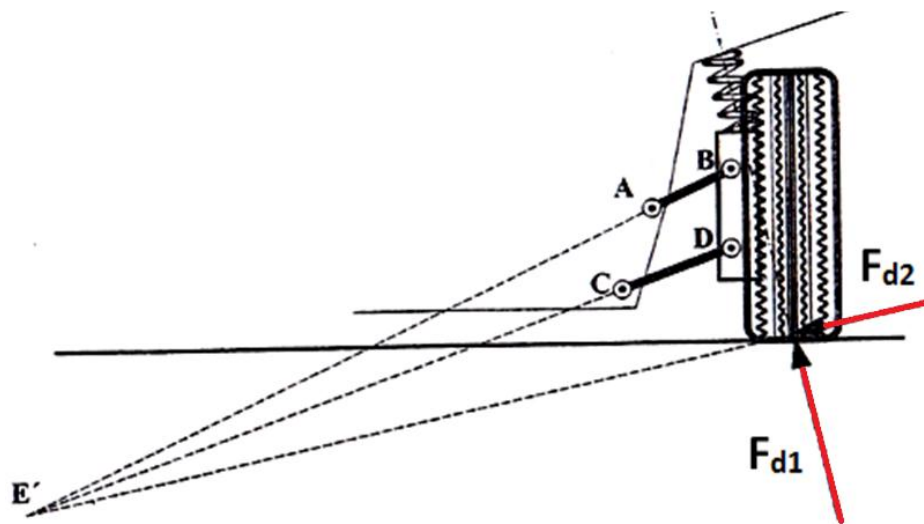


Figura 1.14. Fuerzas en el Neumático con Muelle en Posición Genérica
(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil,
Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson
Editoriales. Pág. 190)

Si se considera un caso más general de posición del muelle, la fuerza F_{d1} se transmitirá a la carrocería a través del muelle como de los brazos, lo que producirá fuerzas que causan deformación en los elementos elásticos de las articulaciones, pero al ser fuerzas internas o influirán en el balance de las fuerzas externas.

De todos modos el resultado más importante es que F_{d2} seguirá si tener efecto sobre el muelle porque continúa pasando por E' y F_{d1} (o parte de ella)

sigue siendo la fuerza que debe ser soportada por el muelle, y que crea un par en la carrocería.

Estas fuerzas desaparecen cuando el vehículo se mueve y las ruedas giran, liberando la tensión.

El hecho que F_{d2} alivie a los muelles de parte del peso del vehículo tiene especial importancia cuando el vehículo circula por una curva y produce un efecto de elevación de la carrocería del vehículo combinado con una reducción del ancho de vía.

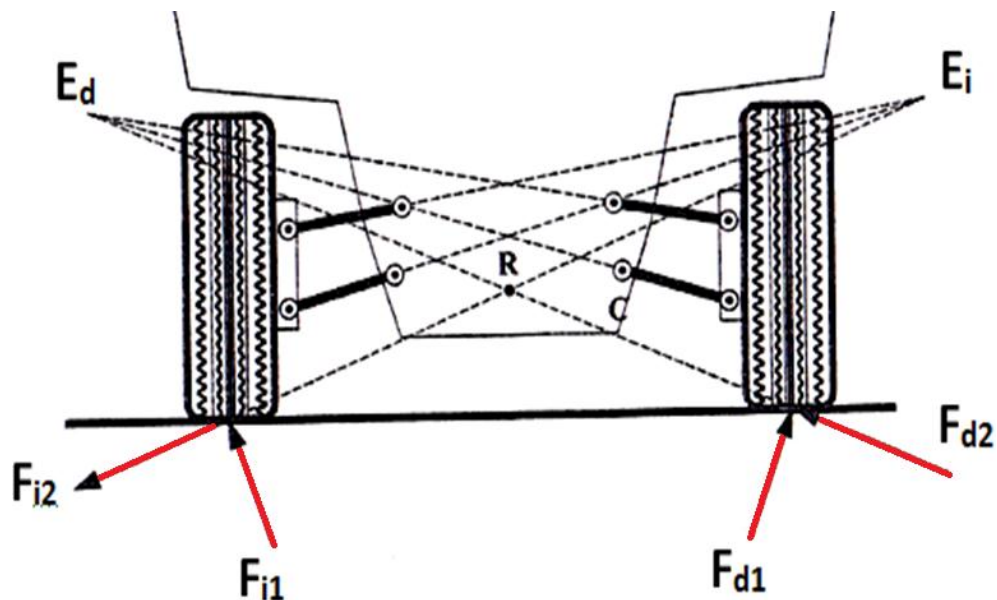


Figura 1.15. Centro de Balanceo y Fuerzas Asociadas a una Suspensión de Paralelogramo

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 191)

1.1.10. PARÁMETROS DE DISEÑO SISTEMA DE SUSPENSIÓN

1.1.10.1. Velocidad límite de vuelco

A continuación se analizan, bidimensionalmente, los dos efectos, llegándose a determinar las acciones límites de derrape y vuelco.

Si bien la velocidad de derrape depende esencialmente de la adherencia entre la rueda y la calzada, la velocidad límite de vuelco está relacionada directamente con las características del sistema de suspensión.

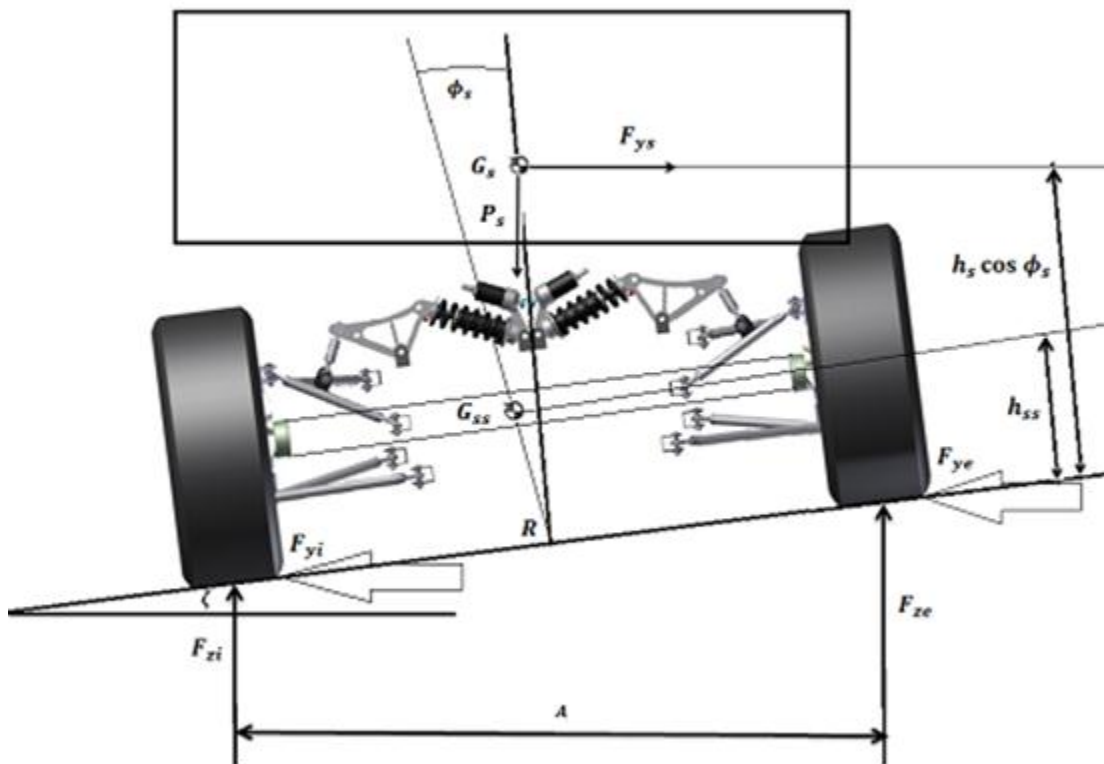


Figura 1.16. Circulación en una curva Peraltada
(Fuente: Grupo Investigador)

Si se desprecia la masa suspendida frente a la masa no suspendida y se toma que el centro de balanceo del vehículo está en el suelo ($z_R = 0$), para

un vehículo sobre una vía peraltada(ζ), a partir del sistema de equilibrio de fuerzas y momentos se llega al momento de vuelco que sufre el vehículo:

$$M_{\phi} = F_{ys} \cdot h_s \cdot \cos(\zeta - \phi) - P_s \cdot h_s \cdot \sin(\zeta - \phi) = K_{\phi s} \cdot \phi \quad \text{Ec. 1.27}$$

Donde:

F_{ys} = Fuerza transversal de la masa suspendida

h_s = Altura del centro de gravedad de la masa suspendida

ϕ = Ángulo de balanceo de la masa suspendida

P_s = Constante de rigidez al balanceo de la masa suspendida

$K_{\phi s}$ = Constante de rigidez al balanceo de la masa suspendida

Si se considera que el vehículo pasa por una curva del radio R, a una velocidad constante, se puede calcular el valor mínimo que producirá el vuelco (v_v):

$$V_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2} \cos \zeta + h_s \sin(\zeta - \phi)}{h_s \cos(\zeta - \phi) - \frac{A_v}{2} \sin \zeta}} \quad \text{Ec. 1.28}$$

Para el caso ideal de un vehículo con suspensión totalmente rígida al balanceo, se obtendrá una velocidad límite.

$$V_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2} \cos \zeta + h_s \sin \zeta}{h_s \cos(\zeta - \phi) - \frac{A_v}{2} \sin \zeta}}$$

$$V_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2h_s} + \tan\zeta}{1 - \frac{A_v}{2h_s} \tan\zeta}}$$

Para una carretera horizontal la expresión se reduce a:

$$V_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{A_v}{2h_s}} \quad \text{Ec. 1.29}$$

1.1.10.2. Transferencia de carga del vehículo: eje de balanceo

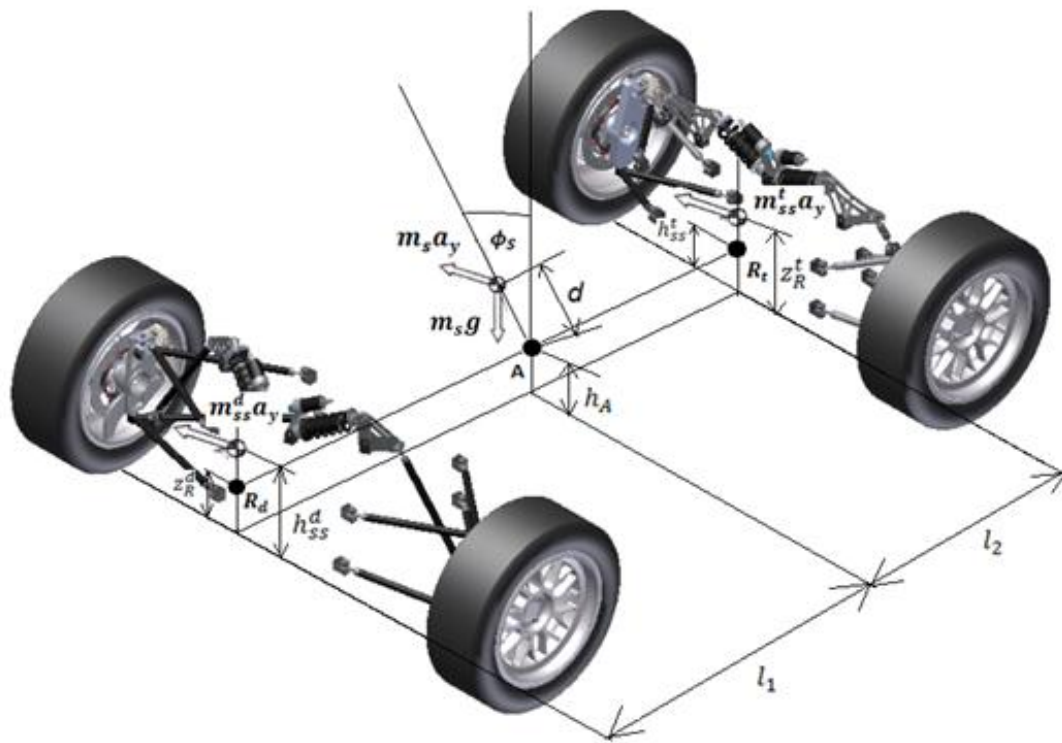


Figura 1.17. Eje de Balanceo en un Vehículo de Cuatro Ruedas
(Fuente: Grupo Investigador)

La aceleración lateral que se considera aquí es perpendicular a la línea media del vehículo, que no es la misma que la aceleración radial que aparece cuando el vehículo está circulando por una curva.

La componente longitudinal de la aceleración produce una transferencia longitudinal de carga de atrás adelante, que se puede calcular por separado.

Las fuerzas $m_{ss}^d \cdot a_y$ y $m_{ss}^t \cdot a_y$ actúan directamente en los ejes delantero y trasero respectivamente, cada una transfiriendo carga sólo entre su propio par de neumáticos.

La distancia del centro de masas de la masa suspendida al eje de balanceo es $d = h_s - h_A$.

El ángulo de balanceo de la suspensión es ϕ_s . Al igual que se desarrolló para el centro de balanceo, las fuerzas $m_s \cdot a_y$ y $m_s \cdot g$ se pueden sustituir por las fuerzas en A y un momento cuyo valor es:

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos \phi_s + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin \phi_s \quad \text{Ec. 1.30}$$

La variación del ángulo de balanceo en función de la aceleración se denomina coeficiente de balanceo, y se expresa de la forma:

$$K_{\phi_s} = \frac{\partial \phi}{\partial a_y} = \frac{m_s \cdot d}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad \text{Ec. 1.31}$$

$$\phi_s = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad \text{Ec. 1.32}$$

Este coeficiente toma valores entre 3 y 7 grados/g para turismos. Del ángulo de balanceo conocido y de los pares de balanceo delantero y trasero se puede obtener la transferencia de carga delantera ya trasera debida al ángulo de balanceo. Para el caso lineal se tiene:

$$\Delta F_{z\phi_s}^d = \frac{K_{\phi_s}^d \cdot \phi_s}{A_v^d} = \frac{\left(\frac{K_{\phi_s}^d \cdot m_s \cdot a_y \cdot d}{A_v^d} \right)}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad \text{Ec. 1.33}$$

$$\Delta F_{z\phi_s}^t = \frac{K_{\phi_s}^t \cdot \phi_s}{A_v^t} = \frac{\left(\frac{K_{\phi_s}^t \cdot m_s \cdot a_y \cdot d}{A_v^t} \right)}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad \text{Ec. 1.34}$$

El efecto de la masa suspendida $m_s \cdot a_y$ que se han transferido al punto A del centro de balanceo, se halla redistribuyendo la fuerza lateral entre ambos centros de balanceo delantero y trasero de acuerdo a la posición del centro de masas de la masa no suspendida a lo largo de la batalla B. La batalla es, en este caso:

$$B = l_1 + l_2 \quad \text{Ec. 1.35}$$

1.1.10.3. Masas suspendidas delanteras y traseras

$m = \text{masa total}$

$$m_s^d = \frac{m_s \cdot l_2}{B} = m^d - m_{ss}^d \quad \text{Ec. 1.36}$$

$$m_s^t = \frac{m_s \cdot l_1}{B} = m^t - m_{ss}^t \quad \text{Ec. 1.37}$$

1.1.10.4. Masas totales delanteras y traseras

$$m^d = \frac{m \cdot l_2}{B} \quad \text{Ec. 1.38}$$

$$m^t = \frac{m \cdot l_1}{B} \quad \text{Ec. 1.39}$$

1.1.10.5. Fuerza de masa suspendida

$$F_s^d = m_s^d \cdot a_y \quad \text{Ec. 1.40}$$

$$F_s^t = m_s^t \cdot a_y \quad \text{Ec. 1.41}$$

Las fuerzas de la masa suspendida F_s^d y F_s^t , actúan cada una de ellas, en el eje correspondiente y causan transferencia de carga sólo en su propio tren; de acuerdo con la altura del centro de balanceo para ese eje, la transferencia neta de carga es:

$$f_{\Delta z_s} = \frac{z_R}{A_v} \rightarrow \text{Factor de transferencia de carga de la suspensión} \quad \text{Ec. 1.42}$$

$$\Delta F_{z_s}^d = \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d} = m_s^d \cdot a_y \cdot f_{\Delta z_s}^d \quad \text{Ec. 1.43}$$

$$\Delta F_{z_s}^t = \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot h^t}{A_v^t} = m_s^t \cdot a_y \cdot f_{\Delta z_s}^t \quad \text{Ec. 1.44}$$

Dado que no se considera la deformación de los neumáticos, la transferencia de carga de la masa suspendida sólo esta generada por la altura de la fuerza en el centro de gravedad de la masa no suspendida.

$$\Delta F_{z_{ss}}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} \quad \text{Ec. 1.45}$$

$$\Delta F_{z_{ss}}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^d} \quad \text{Ec. 1.46}$$

h_{ss} = Altura del centro de masas de la masa semisuspendida

La transferencia de carga total de masas suspendida y no suspendida en cada eje es entonces:

$$\Delta F_z^d = \Delta F_{z_{ss}}^d + \Delta F_{sz}^d + \Delta F_{z\phi_s}^d \quad \Delta F_z^t = \Delta F_{z_{ss}}^t + \Delta F_{sz}^t + \Delta F_{z\phi_s}^d \quad \text{Ec. 1.47}$$

1.1.10.6. Transferencias laterales de carga delantera y trasera

$$\phi_s = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad \text{Ec. 1.48}$$

$$\Delta F_{zT}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} + \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d} + \frac{K_{\phi_s}^d \cdot \phi_s}{A_v^d} \quad \text{Ec. 1.49}$$

$$\Delta F_{zT}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^t} + \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot z_R^t}{A_v^t} + \frac{K_{\phi_s}^t \cdot \phi_s}{A_v^t} \quad \text{Ec. 1.50}$$

Hay que distinguir, incluso el caso lineal, entre la distribución de momentos de la transferencia lateral de carga y la distribución de la rigidez al balanceo.

1.1.11. OBSERVACIONES DE LA ALTURA DEL CENTRO DE BALANCEO

- Un centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga debida a la masa suspendida, pero disminuye la debida al balanceo, por lo que reduce el ángulo balanceo y los efectos de balanceo en el sistema de dirección.
- Un centro balanceo elevado se traduce en un mayor deslizamiento cuando la suspensión está en compresión, por lo que surge el compromiso a la hora de ver cuál es la altura idónea del mismo.
- El paralelismo para permitir una transferencia de carga transversal aproximadamente igual entre las ruedas interiores y exteriores de los ejes delanteros y traseros, con lo que se obtiene un comportamiento direccional neutro.
- Se intentará situarlo lo más alto posible para limitar la tendencia del cuerpo o carrocería del vehículo a balancear durante la inscripción en una curva, aunque, y debido a la limitación práctica de la modificación del ancho de vía, en el tren delantero, raramente se sitúa el centro de balanceo delantero a una altura superior a los 150mm.

1.1.12. MOVIMIENTO DE CABECEO

¹⁰Una de las primeras consecuencias de esta transferencia de carga vertical es la alteración en la altura de las suspensiones delantera y trasera, que pueden también considerarse, visto desde el centro de gravedad, como la combinación de un cambio de la altura del centro de masas (vaivén vertical), más un cambio del ángulo de cabeceo.

Cuando la configuración y disposición geométrica de los brazos es tal que la mayor parte de la carga se transfiere a través de ellos, en vez de a través de los muelles, aparecen los efectos denominados de antihundimiento delantero (*antidive*) y antielevación trasera (*antirise*) en frenada, y antielevación delantera (*antilift*) y antihundimiento trasero (*antisquat*) en aceleración.

1.1.13. MODELIZACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS MOVIMIENTOS DE CABECEO Y VAIVÉN VERTICAL

¹¹El modelo de la suspensión correspondiente a una rueda, también conocido como un cuarto de vehículo, no representa todos los movimientos del cuerpo del mismo. Debido a la distancia longitudinal entre los ejes, el sistema real no tiene una sola fuente de excitación, sino que es un sistema multientrada en el que hay que considerar, de forma diferenciada, movimientos de cabeceo (θ) y de vaivén vertical (z).

La cuantificación de los movimientos de cabeceo es importante porque generalmente son indeseables y representan la fuente principal de vibraciones longitudinales para aquellas posiciones situadas por encima del centro de gravedad.

¹⁰ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

¹¹ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

El tiempo de retraso es igual a la batalla del vehículo dividida por la velocidad de avance del mismo.

Este tiempo de retraso actúa como un filtro de la amplitud de las excitaciones de vaivén vertical y cabeceo, y suele denominarse "filtrado debido a la batalla".

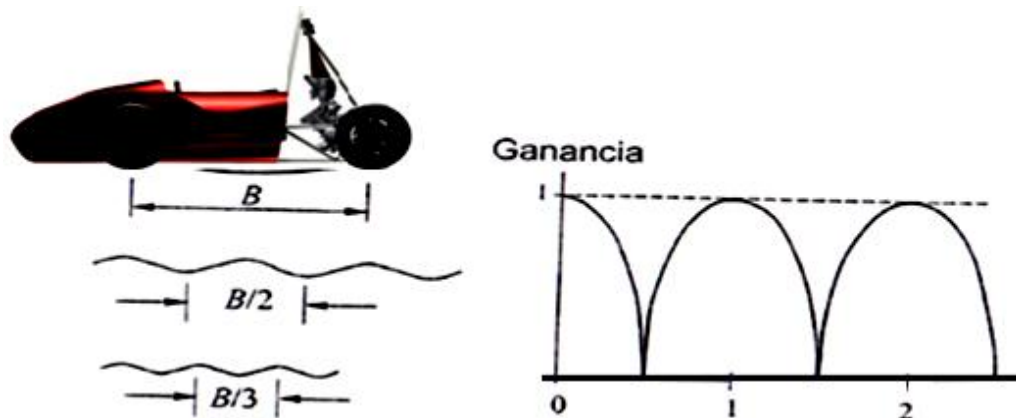


Figura 1.18. Influencia de la Batalla ante al cabeceo y Vaivén
(Fuente: Grupo Investigador)

Únicamente las fuentes de sollicitación del movimiento de vaivén vertical se producen a una longitud de onda igual a la batalla del vehículo, o a longitudes de onda que son divisores exactos de la batalla.

El movimiento de cabeceo se apreciará a longitudes de onda doble de la batalla o a cualquier longitud de onda menor que sea el doble de la batalla por un entero impar.

1.1.14. TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA

Provoca un desplazamiento angular de cabeceo, en lo que respecta a la masa suspendida.

$$M_{\theta_s} = m_s \cdot h_s \cdot a_x \quad \text{Ec. 1.51}$$

$$M_{\theta_{SS}} = m_{SS} \cdot h_{SS} \cdot a_x \quad \text{Ec. 1.52}$$

La rigidez al cabeceo, evaluada desde el centro de gravedad del vehículo, que aparece como efecto de la rigidez de la suspensión.

$$K_{\theta_s} = l_1^2 \cdot K_{sd} + l_2^2 \cdot K_{st} \quad \text{Ec. 1.53}$$

$$K_{\theta_{SS}} = l_1^2 \cdot K_{nd} + l_2^2 \cdot K_{nt} \quad \text{Ec. 1.54}$$

$$\theta_s = \frac{m_s \cdot h_s \cdot a_x}{K_{\theta_s}} \quad \text{Ec. 1.55}$$

$$\theta_{SS} = \frac{m_{SS} \cdot h_{SS} \cdot a_x}{K_{\theta_{SS}}} \quad \text{Ec. 1.56}$$

Puede definirse entonces el ángulo de cabeceo de la carrocería, para una aceleración constante como la suma de los ángulos de cabeceo de la masa suspendida y no suspendida.

$$\theta = \theta_s + \theta_{SS} \quad \text{Ec. 1.57}$$

1.1.15. EFECTO ANTICABECEO

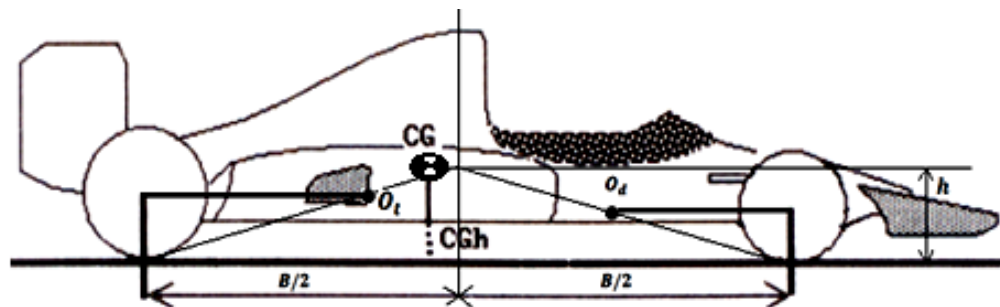


Figura 1.19. Condición Anticabeceo en Aceleración
(Fuente: Grupo investigador)

¹²En maniobras con aceleración sobre una calzada horizontal, y como consecuencia de la transferencia longitudinal de carga, se incrementa la sollicitación vertical en las ruedas traseras.

El peso se transfiere al eje y a las ruedas a través de la suspensión produciéndose una compresión de la suspensión trasera y una extensión o levantamiento en la suspensión delantera.

La combinación de estos dos efectos produce el cabeceo positivo del vehículo, a la hora de diseñar un sistema de suspensión es importante buscar la geometría capaz de contrarrestar la transferencia de carga y minimizar el hundimiento trasero y, por tanto, el cabeceo del vehículo.

El efecto de una suspensión anticabeceo actúa, en general, únicamente en el eje motriz.

Para suspensiones independientes es importante determinar el polo, punto de reacción virtual o centro instantáneo de la rotación de la rueda respecto a la carrocería.

Este movimiento se considera, a los efectos del cabeceo, como contenido en un plano XZ (vertical y longitudinal). La condición a cumplir será que el polo se sitúe por encima de la cota del centro de las ruedas del tren motriz.

1.1.16. ANÁLISIS MEDIANTE EL BRAZO ARRASTRADO EQUIVALENTE

¹³En un eje trasero motriz, eligiendo la geometría adecuada de la suspensión se pueden generar fuerzas de antihundimiento en aceleración. El estudio mecánico del sistema puede entenderse de un modo sencillo si se acepta que cualquier suspensión es funcionalmente equivalente a una

¹² LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

¹³ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

de brazos arrastrados en lo que respecta a las reacciones de las fuerzas y momentos que se producen en el vehículo.

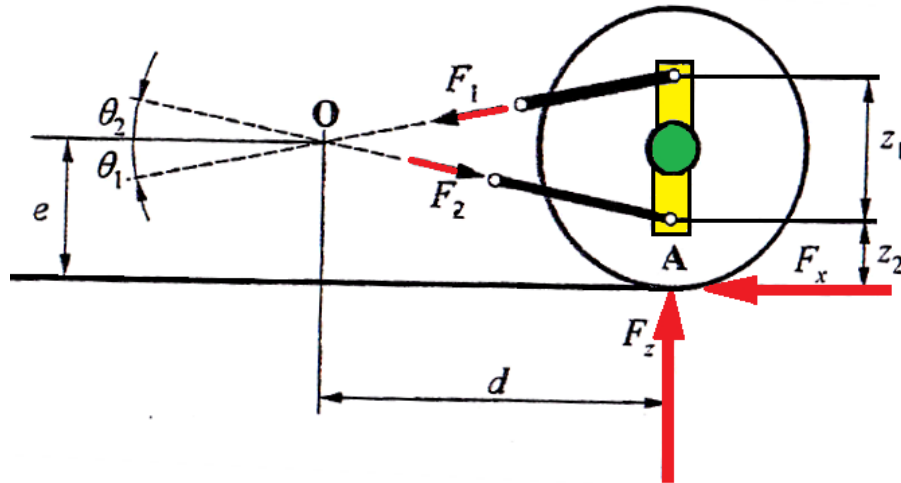


Figura 1.20. Fuerzas Actuando en un Eje Trasero Motriz
(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 223)

F_x = Fuerza de reacción horizontal de tracción en el suelo

F_z = Fuerza de reacción vertical en el punto de contacto del neumático

Aplicando la segunda ley de Newton para las fuerzas en direcciones vertical y horizontal, para los momentos respecto al punto A.

$$F_x + F_1 \cdot \cos \theta_1 - F_2 \cdot \cos \theta_2 = 0 \quad \text{Ec. 1.58}$$

$$F_z - F_1 \cdot \sin \theta_2 - F_2 \cdot \sin \theta_2 = 0 \quad \text{Ec. 1.59}$$

$$F_x \cdot z_2 - F_1 \cdot \cos \theta_1 \cdot z_1 = 0 \quad \text{Ec. 1.60}$$

$$F_1 = \frac{F_x \cdot z_2}{z_1 \cdot \cos \theta_1} \quad \text{Ec. 1.61}$$

$$F_2 = \frac{F_x \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)}{\cos \theta_2} \quad \text{Ec. 1.62}$$

$$F_z = F_1 \cdot \sin \theta_1 + F_2 \cdot \sin \theta_2 = F_x \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \tan \theta_1 + F_x \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \tan \theta_2 \quad \text{Ec. 1.63}$$

$$\tan \theta_1 = \frac{z_2 + z_1 - e}{d} \quad \text{Ec. 1.64}$$

$$\tan \theta_2 = \frac{e - z_2}{d} \quad \text{Ec. 1.65}$$

$$\frac{F_z}{F_x} = \frac{e}{d}$$

Esta expresión es idéntica a la que se obtendría si los brazos de control se sustituyeran por un único brazo arrastrado que pivotara respecto al cuerpo en el punto de intersección de la prolongación de los ejes de los brazos de control (punto **O**).

Esta intersección representa el "punto de reacción virtual" o polo, en el que el momento de reacción de los brazos de la suspensión se puede sustituir por una fuerza longitudinal y vertical aplicada en cuerpo del vehículo.

Como consecuencia de la equivalencia funcional entre cualquier suspensión y el brazo arrastrado, el comportamiento de antihundimiento trasero se puede cuantificar realizando el diagrama de cuerpo libre de un eje trasero tractor.

El punto O representa el polo o pivote imaginario de la rueda respecto a la carrocería, dado que dicho brazo está rígidamente unido al eje, y por tanto transmite fuerza vertical a la masa suspendida, puede diseñarse de modo que contrarreste el hundimiento trasero

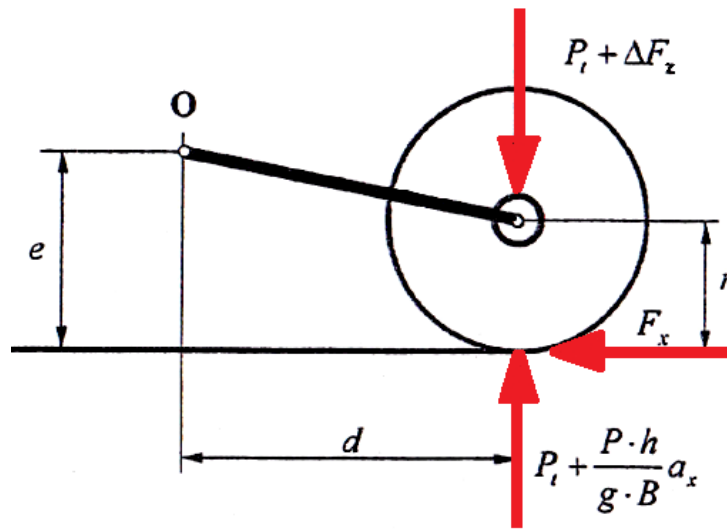


Figura 1.21. Fuerzas Actuando en un eje Motriz en Aceleración
 (Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil,
 Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson
 Editoriales. Pág. 225)

Las fuerzas que se ejerzan según la dirección de los brazos, o que pasen por el polo, no crean un momento de cabeceo, o momento de la rueda respecto al punto O.

La resultante en la huella de contacto puede ser descompuesta en sus resultantes según la dirección AO y su perpendicular en el centro de la huella de contacto.

Las fuerzas según la dirección que une el punto O y el centro de la huella de contacto, actúan sobre los brazos o tirantes de la suspensión, mientras que las perpendiculares reaccionan contra el muelle.

1.1.17. SUSPENSIÓN TRASERA INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO CON TRACCIÓN TRASERA

En el caso de una suspensión trasera independiente en un vehículo de tracción trasera, el diagrama de cuerpo libre y el análisis cambia ligeramente respecto al analizado anteriormente.

La diferencia radica proviene del hecho de aparecer un par de reacción a la tracción, en el diagrama de cuerpo libre, de magnitud $T_d = r \cdot F_x$, donde r es el radio efectivo bajo carga de la rueda. El diferencial se monta en el cuerpo del vehículo imponiendo un par tractor en el sistema a través de los palieres.

$P_t =$ carga estática en el eje = carga estática en la suspensión

$\Delta F_z =$ incremento de carga en la suspensión durante aceleración

$K_{sd} =$ elasticidad de la suspensión delantera

$K_{st} =$ elasticidad de la suspensión trasera

$\theta =$ ángulo de cabeceo en aceleración

$$\sum M_0 = P_t \cdot d + \frac{P}{g} \cdot \frac{h}{B} \cdot a_x \cdot d - P_t \cdot d - \Delta F_z \cdot d - F_x \cdot (e - r) = 0 \quad \text{Ec. 1.66}$$

$$\theta = \frac{1}{B} \cdot \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot \left(\frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{h}{B} - \frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{e-r}{d} + \frac{1}{K_{sd}} \cdot \frac{h}{B} \right) \quad \text{Ec. 1.67}$$

$$\frac{e-r}{d} = \frac{h}{B} + \frac{h}{B} \cdot \frac{K_{st}}{K_{sd}} \quad \text{Ec. 1.68}$$

$$\frac{e-r}{d} = \frac{h}{B} \quad \text{Ec. 1.69}$$

1.1.18. SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DE MONOPLAZAS

1.1.18.1. Push - rod

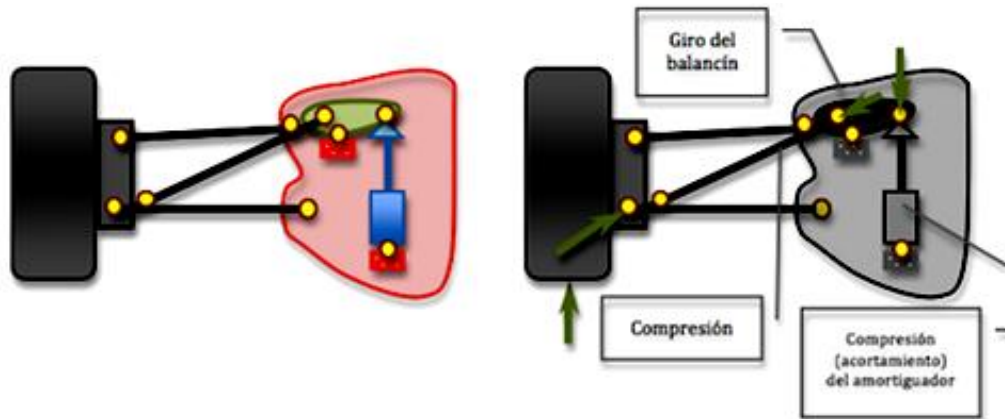


Figura 1.22. Sistema de Suspensión Push-Rod

(Fuente: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>)

¹⁴Este tipo de suspensión es la que se venía usando por todos los equipos hasta el cambio de RBR. Consta principalmente de los 2 triángulos de suspensión, una barra diagonal que trabaja a compresión y que empuja a su vez un balancín que acciona un conjunto muelle-amortiguador.

En este caso, al subir la rueda ante un impacto, giran los 2 triángulos, con estas se mueve la barra diagonal, que empuja el balancín de color verde que actúa a su vez sobre el amortiguador, haciendo que se comprima. Esto implica que la barra diagonal funcione a compresión, lo que le da nombre al sistema. En el esquema de la derecha se pueden ver en verde las fuerzas que transmiten el impacto en la rueda hasta el amortiguador.

¹⁴ Tertulias de Fórmula 1 Disponible en URL: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/> (Consultada el 15 de noviembre del 2012)

1.1.18.2. Pull – rod

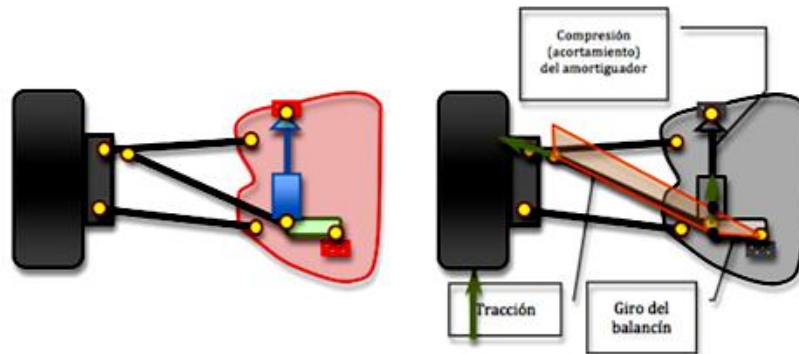


Figura 1.23. Sistema de Suspensión Pull-Rod

(Fuente: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>)

¹⁵Este sistema lo volvió a poner en uso RBR. En él, la barra diagonal trabaja a tracción y algunos elementos están colocados diferente.

En este caso, la barra diagonal tira del balancín hasta que forman una línea recta. Al estar el amortiguador unido al balancín, se comprime. En el gráfico se puede ver el triángulo naranja que representa como se mueve el conjunto barra a tracción y balancín. Se pueden observar en morado el punto inicial y final del anclaje del amortiguador.

1.1.18.3. Pull-rod vs push-rod

- Lo primero que las diferencia es cómo trabaja la barra diagonal. En el caso de la pull-rod, funciona a tracción y por tanto no tiene que soportar esfuerzos de pandeo como a compresión (Cuando por empujar hacia dentro desde los dos extremos la barra se dobla). Eso

¹⁵ Tertulias de Fórmula 1 Disponible en URL: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/> (Consultada el 15 de noviembre del 2012)

implica una barra menos gruesa y más ligera. Unido a esto se tiene la mejor aerodinámica por la posibilidad de hacer la diagonal más esbelta.

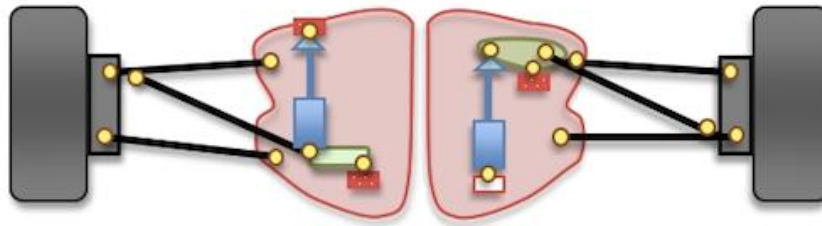


Figura 1.24. Comparación de Sistemas Pull y Push Rod

(Fuente: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>)

- Lo primero que las diferencia es cómo trabaja la barra diagonal. En el caso de la pull-rod, funciona a tracción y por tanto no tiene que soportar esfuerzos de pandeo como a compresión (Cuando por empujar hacia dentro desde los dos extremos la barra se dobla). Eso implica una barra menos gruesa y más ligera. Unido a esto se tiene la mejor aerodinámica por la posibilidad de hacer la diagonal más esbelta.
- Además, la pull-rod baja el centro de gravedad al posicionar diferentes elementos en la zona baja del monoplaça.
- Cuando la suspensión trabaja, la push-rod tiende a “juntarse” (barra a compresión que actúa sobre un balancín) mientras que la pull-rod tiende a “abrirse” (barra a tracción que tira de un balancín) por lo que esta segunda tiende a tener más fragilidad en la zona media-final de carrera de suspensión.
- La suspensión push-rod tiene las partes en la zona superior, eso deja mucho vacío en la zona baja.

1.2. SISTEMA DE DIRECCIÓN

1.2.1. INTRODUCCIÓN

Se conoce como la dirección de un vehículo, a todos los órganos que permiten orientar las ruedas directrices, en función de las maniobras realizadas sobre un mando de accionamiento.

La función del sistema de dirección es permitir el control direccional suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas, las acciones de adelantamiento de evasión ante obstáculos presentes en la carretera y las maniobras a velocidad baja, por ejemplo en maniobras de aparcamiento.

El diseño de un sistema de dirección, además, buscará un buen aislamiento de las perturbaciones procedentes de la carretera, al mismo tiempo, que asegure un contacto adecuado neumático-calzada y que logre un compromiso aceptable entre esfuerzos reducidos en el mando de la dirección en maniobras a baja velocidad y una adecuada estabilidad a velocidades elevadas.

1.2.2. DEFINICIÓN

La dirección ha de reunir una serie de cualidades:

Suavidad en el manejo de la dirección: con esto se quiere decir que una dirección puede moverse con las puntas de los dedos, si hay una perfecta alineación de las ruedas y mecanismos de enlace.

Irreversibilidad: toda dirección deberá filtrar el traqueteo de la carretera en su justa medida, para evitar comunicar las vibraciones al conductor. Tanto se ha logrado esto, que durante un tiempo los conductores no eran conscientes del estado real del pavimento.

Estabilidad: esta cualidad la se puede definir como la capacidad de un automóvil para seguir con facilidad la trayectoria recta sin rectificaciones apreciables que exijan esfuerzo en el conductor.

Descripción de las partes:

Es importante hacer una división de la masa total del monoplaza, puesto que, según su tipo, se comportan de modo distinto (diferente magnitud, diferentes frecuencias naturales de vibración, diferente colocación). Así, dentro de los distintos componentes de la dirección se puede hacer la distinción entre partes que pertenecen a la masa suspendida del monoplaza y cuáles no:

Masa no suspendida: es la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo de masa es sobre el que hay que focalizar los esfuerzos para reducirla al máximo, ya que es la masa que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar (en hundimiento, o *bump*). Se compone de:

- llantas
- neumáticos
- bujes
- manguetas
- frenos (si están montados en las ruedas)
- la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente)

Masa suspendida: es la restante porción de masa del vehículo, aquella que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa:

- caja de dirección
- columna de dirección
- volante
- además del chasis, motor, piloto, combustible, carrocería, la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente).

La mayor dificultad reside en disminuir la masa suspendida, aunque también es la que reportará más notables beneficios.

1.2.3. TIPOS DE SISTEMAS DE DIRECCIÓN

¹⁶Los vehículos han utilizado soluciones basadas en mecanismos articulados, desde los sistemas más sencillos de un único cuadrilátero articulado de Jeantaund, a diseños más complejos para vehículos con suspensión independiente. El conductor ejerce de forma general, su acción de control sobre un volante de dirección que está unido por medio de acoplamientos, denominados en conjunto columna de dirección, a los mecanismos de actuación sobre las ruedas. Para la unión entre la columna de dirección y el varillaje de la dirección se han empleado diferentes y variadas configuraciones.

¹⁶ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

El mecanismo más utilizado para los vehículos de fórmulas SAE es sin duda alguna el sistema de piñón y cremallera por lo que se profundizará un poco en su estudio.

1.2.3.1. Dirección de piñón y cremallera

En estos tipos de dirección se utiliza una cremallera que mueve transversalmente al vehículo accionada por un piñón solidario con una columna de dirección, el conductor actúa sobre el extremo opuesto de la columna de dirección, donde está ubicado el volante. La cremallera esta unida por rótulas a las bieletas de dirección que a su vez, se articulan en las manguetas.

Este tipo de dirección en que se emplea en muchos de los vehículos actuales desde los más pequeños a los más grandes y potentes sobre todo en suspensiones delanteras independientes es por ello que todos los equipos de competición de la fórmula SAE adoptado desde mucho tiempo atrás por usar este tipo de sistema:

Las principales ventajas respecto a los otros sistemas son:

- Construcción sencilla
- Fácil y económica de fabricar
- Buena eficiencia
- Contacto libre entre piñón y cremallera como posible amortiguamiento interno.
- La bieleta puede unirse directamente a la cremallera.
- Baja elasticidad de la dirección.
- Fácil de limitar el movimiento máximo de la cremallera.

Las principales desventajas son:

- Alta sensibilidad a impactos.
- Tensiones importantes debido a fuerzas angulares en la bieleta.
- Sensibilidad importante en el volante ante perturbaciones externas (aunque puede ser disminuida con la incorporación de sistemas hidráulicos).
- La longitud de la bieleta es algunas veces demasiado corta cuando se conecta directamente a la cremallera.
- El ángulo de giro depende del movimiento de la cremallera
- Con brazos demasiado cortos resultan fuerzas elevadas en el sistema.

Existen diversas variantes en función de que las bieletas vayan ancladas en los extremos al centro de la cremallera, teniendo en cuenta que el piñón puede estar situado en posición centrada o no respecto al vehículo.

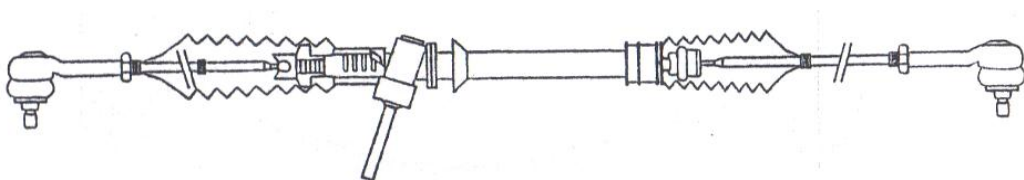


Figura 1.25. Detalle de una dirección piñón cremallera con bieletas en los extremos

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 254)

1.2.4. FUNDAMENTOS GEOMETRICOS DE SISTEMA DE DIRECCIÓN

1.2.4.1 Condición de ackerman

Los vehículos de pasajeros tienen una geometría de dirección entre dirección Ackerman y dirección paralela mientras que es común que los vehículos de carrera utilicen Ackerman negativo. Al usar dirección Ackerman en los vehículos de pasajeros, u otros vehículos expuestos a aceleraciones laterales bajas, es seguro que todas las ruedas giren libremente porque las ruedas son direccionadas para tomar un centro de curvatura común.

Mientras que en los vehículos de competencia, específicamente en los vehículos fórmula SAE, es recomendable usar una dirección de tipo Ackerman negativo (anti-Ackerman), debido a las sollicitaciones laterales a las que este tipo de vehículos están expuestos, que oscilan entre 1 y 1,7 G's de aceleración.

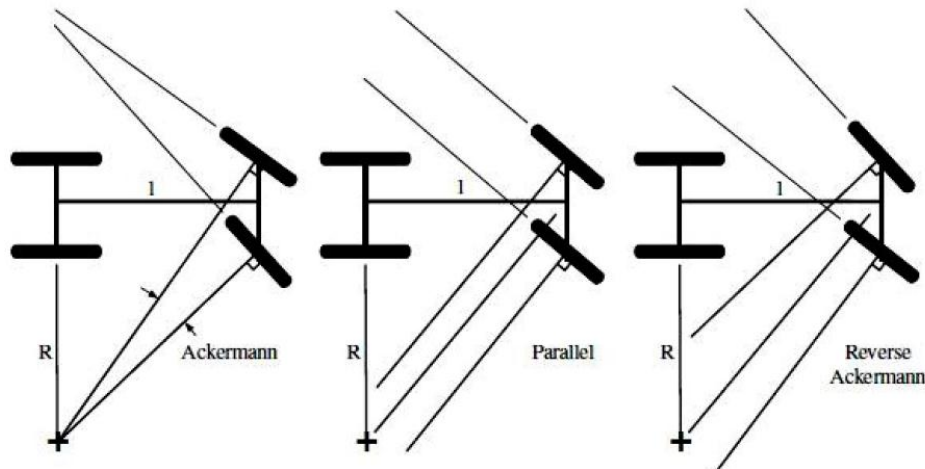


Figura 1.26. Geometrías de Diseño de Dirección

(Fuente: <http://www.farzadsf1gallery.com/forum/viewtopic.php?f=11&t=8981>)

Al analizar un vehículo tomando una curva en régimen estacionario se puede observar que las ruedas exteriores presentarán una trayectoria circular del

radio (R_{est}) mayor que el radio de la trayectoria de descrita por las ruedas interiores (R_{int})

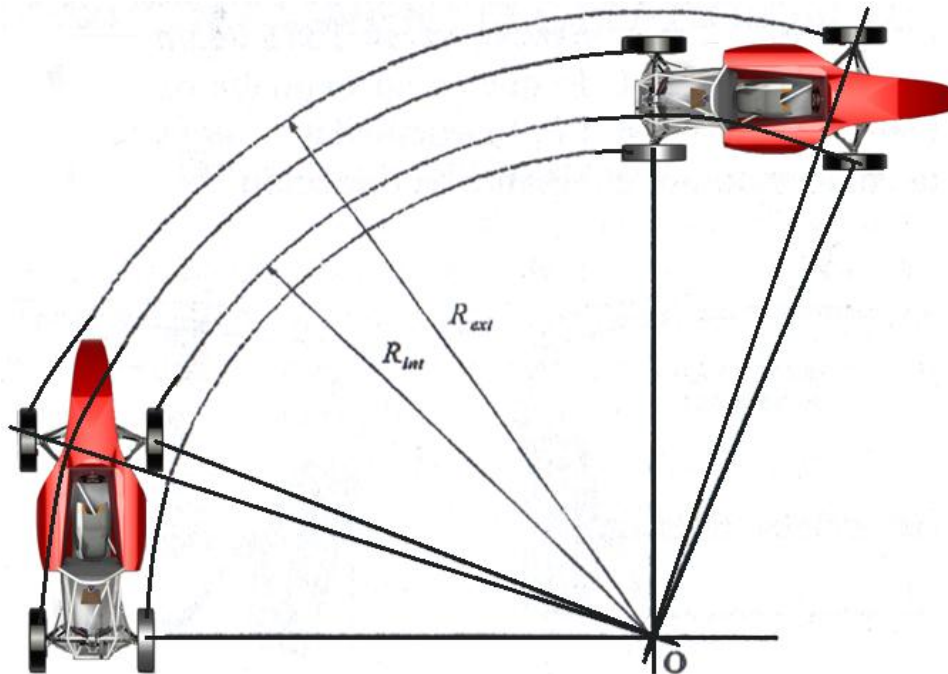


Figura 1.27. Vehículo de dos ejes circulando por una curva de radio constante

(Fuente: Grupo Investigador)

¹⁷Para asegurar un comportamiento dinámico óptimo del vehículo habrá que asegurar que los ángulos de deriva de los diferentes neumáticos sean lo menores posible. Con ello se pretende que la capacidad de generar fuerza de adherencia en los contactos ruedas calzadas no se “consume” de forma innecesaria. Si se considera un comportamiento a baja velocidad, donde el vehículo describe en régimen permanente una trayectoria de radio constante (circular), se pueden plantear una dirección paralela, como una a primera solución a la geometría del sistema de guiado de las ruedas, en la cual las dos ruedas directrices giren el mismo ángulo ($\delta_e = \delta_i = \delta$).

¹⁷ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

En el caso de que el vehículo describa una trayectoria circular, el centro de gravedad deberá presentar un centro de rotación fijo. Ese punto, suponiendo un movimiento plano del vehículo, representará el centro alrededor del cual se verifica el movimiento del centro de gravedad (cuerpo del vehículo), y de todos aquellos elementos que se desplacen con él, por ejemplo las ruedas. Además, se sabe que el movimiento de las ruedas, si no presentan deriva, será el indicado por las ruedas de intersección de sus planos medios con el suelo (r_e y r_i). Si esas son las direcciones de movimiento, se puede inferir que sus centros instantáneos de rotación estarán situados en las rectas perpendiculares a ambas direcciones. Lo mismo puede indicarse acerca de los centros de rotación de las ruedas traseras. Si el eje posterior no es directriz, la prolongación del eje (r_t) contendrá los centros de rotación traseros.

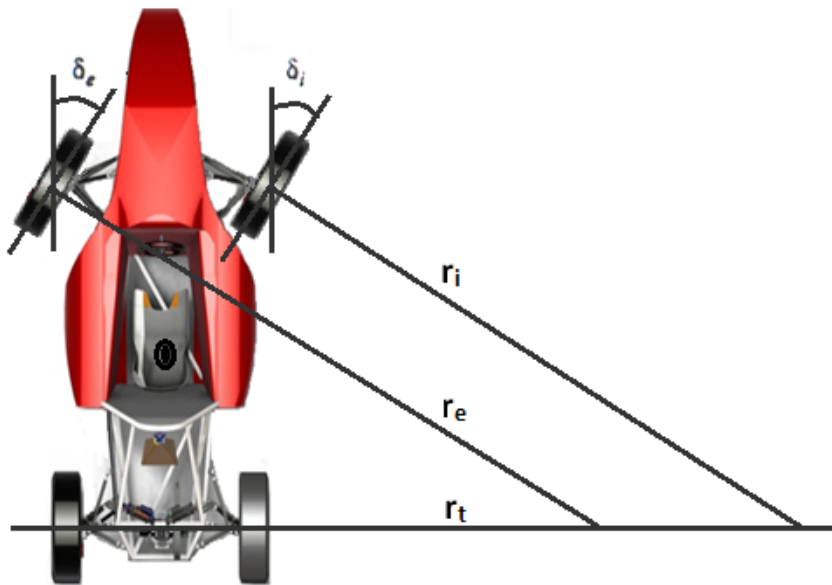


Figura 1.28. Dirección paralela
(Fuente: Grupo Investigador)

Según lo comentado existen un total de tres lugares geométricos de centro de rotación, teniendo en cuenta que las ruedas posteriores comparten el mismo. Como no existe un punto común para los tres lugares geométricos, no puede tenerse una rotación pura de todos los elementos, por lo que alguna de las ruedas va a presentar deriva. Una situación posible es que se asegure que tanto las ruedas traseras como una de las ruedas delanteras no presenten deriva. Si se supone que la rueda exterior en la que no presenta deriva, la intersección (O) de las ruedas R_e y R_t indicara el centro instantáneo del vehículo y, por tanto, la trayectoria del centro de gravedad del mismo, cuya velocidad (V) será la perpendicular al radio que lo une con el centro de rotación (O).

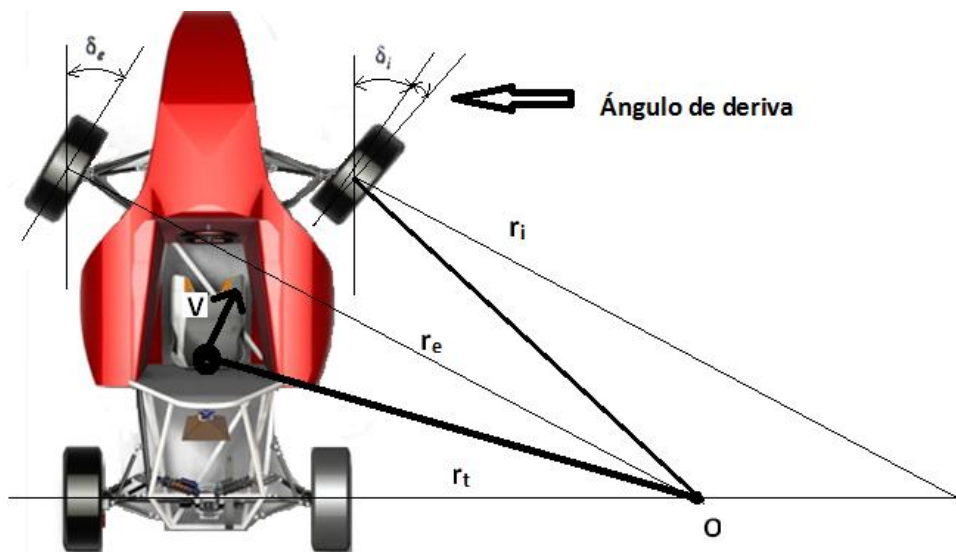


Figura 1.29. Dirección paralela con deriva en una rueda
(Fuente: Grupo Investigador)

En este caso, se va a tener un comportamiento óptimo para la rueda delantera exterior y algo peor para la interior, aunque de todas formas es una situación poco realista. Para una dirección paralela y, manteniendo la

hipótesis de que las ruedas del eje trasero no presentan deriva, la situación más habitual será encontrar una deriva no nula en ambas ruedas del tren anterior. El centro de rotación se situará en algún punto intermedio entre las intersecciones de r_e y r_i con r_t , según se indica.

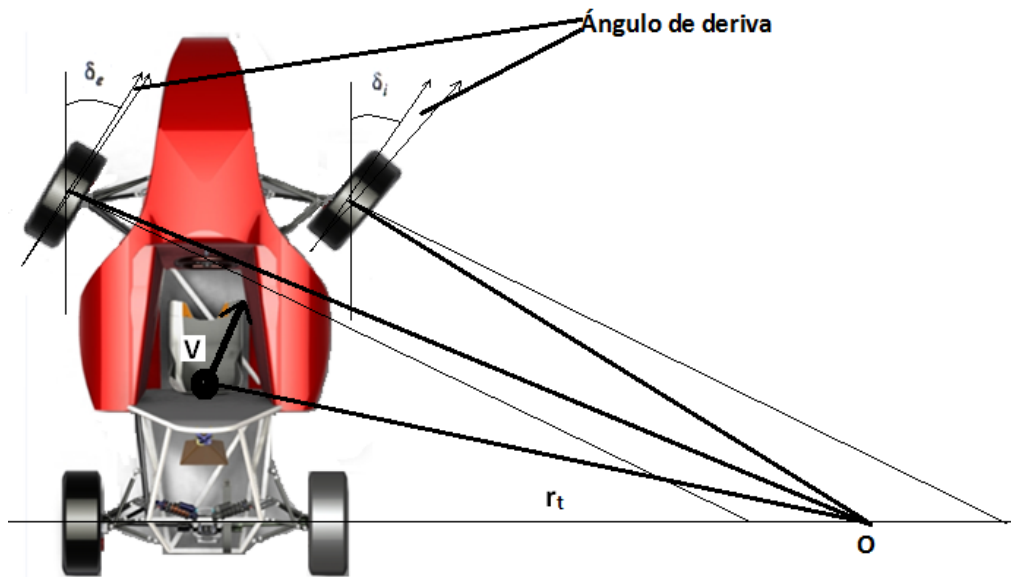


Figura 1.30. Dirección con deriva a las dos ruedas
(Fuente: Grupo Investigador)

La evolución de la dirección paralela será un sistema que, considerando como antes que no existe deriva en el tren posterior, posicione las ruedas delanteras con ángulos de guiado (δ_e no es igual δ_i) diferentes, de tal manera que las rectas r_e y r_i se corte en un punto O situado sobre r_t . Esta disposición, asegura que las dos ruedas anteriores no presenten deriva.

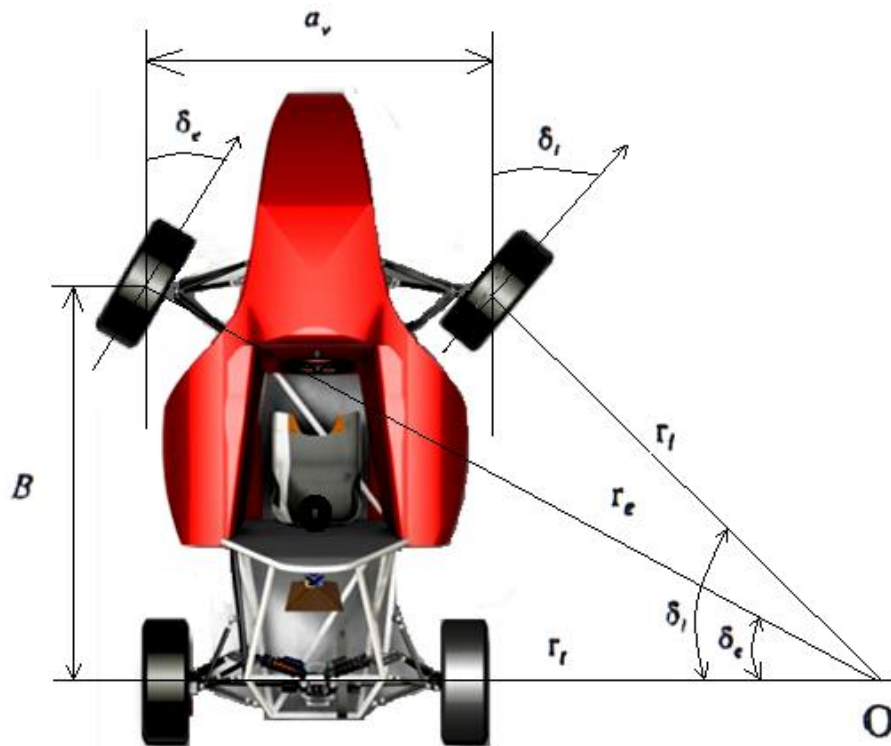


Figura 1.31. Geometría básica de la dirección
(Fuente: Grupo Investigador)

En el sistema, aparte de la construcción geométrica, se puede llegar a:

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{A_v}{B} \quad \text{Ec. 1.70}$$

Donde:

A_v : ancho de vía trasero

B : batalla o ancho entre ejes

Esta relación se conoce como condición de Ackerman y, aunque no es fácil su materialización práctica de forma exacta, ya en 1878 Jeantaud desarrolló un mecanismo basado en el cuadrilátero articulado que se aproximaba bastante. El sistema consta de dos bieletas, de longitud b , biarticuladas en el

eslabón de enlace central, cuyo movimiento está controlado por el volante de dirección.



Figura 1.32. Dirección basada en el paralelogramo de Jeantaud
(Fuente: Grupo Investigador)

1.2.5. FUERZAS EN LOS NEUMÁTICOS

1.2.5.1. Fuerzas laterales

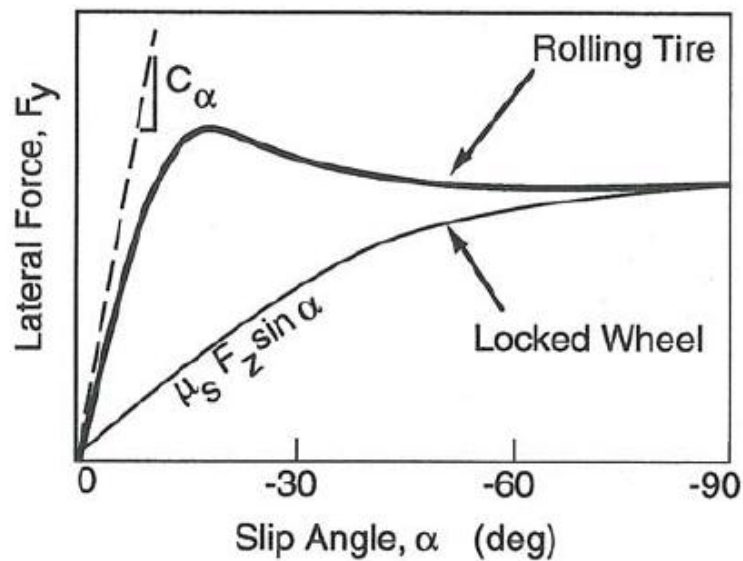


Figura 1.33. Fuerza lateral frente a ángulo de deriva
(Fuente: MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*.
Warrendale, U.S.A: SAE International. Pág. 38)

Según la terminología de la dinámica de vehículos, SAE J670, en el centro del área de contacto entre la rueda y la carretera, en el plano horizontal de rodadura y perpendicular a la dirección de esta (si no hay ni inclinación ni ángulo de caída), se crea una fuerza transversal.

Una de las funciones más importantes de la rueda es generar las fuerzas laterales necesarias para controlar o cambiar la dirección del vehículo, y resistir fuerzas externas tales como ráfagas de viento o las creadas por las inclinaciones de la carretera. Estas fuerzas se generan gracias a un deslizamiento o a una inclinación lateral de la rueda (caída); o una combinación de ambos.

En las siguientes secciones se considerarán los neumáticos verticales (sin caída). Las fuerzas están limitadas por las condiciones del área de contacto.

1.2.5.2. Ángulo de deriva

¹⁸Cuando un neumático que gira está sometido a una fuerza lateral, su dirección tiende a desviarse hacia un lado. El ángulo que forman el eje longitudinal de la rueda y su dirección se denomina **ángulo de deriva**.

Cuando el neumático gira sometido a una fuerza lateral (manteniendo su plano medio paralelo a la dirección inicial) se puede observar que la huella de la rueda forma un ángulo α con su plano medio. Esto ocurre por la siguiente razón: cada punto de la banda de rodadura sin deformar entra en el área de contacto en el punto inicial donde se adhiere a la carretera. A medida que la rueda gira, estos puntos se mueven hacia atrás y hacia un lateral por la deformación lateral del área de contacto. (Es conveniente pensar en puntos que se mueven a lo largo del área de contacto, mientras que en realidad cada uno está adherido a la carretera a medida que la rueda gira). A

¹⁸ MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, U.S.A: SAE International

medida que un punto se mueve hacia atrás a lo largo del área de contacto, su deformación lateral relativa al plano de la rueda aumenta hasta que se aproxima al borde trasero del área de contacto. En este punto la carga vertical disminuye, y la fuerza de rozamiento (que puede calcularse usando el coeficiente de fricción μ) no es capaz de mantener la deformación lateral. Así, en el área de contacto, la banda de rodadura se desplaza rápidamente a la posición no-deformada (en el plano central de la rueda) para salir del área de contacto poco después.

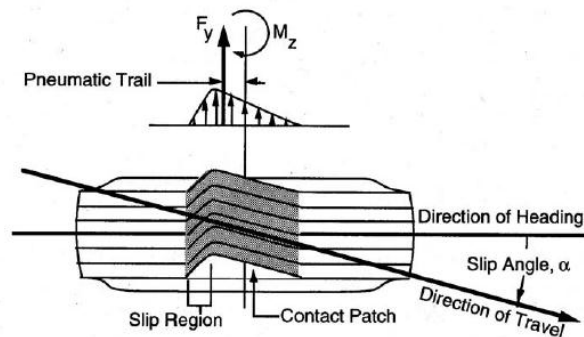


Figura 1.34. Deformación de la huella y generación de fuerzas y momentos. en una rueda sometida a una fuerza lateral

(Fuente: <http://www.farzadsf1gallery.com/forum/viewtopic.php?f=11&t=8981>)

Cuando la rueda gira, los elementos de la banda de rodadura entran en contacto con la carretera y si la dirección de avance es distinta a la dirección de su eje, las partículas del neumático se alejan y se deforman con respecto a la rueda. Gracias a este proceso, las fuerzas laterales aumentan a medida que los elementos pasan de la parte anterior a la posterior de la rueda; en el momento en el que la fuerza lateral generada sobrepasa la fuerza de rozamiento máxima, ocurre el deslizamiento.

La integral de estas fuerzas a lo largo del área de contacto, es igual a la fuerza lateral neta, y su punto de aplicación es el centro de gravedad de la

superficie de la distribución de la Figura 35. La asimetría de la distribución de fuerzas origina que la fuerza resultante esté aplicada hacia la parte trasera del área de contacto una distancia conocida como avance neumático (se verá en detalle más adelante). Por convención de la SAE, se toma una fuerza lateral F_y en el centro del área de contacto y se define un momento M_z igual al producto entre el avance neumático y F_y . Este momento tenderá a alinear la rueda con la dirección del movimiento y por ello se le conoce como par autoalineante.

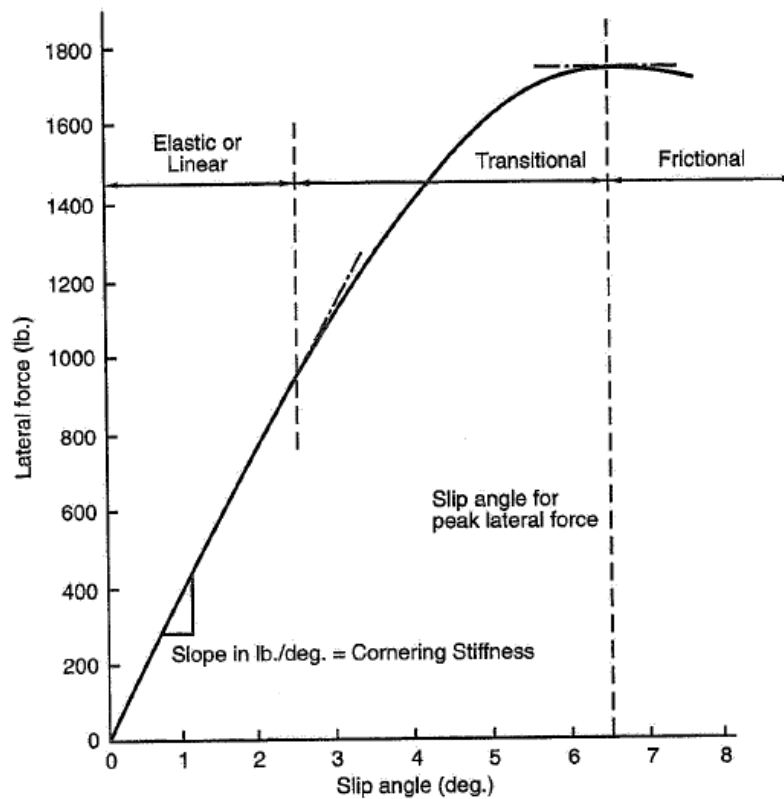


Figura 1.35. Fuerza Lateral vs ángulo de deriva de un neumático de competencia de pista

(Fuente: MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, U.S.A: SAE International. Pág. 38)

1.2.5.3. Rigidez de deriva

¹⁹La rigidez de deriva es una propiedad importante en el comportamiento del vehículo a nivel de estabilidad y conducción en curva; gráficamente es la pendiente inicial de la curva “fuerza lateral – ángulo de deriva” y se representa por la letra C_{α} . Esta rigidez de deriva depende de muchas variables; las más significativas son el tamaño del neumático y el tipo del mismo (radial-diagonal), número de capas, ángulo de las lonas, ancho de la rueda y el diseño de la banda de rodadura. Para un neumático concreto, la rigidez de deriva depende de la presión de inflado y la carga; es decir, una vez elegido el neumático puede variarse esta propiedad aumentando o disminuyendo la presión y/o la carga aplicada.

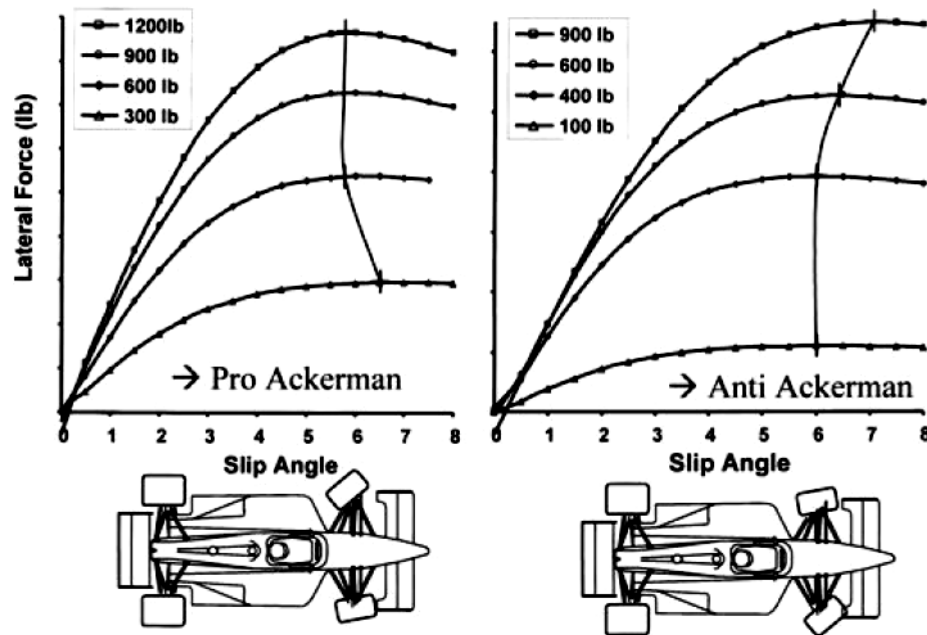


Figura 1.36. Pro-Ackerman vs. Anti-Ackerman

(Fuente: <http://www.smithees-racetech.com.au/ackerman.html>)

¹⁹ MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, U.S.A: SAE International

1.2.6. MODELO SIMPLIFICADO PARA LA EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL

²⁰El estudio del comportamiento direccional de un vehículo es un problema de un grado de complejidad elevada, ya que intervienen numerosos factores tanto del vehículo como del entorno las variables principales del control del comportamiento direccional de un vehículo son: los ángulos girados por las ruedas directrices cuando el conductor hace girar el volante un ángulo δ_w , y los ángulos de deriva de los neumáticos. Los ángulos de deriva adquieren valores distintos de cero siempre que sobre el vehículo actúe una fuerza lateral que es compensada mediante fuerzas de adherencia entre el neumático y calzada.

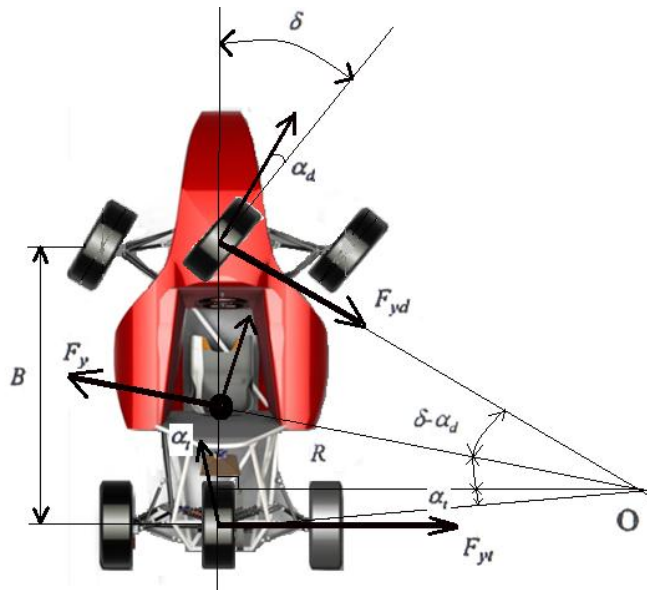


Figura 1.37. Modelo simplificado para la evaluación del comportamiento direccional

(Fuente: Grupo investigador)

²⁰ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

En el comportamiento direccional del vehículo afectarán diversos factores como las acciones del conductor, las fuerzas laterales, el balanceo de la masa suspendida, las deformaciones causadas por las fuerzas laterales, longitudinales, pares de autoalineación y cargas verticales dinámicas. En este punto conviene recordar que el comportamiento a deriva del neumático α_j es afectado por el ángulo de caída, el par de balanceo y su distribución en los diferentes ejes, los esfuerzos longitudinales, pares autoalineantes, etc.

Los anteriores parámetros de control se ven influidos, a su vez, por factores como la masa suspendida y su distribución por ejes, la masa semi suspendida y su distribución, la posición del centro de gravedad, batalla, centro de balanceo, distribución de pares de balanceo, coeficientes de guiado por balanceo, ángulos de caída y su variación con el balanceo, rigidez de la dirección frente a esfuerzos laterales, longitudinales y de autoalineación, rigidez de la deriva, rigidez de la caída, propiedades del par de autoalineación y características aerodinámicas.

Tan elevado número de factores conduce a modelos de gran complejidad cuanto se desea predecir el comportamiento direccional del vehículo y, a así, nunca se tiene la certeza de que los resultados que se obtienen son aceptables. Para abordar un análisis básico del comportamiento direccional se propone un modelo simplificado bidimensional y aplicable a un régimen permanente de circulación en curva, incluyendo como únicas acciones posibles del conductor el control del ángulo de giro del volante y la velocidad.

Con el objeto de plantear una formulación sencilla se limitarán las condiciones de circulación del vehículo a situaciones con aceleraciones laterales bajas ($\alpha_y < 0,3g$) y curvas amplias como en las que se pueda suponer que el radio (R) de la trayectoria circular es de algún orden de magnitud superior a la batalla o distancia entre ejes ($R \gg B$). Con esas restricciones es coherente:

- Suponer comportamiento lineal de neumáticos en deriva. Es decir $\alpha = F_y / K\alpha$ siendo $K\alpha$ la rigidez de deriva de un neumático esto implicará que no existe derrape del vehículo. Además, se considerará que los neumáticos de un mismo origen presentan la misma rigidez a deriva.
- Asumir que los ángulos dirección en las ruedas directrices no son muy diferentes ($\delta_e = \delta_i = \delta$)
- No considerar efectos dinámicos como deformaciones de la suspensión, transferencias de carga, variaciones de los ángulos de dirección.

Con las premisas expresadas, el comportamiento dinámico del vehículo puede ser simplificado, llegando a considerar que no existen variaciones importantes entre los ángulos se deriva de los neumáticos de un mismo eje, lo que se expresaría:

$$\text{Eje delantero: } \alpha_{\text{anterior_interior}} = \alpha_{\text{anterior_exterior}} = \alpha_d$$

$$\text{Eje trasero: } \alpha_{\text{posterior_interior}} = \alpha_{\text{posterior_exterior}} = \alpha_t$$

Esto implica que las fuerzas que soportan ambos neumáticos de un mismo eje son iguales.

$$\text{Eje delantero: } F_{Y_anterior_interior} = F_{Y_anterior_exterior} = F_{Yd}/2$$

$$\text{Eje trasero: } F_{Y_posterior_interior} = F_{Y_posterior_exterior} = F_{Yt}/2$$

En las condiciones descritas, el vehículo describe una trayectoria circular centrada en **O**; a velocidad angular constante, con lo que el centro de gravedad está sometido a un esfuerzo **F_y**.

$$F_y = m \cdot \alpha_y = \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \quad \text{Ec. 1.71}$$

Para mantener el régimen estacionario, ante esta acción (**F_y**) deben existir reacciones (**F_{yd}** y **F_{yt}**) cuya resultante sea igual a la acción, en módulo, aunque con sentido opuesto. Estas reacciones únicamente podrán aparecer

en el contacto neumático – calzada. En el caso general de las reacciones en cada rueda poseerán componentes longitudinales y transversales, siendo estas últimas las que ocasionarán ángulos se deriva tanto en el eje delantero como trasero (α_d y α_t). De la representación gráfica del modelo planteado se puede deducir:

$$\delta - \alpha_d + \alpha_t = \frac{B}{R}$$

De donde:

$$\delta = \frac{B}{R} + \alpha_d - \alpha_t \quad \text{Ec. 1.72}$$

En las condiciones del modelo, donde existan describiendo curvas de radios grandes, se tendrán ángulos de dirección pequeños, como no que se puede suponer que las fuerzas laterales que soporta cada uno de los ejes serán función de los pesos que gravitan sobre ellos y la aceleración lateral a la que están sometidos:

$$F_{yd} = m_d \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{P_d}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \quad \text{Ec. 1.73}$$

$$F_{yt} = m_t \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{P_t}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \quad \text{Ec. 1.74}$$

Teniendo en cuenta que $\alpha = F_y / K_\alpha$ siendo K_α la rigidez de deriva de un neumático, se puede evaluar los ángulos de deriva en cada uno de los ejes por las expresiones siguientes:

$$\alpha_d = \frac{F_{yd}}{K_{\alpha d}} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{P_d}{K_{\alpha d}} \quad \text{Ec. 1.75}$$

$$\alpha_t = \frac{F_{yt}}{K_{\alpha t}} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \quad \text{Ec. 1.76}$$

Se coloca el ángulo de guiado de las redes directrices se puede calcular mediante la fórmula:

$$\delta = \frac{B}{R} + \left(\frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \right) \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad \text{Ec. 1.77}$$

Sí se define:

$$K_v = \left(\frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \right) \quad \text{Ec. 1.78}$$

Donde K_v representa un Valor característico denominado coeficiente de viraje, se llega a:

$$\delta = \frac{B}{R} + K_v \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad \text{Ec. 1.79}$$

1.2.7. RESPUESTA DIRECCIONAL. VEHÍCULOS NEUTROS, SUBVIRADORES Y SOBREVIRADORES

²¹En función del valor que adquiere K_v , se puede caracterizar la respuesta dinámica del vehículo:

Vehículo neutro:	$K_v = 0$
Vehículo de subvirador:	$K_v > 0$
Vehículos sobrevirador:	$K_v < 0$

Si se analizan los ángulos de deriva en función del coeficiente de viraje, se llega a:

$$\alpha_d - \alpha_t = K_v \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad \text{Ec. 1.80}$$

El signo de K_v coincide con el de la diferencia $\alpha_d - \alpha_t$, es decir:

Vehículo neutro:	$\alpha_d = \alpha_t$
Vehículo de subvirador:	$\alpha_d > \alpha_t$

²¹ LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

Vehículos sobrevirador:

$$\alpha_d < \alpha_t$$

Esto indica que para unas condiciones fijas de circulación (velocidad y radio de la curva) un vehículo neutro presentará igual deriva en los neumáticos delanteros que los traseros. En un vehículo sobrevirador la deriva es mayor en el eje trasero, con lo que tiende a acercarse más en la curva. En un vehículo subvirador los ángulos de deriva serán mayores en el tren anterior, con lo que tiende a abrirse más que el vehículo neutro.

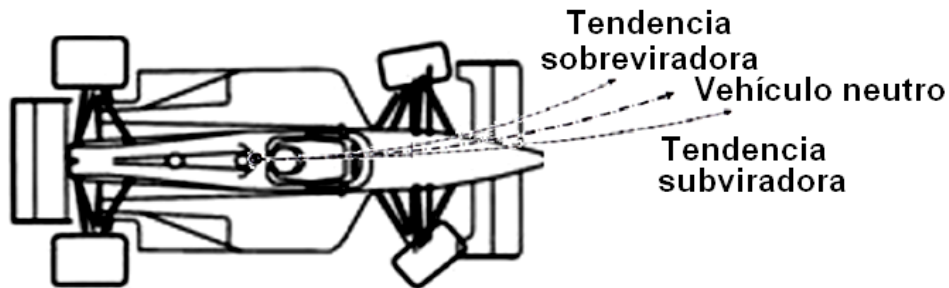


Figura 1.38. Respuestas direccionales de un vehículo
(Fuente: Grupo Investigador)

Si se circula la misma velocidad, con el mismo ángulo de dirección, un vehículo sobrevirador describirá a una trayectoria de menor radio que uno neutro, y este menor que uno subvirador. Si se considera que circula por una trayectoria circular de radio (**R**) constante el ángulo de guiado, y por consiguiente el giro del volante, serán función de las características direccionales. Por ejemplo, en un vehículo neutro se cumple que el ángulo de guiado (δ) necesario para la inscripción del vehículo en la curva es independiente a la velocidad.

Vehículo neutro:

$$\delta = \frac{B}{R} \quad \text{Ec. 1.81}$$

En un vehículo subvirador el ángulo de guiado, y por consiguiente el giro del volante deberá incrementarse con la velocidad. Es decir, cuanto más rápido se pasa por la curva más hay que girar el volante del vehículo, ya que el tren anterior del vehículo tiene tendencia hacia el exterior de la curva.

Vehículo subvirador:

$$\delta = \frac{B}{R} + K_v \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad \text{Ec. 1.82}$$

En el vehículo sobrevirador, por la tendencia del tren posterior a desplazarse hacia el exterior, el conjunto del vehículo tiende a realizar una curva de radio menor al incrementarse la velocidad. De hecho, llegará una velocidad, denominada velocidad crítica (V_{cri}), para la cual, con un ángulo de dirección nulo (ruedas delanteras en línea recta), el vehículo se inscribiría en curva la deriva del eje posterior. A velocidades superiores el giro del volante necesario para tomar la curva sería en sentido contrario (negativo), a fin de contrarrestar la excesiva y trasera; es lo que se conoce como técnica de “contravolante”

$$\delta = \frac{B}{R} - |K_v| \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad \text{Ec. 1.83}$$

$$V_{cri} = \sqrt{\frac{g \cdot B}{|K_v|}} \quad \text{Ec. 1.84}$$

Las respuestas direccionales y el ángulo de guiado de las ruedas para una trayectoria curva de radio constante, se puede representar en función de la velocidad de circulación.

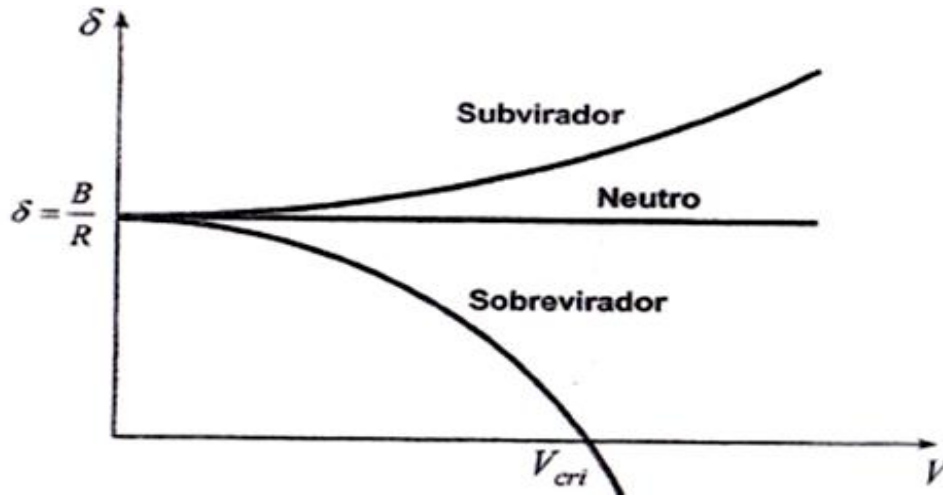


Figura 1.39. Variación del ángulo de dirección en función de la velocidad para una trayectoria circular

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 247)

1.2.8. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN ENTRE VOLANTE Y RUEDA

²²En los vehículos se desmultiplica el giro del volante de dirección a fin de que se consiga disminuir la fuerza que necesita el conductor para hacer girar las ruedas, esta desmultiplicación está acotada para que todos los vehículos tengan valores similares.

Si se define como $\Delta\delta_v$ El ángulo de giro del volante, como $\Delta\delta_m$ El Valor medio del ángulo de giro de ambas ruedas, el Valor de la relación de transmisión será:

$$i_d = \frac{\Delta\delta_v}{\Delta\delta_m} \quad \text{Ec. 1.85}$$

²² LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

1.2.9. FUNDAMENTOS DE ALINEACIÓN

1.2.9.1. Inclínación de la mangueta y radio de pivotamiento

²³El eje de la mangueta está determinado por la rótula superior, A, y la rótula inferior, B, en las puntas de los brazos de enlace. Este eje no está necesariamente centrado con el centro del área de contacto del neumático. En la vista frontal el ángulo formado con la horizontal es llamado ángulo de inclinación de la mangueta (I) y la distancia entre el eje con el centro de contacto del neumático es llamado radio de pivotamiento (R). La distancia horizontal entre el eje de inclinación de la mangueta al centro del plano central de la rueda es llamado longitud del husillo. La figura muestra la geometría de la mangueta.

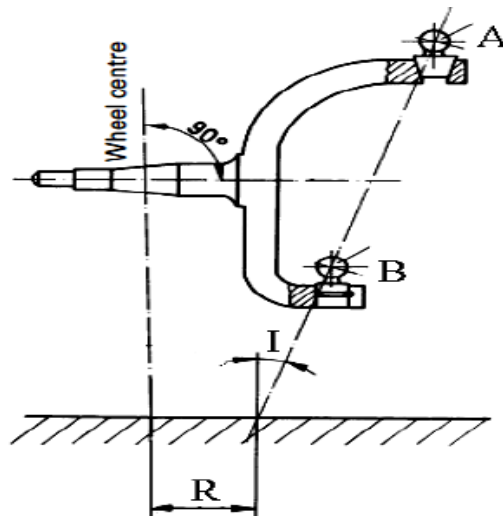


Figura 1.40. Geometría de la mangueta vista frontal

(Fuente: <http://tecau-quintosegunda.blogspot.com/2011/09/direccion-geometria-y-alineacion.html>)

²³ Tire Tech Information/General Tire Information. Disponible en URL: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

Existen numerosos efectos entre los valores de estos factores.

- Si la longitud del husillo es positiva el vehículo se levantará cuando las ruedas sean giradas y esto resulta en un incremento del esfuerzo para girar el volante.
- Cuanto mayor sea el ángulo de inclinación de la mangueta mayor será el levantamiento del vehículo cuando las ruedas directrices son giradas. Si no se tiene presencia de una inclinación de caster este efecto es simétrico de lado a lado.
- El levantamiento del vehículo tiene un efecto de auto-alineación de la dirección a bajas velocidades.
- La inclinación de la mangueta afecta al camber. Cuando una rueda es girada esta se recuesta a lo alto, dando un camber positivo si el ángulo de inclinación de la mangueta es positivo. El valor de esta inclinación es pequeño pero no por ello se debe despreciar.

1.2.9.2. Ángulo de avance o caster

²⁴En la vista lateral la inclinación de la mangueta es llamada Caster. La distancia del eje de la mangueta al centro de la pisada del neumático con el piso es llamada compensación del caster o pisada del caster. El ángulo de avance y la pisada del caster es de mucha importancia cuando se diseña la geometría de la suspensión.

²⁴ Tire Tech Information/General Tire Information. Disponible en URL:
<http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

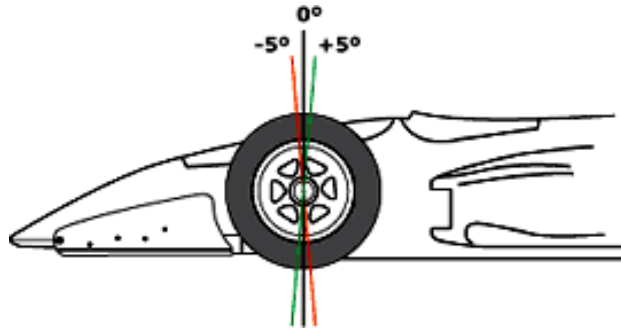


Figura 1.41. Geometría de la mangueta vista lateral
(Fuente: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4>)

- Cuanto más larga es la pisada del caster mayor es el esfuerzo que se necesita para girar la dirección.
- El ángulo caster tiene un efecto positivo en el camber al momento de girar. Con un caster positivo la rueda de afuera gana camber negativo y la rueda interior camber positivo, causando que ambas ruedas se recuesten dentro de la curva.
- El tamaño de la pisada mecánica debido al caster no debe ser muy grande comparada con la pisada neumática de la rueda. La pisada neumática se aproxima a cero cuando las ruedas tienden al límite de adherencia. Esta es la señal para el conductor de que el neumático está cerca de patinar. Esta señal de patinaje se pierde si la pisada mecánica es más larga comparada con la pisada neumática.

1.2.9.3. Ángulo de caída ó camber

²⁵El ángulo de caída es el ángulo entre el plano inclinado en la rueda y el plano vertical. Se define un camber positivo cuando la parte superior de la

²⁵ Tire Tech Information/General Tire Information. Disponible en URL:
<http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

rueda está inclinada hacia afuera respecto al chasis. El ángulo camber altera la calidad de adherencia, en particular un camber negativo, aumenta la adherencia en las curvas. Esto se debe a que este ángulo coloca la rueda en un ángulo más óptimo con la superficie de rodaje, transmitiendo las fuerzas por el plano vertical de la rueda. Si la rueda tiene un camber cero, la parte interior de la pisada del neumático puede empezar a levantarse del piso, esto reduciría el área de contacto con el piso. Aplicando camber negativo, este efecto se reduce, maximizando así el área de contacto con el piso.

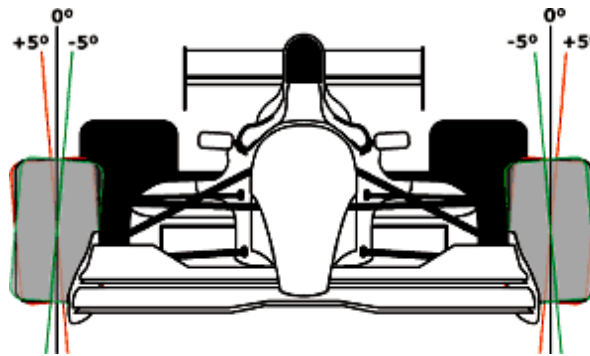


Figura 1.42. Camber positivo es la inclinación de la rueda hacia afuera respecto a la vertical

(Fuente: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4>)

1.2.9.4. Convergencia y divergencia

²⁶En ingeniería automotriz, el toe, es el ángulo simétrico, de cada rueda con el eje longitudinal del vehículo. Esto se puede contrastar con la dirección, que es el ángulo anti simétrico, es decir, ambas ruedas apuntan hacia la

²⁶ Tire Tech Information/General Tire Information. Disponible en URL: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

izquierda o la derecha, en paralelo (aproximadamente). Toe in o convergencia, hace referencia a que la parte delantera de la rueda apunta en dirección del eje longitudinal del vehículo. Toe out o divergencia, hace referencia a que la parte delantera de la rueda apunta en dirección opuesta a la línea central del vehículo. El toe puede ser medido en unidades lineales, en la parte delantera de la llanta, o como una desviación angular.

Es deseable tener un toe estático mínimo para reducir la resistencia al rodaje, el calentamiento de los neumáticos y el desgaste excesivo de los mismos. El toe es siempre ajustable en los automóviles de producción, sin embargo el ángulo de avance y el ángulo de caída a menudo no son ajustables

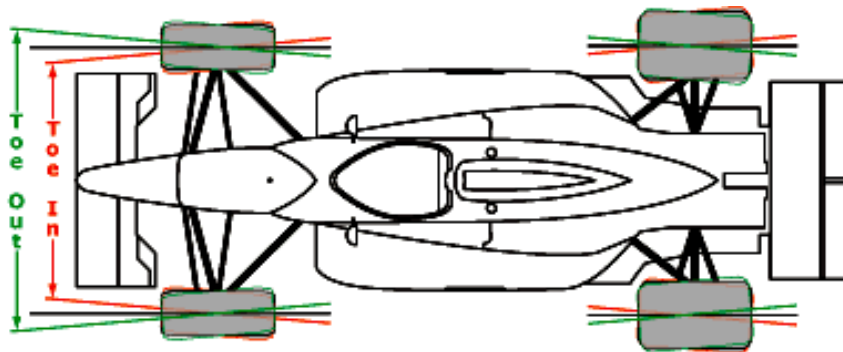


Figura. 1.43. Toe In B, Toe Out A

(Fuente: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4>)

1.3. SISTEMA DE FRENOS

1.3.1. INTRODUCCIÓN

El sistema de frenos de un automóvil resulta fundamental para el vehículo. Se trata del sistema que confiere la capacidad de reducir la velocidad del vehículo cuando está en marcha incluso llegando a detenerlo si fuera necesario.

El principio en el que se basa el sistema de frenado es en la reducción de la energía cinética, producida por el movimiento del vehículo, y/o potencial transformándola en energía calorífica.

Previamente a desarrollar el análisis de los sistemas de frenos, debe anticiparse una serie de cuestiones relativas al proceso dinámico de la operación de frenado de los automóviles. En este sentido debe tenerse en cuenta que, cuando un conductor acciona el pedal de freno para reducir la velocidad o detener el automóvil en condiciones de marcha, la fuerza que ejerce en el pedal es transmitida y multiplicada por el equipo de frenos para generar, finalmente, la retención y deceleración necesaria en las ruedas.

Desde que se acciona el pedal de freno se inicia un proceso generalizado y simplificado de la operación de frenado en los vehículos que se configura por las fases señaladas a continuación:

- 1) El conductor pisa el pedal de freno, e inicia la fase de frenado.
- 2) Tiempo de respuesta que transcurre desde que se acciona el pedal de freno hasta que se genera la fuerza de frenado en las ruedas.
- 3) Etapa en la que se produce el incremento de la fuerza de frenado hasta alcanzar su valor de máxima eficacia, próximo al 75% de la presión de frenado.

- 4) Valor de máxima deceleración en el proceso de frenado.
- 5) Duración real de la frenada
- 6) Detención del vehículo.
- 7) Efecto de inercia que se produce al soltar el pedal de freno.

Este proceso de frenado puede parecer muy elemental, pero en realidad la dinámica del proceso de frenado implica una convergencia de acciones conjuntas para que la efectividad de la frenada pueda alcanzar el 100% de eficacia, aunque obviamente se trata un caso ideal. Para ello, deben cumplirse de forma simultánea una serie de condicionantes como son:

- 1) Que la adherencia entre los neumáticos y el asfalto sea máxima.
- 2) Que no se bloqueen las ruedas y el automóvil no derrape.
- 3) Que el equipo de frenos funcione correctamente.

Si no se cumplen estas condiciones, la eficacia del frenado se reduce y la distancia de detención se prolonga considerablemente, como en los casos de superficies resbaladizas y frenadas de elevada intensidad donde se produce el bloqueo de las ruedas, anulando el control y direccionalidad del automóvil.

En primer lugar se tiene que saber que el reparto de cargas de un vehículo no es igual en el eje delantero y trasero sino que varía. En un vehículo moderno parado, la distribución de las cargas son de un 55% del peso total en el eje delantero y de un 45% en el trasero. Sin embargo, este reparto estático se modifica en condiciones dinámicas.

Las principales fuerzas en el proceso de frenado del vehículo son las que se puede observar en la siguiente figura:

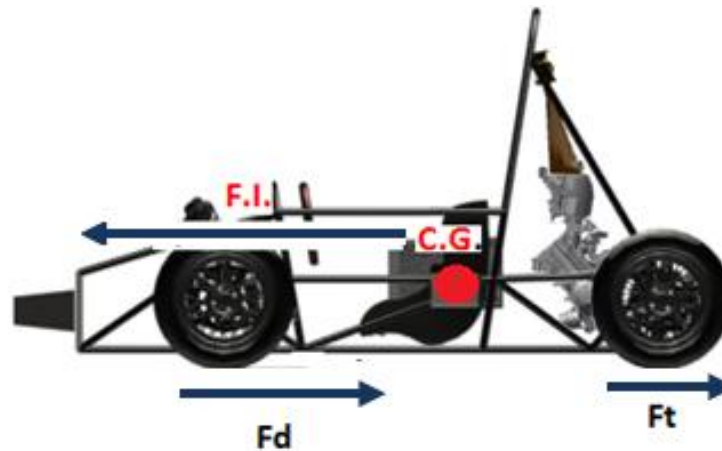


Figura 1.44. Fuerzas principales en el proceso de frenado.
(Fuente: Grupo investigador)

Observando la figura anterior, la inercia del vehículo al frenar genera una fuerza (F_i) que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo y que al estar este punto situado, normalmente, a mayor altura que el eje de las ruedas, genera un par de cabeceo en el vehículo que modifica el reparto de cargas sobre los ejes. Aunque dicho reparto de cargas dinámicas durante la frenada depende de otros factores tales como el reparto de cargas estáticas, alturas del centro de gravedad y otros, se puede aproximar que en un vehículo estándar dicho reparto de masas en una situación dinámica es, aproximadamente, del 80% sobre el eje delantero y del 20% en el trasero. Esta situación supone que tanto el dimensionamiento de los frenos delanteros y traseros, así como las características del material de fricción de las pastillas, han de tener distintas dimensiones y/o coeficientes para evitar el bloqueo de las ruedas traseras. Ya que de producirse el bloqueo del eje trasero traerá consecuencias nefastas como se verá más adelante.

1.3.2. COMPONENTES DE SISTEMA DE FRENADO

Los componentes del sistema de frenos que se utilizan en los prototipos formula Student son:

- Pedal de freno
- Bomba de freno
- Repartidor de frenada
- Cañerías de acero y flexibles
- Calipers o pinzas de freno
- Pastillas de freno
- Disco de frenos
- Líquido de frenos
- Luz de freno
- Interruptor de seguridad

1.3.3. FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL PROCESO DE FRENADO

A continuación se estudiarán los diferentes esfuerzos que intervienen durante el proceso de frenado. A priori, algunos podrían parecer irrelevantes, pero dependiendo del tipo de conducción que se realizará pueden llegar a ser de suma importancia.

1.3.3.1. Fuerza de frenado

²⁷Las principales fuerzas retardadoras del vehículo en el proceso de frenado son las que se desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con la calzada. Estas son las fuerzas de frenado.

Cuando el conductor procede a frenar el vehículo, al soltar el pedal del acelerador se suprime la fuerza de impulsión y se inicia la deceleración del vehículo. A partir de este momento, el desplazamiento depende directamente de la fuerza de inercia generada en la deceleración, que mantiene la marcha continuada del automóvil.

Al pisar el pedal de freno, la fuerza de frenado que debe aplicarse para anular la fuerza de impulsión, en este caso la fuerza de inercia, depende directamente de la oposición de la fuerza de rozamiento.

Se tiene que decir que la fuerza de frenado máxima así como la fuerza de tracción máxima, tienen dos límites. En ambos casos es el impuesto por el conjunto neumático-suelo. En lo relativo a las fuerzas de frenado, existe otro límite impuesto que es el que tiene el sistema de freno y en lo referente a las fuerzas de tracción máxima que es el que impone la potencia del motor. Sin embargo, el límite crítico es el impuesto por la adherencia existente entre el neumático y el suelo, ya que cuando se rebasa ese límite, se produce el bloqueo de las ruedas sobre el pavimento.

²⁷ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disen-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

1.3.3.2. Resistencia a la rodadura

²⁸La resistencia a la rodadura interviene como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado. Aunque realmente su influencia es pequeña frente a la fuerza de frenado, ayudan durante el proceso de deceleración. La resistencia a la rodadura está compuesta, fundamentalmente, por la fricción neumático-suelo y pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión. Su valor es generalmente pequeño en comparación con las otras fuerzas en juego. Se puede decir que el valor de la resistencia a la rodadura crece casi proporcionalmente a la velocidad.

1.3.3.3. Acciones aerodinámicas

²⁹En el movimiento del automóvil también existen fuerzas aerodinámicas, éstas solo tienen interés como fuerzas retardadoras a altas velocidades, ya que a velocidades moderadas o bajas pueden despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado. Sin embargo, las fuerzas aerodinámicas son importantes a altas velocidades ya que su valor aumenta con el cuadrado de la velocidad que el vehículo lleve.

²⁸ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

²⁹ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

Tabla 1.3. Resistencia aerodinámica y de rodadura frente a velocidad del vehículo.

Velocidad (Km/h)	Resistencia Aerodinámica (Kg)	Resistencia a la Rodadura (Kg)	Resistencia Total (Kg)	Potencia necesaria (CV)
40	5,3	10,0	15,3	2,3
80	21,6	14,0	35,6	10,7
120	48,6	19,0	67,6	30,6
160	86,4	26,0	112,4	67,9
200	135,0	32,0	167,0	126,2

1.3.3.4. Resistencia del motor y transmisión

La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando gira a un gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad, hasta hacerse pequeño el último intervalo de un proceso de frenado.

De hecho, en bajadas prolongadas, la retención efectuada por el motor es de suma importancia para preservar los elementos del sistema de fricción de los frenos del calentamiento y consiguientes desgastes elevados.

1.3.4. ADHERENCIA

³⁰La eficacia de la frenada depende del contacto neumático-asfalto principalmente o, lo que es lo mismo, la adherencia.

El coeficiente de adherencia (f) es un valor experimental que define la mayor o menor adhesión de los cuerpos en contacto, neumático y calzada. Este

³⁰ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

coeficiente depende del desgaste de los neumáticos y del estado de la superficie de desplazamiento.

En la tabla adjunta se puede ver valores típicos de adherencia para distintos casos.

Tabla 1.4. Coeficiente de adherencia según carretera y neumático.

CARRETERA		NEUMÁTICOS	
TIPO	ESTADO	NUEVOS	USADOS
HORMIGÓN NORMAL	SECO	1	1
	MOJADO	0,7	0,5
ASFALTO GRUESO	SECO	1	1
	MOJADO	0,7	0,5
ASFALTO NORMAL	SECO	0,6	0,6
	MOJADO	0,5	0,3

1.3.5. DESLIZAMIENTO

³¹El deslizamiento o derrape del automóvil en la operación de frenado, se produce en la situación crítica del bloqueo de las ruedas cuando la fuerza de frenado supera la fuerza de inercia.

Por tanto, la condición principal para un correcto frenado es detener el automóvil en el menor tiempo posible, pero sin llegar a bloquear las ruedas por los elementos frenantes del sistema de frenos.

Unos neumáticos muy desgastados, o bien, una calzada con lluvia, barro, nieve o hielo reducen considerablemente la adherencia de contacto, y el bloqueo de las ruedas se produce con una menor fuerza de frenado con el consiguiente deslizamiento y pérdida de direccionalidad del automóvil.

³¹ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disen-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

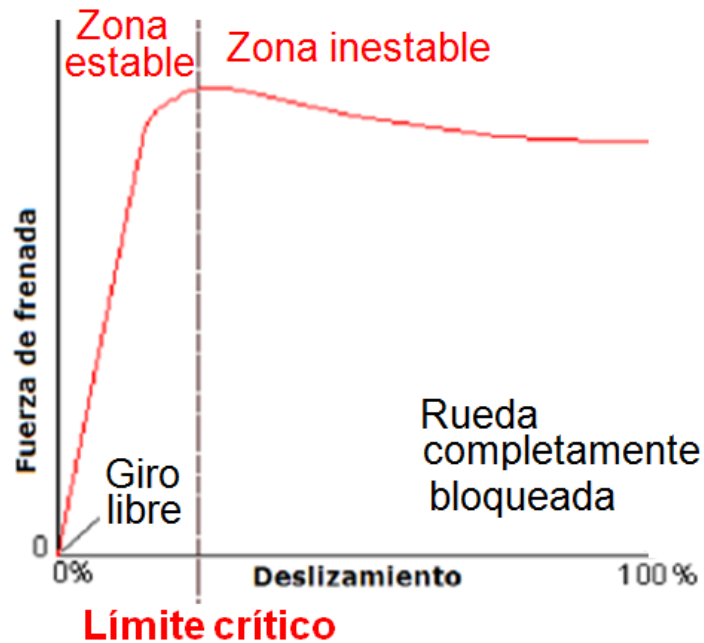


Figura 1.45. Fuerza de frenada vs deslizamiento.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenio-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

1.3.5.1 Deslizamiento longitudinal

Debido a la inercia del automóvil, al acelerar y sobre todo en frenadas de elevada intensidad, se produce una transferencia de peso longitudinal.

Al frenar, debido a la inercia del automóvil en marcha, se produce este cabeceo de la parte trasera a la delantera, es decir, el eje trasero se aligera y el delantero se sobrecarga.

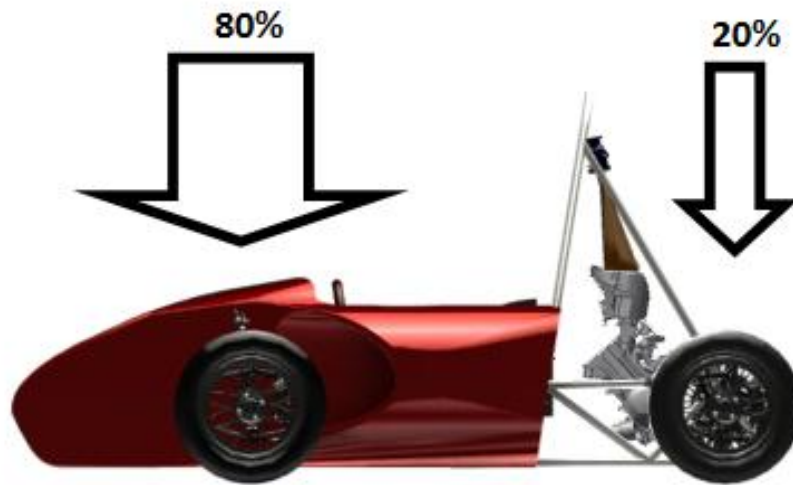


Figura 1.46. Transferencia de peso del eje trasero al delantero.
(Fuente: Grupo investigador)

Al aumentar la carga en el eje delantero, se aumenta la fuerza de adherencia, motivo por el que la fuerza de frenado se debe incrementar en los frenos de las ruedas delanteras, para que pueda aplicarse hasta el 80% del efecto de frenado cuando se pisa el pedal de freno.

Si la fuerza de frenado fuese por igual en las ruedas delanteras y traseras, ante frenadas de gran intensidad se produciría rápidamente el bloqueo de las ruedas traseras.

1.3.6. BLOQUEO DEL EJE TRASERO

La siguiente situación se da cuando el eje delantero tiene adherencia pero el trasero se ha llegado a bloquear.

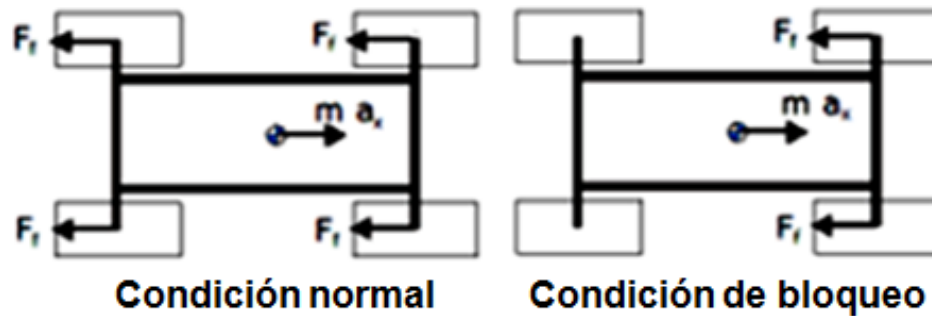


Figura 1.47. Esfuerzos en condición normal y bloqueo del eje trasero.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseno-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

Sin embargo, cuando un vehículo circula, aunque sea por una recta, está ligeramente desviado de la línea horizontal. Así, forma un ángulo Ψ con la horizontal. De esta manera se produce un momento de guiñada que hace que la parte trasera del vehículo tienda a girar en torno al eje perpendicular a la calzada que pasa por el centro de gravedad produciéndose la llamada *inestabilidad direccional*.

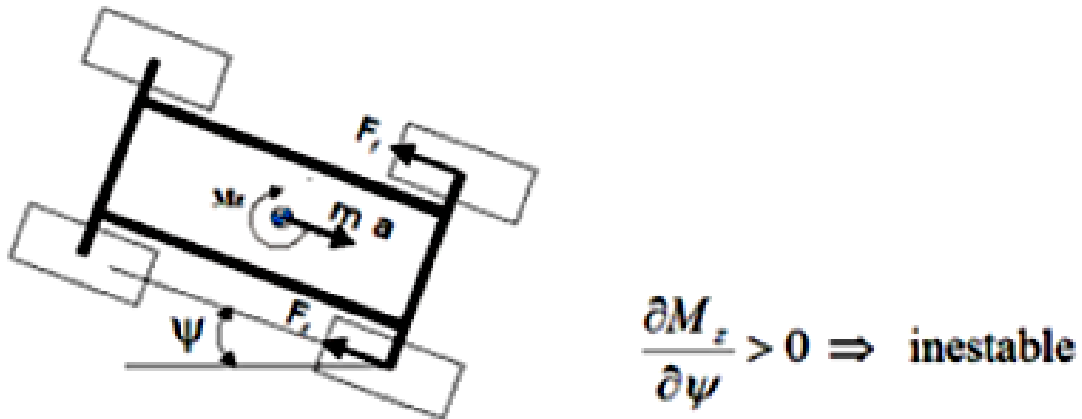


Figura 1.48. Inestabilidad direccional

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseno-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

La consecuencia de este boqueo es un derrape o deslizamiento de las ruedas traseras que produce el giro del automóvil. La parte trasera avanza a la parte delantera del vehículo, provocando un trompo.

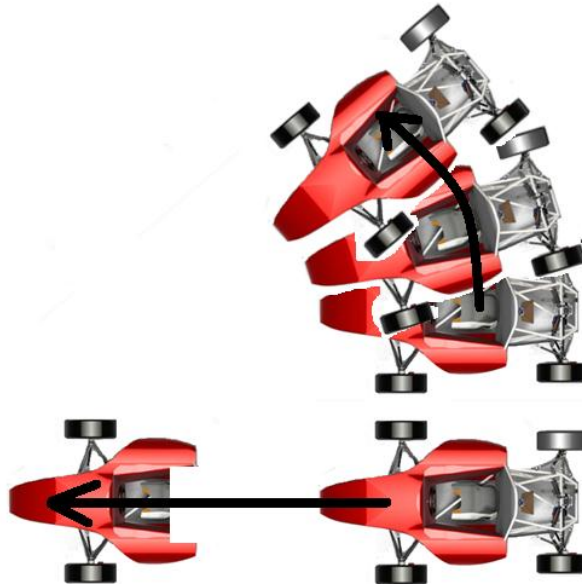


Figura 1.49. Bloqueo de las ruedas traseras.
(Fuente: Grupo investigador)

Para evitar esta situación, la instalación del sistema de frenos de los automóviles incorpora un regulador o limitador de frenado para las ruedas traseras.

Sin embargo, si por el contrario, el bloqueo se produjese en las ruedas delanteras, el efecto del derrape o deslizamiento sería diferente.

1.3.7. BLOQUEO DEL EJE DELANTERO

En este caso, el eje trasero sí que tiene adherencia con la calzada pero el eje delantero se ha llegado a bloquear.

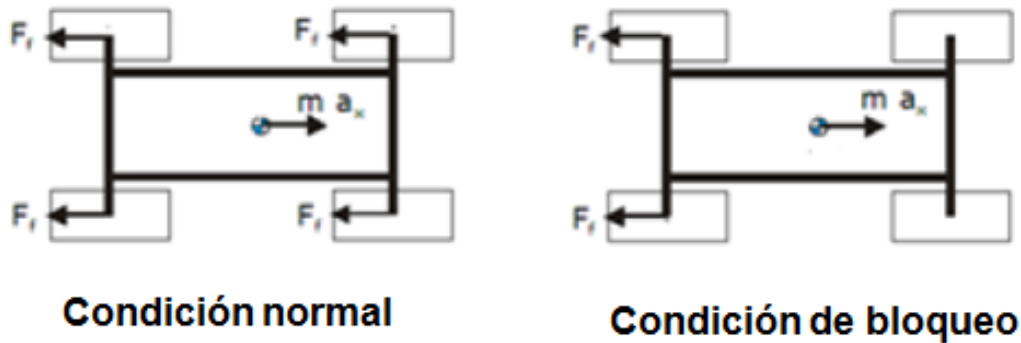


Figura 1.50. Condición normal y de bloqueo en eje delantero.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

En este caso, las fuerzas de inercia aplicadas en el centro de gravedad y las de rozamiento o adherencia en las ruedas, proporcionan un momento de guiñada que disminuye con la perturbación lateral.

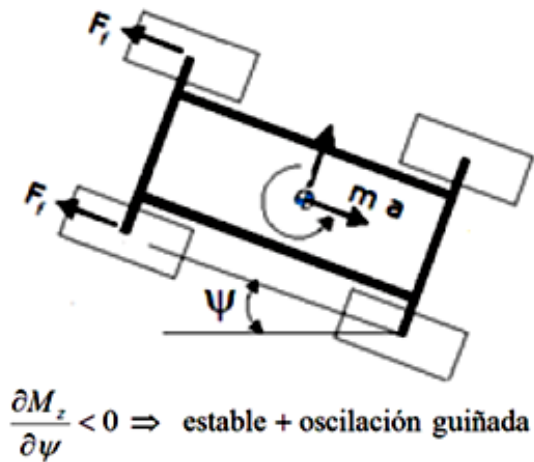


Figura 1.51. Pérdida de control direccional.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

El ángulo de guiñada alcanzará un valor máximo, a partir del cual disminuirá, pudiendo cambiar de sentido, y produciendo cierta pérdida de control direccional, menos grave, en términos generales, que la inestabilidad.

1.3.8. DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LAS FUERZAS DE FRENADO

Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del mismo se reparte entre el eje delantero y el trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto.

Al frenar se trasfiere la masa al eje delantero, por ello el diseño de la distribución de fuerzas es fundamental para no alcanzar el bloqueo de las ruedas traseras.

1.3.9. EL MECANISMO DE FRICCIÓN

En la interacción entre dos superficies aparecen diversos fenómenos cuyo conocimiento es de vital importancia. Estos tres fenómenos que aparecen son:

- **Fricción:** efecto que proviene de la existencia de fuerzas tangenciales que aparecen entre dos superficies sólidas en contacto cuando permanecen unidas por la existencia de esfuerzos normales a las mismas.
- **Desgaste:** consiste en la desaparición de material de la superficie de un cuerpo como consecuencia de la interacción con otro cuerpo.
- **Adhesión:** capacidad para generar fuerzas normales entre dos superficies después de que han sido mantenidas juntas. Es decir, la capacidad de mantener dos cuerpos unidos por la generación anterior de fuerzas de unión entre ambos.

Fricción se trata de la resistencia al movimiento que existe cuando un objeto sólido se mueve tangencialmente con respecto a la superficie de otro sólido con el que está en movimiento.

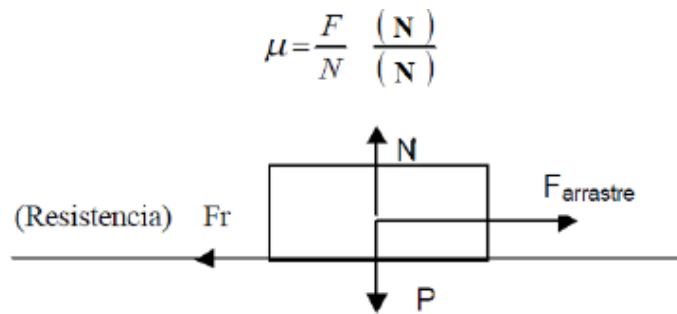


Figura 1.52. Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.
(Fuente: <http://jonathanaprendizenmecatronica.blogspot.com/>)

Se tiene que destacar que existen dos situaciones destacables en cuanto se refiere a la fricción:

- 1) Fuerza de fricción estática: esta es la fuerza necesaria para iniciar el movimiento de una superficie respecto de la otra. Si la fuerza tangencial aplicada es menor a este valor, no existe movimiento y la fuerza de fricción es igual o mayor a la tangencial aplicada.
- 2) Fuerza de fricción cinética o dinámica: es la fuerza necesaria para mantener el movimiento de una de las superficies. Se trata de una fuerza de menor valor que la estática.

A continuación se resaltan las leyes fundamentales en las que se basa el fenómeno de la fricción.

- La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal.

$$F = \mu \cdot N \qquad \text{Ec. 1.86}$$

- La fuerza de fricción es independiente del área aparente de contacto. Por ello, objetos grandes y pequeños del mismo par de materiales presentan el mismo coeficiente de fricción ya que depende sólo de la naturaleza de dichas superficies y no del espacio que ocupan.
- La fuerza de fricción teóricamente es independiente de la velocidad de deslizamiento (aunque en la práctica no es así debido a la sensibilidad de los materiales de fricción a la presión, la velocidad y la temperatura).

1.3.10. FRICCIÓN EN EL FRENADO

³²En el proceso de frenado se reduce la velocidad del vehículo por medio de la fricción, convirtiendo la energía cinética o potencial del mismo en calorífica, provocando un aumento de la temperatura global del sistema.

Esta transformación se realiza mediante el contacto de dos superficies del sistema de frenado. Esto es, cuando se pisa el pedal de freno se presuriza el circuito hidráulico y los émbolos de las pinzas empujan las pastillas de freno contra el disco. Es entonces, en este contacto, cuando se produce la transformación de energía.

Debido a ello, a estos componentes se les requiere unas características específicas, ya que deben soportar altas temperaturas sin desgastarse en exceso pero con un buen coeficiente de rozamiento para poder frenar el vehículo.

También el coeficiente de rozamiento del material de fricción ha de ser lo más estable posible a distintas velocidades y a diferentes presiones en el

³² Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

sistema de freno de forma tal que el conductor pueda prever el resultado cuando trata de desacelerar el vehículo.

1.3.11. EFICACIA DE FRENADO

Puede resumirse que la deceleración y detención de automóviles es consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de las ruedas, desarrolladas por los elementos frenantes del sistema de frenos, en combinación con la adherencia de los neumáticos al asfalto.

Si no existe adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y el asfalto, la frenada y deceleración del automóvil es nula y el vehículo no se detiene. Esto pasa, por ejemplo, al frenar en una zona con placas de hielo.

Cuanto más elevada sea la adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y la calzada, mayor fuerza de rozamiento de los neumáticos, mayor deceleración y menor tiempo y espacio recorrido en la frenada.

La desaceleración depende básicamente de la adherencia de las superficies de contacto y su valor debe medirse de manera experimental. Por este motivo, para medir el grado de desaceleración en el frenado se recurre a valorar el rendimiento o eficacia de frenado de los automóviles.

La eficacia de frenado de un automóvil se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a las cuatro ruedas.

$$Eficacia\ de\ frenado = \frac{\sum F_{frenos}}{Peso} \cdot 100(\%) \quad Ec. 1.87$$

En realidad, lo que indirectamente da a conocer la eficacia de frenado de un automóvil es el grado de la desaceleración que se produce en el vehículo al frenar. Una eficacia del 100% representa una desaceleración aproximada de 1g.

1.3.12. DISTANCIA DE PARADA

La distancia de parada es el espacio recorrido por un automóvil desde el momento que el conductor acciona el pedal de freno hasta que el vehículo se detiene por completo.

³³Esta distancia depende de diversos factores como la fuerza de frenado aplicada, el grado de adherencia entre los neumáticos y el asfalto, la velocidad del automóvil, los cuales son variables y de difícil determinación. Este es el motivo por el que no se puede precisar un cálculo determinante para valorar la magnitud del espacio recorrido en el proceso de frenado.

No obstante, a efectos de cálculo, el valor orientativo de la distancia de parada o espacio recorrido durante una frenada se determina en función del cuadrado de la velocidad de marcha y la desaceleración del automóvil.

$$D_p = \frac{v^2}{2\alpha} \quad \text{Ec. 1.88}$$

En esta ecuación puede observarse que este cálculo no depende de las características del propio automóvil, sino que relaciona únicamente la velocidad del vehículo y la desaceleración o eficacia de frenado, por lo cual, se trata de un cálculo genérico para todos los vehículos.

³³ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

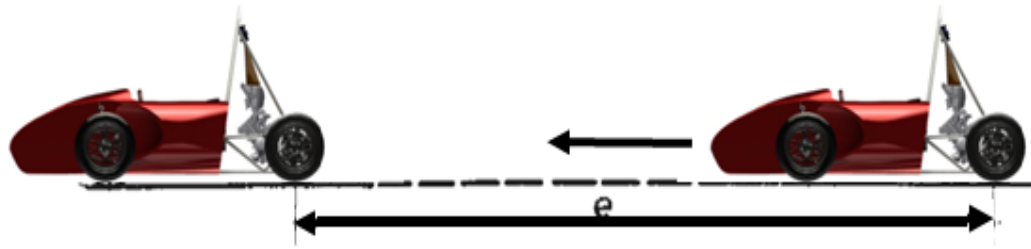


Figura 1.53. Distancia de frenado de un vehículo
(Fuente: Grupo investigador)

1.3.13. DINÁMICA DE LA FRENADA

1.3.13.1. Principio fundamental: conversión de energía

El principio fundamental del sistema de frenos es la conversión de la energía cinética de un vehículo en movimiento en energía térmica, comúnmente llamada calor.

De las ecuaciones de la física se sabe que la energía cinética de un cuerpo en movimiento viene dada por la siguiente expresión:

$$Energía\ cinética = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_v^2 \quad Ec. 1.89$$

- Donde m_v es la masa del vehículo en movimiento.
- Donde v_v es la velocidad del vehículo en movimiento.

Se considera que idealmente esta energía es absorbida completamente por el sistema de frenos y convertida íntegramente en energía térmica de la siguiente manera:

$$\frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_v^2 \rightarrow m_{componentes} \cdot C_p \cdot \Delta T_{componentes} \quad Ec. 1.90$$

- Donde $m_{\text{componentes}}$ es la masa de los componentes del sistema de frenos que absorben la energía.
- Donde C_p es el calor específico de los componentes del sistema de frenos que absorben la energía (es una constante que depende de las propiedades del material).
- Donde $\Delta T_{\text{componentes}}$ es el incremento de temperatura experimentado por los componentes del sistema.

Analizando estas expresiones se puede observar como el incremento de temperatura es directamente proporcional a la masa del vehículo en movimiento. Además de que el incremento de temperatura también es proporcional al cuadrado de la velocidad del vehículo.

Viendo el problema desde un punto práctico y no teórico, la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica, la aceleración de la gravedad y las pérdidas mecánicas juegan también un papel importante en la absorción de energía, pero para establecer estas relaciones fundamentales se debe limitar este estudio despreciando estos efectos.

1.3.13.2. Introducción e hipótesis de cálculo

El siguiente esquema muestra el diagrama del sólido libre (el vehículo), mostrando las fuerzas que actúan sobre él. Para llevar a cabo los siguientes cálculos, se realizan las siguientes hipótesis:

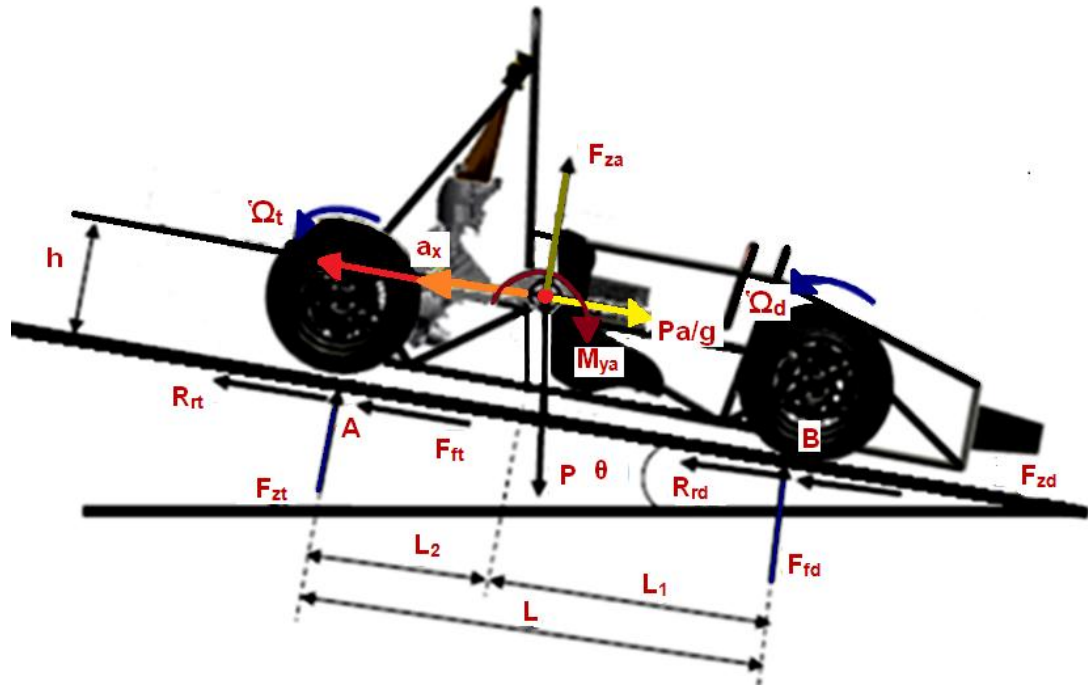


Figura 1.54. Diagrama del sólido libre.
(Fuente: Grupo investigador)

- 1) El vehículo sigue un movimiento rectilíneo.
- 2) El vehículo se considera un sólido rígido.

Donde:

- F_{xa} y F_{za} son la fuerza aerodinámica en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a las fuerzas aerodinámicas producido en el eje y.
- $Pa/g = m a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.

- $\dot{\Omega}_t$ y $\dot{\Omega}_d$ son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

Para determinar la frenada hay que tener en cuenta dos caminos básicos que son:

- 1) El diseño del sistema de frenos.
- 2) La adherencia existente entre neumático y calzada.

1.3.13.3. Fuerzas de frenado

³⁴Asumiendo que existe una adecuada tracción (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure una correcta frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al esfuerzo de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor será función de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada será:

$$Fuerza\ de\ frenado = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático}} \quad Ec. 1.91$$

Donde:

- $F_{frenado}$ es la reacción entre el neumático y la calzada (asumiendo que existe suficiente fricción para soportar la fuerza).
- $R_{neumático}$ es el radio efectivo del neumático (brazo del momento).

Se tiene que aclarar que hasta ahora este análisis ha consistido en el estudio de un único conjunto de frenos instalado sobre una rueda. Sin embargo, en los vehículos actuales se dispone de un sistema de frenado para cada una de las ruedas del mismo, por lo que realmente se debe considerar cuatro fuerzas de reacción (fuerzas de frenado) sobre la calzada. Por todo ello, la fuerza total de frenado será la suma de las fuerzas en cada una de las ruedas:

$$F_{total\ de\ frenado} = \sum F_{frenado\ DI,DD,TI,TD} \quad Ec. 1.92$$

³⁴ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disen-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

1.3.13.4. Desaceleración de un vehículo en movimiento

³⁵Aplicando la ley fundamental de la dinámica, segunda ley de Newton, si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo éste experimenta una aceleración. Sin embargo si esta aceleración se opone a la dirección del movimiento se la denominará desaceleración. Particularizando en un vehículo que experimenta una fuerza de frenada, la desaceleración responde a la siguiente ecuación:

$$a_x = \frac{F_{total\ de\ frenado}}{m_v} \quad \text{Ec. 1.93}$$

Donde:

- a_x es la deceleración del vehículo (a partir de ahora se la llamará a_v por ser más intuitivo).

1.3.14. CINÉTICA DE UN VEHÍCULO EN DESACELERACIÓN

³⁶A partir de la expresión anterior de la desaceleración del vehículo se puede calcular el resto de factores para determinar la cinética del mismo. Esto es, si se integra la expresión anterior respecto del tiempo se obtendrá la velocidad del mismo e integrando nuevamente dicha expresión se puede determinar su posición. Si se aplica lo dicho al caso del vehículo que experimenta una desaceleración lineal se obtiene la expresión de la distancia de frenada es:

³⁵ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

³⁶ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_v} \quad \text{Ec. 1.94}$$

Donde:

- D_f es la distancia de frenada.
- v_v es la velocidad del vehículo.
- a_v es la desaceleración del vehículo.

1.3.15. PARÁMETROS RELATIVOS A LA DISTRIBUCIÓN DE PESOS ESTÁTICOS DEL VEHÍCULO

³⁷En estático, bajo condiciones de aceleración nula, un vehículo posee una distribución de pesos constante repartidos como un porcentaje establecido del total soportado por las 4 ruedas. Así, en vista lateral del vehículo, la suma del peso que soportan las ruedas delanteras izquierda y derecha corresponde al peso soportado por el eje delantero, y de la misma manera, ruedas traseras izquierda y derecha, será el peso soportado por el eje trasero. Conociendo estos valores, en seguida se puede determinar la distribución de pesos del vehículo para esta situación.

$$\text{Distribución de peso en el eje delantero} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 \quad \text{Ec.1.95}$$

$$\text{Distribución de peso en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 \quad \text{Ec. 1.96}$$

Donde:

³⁷ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso soportado por el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso soportado por el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

Sabiendo la distribución de pesos estática, se puede calcular la posición horizontal del centro de gravedad, ya que ésta es simplemente función de la geometría del vehículo.

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \cdot L \quad \text{Ec. 1.97}$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \cdot L \quad \text{Ec. 1.98}$$

Donde:

- $CG_{d,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = L \quad \text{Ec. 1.99}$$

1.3.16. EFECTOS DINÁMICOS SOBRE EL VEHÍCULO DEBIDO A LA DESACELERACIÓN

³⁸Cuando un vehículo experimenta una desaceleración, la fuerza efectiva neta o peso ejercido en cada rueda cambiará.

Mientras que el peso total se mantiene constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero experimentará un aumento mientras que la ejercida sobre el eje trasero descenderá en la misma medida. Esto se produce por el movimiento de cabeceo.

Esta transferencia de peso del eje trasero al delantero depende de la geometría del vehículo y responde a la siguiente relación:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P \quad \text{Ec. 1.100}$$

Donde:

- TP es el peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero.
- g es la aceleración de la gravedad.
- h es la distancia del centro de gravedad en dirección perpendicular al suelo.

Por lo que para calcular la distribución real de fuerzas sobre los ejes delanteros y traseros durante la frenada se seguirán las siguientes expresiones:

$$P_{d,d} = P_d + TP \quad \text{Ec. 1.101}$$

³⁸ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

$$P_{t,d} = P_t + TP \quad \text{Ec. 1.102}$$

Donde:

- $P_{d,d}$ es el peso en el eje delantero durante la deceleración.
- $P_{t,d}$ es el peso en el eje trasero durante la deceleración.

El peso total tiene que ser el mismo. Lo que se comprueba mediante:

$$P = P_{d,d} + P_{t,d} \quad \text{Ec. 1.103}$$

1.3.17. EFECTOS PRODUCIDOS POR LA TRANSFERENCIA DE PESOS

³⁹Al experimentar el vehículo una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada ya que ésta se calcula como el producto del coeficiente de fricción entre el neumático y la calzada y la normal. Bajo condiciones estáticas, la fuerza máxima de frenado que un eje es capaz de producir viene definido por:

$$F_{f,d} = u \cdot P_d \quad \text{Ec. 1.104}$$

$$F_{f,t} = u \cdot P_t \quad \text{Ec. 1.105}$$

Donde:

- $F_{f,d}$ es la fuerza de frenado en el eje delantero.
- $F_{f,t}$ es la fuerza de frenado en el eje trasero.
- μ es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

³⁹ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

Sin embargo, como resultado de la transferencia de peso durante el proceso de desaceleración, la máxima fuerza de frenado que cada eje es capaz de producir se ve modificada de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = u \cdot P_{d,d} = u \cdot (P_d + TP) \quad \text{Ec. 1.106}$$

$$F_{f,t} = u \cdot P_{t,d} = u \cdot (P_t - TP) \quad \text{Ec. 1.107}$$

De estas expresiones se puede deducir que la transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenada del eje delantero y disminuye la del eje trasero.

Se debe aclarar que en este análisis se asume un μ constante durante la desaceleración.

Con todo ello se define la fuerza total máxima de frenada que vendrá determinada por la suma de las fuerzas desarrolladas por el eje delantero y trasero del vehículo:

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} \quad \text{Ec. 1.108}$$

Relacionando esta expresión con el peso del vehículo a través del coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto se tiene:

$$F_{max} = (P_{d,d} + P_{t,d}) \cdot u = P \cdot u \quad \text{Ec. 1.109}$$

Retomando la expresión de la segunda ley de Newton en la que se obtuvo la desaceleración del vehículo se tiene:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} \quad \text{Ec. 1.110}$$

Sustituyendo en la expresión anterior:

$$F_{max} = P \cdot u = m_v \cdot a_v \quad \text{Ec. 1.111}$$

$$u = \frac{m_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g} \quad \text{Ec. 1.112}$$

Con ello se concluye que la máxima desaceleración esperada que puede obtenerse en el proceso de frenado del vehículo coincide con el coeficiente de fricción entre neumático y asfalto.

Por lo que el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = u \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{l} \right) \cdot P \right] \cdot R_d \quad \text{Ec. 1.113}$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = u \cdot \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{l} \right) \cdot P \right] \cdot R_t \quad \text{Ec. 1.114}$$

Donde:

- R_d es el radio nominal del neumático delantero (brazo del momento).
- R_t es el radio nominal del neumático trasero (brazo del momento).

Se debe utilizar el radio efectivo pero dado que se desconoce los valores del deslizamiento y las características exactas del neumático que finalmente se instalará en el prototipo, realizar el cálculo con el radio nominal es una buena aproximación.

Retomando este diagrama y haciendo dicho equilibrio de momentos se tiene:

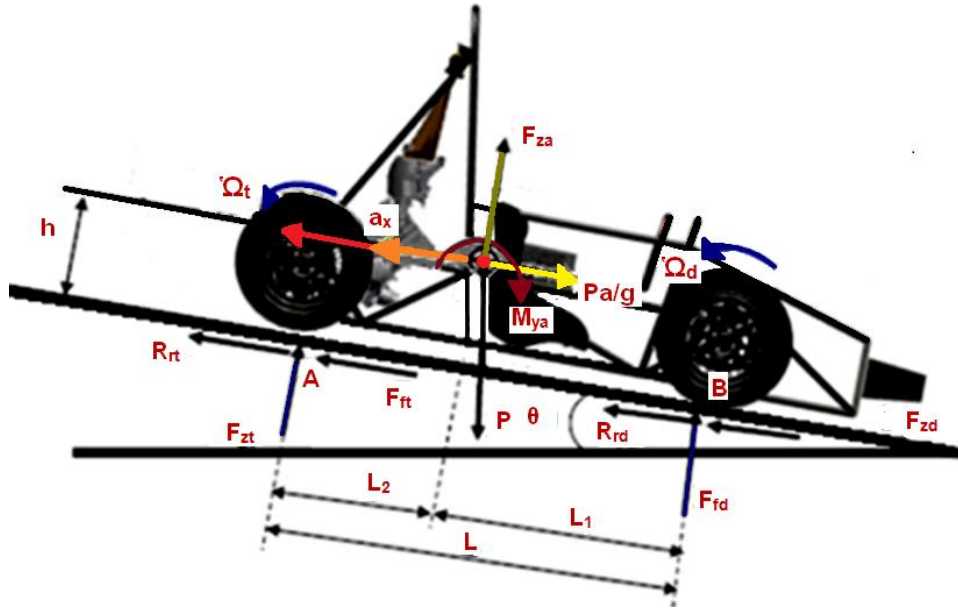


Figura 1.55. Diagrama de Vehículo como sólido Libre Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

$$\sum M_A = 0; \quad F_{zd} = \frac{P \cos \theta \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta\right) \cdot h}{L} \quad \text{Ec. 1.115}$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{zt} = \frac{P \cos \theta \cdot l_1 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta\right) \cdot h}{L} \quad \text{Ec. 1.116}$$

Suponiendo que no hay pendiente (θ es cero) y despreciando la fuerza aerodinámica (F_{xa} es cero) la fuerza de frenado en cada eje será:

$$F_{f,d} = u \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P \right] \quad \text{Ec. 1.117}$$

$$F_{f,t} = u \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} + \left(\frac{a_v}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P \right] \quad \text{Ec. 1.118}$$

Como:

$$P_d = \frac{P \cdot l_2}{L} \quad \text{Ec. 1.119}$$

$$P_t = \frac{P \cdot l_1}{L} \quad \text{Ec. 1.120}$$

El momento de frenado en cada eje queda:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = u \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d \quad \text{Ec. 1.121}$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = u \cdot \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t \quad \text{Ec. 1.122}$$

Se observa que coinciden con las expresiones calculadas durante las explicaciones de la dinámica de la frenada.

1.3.18. CÁLCULO DEL BALANCE ÓPTIMO DE FRENADA

⁴⁰Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado delanteras y traseras deberá ser igual al cociente entre las fuerzas verticales delanteras y traseras. En condiciones estáticas esto implica que:

$$\frac{F_{fren,d}}{P_d} = \frac{F_{fren,t}}{P_t} \quad \text{Ec. 1.123}$$

Pero debido a la transferencia de pesos producida durante la frenada se tiene:

$$\frac{F_{fren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{fren,t}}{P_{t,d}} \quad \text{Ec. 1.124}$$

⁴⁰ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

Lo que se quiere resaltar con esta ecuación es que el cociente de las fuerzas delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los componentes del sistema, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la deceleración y geometría del vehículo. Esto implica que la relación solo puede ser optimizada para una determinada desaceleración del vehículo y unas condiciones establecidas.

1.3.19. DIMENSIONAMIENTO Y ELECCIÓN

⁴¹Para poder llevar a cabo el dimensionamiento del sistema de frenos se ha de tener un absoluto conocimiento en todo momento de las fuerzas y pares que actúan a lo largo de los componentes que lo constituyen. El par máximo de frenado que podrá experimentar el vehículo vendrá determinado por el contacto neumático asfalto, justo en el momento inmediatamente anterior a su deslizamiento, por lo que el valor máximo de par de frenado por el rozamiento entre el disco y la pastilla podrá alcanzar dicho valor como máximo para no provocar el bloqueo de las ruedas y sus consecuencias nefastas.

Estas son las expresiones correspondientes al par de frenado que se debe generar según la dinámica del vehículo.

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot u_{pad} \cdot n^{\circ} pistones \cdot A_{pistón} \cdot R_{ef,d} \quad \text{Ec. 1.125}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot u_{pad} \cdot n^{\circ} pistones \cdot A_{pistón} \cdot R_{ef,t} \quad \text{Ec. 1.126}$$

⁴¹ Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

Estas expresiones son las correspondientes al par que el sistema elegido será capaz de proporcionar. Si se observa, están multiplicadas ambas por 2 debido a que es por las dos caras del disco por donde se producirá el rozamiento. Ello da a entender que el número de pistones es el número de pistones que tiene cada pinza por cada una de las caras. Por último, están multiplicados por los radios efectivos de los discos de freno y es que, los discos de freno son coronas circulares que poseen un radio exterior y otro interior y por tanto la nomenclatura de radio efectivo se refiere a la posición del radio donde se concentraría la presión ejercida por los pistones sobre las pastillas y éstas a su vez sobre el disco.

Analizando de dónde salen estas expresiones, se puede ver en la imagen correspondiente al contacto entre el disco y la pastilla y se analizan sus esfuerzos.

Para hallar la fuerza total de rozamiento se tiene que hallar, en primer lugar, la fuerza normal que se ejerce sobre el conjunto debido a los pistones de las pinzas de esta manera:

$$dF_n = p \cdot dS = P \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad \text{Ec. 1.127}$$

Por lo que integrando:

$$F_n = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{R_i}^{R_e} p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = p \cdot \alpha \cdot \frac{(R_e^2 - R_i^2)}{2} \quad \text{Ec. 1.128}$$

En cuanto a la fuerza tangencial se tiene:

$$dF_t = u \cdot dF_n = u \cdot p \cdot dS \quad \text{Ec. 1.129}$$

Integrando:

$$N = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{R_i}^{R_e} u \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta = \frac{1}{3} \cdot \alpha \cdot u \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad \text{Ec. 1.130}$$

La expresión anterior es para una cara del disco, por lo que por las dos caras quedará:

$$N_{disco} = \frac{2}{3} \cdot \alpha \cdot u \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad \text{Ec. 1.131}$$

Siendo por tanto el radio efectivo:

$$R_{ef} = \frac{N}{Ft} = \frac{2(R_e^3 - R_i^3)}{3(R_e^2 - R_i^2)} \quad \text{Ec. 132}$$

CAPÍTULO II

PARÁMETROS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE

2.1 FÓRMULA STUDENT GERMANY

⁴²En general, los vehículos de Formula SAE son monoplazas que poseen un largo de aproximadamente 3 metros. Usan motores de 600 cc adaptados de motocicletas, de 4 tiempos y 4 cilindros, que llegan a una potencia de 70 CV. Esta potencia es la encargada de mover un vehículo de menos de 300 Kg de masa y se regula mediante 6 marchas de cambio secuencial para conseguir aceleraciones de 0 a 100 Km/h en unos 4 segundos, y velocidades puntas de hasta 170 Km/h. Observando todos estos datos, se puede ver que la conducción de un vehículo de dichas características no es ningún juego ya que se trata de vehículos nerviosos debido a su poco peso y gran aceleración. Se sabe que en las pruebas cronometradas se llegan a alcanzar fuerzas de hasta 2g.

Todo ello hace comprender la necesidad de disponer de potentes frenos, dirección eficiente y suspensión de competición así como de arcos de seguridad delanteros y traseros. De hecho, el piloto debe vestir mono y casco ignífugos.

⁴² Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula Student Disponible en URL: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711> (Consultada el 20 de noviembre del 2012)

Debido a que se trata de un proyecto en conjunto de todas las partes del vehículo, para desarrollar el presente proyecto se realizará en función de un vehículo conceptual propio de este tipo de competición, para el cual se diseñará el sistema de frenos, suspensión y dirección que mejor se adapte a las características y especificaciones.

Las normas Formula SAE 2012, que influyen directamente sobre el diseño del monoplaza serán discutidas antes de la investigación de posibles soluciones a los distintos problemas existentes.

La SAE (Society of Automotive Engineers) es la principal fuente mundial para el diseño, la manufactura, operación y mantenimiento de automóviles y con su división Formula SAE se promueve el intercambio de destrezas y habilidades de los participantes de las distintas universidades.

La Formula Student es una competencia automovilística, pero no en su concepto habitual; pese a competir con automóviles monoplaza fórmula, realmente lo que se premia es el trabajo de ingeniería que hay detrás de todo proceso de diseño, creación, patrocinio, costos, plan de negocios y puesta a punto del vehículo.

En el evento anual se inscriben a nivel mundial cerca de 700 universidades participando por 78 cupos para la competencia principal de Formula Student en Alemania que cuenta con el apoyo de las grandes marcas como Mercedes Benz, Audi, Bmw, Maserati, Ferrari, Bosch, Ford, Daimler Chrysler, Porsche, Mahle, Mobil, Dekra, etc.

2.2. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE

El diseño del sistema de suspensión es de gran importancia, ya que de él depende la adecuación de la respuesta del vehículo ante diferentes sollicitaciones tanto estáticas como dinámicas. Por ejemplo, la fuerza lateral disponible en el contacto con la carretera y un neumático depende de muchos factores, siendo los principales el ángulo de deriva, el ángulo de caída, la deformación vertical del neumático y el desplazamiento longitudinal (o la relación entre la fuerza vertical y la fuerza longitudinal).

Las restricciones que impone la fórmula SAE para el diseño de suspensión son:

- La distancia mínima entre ejes o batalla, será de 1525 mm (midiendo esa distancia desde el centro del contacto de la rueda delantera con el suelo, al centro del contacto de la rueda trasera con el suelo, con las ruedas delanteras rectas).
- La vía (distancia entre ruedas del mismo eje) del vehículo más pequeña, no debe ser en ningún caso inferior al 75% de la vía mayor.
- La distancia al suelo de la parte inferior del chasis ha de ser la suficiente para no contactar en ningún momento con la pista, o partes de ella. Para esto se deberá tener en cuenta que las ruedas deben tener de un diámetro superior a 203.21 mm (esta medida no tiene en cuenta el neumático).
- El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo con amortiguadores delanteros y traseros, con recorrido de la rueda utilizable de al menos 50,8 mm (2 pulgadas),

25,4mm (1 pulgada) de recorrido y 25,4 mm (1 pulgada) de rebote, con el conductor sentado.

- Los jueces se reservan el derecho de descalificar a los vehículos que no representan un intento serio de un sistema de suspensión, para las pruebas dinámicas.
- Todos los puntos de montaje de la suspensión debe ser visible a la inspección técnica, ya sea por apreciación directa o al retirar cubiertas.
- La distancia al suelo debe ser suficiente para prevenir que cualquier parte del vehículo, aparte de los neumáticos, tenga contacto con la calzada.
- La acción intencional y excesiva de contacto de cualquier parte del vehículo con los neumáticos, producirá la pérdida de una carrera o un evento dinámico completo.

El reglamento establece parámetros adicionales, la intención de esta regla es prohibir las faldas deslizantes u otros dispositivos que por su diseño, fabricación o como consecuencia del movimiento del vehículo tienen contacto con la superficie de la pista; y cualquier contacto involuntario con el suelo que sea perjudicial, o que bajo el criterio de los organizadores de eventos dinámicos se determina que podría resultar en daños a la pista, se sancionará con la pérdida de una carrera o un evento dinámico completo.

- Las ruedas del automóvil debe tener un diámetro de 203,2 mm (8,0 pulgadas) ó más.
- Cualquier sistema de montaje de la rueda que utiliza una sola tuerca de retención, debe incorporar un dispositivo para retener la tuerca y la rueda en el caso de que la tuerca se afloje.

- Los pernos de seguridad, se consideran elementos de fijación de ingeniería y cualquier modificación estará sujeta a escrutinio adicional durante la inspección técnica. Equipos que utilizan pernos de orejeta modificados o diseños personalizados estarán obligados a presentar pruebas de que las buenas prácticas de ingeniería se han seguido en su diseño.
- Tuercas de aluminio se pueden utilizar si cumplen las solicitaciones del material, que el aluminio debe ser anodizado duro y en condiciones óptimas.
- Los vehículos pueden tener dos tipos de neumáticos:
 - Los neumáticos secos.- Los vehículos cuando se presenten para la inspección técnica deberán llevar este tipo de neumáticos.
 - Los neumáticos de lluvia.- Los neumáticos de lluvia pueden ser de cualquier tipo, con una profundidad mínima de 2,4 mm (3/32 pulgadas).

Nota: La Modificación de los neumáticos por parte de los equipos está expresamente prohibido.

- Una vez iniciadas las pruebas estáticas, está prohibido cambiar de tipo de neumáticos
- Los Calentadores de neumáticos están permitidos.
- No se permite aplicar potenciadores de tracción después de que la valoración estática empezó.
- Se somete al prototipo a una inclinación lateral de 60°, con el piloto más alto dentro del vehículo, el comportamiento de la suspensión debe ser tal que no se pierda contacto de ninguna rueda respecto de la superficie del plano inclinado, con ello se deduce, el buen comportamiento del vehículo en curvas.



Figura 2.1 Prueba Till vehículo Cotopaxi II (Hockenheim, Alemania)
(Fuente: Grupo Investigador)

2.3. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE

La dirección, junto con los frenos, son los sistemas de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de estos Sistemas durante la marcha del vehículo puede ocasionar fatales circunstancias porque representan el ente de control del piloto sobre el vehículo.

La Formula SAE hace referencia en sus normas especificando sobre la dirección lo siguiente:

- El sistema de dirección debe afectar al menos a dos ruedas.
- El sistema de dirección debe tener los límites de funcionamiento correctos que impidan a los acoplamientos de dirección cerrar.

- Los límites pueden ser colocados sobre las verticales o sobre la cremallera y deben impedir a los neumáticos ponerse en contacto con la suspensión, la carrocería, o partes del bastidor durante los eventos en pista.
- En un sistema de dirección aceptable el juego libre está limitado a un total de 7 grados medido en el volante.
- La dirección de la rueda trasera está permitida solo si la mecánica limita el ángulo de giro de las ruedas traseras a ± 3 grados.
- La dirección de las ruedas debe estar conectada de forma mecánica a las ruedas delanteras. Por ejemplo, el manejo la dirección por medio de cables está prohibido.
- Las ruedas deben tener 203,2mm de diámetro como mínimo. Se deben llevar neumáticos de lluvia y de seco. Estos deben cumplir la normativa oficial y no pueden ser cambiados tras las pruebas estáticas.
- El volante debe tener un perímetro circular y debe estar unido a la columna de la dirección con un enganche de desconexión rápida.
- El conductor realizar la desconexión rápidamente mientras conduce con los guantes.
- Los conductores deberán salir del vehículo en no más de 5 segundos.
- El tiempo de la salida comienza con el conductor en la posición de conducción, usando el equipo requerido de seguridad.
- El volante debe tener un perímetro continuo, que está cerca de la circular o cerca oval, es decir el externo el perfil de perímetro puede tener algunas secciones directas, pero ningunas secciones cóncavas.
- La distancia mínima que debe existir entre el volante y el Front Hoop (aro principal) es de 2 pulgadas (50 mm), esto es para que en caso de accidentes con vuelco, no se expongan las manos del piloto.

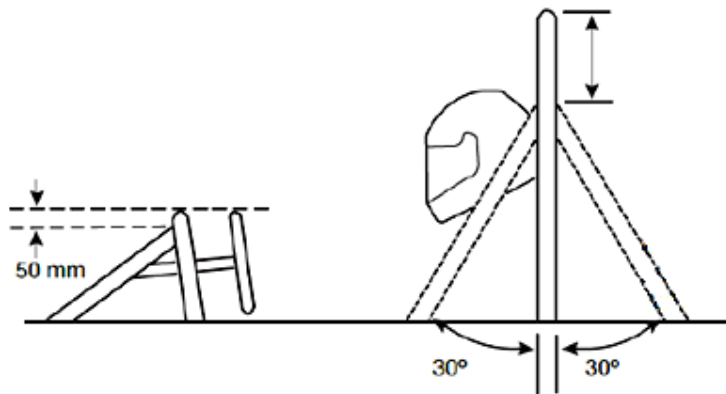


Figura 2.2. Norma F SAE

(Fuente:http://www.fsaeonline.com/content/2012_FSAE_Rules_Version_90111K.pdf)

2.4. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS ESTIPULADOS EN EL REGLAMENTO INTERNACIONAL DE LA FORMULA SAE

Como ya se mencionó el sistema de frenos constituye un órgano vital en la seguridad del piloto, ya que de ellos depende la detención segura del vehículo, por ello la SAE impone ciertas reglas para este sistema.

La normativa seguida para el desarrollo de este proyecto es la última emitida por la organización. Se trata de la normativa 2012. De esta manera, cada uno de los integrantes del equipo de Formula SAE debe realizar un estudio a fondo de la misma limitando, de esta manera, las posibilidades que cabrían imaginar para su diseño.

La normativa hace ciertas referencias en cuanto al sistema de frenado, que son:

- El prototipo deberá estar equipado de un sistema de frenos que actúe sobre las 4 ruedas y esté dirigido por un solo mecanismo de control.

- El sistema de frenado debe tener 2 circuitos hidráulicos independientes de manera que en el caso de fuga o falla en cualquier punto del sistema, el poder efectivo de frenado se mantenga al menos en 2 ruedas.
- Cada circuito hidráulico debe tener su propia reserva de líquido, ya sea por la utilización de depósitos por separado o por el uso de un único depósito con separación interna.
- Un único elemento de freno que actúe sobre un diferencial autoblocante es aceptable.
- El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas durante las pruebas que se especifiquen.
- Los sistemas de freno por cable están prohibidos.
- No se permite la utilización de conductos del sistema hidráulico de material plástico o sin blindaje de protección.
- En la vista lateral, ninguna parte del sistema de frenos que se monte en la parte suspendida del vehículo puede proyectarse por debajo de la superficie inferior de la estructura o monocasco, según sea el caso.
- El pedal de freno deberá estar diseñado para soportar una fuerza de 2000N sin ningún tipo de fallo del sistema de freno o de la caja de pedal. Esto puede ser probado con la fuerza máxima que puede ser ejercida por cualquier funcionario cuando esté sentado normalmente.
- El pedal de freno debe ser fabricado de acero, aluminio o titanio.
- En la prueba dinámica el sistema de frenos debe demostrar la capacidad de bloqueo de las 4 ruedas y detener el vehículo en línea

recta al final de una carrera de aceleración especificada por los inspectores de frenos.

- Como medida de seguridad debe ser instalado en el prototipo un interruptor que sea accionado en el caso de alcanzar el tope del recorrido del pedal de freno. Este interruptor deberá cortar el encendido y la energía a cualquier surtidor de gasolina eléctrico.
- La repetida actuación del interruptor no debe restaurar la energía de estos componentes, y debe ser diseñado de manera que el conductor no pueda restablecerla.
- El interruptor debe ser implementado con componentes analógicos, y no mediante el recurso de reguladores lógicos programables, unidades de control del motor, o reguladores digitales de funcionamiento similar.
- El vehículo debe estar equipado con una luz roja de freno de al menos 15 vatios, o equivalente, claramente visible desde la parte trasera. Si se utiliza una luz tipo LED, debe ser claramente visible en condiciones de intensa luz solar.
- Esta luz debe ser montada entre la línea central de la rueda y el nivel de los hombros del conductor verticalmente y aproximadamente en la línea central del vehículo lateralmente.

2.5. PRUEBAS DE LA COMPETICIÓN

La competición de Formula SAE está constituida por 4 pruebas dinámicas y 3 estáticas calificadas, además de 4 de seguridad no puntuables que son requisito fundamental para poder llevar a cabo las pruebas dinámicas. Estas pruebas son las siguientes:

2.5.1. PRUEBAS DE SEGURIDAD

Es la primera prueba que se realiza en la competición, y consiste en una evaluación exhaustiva del vehículo por parte de los jueces. El vehículo debe estar en perfecto estado y cumplir absolutamente con todos los requisitos de seguridad impuestos por SAE. Es indispensable su aprobación para poder realizar las otras pruebas, incluyendo las restantes de seguridad.

- 1) *Prueba de ruido*: el vehículo no debe sobrepasar los 110 dB a 10.000 rpm, colocando un sonómetro a 1 metro de distancia y en un ángulo de 45 grados.
- 2) *Prueba de inclinación*: el vehículo se coloca en una plataforma y se somete a una inclinación de 45 grados. Éste debe permanecer encendido sin derramar ningún fluido ni levantar ninguna rueda. Luego se inclina a 60 grados para simular las aceleraciones pico sufridas en las curvas.
- 3) *Prueba de frenado*: el vehículo debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas sin salirse del tramo recto después de acelerar en una pista de 25 m.

2.5.2. PRUEBAS ESTÁTICAS

- 1) *Presentación y ventas*: esta prueba consiste en exponer a los jueces un plan de mercado, ventas y negocios para poder producir el prototipo en forma masiva.
- 2) *Prueba de costos*: esta prueba exige la entrega anticipada de un informe que reporta la descripción y el valor de cada pieza empleada en el vehículo en pase a los valores estándar dados por la competición. Este informe se defiende ante los jueces y se presenta a discusión.
- 3) *Prueba de diseño*: es la prueba más prestigiosa de todas, puesto que aquí se evalúa el diseño completo desde el punto de vista ingenieril. Se defienden

las decisiones tomadas a lo largo de las distintas fases de diseño y construcción del vehículo, así como el acabado final del mismo.

2.5.3 PRUEBAS DINÁMICAS

1) *Prueba de aceleración*: se mide el tiempo de aceleración del vehículo en una recta de 75 m.

2) *Prueba Skid-Pad*: se evalúa la capacidad del vehículo para soportar aceleraciones laterales en un circuito en forma de “8”. Aquí se pone a prueba el desempeño del sistema de suspensión.

3) *Prueba de Autocross*: consiste en un circuito corto de aproximadamente 1 Km de longitud. En esta oportunidad hay un solo vehículo en pista, se evalúa el desempeño general del vehículo y los resultados definen la posición de salida para la próxima prueba a evaluar, la prueba de resistencia. Se evalúan la maniobrabilidad y manejabilidad del vehículo en una pista estrecha. Esta pista combinará la realización de pruebas de aceleración, frenada y giro en una sola prueba.

4) *Prueba de resistencia*: es la prueba de más peso en toda la competición (representa casi el 40% de los puntos). Se evalúa sobre un circuito de 1 Km de longitud en el que se realizan 22 vueltas, realizando un cambio de piloto en la vuelta número 11. Esta es la prueba más difícil de superar ya que el vehículo no puede desprender ninguna pieza ni derramar ningún fluido, lo que implicaría la descalificación inmediata del vehículo en dicha evaluación.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS.

3.1. PRELIMINAR DE DISEÑO

Atendiendo a las pruebas de la competencia expuestas en el capítulo II, los equipos plantean en el diseño del vehículo, sistemas de suspensión, dirección y frenos que estén orientados hacia la fiabilidad, eficiencia y seguridad durante su funcionamiento. Estos factores son de gran importancia ya que ayudan a transmitir al conductor confianza y control, que son valores importantísimos para el éxito en cualquier prueba deportiva.

Los criterios de diseño que se consideró para la evaluación de las alternativas están orientados a cumplir los objetivos planteados en este proyecto, por lo que se ha establecido los siguientes criterios:

- Costo: se evalúan los gastos que involucran cada uno de los componentes del sistema de suspensión, dirección y frenos para determinar el capital requerido.
- Construcción: está relacionado con la facilidad y factibilidad de elaborar y adquirir las partes que conforman los sistemas que se está desarrollando del prototipo de Formula SAE y, posteriormente, llevar a cabo el ensamblaje de los mismos con recursos materiales y tecnológicos disponibles.

- **Mantenimiento:** se refiere a la facilidad y rapidez de ejecutar las acciones de mantenimiento preventivo o correctivo de cualquier componente de los sistemas ante la presencia de fallas o desgaste.
- **Confiabilidad:** se trata de que el diseño garantice al piloto del vehículo una alta eficiencia y seguridad en los sistemas suspensión, dirección y frenos para disminuir los riesgos físicos durante el funcionamiento del mismo.
- **Versatilidad:** se asocia con que el diseño se pueda instalar y operar con facilidad en el vehículo, es decir, los sistemas deben ser de un peso y tamaño apropiado en relación con las exigencias que se exponen en el reglamento de la competición.

Para la realización conjunta del proyecto de diseño y construcción del vehículo, la organización, por medio de la normativa, fija un presupuesto máximo de \$25000. De esta cantidad se debe fijar un presupuesto para cada sistema, este valor debe marcar las perspectivas y posibilidades a la hora de hacer la selección o de fabricar los componentes de los sistemas.

Es fundamental, para poder diseñar los sistemas, que se establezca unas metas alcanzables mínimas en cuanto a rendimiento y prestaciones que se ajusten a las exigencias de frenada de este tipo de vehículos. Y como se ha visto, cambiar los componentes de cada sistema no implicará necesariamente una mejora en el funcionamiento de los sistemas, pero sí se puede influir significativamente en diversos aspectos que afectan directamente en este fenómeno. Los factores técnicos que permitirán alcanzar dicho objetivo son:

- **Cumplimiento de la normativa de la competición:** como cabía esperar es imprescindible seguir a rajatabla la normativa fijada al respecto por la organización del evento, esta constituirá por tanto el punto de partida del proceso de diseño y dimensionamiento del sistema de suspensión, dirección y frenos.
- **Correcta elección de los componentes:** los distintos elementos que formarán el sistema deben ser diseñados de tal forma que aseguren una correcta vida útil de utilización, correcto funcionamiento térmico y un bajo nivel de ruido y vibraciones con el objetivo final de que se asegure la correcta eficiencia del vehículo.
- **Reducción de masas no suspendidas:** como se definió anteriormente se trata de la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión, elementos tales como son llantas, neumáticos, bujes, frenos, elementos de suspensión; y por tanto es la masa que recibe directamente las perturbaciones del asfalto que se traduce en energía que deben disipar los amortiguadores. Por lo que cuanto más ligeros sean estos elementos más efectiva será la suspensión al sufrir menos inercias. La única forma de paliar estos efectos son disminuyendo dichas masas lo cual llegado a un cierto punto puede resultar bastante complicado.
- **Reducción de masas suspendidas:** la masa suspendida la constituye el resto de masa, es decir, la que sí está soportada por los resortes de la suspensión. Es interesante disminuirla aunque en cuanto a frenos se refiere el impacto es mucho menor que en el caso

de las masas no suspendidas. No obstante, conviene tenerlo en cuenta para así disminuir el peso total del vehículo.

- **Reducción de la altura del centro de gravedad:** si se disminuye la altura del centro de gravedad, el vehículo poseerá un mejor comportamiento en la frenada al disminuir el efecto de transferencia de cargas, consecuencia de la inercia del vehículo alrededor de ese punto, así como también mejora el comportamiento en curvas, es decir se tiene una mayor estabilidad del prototipo.
- **Control térmico:** se considera la solución de sobredimensionar los discos de freno sólo en el caso de que se tenga problemas en la frenada debidos a las altas temperaturas que se puedan generar. Así, sobredimensionándolos, se reducirá este problema pero a su vez se estará aumentando la masa.
- **Conformidad:** será un factor a tener en cuenta a la hora de elegir los elementos de los sistemas que se está desarrollando, intentado, así, reducir la masa en todo lo posible.
- **Adaptación al conductor:** Uno de los objetivos fundamentales de este proyecto es diseñar el sistema de suspensión, dirección y frenado de manera que a la hora de que el vehículo tenga que ser pilotado, el conductor tenga una sensación de comodidad, control y seguridad que influirá notablemente en la competición donde el conductor intervendrá notablemente en los resultados.

- **Seguridad:** lidiando con el punto anterior los frenos y la dirección de gran fiabilidad dan seguridad y transmiten confianza al piloto y por tanto debe ser un factor fundamental a la hora de diseñar el sistema.
- **Ajustabilidad, fácil inspección y reparación del sistema:** es importante saber que las operaciones de mantenimiento y reparación del vehículo deben ser realizadas por los propios integrantes del equipo de Formula SAE, por ello se debe tender a la simplicidad y facilidad de dichas tareas a través de la sencillez del sistema.

3.2. DETERMINACIÓN DE DIMENSIONES DE BATALLA Y VÍAS.

La batalla y la vía son factores que determinan cuánta carga vertical tendrá aplicada cada rueda durante las distintas maniobras en el seno de una competición. Como se indicó, esto determinará el agarre disponible y, por tanto, el comportamiento del vehículo.

Si bien ambas dimensiones son importantes, la dificultad que entraña su cálculo es alta, prefiriéndose recurrir a métodos empíricos o estadísticos. Los cálculos numéricos no pierden su valor, ya que crearán unos rangos dentro de los cuales se limitará el espacio de prueba e iteración.

Se trata de un ejercicio recurrente, en el que se necesitará conocer datos sobre las características de los neumáticos bajo diferentes cargas, pero a la vez se necesitará conocer las cargas producidas por esos neumáticos.

En el caso específico de los Fórmula S.A.E. y más específicamente en la Fórmula Student Germany, por las características especiales de sus circuitos, la mayoría de los equipos optan por reducir la batalla lo máximo posible, para dotar al monoplaza de reacciones vivas y nerviosas. Buscando

la batalla más corta posible, se encontró con la primera complicación. Esta no es otra que el hecho de que la dimensión longitudinal del vehículo viene muy condicionada por la disposición de los elementos fundamentales del monoplaza, como son (de delante a atrás) el piloto, el motor y la transmisión. Con esto queda definida la mínima batalla, que será la se adoptará para el vehículo.

En el caso de las vías delantera y trasera, la complejidad va más allá, porque, aunque también se ven condicionadas por las dimensiones de otros elementos, esto ocurre en mucha menor medida que para el caso precedente. Las consideraciones que se habra de tener para la determinación del ancho de vía podrían ser las siguientes:

Ancho de vía menor:

- Facilidad de circulación entre los límites impuestos por el circuito de la competición
- Menor capacidad de aceleración lateral en ese tren
- Mayor generación de calor en el neumático exterior a la curva
- Situación del centro de balanceo (*roll center*) más alto, con los respectivos inconvenientes que se han visto en el estudio de la Suspensión.

Ancho de vía mayor:

- Menor facilidad de circulación por zonas estrechas del circuito
- Más capacidad de aceleración lateral en ese tren

- Menor generación de calor en el neumático exterior (mejor reparto de temperaturas exterior-interior)
- Centro de balanceo más bajo

El hecho de que los neumáticos trabajen de forma óptima dentro de un rango muy estrecho de temperaturas, hace que la selección del ancho de vía se complique aun más. Una vía estrecha puede generar demasiado calor en la rueda exterior; tanto que el compuesto no rinda como de él se espera. Por contrario, una vía muy ancha reduce las temperaturas del neumático exterior, pudiéndose llegar al mismo caso anterior: que el compuesto trabaje fuera de su rango óptimo de funcionamiento.

Si bien la mejor forma de abordar este caso es probando en pista diferentes anchos de vía, se puede hacer una estimación previa mediante las llamadas “curvas del neumático”. En ellas, los diferentes fabricantes proporcionan datos, entre otras cosas, sobre el comportamiento del neumático bajo diferentes cargas, ángulos de deriva, capacidad de fuerza lateral, rigideces, etc.

Con ellas, se está en disposición de aproximar los valores de carga necesarios para alcanzar el óptimo coeficiente de rozamiento. Con los valores de carga se puede estimar la transferencia lateral de carga adecuada y, finalmente, el ancho de vía que proporcione dicha transferencia. Estas estimaciones olvidan los efectos del balanceo, el cabeceo o cualquier otro factor que añada complejidad al asunto.

A todo lo anterior, se suma la limitación que la organización de la *Fórmula S.A.E.* impone a los vehículos participantes: el producto de la batalla por el

promedio de las vías ha de ser menor o igual a 0,36. Expresado en términos matemáticos:

$$l \cdot \left(\frac{b_d + b_t}{2} \right) \leq 0,36$$

Siendo l la dimensión de la batalla, y b_d , b_t las vías delantera y trasera, respectivamente.

3.3. DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN

3.3.1. SELECCIÓN DE TIPO DE SUSPENSIÓN

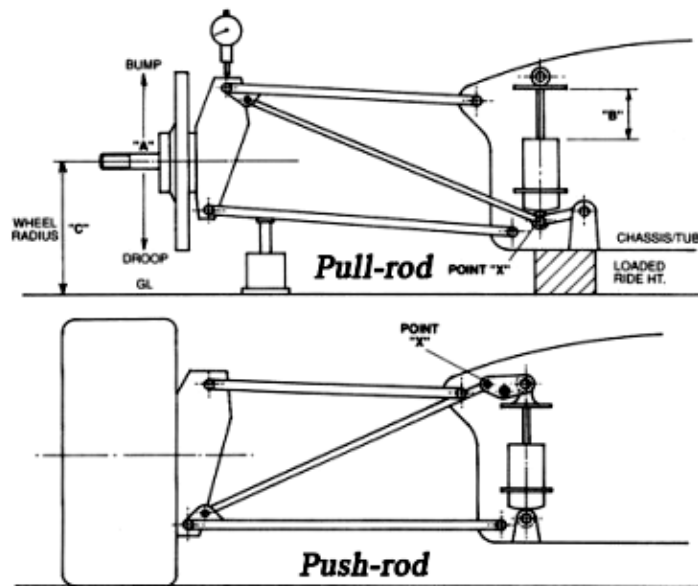


Figura 3.1. Tipos de Suspensión en Fórmula 1

(Fuente: <http://formulauno-auto.blogspot.com/2011/02/push-rod-y-pull-rod.html>)

Conocidos ampliamente los conceptos pull-rod (amortiguación a tracción) y push-rod (amortiguación a compresión), dadas las características geométricas del vehículo y las características mecánicas de los tubos y sujeciones, se implementó el sistema de suspensión push-rod, en los dos ejes por las siguientes razones:

- En pull-rod, el sistema a tracción sufre esfuerzos más grandes en determinados puntos y por este motivo es más delicado.
- El mecanismo de accionamiento entre el cuerpo de la rueda y el amortiguador, tiene más complejidad que un sistema push-rod.

- El sistema push-rod es más robusto, dándole fiabilidad al sistema de suspensión ante sollicitaciones extremas de aceleración, frenado y condiciones extremas en curvas.

3.3.2. SELECCIONAMIENTO DE COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN

3.3.2.1. Neumático

Este elemento es el punto crítico del sistema de suspensión, pues actúa directamente según las irregularidades del terreno, por sus propiedades elásticas mitiga en un porcentaje muy bajo las frecuencias de oscilación, la carga más importante la transmite al amortiguador, mediante el sistema push-rod.



Figura 3.2. Neumático Tipo Slick
(Fuente: Grupo investigador)

Para iniciar con el diseño del sistema de suspensión se debe seleccionar el tipo de neumático que se va a emplear, para el caso se utilizó un neumático de las siguientes características:

- Hoosier 20.5 x 7.0 - 13 road racingn
- La suspensión de un monoplaaza de formula Student debe ser rígida, y las llantas también este tipo de neumático ofrece esa característica.

- Alta adherencia, la dinámica del vehículo en pista ocasiona que los neumáticos se calienten, este fenómeno es utilizado por este tipo de neumático para convertirlo en mayor agarre en pista, generando mayor estabilidad, y mejor aprovechamiento de la potencia del motor.

3.3.2.2. Mangueta

Constituye un elemento de la masa no suspendida, y es la que interactúa mediante el amortiguador y el mecanismo push-rod con la masa suspendida.

La mangueta es considerada parte de la suspensión, pues en ella están ensamblados los brazos de la suspensión o mesas, adicional a ello en esta se monta uno de los principales elementos de la suspensión el neumático.

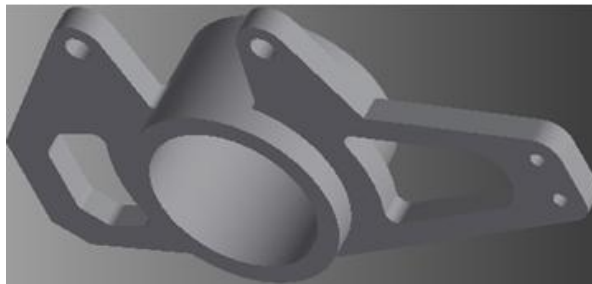


Figura 3.3. Diseño de Mangueta
(Fuente: Grupo investigador)

Considerando que la mangueta soporta cargas dinámicas y estáticas extremas, debido a que en ella se encuentran sujetas elementos del sistema de frenos, suspensión y la masa total del vehículo, y conociendo la transferencia de cargas que se generan cuando el prototipo está en movimiento, se debe seleccionar un material que brinde las propiedades mecánicas adecuadas para que no se produzca un colapso de los sistemas.

Para este caso, por sus propiedades mecánicas idóneas y por su facilidad de obtención en el mercado ecuatoriano se seleccionó el acero A36, con el cual se ha demostrado matemáticamente que se brinda la fiabilidad que el sistema requiere.

El acero A36, tiene una densidad de 7850 kg/m^3 (0.28 lb/in^3), en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 pulg ($203,2 \text{ mm}$) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPA (58 ksi).

3.3.2.3. Conjunto Muelle-Amortiguador

El conjunto muelle amortiguador juega un papel preponderante en el desempeño de la suspensión y con ello de todo el vehículo en general, pues tiene que soportar el peso del vehículo, las cargas debido a balanceo, vaivén y cabeceo, por ello es muy importante tomar en cuentas las características que este debe tener; para el caso se ha utilizado un conjunto muelle amortiguador de bicicleta de montaña de altas prestaciones, por las siguientes características:

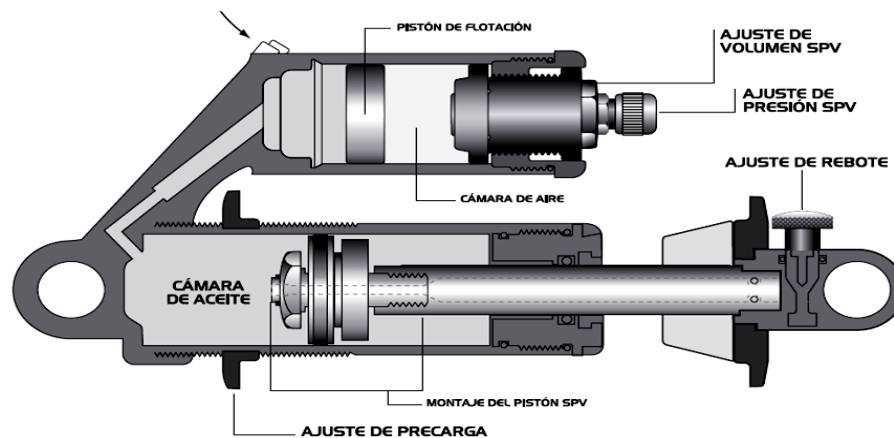


Figura 3.4. Partes y Sistemas de Amortiguador Swinger SPV
(Fuente: http://www.foromtb.com/showthread.php/624593-*Vendido*-Amortiguador-Manitou-Swinger-Air-4-Way-SPV-NUEVO)

Marca

- SWINGER

Modelo

- AMORTIGUADOR DE MUELLE HELICOIDAL SWINGER SPV CON AJUSTE CUATRO PUNTOS (Amortiguador de muelle helicoidal (con depósito) con ajustes de rebote, precarga, presión SPV y volumen SPV.)

Rendimiento

- La tecnología Stable Platform Valve crea una plataforma eficaz y firme para eliminar el movimiento excesivo (saltos bruscos) consecuencia de fuerzas de resonancia bajas como el pedaleo. Al recibir el impacto de golpes, sin embargo, la válvula SPV se abre permitiendo que cantidades masivas de fluido lubricante prevengan los pinchazos y absorban los impactos.

Relación elástica del muelle

- 400lbf/pulg

3.3.2.4. Rockers

Los rockers son elementos que actúan como medio de transferencia de movimiento y a la vez de fuerza, ya que las irregularidades del terreno hacen que los brazos de la suspensión oscilen, estas oscilaciones son transferidas por medio de la barra push-rod hacia el amortiguador, es decir este elemento funciona como un desmultiplicador de fuerzas.



Figura 3.5. Rocker
(Fuente: Grupo investigador)

Las solicitaciones mecánicas a las que este está sometido dependen de las condiciones dinámicas del vehículo, de ahí que es muy importante seleccionar adecuadamente el material. Conociendo las cualidades mecánicas de acero A36 se decidió emplear este material, la geometría del rocker depende del sistema de suspensión implementado.

3.3.2.5. Barras push-rod

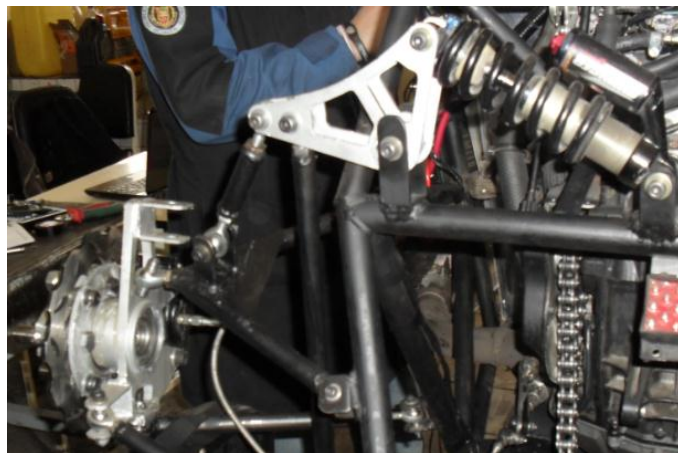


Figura 3.6. Barra Push-rod Trasera
(Fuente: Grupo investigador)

Debido a que la configuración del vehículo posee un sistema de suspensión push-rod, en los dos ejes, es necesario seleccionar el material adecuado para construir dichas barras.

Estas barras están sometidas a compresión pura, el valor de dicha carga varía en función de las condiciones dinámicas del vehículo.

Para el caso se definió que las barras deben ser huecas, no sólidas, pues se requiere optimizar lo mayor posible en peso, por ello se seleccionó tubos A500 grado C, con las siguientes características:

- Límite de Fluencia: 46000 psi
- Resistencia a la Tracción: 62000 psi

3.3.2.6. Barra Estabilizadora



Figura 3.7. Barra Estabilizadora Redimensionada
(Fuente: Grupo investigador)

La barra estabilizadora es un elemento elástico que genera un par de oposición al movimiento de balanceo, su utilización es muy importante pues aumenta la estabilidad del vehículo en una curva.

En el prototipo se implementó dos barras estabilizadoras en el eje delantero y trasero, con ello se garantiza la estabilidad del mismo en pista.

Las barras estabilizadoras utilizadas fueron para el eje delantero del Lada Niva Brio y para el eje trasero del Chevrolet Corsa Wind, a las cuales se les realizó modificaciones para adecuarlas al espacio y disposición en el vehículo.

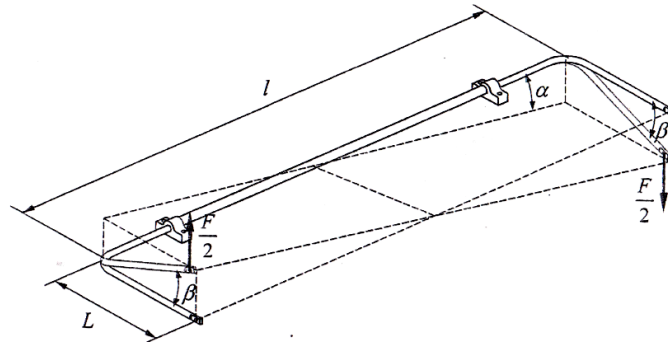


Figura 3.8. Parámetros Barra Estabilizadora

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.)

Para el sistema de suspensión se implementó las siguientes dimensiones, que está en función de la geometría del chasis y la suspensión.

$$l_d = 500mm$$

$$l_t = 640mm$$

$$l_d = 120mm$$

$$l_t = 120mm$$

3.3.2.7. Rótulas

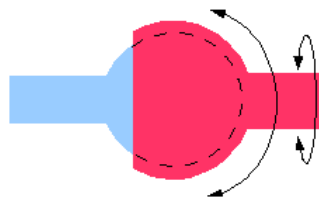


Figura 3.9. Grados de Libertad Rótula

(Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/R%C3%B3tula_\(mec%C3%A1nica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/R%C3%B3tula_(mec%C3%A1nica)))

Permite un relativo movimiento dentro de cierto ángulo en todos los planos que pasan por una línea. Denominada también articulación a rótula. Una rótula tiene tres grados de libertad, aunque la amplitud del movimiento en dos de ellos esté limitada.

Por la naturaleza mecánica de la rótula se le seleccionó como un elemento de anclaje, en el sistema de suspensión del prototipo.

El tipo de rótula que se utilizó para sujeción es el siguiente:



Figura 3.10. Rótula Aurora AB-M10T

(Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/aurora-bearing/cabezas-de-rotula-machos-autolubricantes-14773-487418.html>)

- Los rodamientos tradicionales de bolas y rodillos usados por la industria son rodamientos anti-fricción, designados para reducir la fricción y proveer soporte a toda clase de ensambles rotatorios.
- Las rótulas industriales Aurora, son rodamientos de fricción diseñados para proveer un control más preciso.
- Mayor confiabilidad y mejor resistencia al desgaste en aplicaciones oscilantes
- Son utilizadas en aplicaciones donde la rotación es muy lenta, pero su diseño y características son mejor utilizadas en movimiento lineal.
- Las rótulas Aurora son auto-alineables, tienen la habilidad de oscilar radialmente y autoalinearse axialmente, cualidades que permiten a mecanismos satisfactorios operar eficientemente bajo condiciones extremas de ciclaje, vibración, esfuerzo, carga, velocidad y temperatura.

3.3.2.8. Bujes

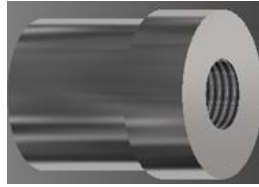


Figura 3.11. Diseño de Buje
(Fuente: Grupo investigador)

Los bujes son elementos que sirven como elementos de anclaje entre los elementos de la suspensión, en ellos se introducen los vástagos de las rótulas, de medidas M6, M8, M10.

Para la fabricación de estos elementos se utilizó acero de transmisión.

3.3.3. DETERMINACIÓN GEOMÉTRICA DEL CENTRO DE BALANCEO

3.3.3.1. Altura de Centro de Balanceo Suspensión Delantera

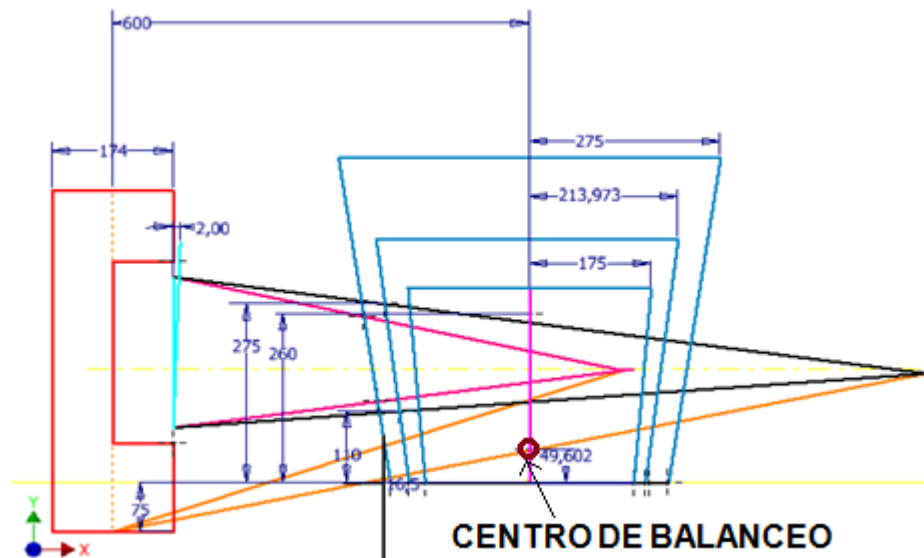


Figura 3.12. Determinación Geométrica de Centro Balanceo Eje Delantero
(Fuente: Grupo investigador)

El eje de balanceo y sus características desempeña un papel muy importante, en las acciones dinámicas del vehículo.

En el desarrollo del proyecto, se utilizó geometría básica elemental, pero muy funcional al momento de determinar la altura del centro de balanceo.

En la figura desarrollada en el Software INVENTOR de AUTODESK, se observa cuales son los parámetros del diseño propio del vehículo como por ejemplo la línea que divide al neumático con respecto a eje (Y), justo en su punto de contacto del neumático, así como también la línea entre cortada que divide al neumático en la mitad con respecto al eje (x); este eje representa el eje polo de movimiento de la suspensión.

Es importante trazar la línea media del ancho de vía , para conocer los puntos de intersección de la geometría, como se puede observar en la figura el extremo del polo, está ubicado fuera de chasis del vehículo, este fundamento es válido y depende los criterios de diseño del diseñador.

La figura también muestra la ubicación de la mangueta, la cual aparece girada 2° , esto se debe a que esta inclinación ayuda a la cinemática de la dirección, específicamente a la alineación.

La forma geométrica para determinar la altura del centro de balanceo es clara, se proyectan, dos rectas hacia un punto fuera del chasis, que es punto de pivotamiento, desde los anclajes de los brazos de suspensión situados en la mangueta, luego se proyecta, una recta desde el punto medio de contacto de la rueda, hacia el polo de pivotamiento, esta proyección genera una punto de intersección en la línea que divide el ancho de vía.

Esta intersección es medida desde la calzada, por ello para obtener esta dimensión se sabe que la altura del suelo al chasis es de 75mm, y la altura de centro de balanceo respecto al chasis es 49,602mm, la adición de estas dos dimensiones, determinan la altura del centro de balanceo.

3.3.3.2. Altura del Centro de Balanceo Suspensión Posterior

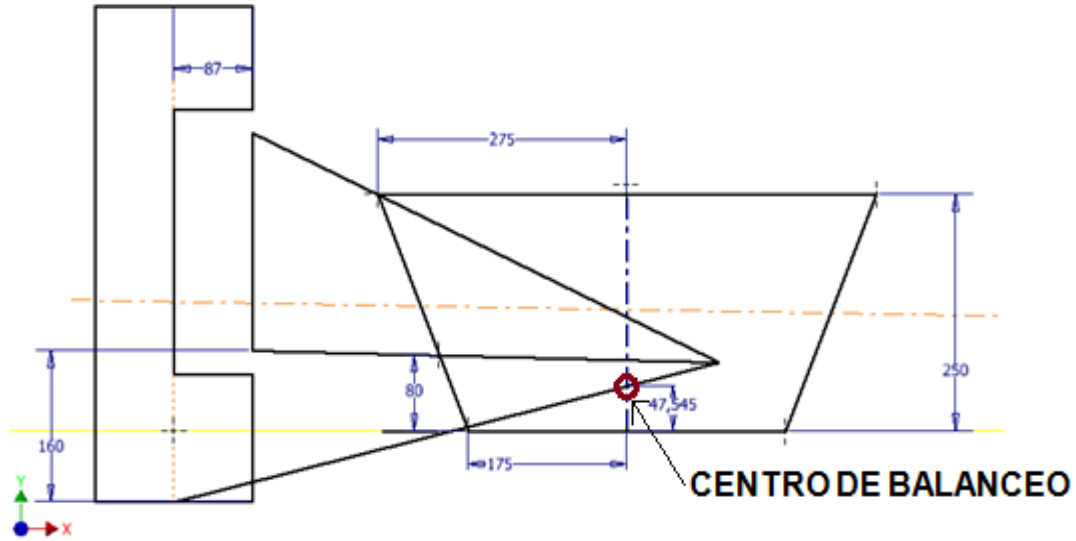


Figura 3.13. Determinación Geométrica de Centro de Balanceo Eje Trasero
(Fuente: Grupo investigador)

Para el análisis de la altura del centro de balanceo, en el eje trasero, se utilizan una geometría de determinación análoga a la utilizada en el eje delantero, la diferencia radica en la posición de la mangueta, que está girada 0° , y el ancho de vía es menor al delantero.

De la misma manera se trazan se proyectan, dos rectas hacia un punto fuera o dentro del chasis, que es punto de pivotamiento, desde los anclajes de los brazos de suspensión situados en la mangueta, luego se proyecta, una recta desde el punto medio de contacto de la rueda, hacia el polo de pivotamiento, esta proyección genera un punto de intersección en la línea que divide el ancho de vía.

3.3.3.3. Centro de Masas de la Masa no suspendida Eje Delantero

Para poder determinar el cálculo de la transferencia de masa, en movimiento de balanceo es de vital importancia determinar cuál es el centro de masa de la masa no suspendida en el eje delantero.

Gracias a las prestaciones que brinda el INVENTOR, se puede determinar este parámetro, muy fácilmente, optimizando tiempo.

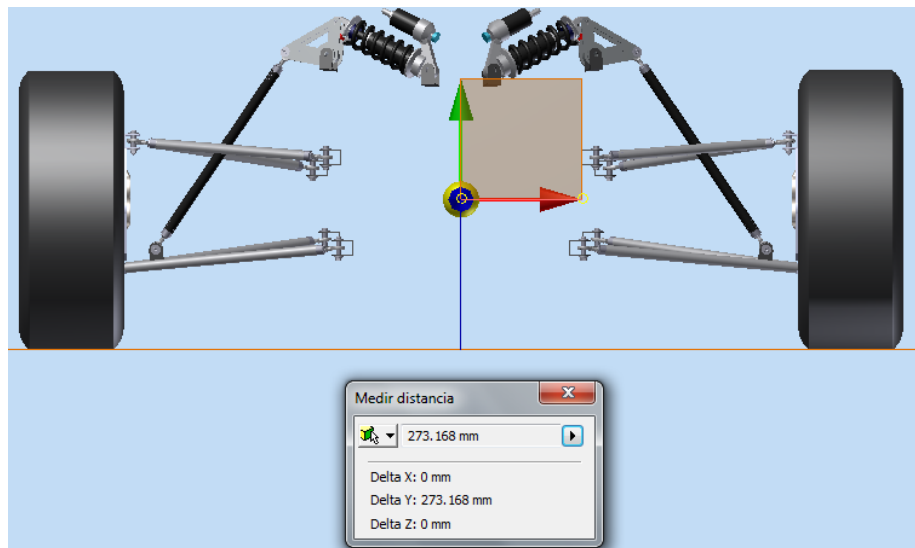


Figura 3.14. Determinación Centro de Masas No Suspendidas Eje Delantero
(Fuente: Grupo investigador)

3.3.3.4. Centro de Masas de la Masa no suspendida Eje Trasero

De igual forma que el eje delantero, es muy importante determinar el centro de masa del eje trasero, para desarrollar los cálculos de transferencia de masa en el evento de balanceo.

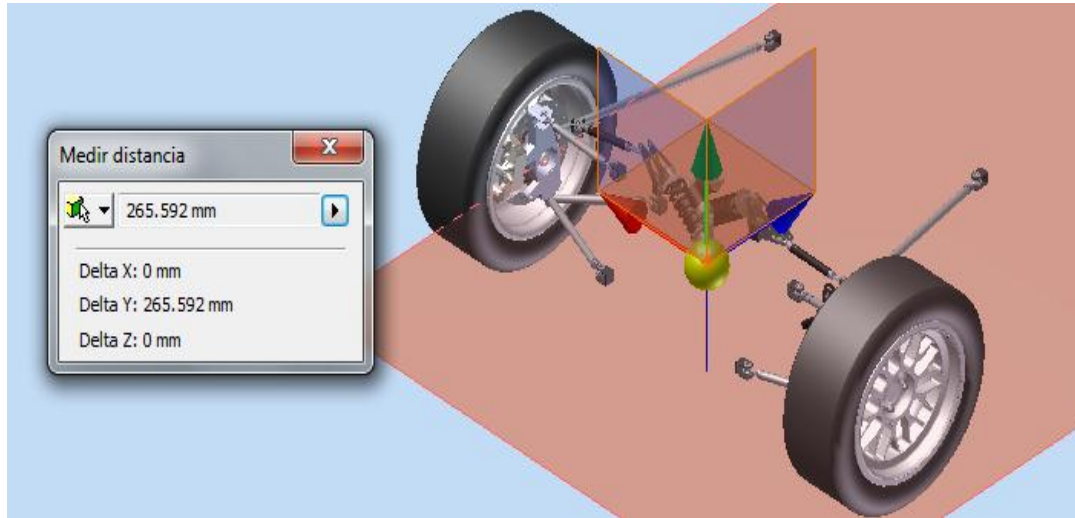


Figura 3.15. Determinación Centro de Masas No Suspendidas Eje Trasero
(Fuente: Grupo investigador)

3.3.3.5. Ubicación del Centro de Gravedad

La ubicación del centro de gravedad juega un papel fundamental en la dinámica del vehículo, por ello los cálculos y diseño deben estar orientados a que este esté lo más bajo posible, en teoría lo ideal es q este en el ombligo del piloto, pero la mayor aproximación a este es válida.

En la figura se observa la ubicación del centro de gravedad del prototipo COTOPAXI II, que es vital importancia para los cálculos correspondientes.

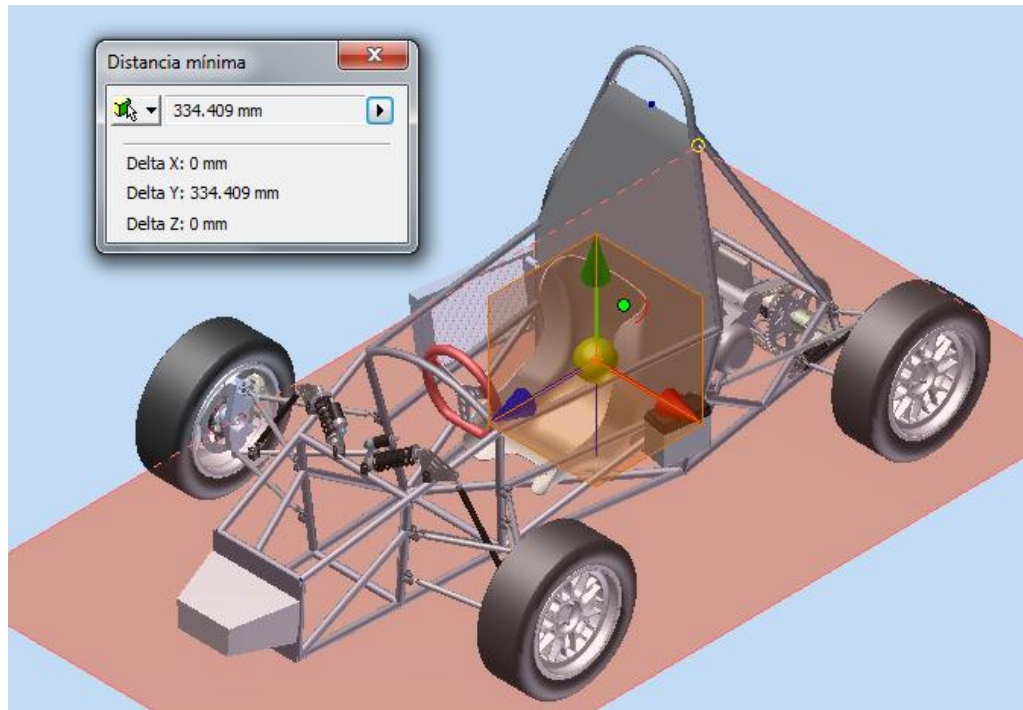


Figura 3.16. Ubicación del Centro de Gravedad
(Fuente: Grupo investigador)

3.3.3.6. Distancias de los Ejes delantero y Trasero respecto del Centro de Gravedad

La batalla o distancia entre ejes, es un parámetro muy importante condiciona el diseño de la suspensión, y del vehículo en general. Por ello es de vital importancia saber cuál es la distancia de los ejes respecto a centro de gravedad.

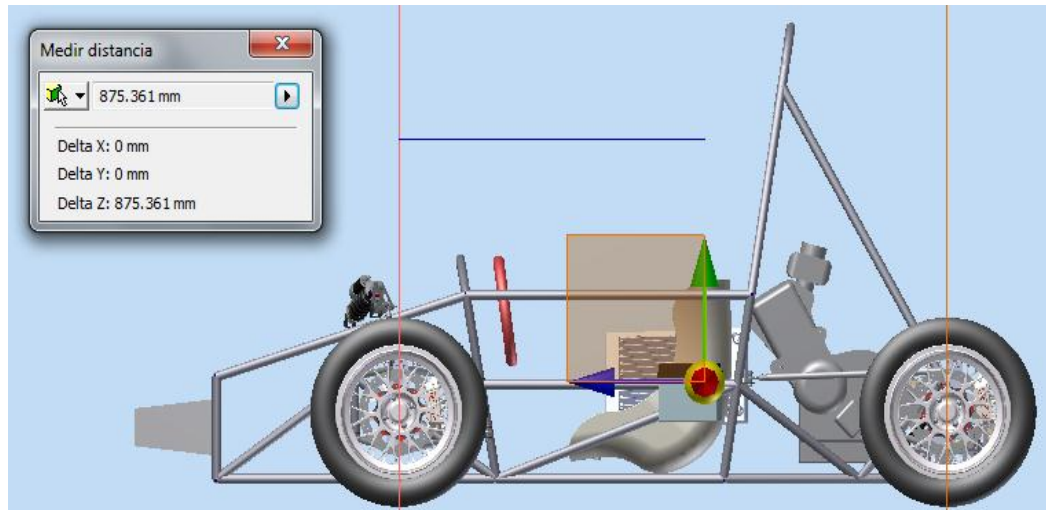


Figura 3.17. Distancia del Eje Delantero Respecto al Centro de Gravedad
(Fuente: Grupo investigador)

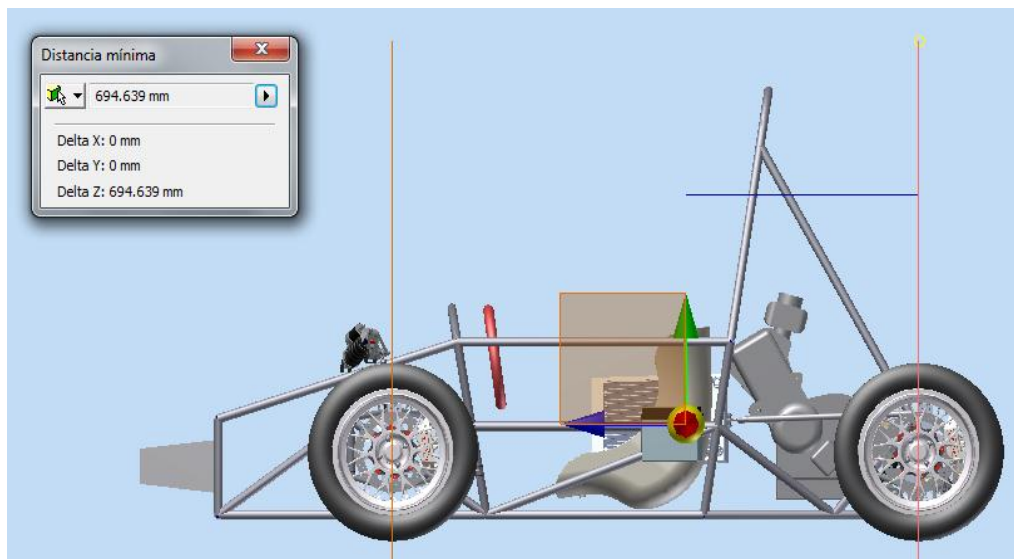


Figura 3.18. Distancia del Eje Trasero Respecto al Centro de Gravedad
(Fuente: Grupo investigador)

3.3.3.7. Distancia del Centro de Gravedad hacia el Eje de Balanceo

Es el punto más importante en el diseño de una suspensión, pues de ello depende el comportamiento dinámico del vehículo en pista, la distancia de estos dos entes es aceptable si está dentro del rango de 50 mm

- Si esta distancia está por encima del eje de balanceo fuera del rango antes expuesto el vehículo tendrá poca estabilidad en curvas y puede volcarse, dependiendo de la velocidad a la que lo haga.
- Por el contrario si el eje de balanceo está por debajo del centro de gravedad fuera del rango, las vibraciones del vehículo aumentarán, y afectará en la maniobrabilidad del piloto y su estabilidad.
- Al generar una distancia considerable entre el centro de balanceo y el centro de gravedad, se pueden generar momentos de vuelco en el vehículo.

Como ya se conoce la altura del centro de gravedad (h_s), ahora se determinará geoméricamente la altura del centro de balanceo en la misma línea del centro de gravedad.

$$d = h_s - h_A$$

$$d = (334,409\text{mm} - 121,494)\text{mm}$$

$$d = 212,915\text{mm}$$

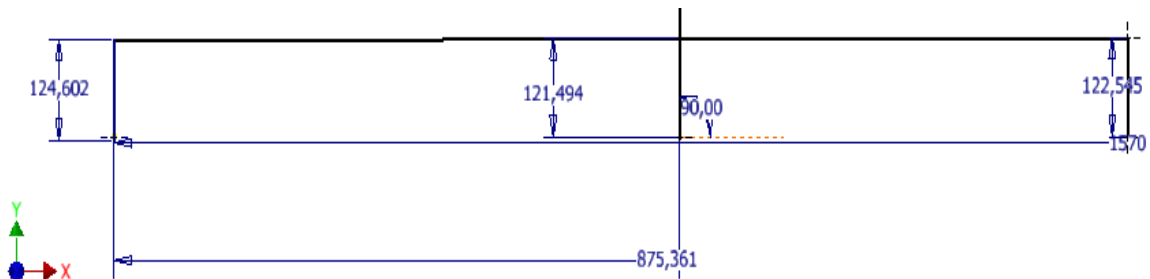


Figura 3.19. Proyección Lateral del Eje de Balanceo

(Fuente: Grupo investigador)

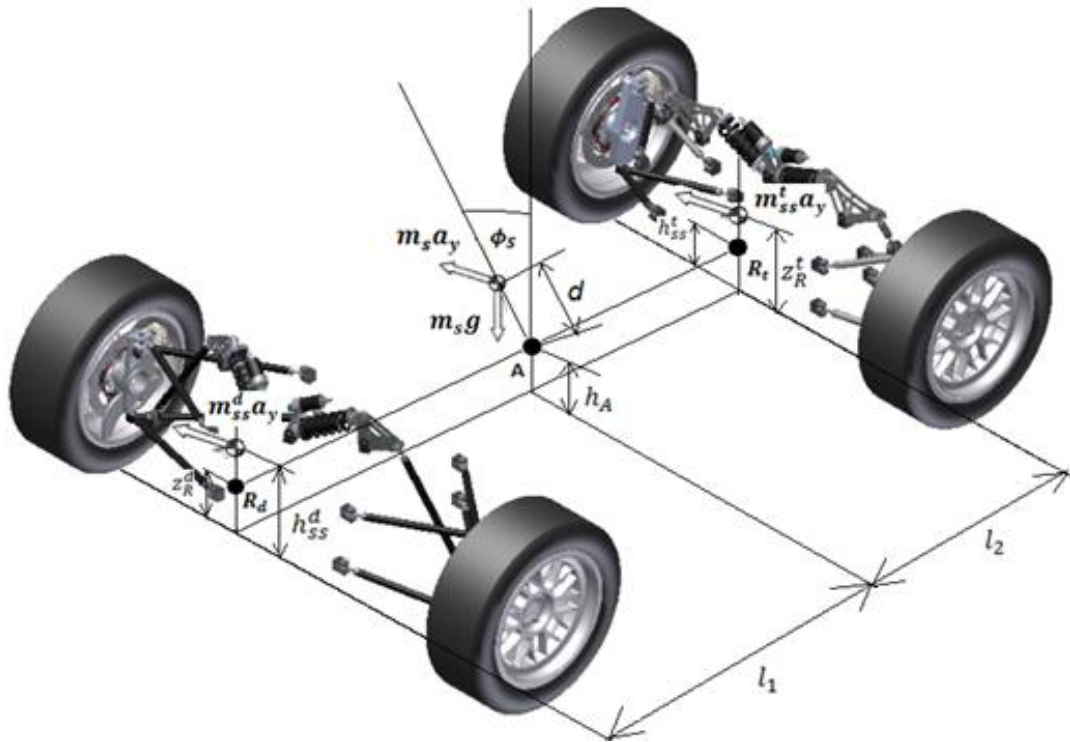


Figura 3.20. Parámetros de Sistema de Suspensión
 ((Fuente: Grupo investigador)

Tabla 3.1. Parámetros de cálculos para el Sistema de Suspensión

PARÁMETRO	SIMBOLOS	MAGNITUD	UNIDAD
Masa Total del Vehículo	m	340	kg
Batalla	B	1570	mm
Ancho de Vía Delantero	A_v^d	1403	mm
Altura del centro de masas delantero masa no suspendida	h_{ss}^d	273,168	mm
Altura del eje de Balaceo Eje Delantero	z_R^d	124,602	mm

Distancia del eje delantero hasta el centro de gravedad	l_1	875,361	mm
Distancia del eje trasero hasta el centro de gravedad	l_2	694,639	mm
Altura del Eje de balanceo Eje trasero	h_{ss}^t	122,545	mm
Altura del centro de masas trasero masa no suspendida	z_R^t	265,592	mm
Ancho de vía trasero	A_v^t	1203	mm
Distancia del centro de Gravedad al eje de balanceo	d	212,915	mm
Altura del centro de balaceo colineal al centro de gravedad	h_A	121,494	mm

3.3.4. FRECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN

Sin duda el parámetro más importante en un sistema de suspensión es la frecuencia de funcionamiento de la misma, ya que la determinación de este ente es decisivo a la hora de tener el vehículo en pista, en función a este parámetro se definió la estabilidad del vehículo y el aprovechamiento de la potencia del motor, pues se determina al agarre del vehículo a la calzada.

En este caso se ha tomado como punto de referencia el modelo de un grado de libertad, del conjunto masa resorte donde se hace despreciables tanto la masa no suspendida como la rigidez del neumático.

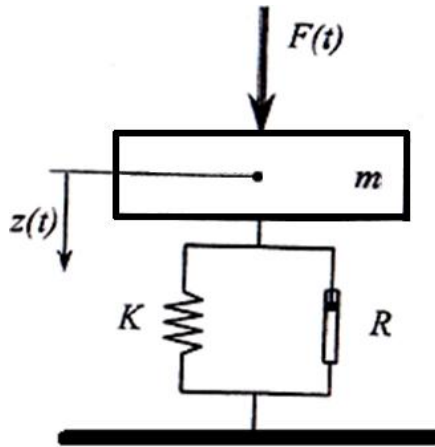


Figura 3.21. Modelo de un Grado de Libertad sistema Masa-Resorte-Amortiguador

(Fuente: LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 175)

El alcance de este análisis se lo hace referenciando ¼ de vehículo.

$$w_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2}$$

$$w_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{70050,71 \frac{N}{m}}{292Kg} - \left(\frac{0,25}{2 * 292kg}\right)^2}$$

$$w_n = 2,46Hz$$

Despreciando las características mecánicas de neumático que son la rigidez y el amortiguamiento, se determina la frecuencia de funcionamiento de la suspensión que para el caso está determinada, con la masa suspendida y la rigidez del muelle del amortiguador, tomando un valor estándar de amortiguamiento, dado que el factor de amortiguamiento del amortiguador implementado puede ser variado.

3.3.5. CÁLCULO DEL ÁNGULO DE BALANCEO

El ángulo de balanceo se calcula asumiendo despreciable la deformación de los neumáticos esto se fundamenta en que para determinar la deformación y con ello la constante de elasticidad de los neumáticos, se debe realizar ensayos que están fuera del alcance propuesto en el proyecto. La incidencia de este parámetro no es muy notoria, por lo que la proximidad de los cálculos tienen un margen de error insignificante.

$$\phi = \phi_s + \phi_{ss}$$

$$\phi_{ss} = 0$$

La variación angular en el momento de balanceo para el diseño será calculado más adelante, adicional a ello la experiencia y la literatura manifiestan que los monoplazas Fórmula Student llegar a soportar aceleraciones de 1.7 G's en curvas, para generar un margen de seguridad fiable los análisis a la solicitud de balanceo se realizarán con 2G's.

Para el caso del Monoplaza Cotopaxi II, por condiciones de diseño se tienen dos anchos de vía diferentes, pues el delantero es mayor que el trasero, por ello se realizarán los cálculos para los dos anchos de vías.

3.3.6. CONSTANTE ELÁSTICA CONJUNTO MUELLE AMORTIGUADOR

Todos los cálculos del sistema de suspensión se realizarán con unidades del sistema internacional. Conocida la constante de rigidez del muelle se empieza el análisis.

$$K_s = 400 \frac{lbf}{pulg} = 70050,71 \frac{N}{m}$$

Tanto para el eje delantero y trasero se cuenta con dos muelles dispuestos en serie por ello se debe tener en cuenta este parámetro para los cálculos.

3.3.7. RÍGIDEZ AL BALANCEO EJE DELANTERO

$$K_{\phi_s}^d = \frac{1}{2} k_s \cdot A_v^2$$

$$K_{\phi_s}^d = \frac{1}{2} \left(35025,355 \frac{N}{m} \right) \cdot (1,403 \text{ m})^2$$

$$K_{\phi_s}^d = 34472,11 \text{ N.m}$$

3.3.8. RÍGIDEZ AL BALANCEO EJE TRASERO

$$K_{\phi_s}^t = \frac{1}{2} \left(35025,355 \frac{N}{m} \right) \cdot (1,203 \text{ m})^2$$

$$K_{\phi_s}^t = 25344,50 \text{ N.m}$$

3.3.9. LÍMITE DE VELOCIDAD DE VUELCO

Conocer a qué velocidad en prototipo se puede volcar si pasa por una curva a condiciones severas como son 2g de aceleración, un peralte de 5°, y un radio de curvatura cerrado de 5m, da la pauta de las limitaciones del vehículo como consecuencia del diseño.

3.3.10. ANÁLISIS CON PERALTE

- Para el primer análisis se considera que existe un peralte de 5°, una aceleración de 2g, este análisis es análogo a las sollicitaciones a las que está expuesto el vehículo en la prueba de Autocross en el Evento Formula Student Germany 2012.

$$V_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2h_s} + \tan\zeta}{1 - \frac{A_v}{2h_s} \tan\zeta}}$$

- Como el prototipo posee dos anchos de vía distintos, se realiza el análisis en los dos ejes, y se ha tomado el valor más crítico.

3.3.10.1. Eje Delantero

$$V_{vd} = \sqrt{(9,81 \frac{m}{s^2}) \cdot (5m) \cdot \frac{\frac{(1,403m)}{2(0,334409m)} + \tan(5^\circ)}{1 - \frac{(1,403m)}{2(0,334409m)} \tan(5^\circ)}}$$

$$V_{vd} = 11,45709 \frac{m}{s} = 41,24 \frac{km}{h}$$

- El resultado muestra que a 41,24 km/h, el vehículo podría volcarse, fenómeno que se puede contrarrestar con la implementación de una barra estabilizadora.

3.3.10.2. Eje Trasero

$$V_{vt} = \sqrt{(9,81 \frac{m}{s^2}) \cdot (5m) \cdot \frac{\frac{(1,203m)}{2(0,334409m)} + \tan(5^\circ)}{1 - \frac{(1,203m)}{2(0,334409m)} \tan(5^\circ)}}$$

$$V_{vt} = 10,478 \frac{m}{s} = 37,72 \frac{km}{h}$$

- Por condiciones de diseño el ancho de vía trasero es menor que el delantero, por ello la respuesta es lógica, para el caso el vehículo provocaría un vuelco a 37,72 Km/h, fenómeno que se puede contrarrestar en un cierto porcentaje con la implementación de una barra estabilizadora.

3.3.11. ANÁLISIS SIN PERALTE

$$V_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{A_v}{2h_s}}$$

- Para este caso se analiza en comportamiento del prototipo en una pista que no posee peralte, que es semejante a la última prueba de la competencia Formula Student Germany (Endurance).

3.3.11.1. Eje Delantero

$$V_{vd1} = \sqrt{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (5m) \cdot \frac{(1,403m)}{2(0,334409m)}}$$

$$V_{vd1} = 10,14 \frac{m}{s} = 36,517 \frac{km}{h}$$

3.3.11.2. Eje Trasero

$$V_{vt1} = \sqrt{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (5m) \cdot \frac{(1,203m)}{2(0,334409m)}}$$

$$V_{vt1} = 9,3928 \frac{m}{s} = 33,814 \frac{km}{h}$$

- De igual forma que en el análisis anterior se toma el valor más crítico, que naturalmente recae en el ancho de vía trasero por ser menor, los resultados indican que a 33,814 Km/h el vehículo puede ocasionar un vuelco, fenómeno que puede ser contrarrestado por la implementación de una barra estabilizadora.

3.3.12. TRANSFERENCIA DE CARGA DEL VEHÍCULO AL EJE DE BALANCEO

Definitivamente que las cosas cambian drásticamente cuando se tiene un vehículo en movimiento, se generan transferencias de masas y mayores esfuerzos, en este caso se analizan uno de los movimientos que sufre un prototipo, uno de ellos es el balanceo, que se genera cuando el vehículo pasa por una curva.

3.3.13. BATALLA

La batalla no es más que la distancia entre ejes, pero juega un papel crucial en el comportamiento dinámico del vehículo, pues tiene mucho que ver en el diseño de suspensión y dirección del prototipo.

Como objetivo de diseño del prototipo se propuso acortar la distancia lo mayor posible, amparados en el Reglamento de la Formula SAE, con el fin de disminuir peso.

El cálculo de la distancia entre ejes se puede realizar midiendo de eje a eje, pero resulta más conveniente medirlo respecto al centro de gravedad por motivos de cálculos.

$$B = l_1 + l_2$$

$$B = (875,361 + 694,639)\text{mm}$$

$$\mathbf{B = 1,57m}$$

3.3.14. MASAS SUSPENDIDAS DELANTERAS Y TRASERAS

Analizar por separado el comportamiento de las masas suspendida y no suspendida garantiza conocer de mejor manera el comportamiento dinámico del vehículo, por ello se analiza el comportamiento de la masa suspendida y la no suspendida.

La masa total la consideramos con la masa del piloto de 70kg.

$$m = \text{masa total}$$

$$m = 340\text{kg}$$

$$m_{ss} = 48\text{ kg}$$

La masa no suspendida corresponde a los cuerpos completos de rueda

$$m_{ss} = \text{masa semisuspendida}$$

3.3.14.1. Masa Suspendida en el Eje Delantero

$$m_s^d = \frac{m_s \cdot l_2}{B}$$

$$m_s^d = \frac{(292\text{kg}) \cdot (0,694639\text{m})}{1,57\text{m}}$$

$$\mathbf{m_s^d = 129,19\text{ kg}}$$

El resultado refleja la masa suspendida que está soportando el eje delantero

3.3.14.2. Masa Suspendida en el Eje Trasero

$$m_s^t = \frac{m_s \cdot l_1}{B}$$

$$m_s^t = \frac{(292\text{kg}) \cdot (0,875361\text{m})}{1,57\text{m}}$$

$$\mathbf{m_s^t = 162,80\text{ kg}}$$

El resulta refleja masa suspendida que sostiene el eje trasero, como es lógico es mayor que la delantera, por la posición del motor y la transmisión.

3.3.15. MASAS TOTALES DELANTERAS Y TRASERAS

La masa total es la adición de la masa suspendida y la no suspendida.

3.3.15.1. Masa Total en el Eje Delantero

$$m^d = \frac{m \cdot l_2}{B}$$
$$m^d = \frac{(340kg) \cdot (0,694639m)}{1,57m}$$
$$m^d = 150,4313kg$$

El resultado define la masa total que soporta el eje delantero

3.3.15.2. Masa Total en el Eje Trasero

$$m^t = \frac{m \cdot l_1}{B}$$
$$m^t = \frac{(340kg) \cdot (0,875361m)}{1,57m}$$
$$m^t = 189,568kg$$

Del cálculo se obtiene la masa total soportada por el eje trasero

3.3.16. FUERZA DE MASA SUSPENDIDA

Para el diseño se ha impuesto una aceleración de 2g, pues es un parámetro de diseño promedio en el análisis al balanceo de un prototipo Formula Student.

3.3.16.1. Fuerza en el Eje Delantero

$$F_s^d = m_s^d \cdot a_y$$
$$F_s^d = 129,19 kg \cdot 2g$$

$$F_s^d = 129,19 \text{ kg} \cdot 2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$F_s^d = 2534,70 \text{ N}$$

3.3.16.2. Fuerza en el Eje Trasero

$$F_s^t = m_s^t \cdot a_y$$

$$F_s^t = 189,568 \text{ kg} \cdot 2g$$

$$F_s^t = 189,568 \text{ kg} \cdot 2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$F_s^t = 3719,324 \text{ N}$$

3.3.17. TRANSFERENCIA NETA DE CARGA EN CADA EJE

Cuando el vehículo entra a una curva, el lado de incidencia sufre una transferencia de carga.

3.3.17.1. Transferencia de Carga Eje Delantero Masa Suspendida

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{150,4313 \text{ kg} \cdot 2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot 0,124602 \text{ m}}{1,403 \text{ m}}$$

$$\Delta F_{zs}^d = 262,12 \text{ N}$$

El resultado representa la transferencia de carga por parte de la masa suspendida en movimiento de balanceo, por efecto de una aceleración de 2g, en el eje delantero.

3.3.17.2. Transferencia de Carga Eje Trasero Masa Suspendida

$$\Delta F_{zs}^t = \frac{189,568 \text{ kg} \cdot 2(9.81 \frac{m}{s^2}) \cdot 0,122545m}{1,203 \text{ m}}$$

$$\Delta F_{zs}^t = 378,8732 \text{ N}$$

3.3.18. CÁLCULO DE LA MASA NO SUSPENDIDA

Para determinar estos valores basta con hacer una relación de sustracción entre la masa total y la masa suspendida.

3.3.18.1. Masa no suspendida Eje Delantero

$$m^d - m_s^d = m_{ss}^d$$

$$m_{ss}^d = 150,4313kg - 129,19 \text{ kg}$$

$$m_{ss}^d = 21,24kg$$

3.3.18.2. Masa no suspendida Eje Trasero

$$m^t - m_s^t = m_{ss}^t$$

$$m_{ss}^t = 189,568kg - 162,80 \text{ kg}$$

$$m_{ss}^t = 26,76 \text{ Kg}$$

3.3.18.3. Transferencia de Carga Eje Delantero Masa no suspendida

La dinámica del vehículo ocasiona transferencias de carga, que varía en función de la aceleración que imprime el prototipo, determinar y cuantificar cual es la transferencia de carga ayuda a determinar fuerzas a las cuales los elementos del sistema de suspensión están sometidos.

$$\Delta F_{zss}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zss}^d = \frac{21,24 \text{ kg} \cdot 2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot 0,273168 \text{ m}}{1,403 \text{ m}}$$

$$\Delta F_{zss}^d = 81,13 \text{ N}$$

3.3.18.4. Transferencia de Carga Eje Trasero Masa no suspendida

$$\Delta F_{zss}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zss}^t = \frac{26,76 \text{ Kg} \cdot 2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot 0,122545 \text{ m}}{1,203 \text{ m}}$$

$$\Delta F_{zss}^t = 53,48 \text{ N}$$

3.3.18.5. Transferencias Laterales de Carga Delantera y Trasera

Las cargas totales generadas por la dinámica del vehículo en movimiento de cabeceo, se las analiza por separado es decir eje a eje, él porque se justifica del hecho, de que los anchos de vía son distintos.

3.3.19. ÁNGULO DE BALANCEO

$$\phi_{sd} = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{K_{\phi_{sd}} - m_s \cdot g \cdot d}$$

$$\phi_{sd} = \frac{292 \text{ kg} \cdot 2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot 0,212915 \text{ m}}{(33472,11 \text{ N} \cdot \text{m}) - 292 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,212915 \text{ m}}$$

$$\phi_{sd} = 0,037^\circ$$

$$\phi_{st} = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{K_{\phi st} - m_s \cdot g \cdot d}$$

$$\phi_{st} = \frac{292kg \cdot 2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,212915 \text{ m}}{(25344,50 \text{ N} \cdot \text{m}) - 292kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,212915 \text{ m}}$$

$$\phi_{st} = 0,049^\circ$$

3.3.20. TRANSFERENCIA TOTAL LATERAL DE CARGA EJE DELANTERO

$$\Delta F_{zT}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} + \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d} + \frac{K_{\phi s}^d \cdot \phi_{sd}}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zT}^d = \frac{(21,24 \text{ kg}) \cdot (2) \cdot \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,273168\text{m}}{1,403\text{m}}$$

$$+ \frac{129,19 \text{ kg} \cdot (2) \cdot \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,124602\text{m}}{1,403\text{m}}$$

$$+ \frac{(33472,11\text{N} \cdot \text{m}) \cdot (0,037)}{1,403\text{m}}$$

$$\Delta F_{zT}^d = 1188,85 \text{ N}$$

3.3.21. TRANSFERENCIA TOTAL LATERAL DE CARGA EJE TRASERO

$$\Delta F_{zT}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^t} + \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot z_R^t}{A_v^t} + \frac{K_{\phi s}^t \cdot \phi_{st}}{A_v^t}$$

$$\Delta F_{zT}^t = \frac{26,76 \text{ Kg} \cdot 2 \cdot \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,122545\text{m}}{1,203 \text{ m}}$$

$$+ \frac{(162,80\text{kg}) \cdot (2) \cdot \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,265592}{1,203 \text{ m}} + \frac{(25344,50 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot (0,049)}{1,203 \text{ m}}$$

$$\Delta F_{zT}^t = 1790,97 \text{ N}$$

3.3.22. MOVIMIENTO DE CABECEO Y VAIVÉN

Estos fenómenos aparecen cuando el vehículo es sometido a una carretera de sobresalientes irregularidades, aceleración y frenado.

Existen dos criterios para el análisis del cabeceo y vaivén, acoplado y desacoplado.

Para el análisis se tomará el criterio que los movimientos están desacoplados, dado que el prototipo tiene suspensión independiente, y asumir esta hipótesis facilita los cálculos que tienen una diferencia insignificante al análisis de movimientos acoplados.

3.3.23. MOMENTO DE TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA MASA SUSPENDIDA

Para este análisis se toma la aceleración $1,62 \text{ m/s}^2$, pues es la aceleración promedio que desarrolla un prototipo Formula Student en la prueba de aceleración.

3.3.23.1. Masa Suspendida

$$M_{\theta_s} = m_s \cdot h_s \cdot a_x$$

$$M_{\theta_s} = (292 \text{ kg}) \cdot (0,334409 \text{ m}) \cdot (1,62 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$M_{\theta_s} = 158,18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.3.23.2. Masa no suspendida Eje Delantero

$$M_{\theta_{ss}} = m_{ss} \cdot h_{ss} \cdot a_x$$

$$M_{\theta_{ss}} = (21,24 \text{ kg}) \cdot (0,273168 \text{ m}) \cdot (1,62 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$M_{\theta_{ss}} = 9,39 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.3.23.3. Masa no suspendida Eje Trasero

$$M_{\theta_{sst}} = (26,76kg) \cdot (0,265592m) \cdot (1,62 \frac{m}{s^2})$$

$$M_{\theta_{sst}} = 11,51 N \cdot m$$

3.3.24. CONSTANTE DE RIGIDEZ AL CABECEO Y VAIVÉN

Esta rigidez viene dada en función de los muelles de la suspensión y representa el par de oposición al movimiento de cabeceo y vaivén.

$$K_{\theta_s} = l_1^2 \cdot K_{sd} + l_2^2 \cdot K_{st}$$

$$K_{\theta_s} = (0,875361m)^2 \cdot (35025,355 \frac{N}{m}) + (0,694639m)^2 \cdot (35025,355 \frac{N}{m})$$

$$K_{\theta_s} = 26838,41 N \cdot m + 16900,55 N \cdot m$$

$$K_{\theta_s} = 43738,96 N \cdot m$$

3.3.25. ÁNGULO DE CABECEO DE LA MASA SUSPENDIDA

Es el ángulo que gira la masa suspendida del vehículo en torno al eje longitudinal, referenciado en el centro de gravedad.

Su análisis es importante para que el chasis no llegue a topar el piso en un momento de aceleración o frenado.

$$\theta_s = \frac{m_s \cdot h_s \cdot a_x}{K_{\theta_s}}$$

$$\theta_s = \frac{(292kg) \cdot (0,334409m) \cdot 2,84 \frac{m}{s^2}}{43738,96 N \cdot m}$$

$$\theta_s = 6,34 * 10^{-3}$$

3.3.26. ÁNGULO DE CABECEO MASA NO SUSPENDIDA

En realidad no tiene mucha incidencia en la dinámica del vehículo, pues esta masa es la que está soportando la masa no suspendida.

3.3.26.1. Eje Delantero

$$\theta_{ss1} = \frac{m_{ss1} \cdot h_{ss1} \cdot a_x}{K_{\theta s}}$$
$$\theta_{ss1} = \frac{(21,24kg) \cdot (0,273168m) \cdot 2,84 \frac{m}{s^2}}{43738,96 N \cdot m}$$
$$\theta_{ss1} = 3,76 * 10^{-4}$$

3.3.26.1. Eje Trasero

$$\theta_{ss2} = \frac{m_{ss2} \cdot h_{ss2} \cdot a_x}{K_{\theta s}}$$
$$\theta_{ss2} = \frac{(26,76 Kg) \cdot (0,265592m) \cdot 2,84 \frac{m}{s^2}}{43738,96 N \cdot m}$$
$$\theta_{ss2} = 4,61 * 10^{-4}$$

Para cuantificar el ángulo de cabeceo generado por la masa no suspendida y suspendida se puede ejecutar la adición de estas, que va ser válida como un valor de referencia de los cálculos.

$$\theta = \theta_s + \theta_{ss1} + \theta_{ss2}$$
$$\theta = 6,34 * 10^{-3} + 3,76 * 10^{-4} + 4,61 * 10^{-4}$$
$$\theta = 7,17 * 10^{-3}$$

Este valor representa el ángulo de cabeceo total generado.

3.3.27. EFECTO ANTICABECEO

Al diseñar un sistema de suspensión es importante buscar una geometría capaz de contrarrestar la transferencia de carga y minimizar el hundimiento trasero y por lo tanto el cabeceo del vehículo.

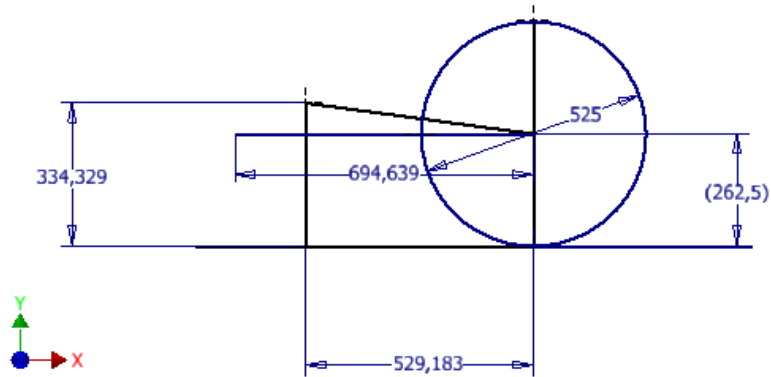


Figura 3.22. Proyección Geométrica Virtual de Polo
(Fuente: Grupo investigador)

3.3.28. ÁNGULO ANTICABECEO

Es el ángulo que se genera en el eje longitudinal, medido en la ubicación del centro de gravedad, por efecto de una aceleración brusca, que comprime los muelles de la suspensión trasera y extiende los muelles de la suspensión delantera por efectos de la transferencia de cargas.

$$\beta = \frac{1}{B} \cdot \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot \left(\frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{h}{B} - \frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{e-r}{d} + \frac{1}{K_{sd}} \cdot \frac{h}{B} \right)$$

$$\beta = \frac{1}{(1,570\text{m})} \cdot \left(\frac{3335,4\text{N}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) \cdot \left(2,84 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{(35025,355 \frac{\text{N}}{\text{m}})} \cdot \frac{0,334409\text{m}}{(1,57\text{m})} \right.$$

$$\left. - \frac{1}{(35025,355 \frac{\text{N}}{\text{m}})} \cdot \frac{(0,334329\text{m}) - (0,2625\text{m})}{(0,529183\text{m})} \right.$$

$$\left. + \frac{1}{(35025,355 \frac{\text{N}}{\text{m}})} \cdot \frac{0,334409\text{m}}{(1,570\text{m})} \right)$$

$$\beta = 615,03 \frac{N}{m} \cdot \left(6,081 * 10^{-6} \frac{m}{N} - 3,87 * 10^{-6} \frac{m}{N} + 6,81 * 10^{-6} \frac{m}{N} \right)$$

$$\beta = 0,01075^\circ$$

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{B} + \frac{h}{B} \cdot \frac{K_{st}}{K_{sd}}$$

$$\frac{(0,334329m) - (0,2625m)}{(0,529183m)} = \frac{0,334409m}{1,570m} + \frac{0,334409m}{1,570m}$$

$$0,1357 = 0,42$$

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{B}$$

$$0,1357 = 0,22$$

Porcentualmente se puede decir que adoptando esta posición del polo virtual de la geometría anti transferencia de carga, se recupera del hundimiento del eje trasero un 69%.

3.3.29. TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE MASA

3.3.29.1. Transferencia de Masa durante la Aceleración

ACELERACIÓN

Para realizar este análisis se realiza un promedio entre el tiempo mínimo y máximo obtenido en la prueba de aceleración del evento Formula Student Germany 2011, de donde se toma como tiempo mínimo 3,811 segundos y máximo 5,80 segundos, generando un promedio de 4,8055, para recorrer una distancia de 75m.

Velocidad Alcanzada

$$v = \frac{\text{distancia recorrida}}{\text{tiempo promedio}} = \frac{75m}{4,8055s} = 15,61m/s$$

Aceleración Máxima

$$a = \frac{v^2}{2d_r} = \frac{\left(15,61 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 75m} = 1,62 \frac{m}{s^2}$$

3.3.29.2. Transferencia de Masa durante la Aceleración

$w_a =$ Transferencia de Masa

$a =$ aceleración

$m =$ masa total

$h =$ altura del centro de masa

$l =$ distancia entre ejes

$$w_a = \frac{a \cdot m \cdot h}{l}$$

$$w_a = \frac{\left(1,62 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (340kg) \cdot (0,334409m)}{1,57m}$$

$$w_a = 117,32 N$$

3.3.29.3. Transferencia de Masa al eje Trasero

La masa total del prototipo en movimiento es de 340kg, con una distribución de pesos de 44,25% adelante y 55,75% atrás.

$w_t =$ Transferencia de Masa al eje trasero

$P_t =$ Porcentaje de distribución trasera

$P =$ Peso total del vehículo

$g = \text{gravedad}$

$$w_t = P \cdot P_t + \frac{w_a}{g}$$

$$w_t = (340kg) \cdot (0,5575) + \frac{117,32N}{9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$w_t = 201,50 \text{ kg}$$

3.3.29.4. Transferencia de Masa en Frenada Brusca

En el momento que se pisa el pedal de freno la energía mecánica se convierte en energía hidráulica, la misma que a su vez se convierte en energía mecánica para luego convertirse en energía calorífica y disiparse en el ambiente, esta acción ocasiona que los muelles del eje delantero se compriman y los del trasero extiendan, provocando principalmente una transferencia de masa al eje delantero, que debe ser controlada de tal manera que la parte frontal del vehículo no choque contra el piso, y adicional a ello que la distribución de masas de los ejes y la fuerza hidráulica en el sistema de frenos sea precisa para que el vehículo pueda bloquear las cuatro ruedas y desplazarse linealmente.

3.3.29.5. Transferencia de Masa Durante el Frenado

$w_f = \text{transferencia de masa durante el frenado}$

$$w_f = \frac{a_f \cdot m \cdot h}{l}$$

$$w_f = \frac{\left(15,68 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (340kg) \cdot (0,334409m)}{1,57m}$$

$$w_f = 1135,54N$$

TRANSFERANCIA DE MASA AL EJE DELANTERO

$w_d = \text{Transferencia de Masa al eje delantero}$

$P_d = \text{Porcentaje de distribución trasera}$

$P = \text{Peso total del vehículo}$

$g = \text{gravedad}$

$$w_d = P \cdot P_d + \frac{W_f}{g}$$

$$w_d = (340\text{kg}) \cdot (0,4425) + \frac{1135,54\text{N}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$w_d = 266,20 \text{ kg}$$

Tabla 3.2. Resultados Parámetros de Suspensión

PARÁMETRO	SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Masa total	m	340	Kg
Masa no suspendida Eje Delantero	m_{ss}^d	21,24	Kg
Masa no suspendida Eje Trasero	m_{ss}^t	26,76	kg
Masa Suspendida Eje Delantero	m_s^d	129,19	Kg
Masa Suspendida Eje Trasero	m_s^t	162,80	Kg
Masa total Eje Delantero	m^d	150,43	Kg
Masa Total Eje Trasero	m^t	189,56	Kg
Frecuencia $\frac{1}{4}$ de vehículo	w_n	2,46	Hz
Rigidez al Balanceo Eje Delantero	$K_{\phi_s}^d$	34472,11	N.m
Rigidez al Balanceo Eje Trasero	$K_{\phi_s}^t$	25344,50	N.m
Fuerza Eje Delantero Masa Suspendida	F_s^d	2534,70	N
Fuerza Eje Trasero Masa Suspendida	F_s^t	3719,324	N

Transferencia de Carga Eje Delantero Masa Suspendida	ΔF_{zs}^d	262,12	N
Transferencia de Carga Eje Trasero Masa Suspendida	ΔF_{zs}^t	378,87	N
Transferencia de Carga Eje Delantero Masa no suspendida	ΔF_{zss}^d	81,13	N
Transferencia de Carga Eje Trasero Masa no suspendida	ΔF_{zss}^t	53,48	N
Ángulo de Balanceo Eje Delantero	ϕ_{sd}	0,037°	
Ángulo de Balanceo Eje Trasero	ϕ_{st}	0,049°	
Transferencia Total de Carga Eje Delantero	ΔF_{zT}^d	1188,85	N
Transferencia Total de Carga Eje Trasero	ΔF_{zT}^t	1790,97	N
Momento de Transferencia Longitudinal de carga Masa Suspendida	M_{θ_s}	158,18	N
Momento de Transferencia Longitudinal de carga Masa no suspendida Delantera	$M_{\theta_{ssd}}$	9,39	N
Momento de Transferencia Longitudinal de carga Masa no suspendida Trasera	$M_{\theta_{sst}}$	11,51	N
Rigidez al Cabeceo y Vaivén	K_{θ_s}	43738,96	N.m
Ángulo de Cabeceo y Vaivén	θ	0,00717°	
Ángulo Anticabeceo	β	0,01075°	
Velocidad promedio alcanzada Prueba de Aceleración	v	15,61	m/s
Aceleración Máxima	a	1,62	m/s ²
Transferencia de Masa Aceleración	w_a	117,32	N
Transferencia de Masa Aceleración Eje	w_t	201,50	Kg

Trasero			
Transferencia de Masa Frenado	w_f	1135,54	N
Transferencia de Masa Frenado Eje Delantero	w_d	266,20	Kg
Velocidad Límite de Vuelco con Peralte Eje Delantero	v_{vd}	11,45	m/s
Velocidad Límite de Vuelco con Peralte Eje Trasero	v_{vt}	10,47	m/s
Velocidad Límite de Vuelco sin Peralte Eje Delantero	v_{vd1}	10,14	m/s
Velocidad Límite de Vuelco sin Peralte Eje Trasero	v_{vt1}	9,39	m/s

3.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

El mecanismo que tenga el sistema de dirección para tener el efecto Ackermann o AntiAckermann es crítico para el buen pilotaje del monoplaça.

Los vehículos de pasajeros tienen una geometría de dirección entre dirección Ackermann y dirección paralela mientras que es común que los vehículos de carrera usen Ackermann negativo. Al usar dirección Ackermann en los vehículos de pasajeros, u otros vehículos expuestos a aceleraciones laterales bajas, es seguro que todas las ruedas giren libremente porque las ruedas son direccionadas para tomar un centro de curvatura común.

Mientras que la razón de usar un Ackermann negativo (Anti Ackermann) en un vehículo de competición, es que en competencia se va a tener aceleraciones laterales muy elevadas y por la inercia que esto produce va a tener mejor asentamiento y adherencia al piso el neumático del exterior, por lo que usando anti Ackermann se va a tener una mejor respuesta en curva.

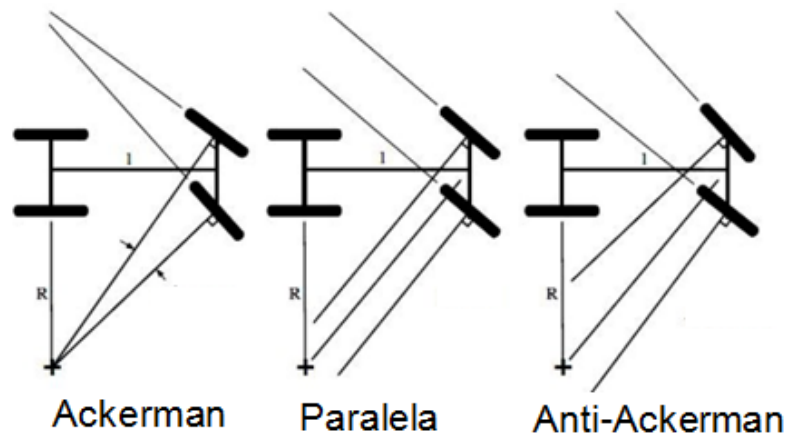


Figura 3.23. Diferentes geometrías Ackermann

(Fuente: <http://www.zonagravedad.com/modules.php?name=News&file>)

Sin embargo, muchos equipos en la competencia Formula Sae, optan por desarrollar una dirección paralela, por la facilidad que esta representa y las aceptables prestaciones en competencia, no obstante equipos con gran experiencia, manejan diferente criterio de Ackerman, dependiendo la prueba que van a realizar, es decir dependiendo de la prueba ellos eligen con que ir; Pro Ackermann o Anti Ackermann.

En este caso se ha elegido usar una dirección paralela con un ligero anti-Ackermann, por la facilidad de instalación y la buena respuesta en competencia.



Figura 3.24. Dirección Anti-ackerman Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1. DETERMINACIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Ahora se realizará un recorrido por cada uno de los elementos que influyen en la dirección y que compondrán el sistema de dirección del prototipo Formula SAE para obtener, así, una visión de la importancia de cada uno de estos elementos para diseñarlo o adaptarlo de la forma más apropiada posible a nuestras exigencias.

Es importante hacer una división de la masa total del monoplaza, puesto que, según su tipo, se comportan de modo distinto (diferente magnitud, diferentes frecuencias naturales de vibración, diferente colocación).

Es así que el sistema de frenado estará compuesto por los siguientes elementos que se irá estudiando a continuación:

- Volante
- Mecanismo de liberación
- Columna de dirección
- Unión universal
- Caja de dirección
- Brazo de accionamiento
- Rótulas
- Palanca de manguetas
- Manguetas
- Pivote

3.4.1.1. Volante

Las características que se han tomado en cuenta en el diseño del volante son:

- Es el órgano de mando de la dirección, el cual va conectado a la columna de dirección.
- El tacto y el grosor han de favorecer el uso cómodo y agradable del piloto.
- El volante tiene puntos ergonómicos relacionados con su diseño y colocación.

- El diseño del volante puede ser analizado haciendo uso los principios ergonómicos en tres áreas, diámetro de agarre, funda y relleno, y diámetro.
- El diámetro de agarre es importante en el diseño del volante, así un buen agarre puede permitir aplicar la fuerza necesaria sin deslizamiento de las manos del piloto.
- La funda y el relleno del volante es importante para el confort del piloto y junto al del los guantes del piloto garantizar su buena sujeción. Esto hace que el piloto emplee menor energía en el agarre del volante y además reduce la fatiga de los músculos de los brazos.
- El relleno del volante también contribuye en reducir la fatiga, creando mayor rozamiento entre los guantes y el volante. Esto es porque las manos del piloto se hunde un poco en el relleno, incrementando el área de contacto además de impedir que deslicen las manos sobre el volante. Un exceso de relleno es también inadecuado, ya que se pierde feeling sobre lo que ocurre en el tren delantero y la conducción puede bajar de rendimiento.
- El diámetro del volante determina la facilidad con la que se puede gobernar el sistema.
- La altura del volante debe ser más baja que la altura del aro de seguridad delantero según las normas de la Formula SAE. Lo más conveniente a la hora de fijar la altura del volante será maximizar la distancia a las piernas siempre que se cumpla la distancia al aro de seguridad.



Figura 3.25. Volante usado en vehículos formula SAE
(Fuente: <http://grabcad.com/library/tag/steering>)

Hay muchos fabricantes de volantes para uso deportivo, y dentro de esta sección no se entrará en comparaciones menores (forma, diámetro) a la hora de la elección.

El volante que se seleccionó fue un volante de marca SPA. Este volante fue elegido por maximizar el espacio a las piernas y por ser el mejor que encajaba en el arco delantero de seguridad del chasis.

El diámetro pequeño no debería causar una sensación de pesadez, a la hora de la conducción del monoplaza, debido al estudio de la desmultiplicación hecha en la caja de dirección.



Figura 3.26. Volante Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.2. Mecanismo de liberación del volante

Las normas de la Formula SAE especifican que un mecanismo de liberación del volante debe usarse en el monoplace. Para el diseño de este monoplace se empleará un mecanismo de liberación Hex drive.

El mecanismo de liberación Hex drive quick, llamado así por que el par del volante se transfiere a la columna de dirección, por medio de una unión hexagonal de, tal como se muestra en la figura. Generalmente el volante es colocado en la columna de dirección, usando la ranura existente en la cabeza hexagonal, la cual haciendo uso de una presilla ajustada por resortes impide su extracción.



Figura 3.27. Mecanismo de liberación del volante

(Fuente: <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/449bad9781abe.pdf>)

La ventaja de este tipo de mecanismo es el coste, sin embargo el diseño de este mecanismo hace que bajo un uso continuo pierda eficacia, ya que el área de contacto es mínima y empieza a desgastarse.



Figura 3.28. Mecanismo de liberación Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.2. Columna de dirección

El diseño de la columna de la dirección será estudiado primero según normas SAE, antes que su análisis de esfuerzo sea estudiado y que su diseño final sea desarrollado.

La columna de dirección debe transmitir el par desde el volante a la cremallera de la caja de dirección. Una buena manera de diseñar la columna de dirección es haciendo uso alguna unión universal, uniendo dos tramos de la columna formando un codo, orientando así la barra hasta la caja de la dirección.

Este método aumentará la distancia entre el volante y las piernas del piloto y permite aumentar el ángulo de entrada del piñón en la caja de dirección.

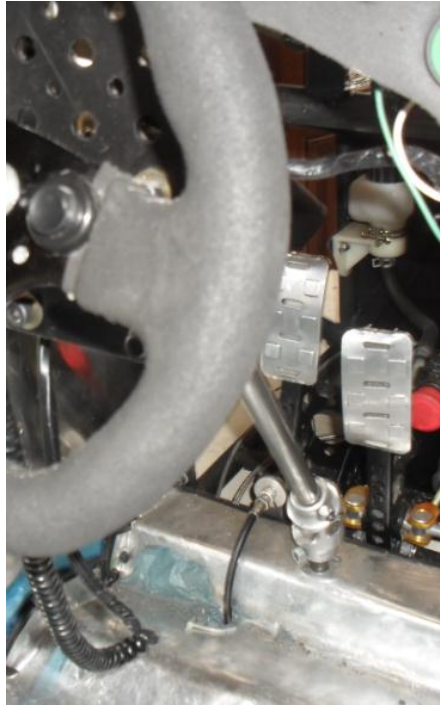


Figura 3.29. Conjunto volante, columna, junta universal.
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.3. Unión universal

Se usan para permitir mantener la comunicación del par, entre barras que estén con diferentes ángulos.

El tipo más común de unión universal para ángulos pequeños entre ejes es el pin and block, el cual se describe a continuación.

La unión universal Pin and block opera de manera eficiente con ángulos mayores a 35° .

Una unión universal típica pin and block es mostrada en la figura.



Figura 3.30. Junta universal
(Fuente: Grupo investigador)

La mayoría de uniones universales para uso en competición requiere una barra de $\frac{3}{4}$ pulgadas con un final plano para transmitir el par a través de la unión.

Debido a las restricciones en el proyecto, se utilizara una unión universal pin and block, por motivos económicos. La columna de dirección será de 19 mm de diámetro de acero.

3.4.1.4. Caja de dirección

El mecanismo que se va a usar para este vehículo que comúnmente se ocupa es el sistema de piñón- cremallera.

El sistema piñón-cremallera es muy empleado en la actualidad por su economía de elementos, y por su simplicidad de montaje, permitiendo incorporar sistemas de ayuda a la maniobrabilidad como son los sistemas de dirección asistida.

El sistema va acoplado directamente al brazo de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico. Es un sistema de gran precisión, en particular en los motores delanteros con tracción delantera ya que disminuye

enormemente el esfuerzo a realizar, es muy suave, tiene buena recuperación y es segura.

La columna de dirección acaba en su extremo en un piñón (generalmente helicoidal) que engrana constantemente con una barra tallada en cremallera. La cremallera se mueve dentro de una carcasa que le sirve tanto de guía como de protección contra los agentes externos. Esta barra de cremallera se une directamente a los brazos de acoplamiento de las ruedas mediante dos bieletas de dirección o brazos de acoplamientos y rotulas de montaje, permitiendo el movimiento oscilante de las ruedas.

Se ha escogido el sistema de cremallera por los siguientes motivos.

- Construcción sencilla
- Fácil y económica de fabricar
- Buena eficiencia
- Contacto libre entre piñón y cremallera como posible amortiguamiento interno.
- La bieleta puede unirse directamente a la cremallera.
- Baja elasticidad de la dirección.
- Fácil de limitar el movimiento máximo de la cremallera.



Figura 3.31. Cremallera Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.5. Brazo de Acoplamiento

En este caso, sistema piñón-cremallera, son las barras que unen la cremallera con las palancas de las manguetas. La unión se hace por medio de rotulas, auxiliares en la cremallera y radiales en la palanca de la mangueta. El acoplamiento entre las rotulas y las bieletas es roscado de forma que se puede variar la distancia desde los extremos de la cremallera al extremo de las palancas de las manguetas. Luego se asegura el conjunto mediante el sistema de tuerca y contratuerca, actuando de tuerca la propia bieleta. Esto sirve para regular el paralelismo entre las ruedas.

Las bieletas deben ser de acero aleado ya que deberán aguantar los golpes que le lleguen desde las ruedas a través de la mangueta y las palancas de las manguetas.

El brazo de acoplamiento será fabricado en acero ASTM A 36

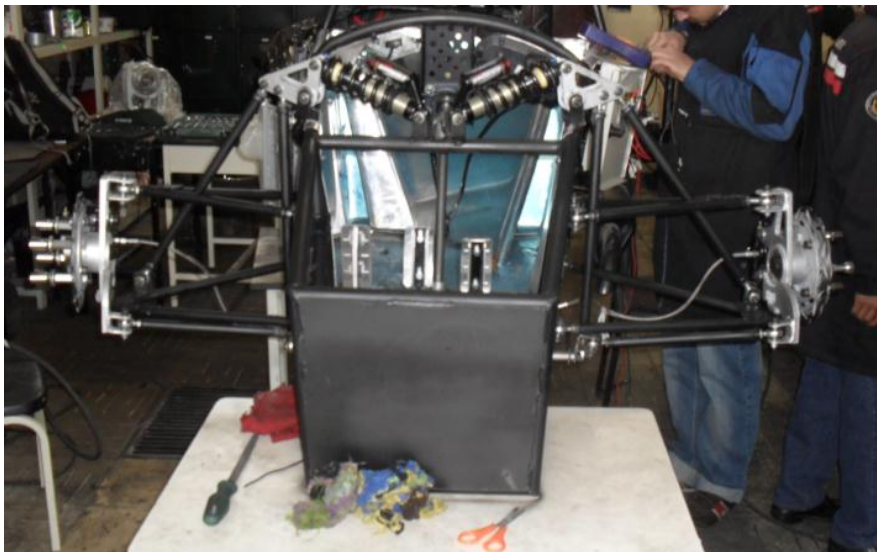


Figura 3.32. Sistema de Dirección Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.6. Rótulas

Permiten las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la dirección (el movimiento de la cremallera y el de las palancas de las manguetas no están en el mismo plano) como al efecto de la suspensión (las ruedas y con ellas las palancas de las manguetas, oscilan con la suspensión mientras que la cremallera esta unida rígidamente al chasis).

Las rotulas constan de tres partes esencialmente: una bola, un cojinete que se sitúa detrás de la bola y la carcasa para reducir el rozamiento y una carcasa que envuelve a los anteriores. La bola lleva acoplada una varilla roscada por la que se conecta a uno de los elementos a articular. El otro elemento se conecta a otra varilla roscada que sale de la carcasa.

En este vehículo se aplicaran rotulas de rosca derecha e izquierda según sea el caso.

3.4.1.7. Palanca de las manguetas

Son la última parte del cuadrilátero articulado. En su movimiento, las bieletas por medio de las rotulas, tiran o empujan los extremos de las palancas, lo que ocasiona que estas giren alrededor del pivote junto con la mangueta ya que ambas palanca y mangueta están unidas solidariamente y se produzca el giro de la rueda.

En nuestra pieza diseñada, esta palanca está integrada en la propia mangueta, dándole un ángulo determinado según el cuadrilátero de Ackermann.

Esta ve a estar unida a la mangueta y estará por delante del eje delantero.



Figura 3.33. Palanca de Mangueta
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.8. Manguetas

Estas piezas deben ser muy rígidas para soportar los golpes a los que se verán sometidos en su funcionamiento, que en ocasiones serán extremadamente violentos, sin deformarse pero a la vez lo suficientemente tenaces para no romperse debido a su fragilidad.

Para las manguetas se usará bloques de acero maquinable ASTM A 36



Figura 3.34. Mangueta Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.1.9. Pivote

Esta pieza va cementada y rectificada para facilitar el giro de la mangueta alrededor de su soporte. El pivote se ve sometido a fuerza cortante pura que en ocasiones alcanzan valores importantes lo que obliga a fabricarlo en acero de buena calidad.

El eje delantero del monoplaza se engloba como independiente, suspensión, mangueta.

Según con el tipo de suspensión que se fabrique el automóvil, será más adecuado el uso de un mecanismo de dirección u otro. En el caso que nos abarca, un monoplaza de competición, en el cual la resistencia al avance debe ser disminuido todo lo posible, el sistema de suspensión queda limitado a una estructura de brazos triangulares, quedando la mayor parte de los componentes de la misma acoplados al chasis y englobados en la carrocería de fibra, la cual hace que el aire fluya a través del monoplaza, logrando cargar de manera optima a la vez que logra centrar todo el peso alrededor del eje de rotación del vehículo.



Figura 3.35. Pivote de mangueta
(Fuente: Grupo investigador)

3.4.2. CÁLCULOS DE DIRECCIÓN

Considerando que no existe deriva en el eje posterior se puede determinar los ángulos de desfase para la dirección mediante la siguiente expresión:

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{A_v}{B}$$

Ya conocidos los parámetros $A_v = 1403 \text{ mm}$ y $B = 1570 \text{ mm}$, se puede medir el ángulo de giro que genera la rueda izquierda, y mediante la ecuación expuesta se puede calcular el ángulo de guiado derecho.

Si $\delta_e = 25^\circ$

$$\cot \delta_i = \cot 25^\circ - \frac{1403 \text{ mm}}{1570 \text{ mm}}$$

$$\cot \delta_i = 87,70938996 - 0,893630573$$

$$\cot \delta_i = 86,81575938$$

$$\delta_i = 17,97^\circ$$

3.4.3. EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL

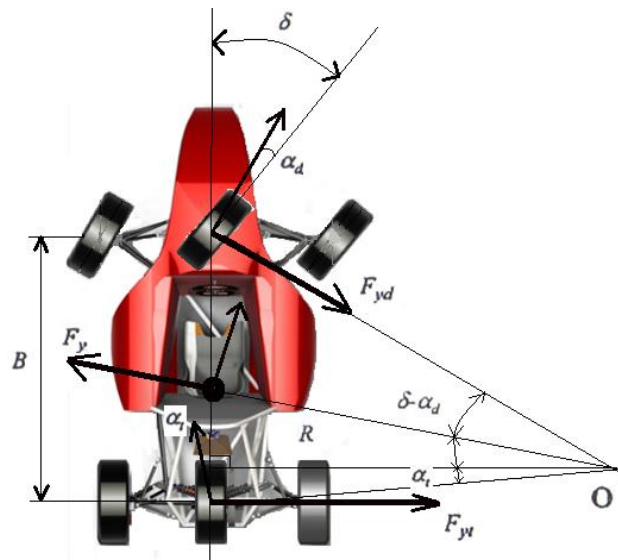


Figura 3.36. Fuerzas que actúan en el comportamiento direccional
(Fuente: Grupo Investigador)

3.4.4. FUERZAS LATERALES

La fuerza lateral total, se la calcula imponiendo una aceleración de 2G's. que es la aceleración tomada para el diseño.

$$F_y = m \cdot a_y = \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$F_y = (340kg) \cdot (2 * 9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_y = 6670,8 N$$

Para que el vehículo puede describir una curva, se necesita que exista una fuerza de igual módulo y dirección pero diferente sentido, por ello se calculan las fuerzas laterales en cada eje.

Para el caso del eje delantero, el parámetro de velocidad se lo toma del cálculo realizado en el sistema de suspensión que se refiere a la velocidad límite de vuelco, para el análisis se ha tomado el valor más crítico que arrojó el cálculo que es $10,14 \frac{m}{s}$.

$$F_{yd} = m_d \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{P_d}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$F_{yd} = (162,80kg) \cdot \frac{\left(10,14 \frac{m}{s}\right)^2}{(5m)}$$

$$F_{yd} = 3347,80 N = 752,61 lbf$$

El análisis del eje trasero es análogo al delantero, tomando en cuenta que como el ancho de vía delantero es diferente al trasero se debe tomar el valor más crítico del cálculo de la velocidad límite de vuelco, calculada anteriormente en el sistema de suspensión, que para el caso es $9,39 \frac{m}{s}$.

$$F_{yt} = m_t \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{P_t}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$F_{yt} = (189,568 \text{ kg}) \cdot \frac{\left(9,39 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{(5\text{m})}$$

$$F_{yt} = 3342,92 \text{ N} = 751,51 \text{ lbf}$$

Conocidas las fuerzas laterales, se puede trasladar su valor a una tabla para poder obtener el ángulo de deriva de los neumáticos.

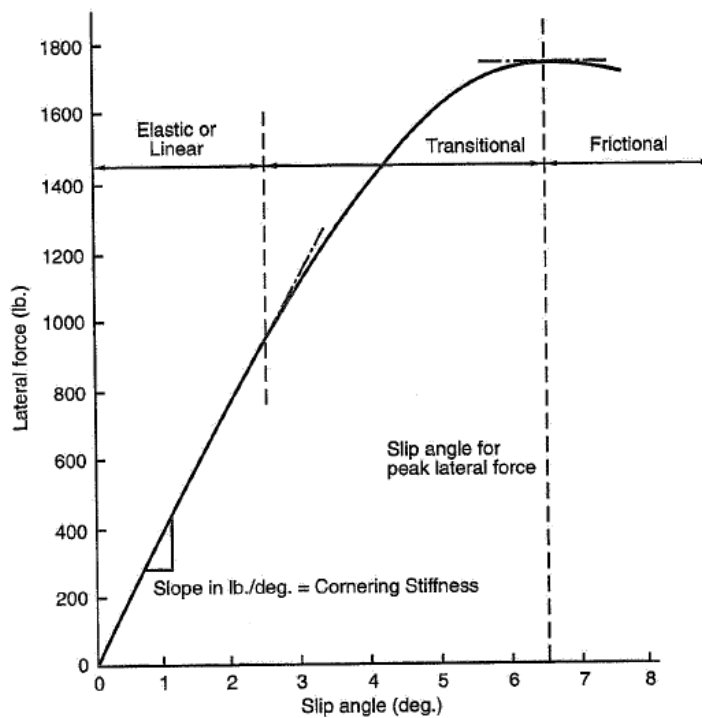


Figura 3.37. Fuerza lateral vs. Ángulo de deriva

- (Fuente: MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, U.S.A: SAE Internacional. Pág. 25)

Al trasladar las fuerzas delanteras como las traseras a la función descrita en la grafica se puede determinar un ángulo de deriva muy cercano a la realidad.

$$\alpha_d = \frac{F_{yd}}{K_{\alpha d}} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{P_d}{K_{\alpha d}}$$

$$K_{\alpha d} = \frac{F_{yd}}{\alpha_d}$$

$$K_{\alpha d} = \frac{3347,80 \text{ N}}{1,8^\circ}$$

$$\mathbf{K_{\alpha d} = 1859,8 \text{ N}}$$

$$K_{\alpha t} = \frac{F_{yt}}{K_{\alpha t}} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{P_t}{K_{\alpha t}}$$

$$K_{\alpha t} = \frac{3342,92 \text{ N}}{1,6}$$

$$\mathbf{K_{\alpha t} = 2089,32 \text{ N}}$$

$$\delta = \frac{B}{R} + \left(\frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \right) \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$$

$$\delta = \frac{1,57 \text{ m}}{5 \text{ m}} + \left(\frac{(1597,068 \text{ N})}{(1859,8 \text{ N})} - \frac{(1859,66 \text{ N})}{(2089,32 \text{ N})} \right) \cdot \frac{(9,39 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot (5 \text{ m})}$$

$$\delta = 0,314 - 0,056$$

$$\mathbf{\delta = 0,25}$$

$$K_v = \left(\frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \right)$$

$$\mathbf{K_v = -0,031}$$

3.4.5. ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DIRECCIONAL

Con este análisis se determina que el vehículo es sobrevirador, puesto que cumple con la condición $K_v < 0$.

Por el hecho del que el prototipo tiene una batalla extremadamente corta, la naturaleza de este es que sea sobrevirador, y bajo este parámetro se debe tomar en cuenta que cuando llega a cierta velocidad la dirección se torna nula, por el desplazamiento del eje posterior, para lo cual es necesario realizar una maniobra de contravolante.

$$V_{cri} = \sqrt{\frac{g \cdot B}{|K_v|}}$$

$$V_{cri} = \sqrt{\frac{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (1,57m)}{|-0.031|}}$$

$$V_{cri} = \sqrt{\frac{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (1,57m)}{|-0.031|}}$$

$$V_{cri} = 22,28 \frac{m}{s} = 80,24 \frac{km}{h}$$

Para el caso del prototipo Cotopaxi II, la velocidad crítica es de 80km/h, donde el piloto en curvas tendrá que realizar la técnica de contravolante para mantener el auto sobre la pista. Pero se sabe la competencia Fórmula Student Germany, la pista del Endurance es muy trabada y es casi imposible llegar a esta velocidad en curvas.

3.4.6. DERRAPE EN CURVA

El parámetro decisivo para el análisis del derrape en curva es el coeficiente de fricción, que para el caso de de 1,6. Adicional a ello se debe tomar en cuenta que un peralte también influye mucho, en el agarre del vehículo.

Para el caso se analiza cual es la máxima aceleración posible en una curva para que el vehículo no derrape.

3.4.7. ACELERACIÓN MÁXIMA POR UNA CURVA PERALTADA

$$a_{yv} = g \cdot \frac{u_y + \tan \zeta}{1 - u_y \cdot \tan \zeta}$$

$$a_{yv} = \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot \frac{1,6 + \tan 5^\circ}{1 - 1,6 \tan 5^\circ}$$

$$a_{yv} = 19,24 \frac{m}{s^2} = 1,96 G's$$

El resultado muestra que la máxima aceleración posibles es de 1,96 G's, que comparando con la establecida por la fórmula SAE de 1,7 G's, es mayor, por ello con este análisis se puede aseverar que lo impuesto en el diseño una sollicitación lateral a la aceleración de 2G's brinda un mayor grado de confiabilidad.

3.4.8. VELOCIDAD MÁXIMA EN UNA CURVA PERALTADA

Es importante saber cuál es la velocidad a la cual el vehículo derrapa en curva, por ello se calcula la velocidad de derrape en curvas, en un radio de 5m y un peralte de 5°.

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{u_y + \tan \zeta}{1 - u_y \cdot \tan \zeta}}$$

$$v_v = \sqrt{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (5m) \frac{1,6 + \tan 5^\circ}{1 - 1,6 \tan 5^\circ}}$$

$$v_v = 9,8 \frac{m}{s} = 35,28 \frac{km}{h}$$

Tabla 3.3. Resultados cálculos para el Sistema de Dirección

PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Ángulo de Guiado Derecho	δ_i	17,97°	
Ángulo de Guiado Izquierdo	δ_e	25°	
Fuerza Lateral Total	F_y	6670,8	N
Fuerza Lateral Eje Delantero	F_{yd}	3347,80	N
Fuerza Lateral Eje Trasero	F_{yt}	3342,92	N
Rigidez a la Deriva Eje Delantero	K_{ad}	1859,8	N
Rigidez a la Deriva Eje Trasero	K_{at}	2089,32	N
Ángulo de Guiado	δ	0,25°	
Coefficiente de Viraje	K_v	-0,03	
Velocidad Crítica	v_{cri}	22,28	m/s
Aceleración Máxima en Curva con Peralte	a_{yv}	19,24	m/s ²
Velocidad Máxima en Curva con Peralte	v_v	9,8	m/s

A continuación se presenta la modelación del diseño del sistema de dirección.



Figura 3.38. Sistema de Dirección Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

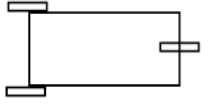

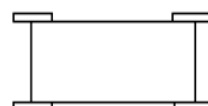
3.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

Los distintos equipos de Formula SAE instalan en su prototipo sistemas de freno de características similares y siempre basándose en la normativa impuesta en este sentido por la competición. Como se dijo anteriormente en la normativa de la competición, ésta obliga a la realización de un sistema de freno que actúe en las cuatro ruedas y esté dirigido por un único mecanismo de control, además debe estar dotado de dos circuitos hidráulicos independientes de tal manera que si se produjera una avería en cualquier punto del sistema la frenada estaría asegurada en al menos dos de las cuatro ruedas además de que cada circuito deba tener su propio sistema de almacenamiento de fluido.

En todos los casos, como es lógico, cada equipo monta en sus vehículos un único disco de freno independiente que actúe en cada una de las ruedas delanteras direccionales. Sin embargo, en cuanto al eje trasero se refiere, ya empiezan a surgir variaciones las cuales están divididas en varios caminos. Por un lado se puede optar por poner un sistema como en el eje delantero (montando un disco para cada rueda trasera del vehículo) y por otro lado, se tiene la opción de instalar un único disco como elemento frenante acoplado a la carcasa del diferencial autoblocante. Por ello surge la duda de cuál sería la solución más conveniente a instalar en el prototipo.

En la siguiente tabla se muestra algunas ventajas y desventajas de usar algunas disposiciones de frenos traseros.

Tabla 3.4. Comparaciones de alternativas de disposición de frenos

	TIPO DE SISTEMA	VENTAJAS	INCONVENIENTES
UN DISCO TRASERO		<ul style="list-style-type: none"> • Menor coste • Menor masa 	<ul style="list-style-type: none"> • Frenada menos estable • Esfuerzos en el diferencial • Diámetro de disco mayor
DOS DISCOS TRASEROS INTERIORES		<ul style="list-style-type: none"> • Frenada estable • Menor masa no suspendida • Diámetros de disco traseros menores • Mayor refrigeración 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor coste
DOS DISCOS TRASEROS EXTERNOS		<ul style="list-style-type: none"> • Mayor estabilidad de la frenada • Diámetros de disco traseros menores 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor coste • Aumento de las masas no suspendidas

Para el prototipo se optó por usar tanto para eje delantero como el eje trasero, dos discos externos respectivamente.

La razón de usar en el eje trasero dos discos externos es la facilidad que se tiene para implementar este sistema, manteniendo la misma geometría de mangueta tanto para el eje trasero como para el eje delantero, además de la mayor eficiencia de frenado que esta disposición ofrece.

Para el circuito de frenado existen algunos tipos de disposiciones del circuito de frenado los más utilizados son los circuitos en paralelo y en X y son, los que para el caso se tendrán en cuenta. Esto es, el circuito en II y el circuito en X.

Las configuraciones típicas de esta competición son las que se muestra a continuación. En la figura 3.39 se puede ver la configuración de dos discos traseros interiores, en la figura 3.40 se puede ver la configuración con un solo disco trasero y en la figura 3.41 se puede ver la configuración de dos discos traseros usados en el prototipo Cotopaxi II



Figura 3.39. Configuración con dos discos traseros interiores.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)



Figura 3.40. Configuración con un disco trasero posterior.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)



Figura 3.41. Configuración con dos discos traseros exteriores. (Cotopaxi II)
(Fuente: Grupo investigador)

El resto de elementos que constituyen el sistema de frenos: bombas de freno, pinzas de freno, pastillas, pedal, repartidor de frenada, depósitos de líquido, conductos, latiguillos y conectores son elementos que al igual que los discos forman parte de un proceso de selección y dimensionamiento propio de cada equipo, pero con criterios comunes para todos ellos y que serán detallados más adelante.

El funcionamiento de estos elementos es totalmente conocido debido a su similitud con los sistemas de frenado de los vehículos convencionales, aunque constituyen elementos adaptados de estas aplicaciones.

3.5.1. DETERMINACIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS

Ahora se realizará un recorrido por cada uno de los elementos que influyen en el fenómeno de la frenada que compondrán el sistema de frenado de el prototipo Formula SAE para obtener , así, una visión de la importancia de cada uno de ellos para diseñarlo o adaptarlo de la forma más apropiada posible a nuestras exigencias.

El sistema de frenado estará compuesto por los siguientes elementos que se irán estudiando a continuación:

- Pedal de freno.
- Distribuidor de frenada.
- Bomba de freno.
- Conductos del sistema hidráulico.
- Pinza de freno.
- Pastillas de freno
- Disco de freno.
- Neumáticos.
- Sistema eléctrico

3.5.1.1. Pedal de freno

Se empieza por este elemento que será el encargado de multiplicar y potenciar la fuerza ejercida por el pie del conductor.

Resulta lógico empezar por el pedal de freno, cuya función es la de multiplicar y potenciar la fuerza ejercida por el pie del conductor. Este elemento será capaz de llevar a cabo dicha tarea mediante el fenómeno físico conocido como “palanca” caracterizado por un parámetro fundamental llamado relación de pedal.

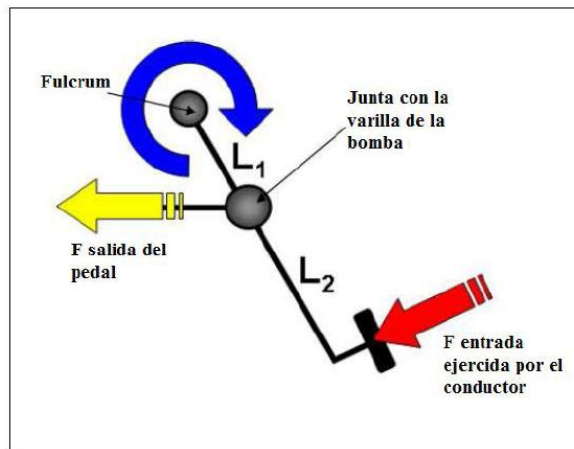


Figura 3.42. Pedal y relación de pedal.

(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenio-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

Puede parecer una buena idea aumentar la relación de pedal para así conseguir una fuerza de valor elevado sin que el conductor tuviera que hacer mucho esfuerzo en el mismo. El pedal que se va a utilizar en el proyecto tiene una relación de 3 : 1

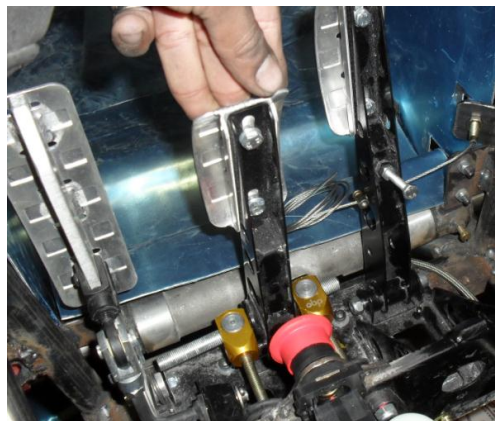


Figura 3.43. Pedal de freno vehículo Cotopaxi II con relación 3 :1

(Fuente: Grupo investigador)

3.5.1.2. Distribuidor de frenada

El distribuidor de frenada es un elemento de balance mediante el cual el conductor o un mecánico, puede regular la presión hidráulica para cada uno de los sistemas, mediante sus circuitos hidráulicos. De esta forma le permite regular la capacidad de la frenada en base a las condiciones del circuito en cada ocasión.

Existen varios tipos de repartidores de frenada disponibles en el mercado destinados al ajuste de la carga que se transmite a la salida del pedal a cada uno de los cilindros maestros. Con nuestra disposición del circuito de frenado tipo II, una de las bombas será la encargada de controlar el circuito delantero y otra del trasero.

La mayoría de los sistemas de repartidor de frenada funcionan como una viga simple donde se varía la posición de entrada de la carga al cambiar la dimensión x.

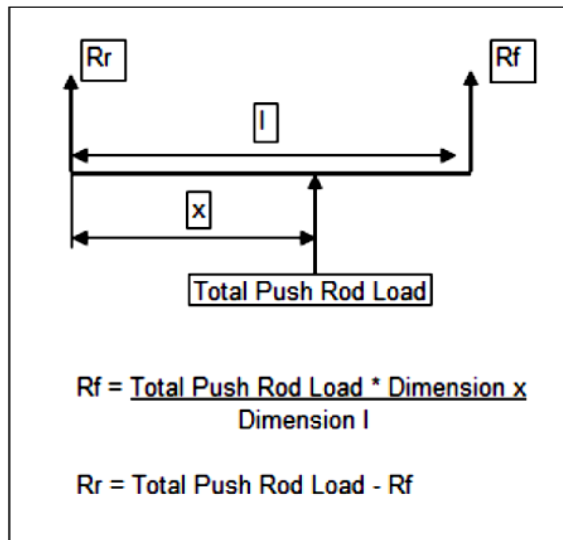


Figura 3.44. Fuerzas en el repartidor de frenada.

Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

En este caso, se eligió un repartidor de frenada, también llamado *balance bar*.

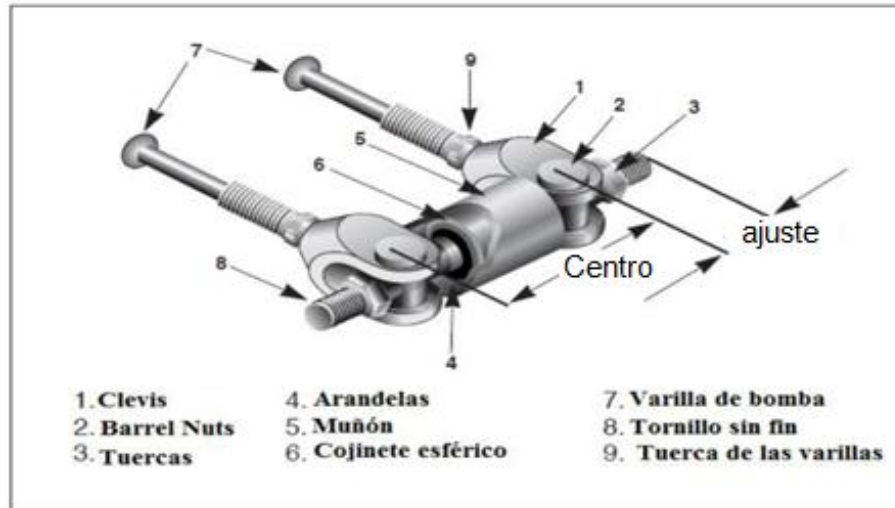


Figura 3.45. Estructura del repartidor de frenada.

Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

El funcionamiento de este tipo de repartidos es bastante sencillo. Con el cable de ajuste, que iría conectado al tornillo sin fin, se puede regular la presión que mandará cada una de las bombas. Al girar la ruleta del cable de ajuste el tornillo sin fin irá girando, lo que provocará que el tornillo sin fin se cruce sobre su eje transversal como en la figura -- y así ataca más o menos a cada una de las varillas de las bombas. Por ello, al pisar el pedal, como el eje del repartidor está cruzado, empujará más el pistón de una bomba que el de la otra y por lo tanto se mandará más presión a un tren del vehículo y menos al otro.



Figura 3.46. Funcionamiento del repartidor.

Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)

En la siguiente figura se puede ver la situación del repartidor y las varillas de las bombas con el repartidor ajustado para mandar más presión al tren delantero que al trasero.

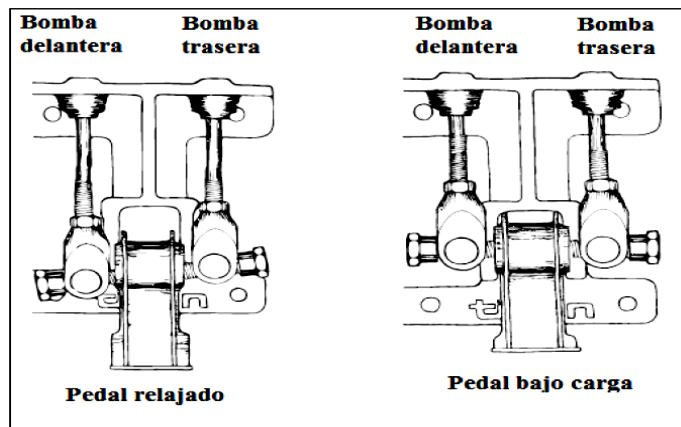


Figura 3.47. Situaciones del repartidor de frenada.

Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenoy-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)



Figura 3.48. Repartidor de frenado Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.3. Bomba de freno

La bomba de freno es la encargada de convertir la presión amplificada a la salida del pedal en presión hidráulica. Para ello la bomba consta de un pistón que por un lado está en contacto con la varilla que irá directamente al repartidor de frenada y por el otro lado estará en contacto con el líquido de freno. Solo con el movimiento del pedal de freno provocará el accionamiento de este pistón empujando al fluido en su movimiento.

Se sabe que la presión es directamente proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la superficie donde se aplica esa fuerza. Por lo que la presión a la salida de la bomba será la fuerza a la salida del pedal para cada una de las bombas dividido entre la superficie del pistón de la bomba. Por lo que variando estas características de la misma, se puede hacer variar las de la frenada.

Por otro lado, se tiene que tener en cuenta el caudal de fluido mandado a cada uno de los trenes. El tren delantero no presenta problema ya que el

recorrido de los conductos tiene poca longitud. Sin embargo, el tren trasero se encuentra a una cierta distancia, la batalla del vehículo, que el fluido hidráulico tendrá que recorrer desde la bomba hasta las pinzas de freno traseras. Se sabe que la expresión del caudal que se enviará con la bomba corresponde a la velocidad de dicho fluido por la sección de la bomba con lo que al disminuir la sección del pistón de la bomba se corre el riesgo de que el caudal sea demasiado pequeño y que el pedal recorra demasiado espacio para poder realizar la frenada, retrasando la misma.

Por todo ello hay que elegir una bomba con un diámetro de pistón no demasiado pequeño. Según la experiencia, no se recomienda que éste sea menor de 15 mm.

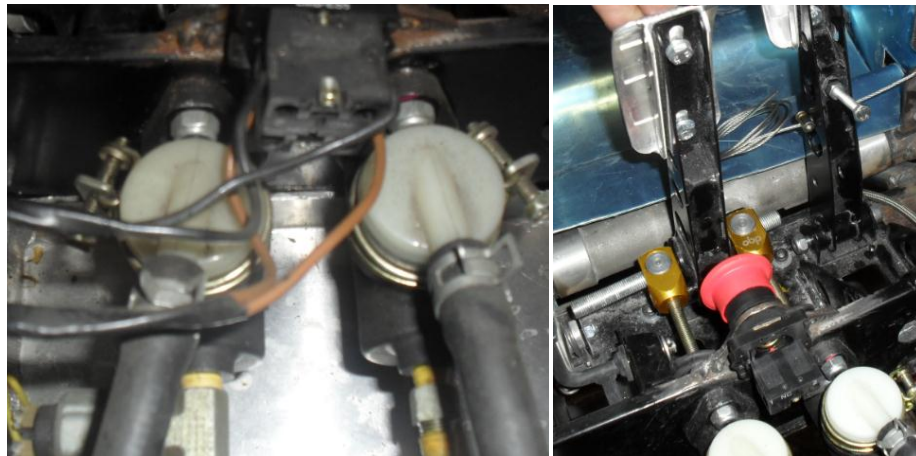


Figura 3.49. Conjunto pedal, repartidor, bomba (Cotopaxi II)
(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.4. Tubos y conductos del sistema

Estos elementos son los encargados de transportar el líquido de frenos desde los depósitos situados en las bombas hasta cada una de las pinzas de freno del sistema. Por ello parece que realizan una función bastante sencilla,

sin embargo, surge un problema relacionado con los mismos y es que poseen cierta conformidad. Por ello sería conveniente aumentar la rigidez del material para reducir al mínimo esta conformidad. Sin embargo existe un problema para esta solución y es que estos conductos van a ser acoplados a otros elementos (pinzas de freno) que poseen cierta movilidad en su funcionamiento, por lo que se debe otorgar a los conductos y manguitos de freno cierta flexibilidad y consecuentemente aparecerá el fenómeno de la conformidad.



Figura 3.50. Cañería, mangueras y acoples del sistema de frenos (Cotopaxi II)

(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.5. Pinza de freno

Es el elemento encargado de accionar los pistones que lleva a alojados en su interior para empujar a las pastillas de freno contra el disco y de esta manera crear el par de frenada necesario para disminuir la velocidad del vehículo o llegar a detenerlo por completo. El pistón o pistones de la pinza de freno están en contacto, por una cara, con el líquido de freno y por el otro lado con la pastilla. La bomba de freno transformaba una fuerza mecánica en su entrada a una de tipo hidráulica a la salida mediante su pistón, pues bien, en las pinzas de freno ocurre justo el proceso contrario. Ésta recibe de

entrada la fuerza de tipo hidráulico, que es transmitida desde la bomba a través de los conductos y latiguillos hasta la pinza y la convierte en una fuerza mecánica lineal.

La fuerza que realizará la pinza de freno sobre las pastillas es fácilmente calculable dado que únicamente habría que multiplicar la presión hidráulica por la superficie del pistón o pistones que ésta posea. Por ello, si se aumenta el área del pistón de la pinza se puede deducir fácilmente que la fuerza mecánica lineal aumentará, ya que son dos magnitudes directamente proporcionales, para una misma presión de entrada. No obstante, si se precede a ello la conformidad del sistema estará aumentando, lo que nuevamente afectaría a la sensación que se transmite al conductor.

Otro inconveniente de tomar esta decisión es que al aumentar el área del pistón o pistones de la pinza se estará aumentando necesariamente el tamaño de la misma con un consecuente aumento de peso de la misma, lo que será perjudicial para el comportamiento dinámico del vehículo, debido a que se estará aumentando las masas no suspendidas del mismo.



Figura 3.51. Caliper usado en el Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.6. Pastillas de freno.

Estos elementos son los que friccionan directamente con el disco de freno. Sin embargo, en este contacto hay que tener bien claro qué es lo que surge dado que existe, en algunos casos, una idea falsa que se basa en el hecho de que cambiando el material de las pastillas de freno para aumentar su coeficiente de rozamiento se considera disminuir la distancia de frenado. Incrementando el coeficiente de fricción de las pastillas, el resultado es el mismo que en el incremento del diámetro del pistón, esto es, se generará una mayor fuerza para una misma entrada. Pero como ocurría antes, esto no provocará la detención del vehículo.

También hay que tratar un problema que influye directamente sobre las pastillas de freno, el calor. Cuando la temperatura de los componentes del sistema de frenado cambia, también lo hacen sus características físicas y en el caso de las pastillas de freno, el coeficiente de fricción puede cambiar drásticamente.



Figura 3.52. Pastillas de freno Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.7. Disco de freno.

Este es el elemento con el que entrarán en contacto las pastillas de freno. Se debe decir que el disco de freno tampoco detiene el vehículo, sino que se trata de un elemento más con el que se debe jugar a través de sus dos propósitos fundamentales.

Por un lado, este elemento actúa como interface de fricción para las pastillas de freno. Pero debido a que es un elemento que está en rotación, reaccionará absorbiendo esta fuerza mediante la generación de un esfuerzo de torsión.

Su otra función fundamental es la de absorber el calor generado en la fricción provocada por el roce de las pastillas contra él mismo disipándolo a través del aire que lo rodea.

Se tiene la opción de discos ranurados, lo cual puede ser una buena opción si la banda del disco lo permite, ya que estas finas ranuras transversales pueden ayudar a limpiar eficazmente la superficie de los discos y pastillas, ayudando a reducir la vitrificación producida durante frenadas a altas velocidades que pueden provocar la disminución del coeficiente de fricción hasta valores realmente bajos.



Figura 3.53. Conjunto Disco-pinza del vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.8. Líquido de frenos.

Se debe tener muy en cuenta este elemento ya que sin él la frenada sería imposible. Este elemento es el encargado de transmitir a través de sí mismo la presión que ejercen las bombas en su salida además de influir la cantidad de él que contenga el circuito. Pero lo que más se debe tener en cuenta en este elemento es el punto de ebullición que posee ya que al realizar la frenada va a subir la temperatura a unos niveles bastante elevados. En el vehículo se usó el dot 4.



Figura 3.54. Líquido usado en el Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.9. Neumáticos.

La dinámica de la frenada, es el fenómeno que se produce en cada una de las ruedas del vehículo y siguiendo las leyes de Newton de manera que la fuerza sea igual a la masa del vehículo por la aceleración o dicho de otra forma la aceleración o deceleración del vehículo es igual a la suma de las fuerzas que influyen sobre este entre su propia masa. También se debe recordar el movimiento de cabeceo que se genera en la frenada ocasionando una distribución de pesos diferente, siendo en el tren delantero mayor que en el trasero, por lo que los frenos traseros son diseñados para generar fuerzas mucho más pequeñas que las generadas por los frenos delanteros.

Por todo ello, se puede barajar dos opciones para, a priori, disminuir la distancia de frenado. Estas son:

- Cambiar el sistema de frenos para incrementar la fuerza entre el neumático y la calzada para una determinada fuerza en el pedal.

- Presionar con mayor fuerza el pedal de freno.

Esto es cierto pero con restricciones. Se ha podido comprobar en algún vehículo que a medida que se aumenta la fuerza ejercida en el pedal de freno la desaceleración también aumenta hasta el punto en el que se bloquean que, como se vio antes, más allá de este punto la fuerza adicional aplicada en el freno no contribuirá a la frenada sino que el vehículo continuará desacelerando gobernado por el coeficiente de fricción entre los neumáticos y el camino.



Figura 3.55. Neumático Hoosier

(Fuente: Grupo Investigador)

3.5.1.10. Sistema Eléctrico

La normativa SAE dice que el prototipo debe tener un interruptor de seguridad en caso de que el pedal de freno llegue a su tope máximo, y este debe desconectar la bomba de combustible y la ignición, y el piloto no debe tener fácil acceso a él. Para el cumplimiento de esta norma, se ha utilizado un interruptor de parada de emergencia, instalado en el tope del pedal de freno, de esta manera cuando el pedal se vaya a tope, activará el interruptor y desconectará la inyección y la ignición lo que ocasionará que el motor se pare.



Figura 3.56. Interruptor de parada de emergencia
(Fuente: Grupo Investigador)

Además el prototipo debe tener una luz de freno muy visible para la seguridad para los eventos dinámicos de la competencia considerando que puede caer lluvia, para lo cual se ha hecho una muy simple instalación eléctrica para cumplir con esta normativa. Para esto se ha utilizado un trompo de presión de freno, el mismo que sirve de interruptor de freno y va a activar la luz de freno cuando haya un ligero incremento en la presión del sistema.



Figura 3.57. Trompo de presión de freno
(Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>)



Figura 3.58. Luz de freno Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=cX8bcskXWaM>)

3.5.2. CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE FRENOS

3.5.2.1. Distribución de Pesos del Vehículo

En condiciones de aceleración nula, el vehículo posee una distribución de pesos constante repartidos entre las cuatro ruedas del mismo y con un reparto diferente para cada eje. Siendo el valor de la masa correspondiente a cada eje conocida, se puede hallar el porcentaje de pesos para cada uno de los ejes en estático de la siguiente manera:

$$\text{Distribución de peso en el eje delantero} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 = \frac{150}{340} \cdot 100 = 44,25\%$$

$$\text{Distribución de peso en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 = \frac{190}{340} \cdot 100 = 55,75\%$$

Donde:

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso soportado por el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso soportado por el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

Una vez conocida la distribución de pesos, se puede hallar la posición horizontal del centro de gravedad (CG), el cual está función de la geometría del vehículo:

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \cdot L = \frac{190}{340} \cdot 1570 = 877,35 \text{ mm}$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \cdot L = \frac{150}{340} \cdot 1570 = 692,64 \text{ mm}$$

Donde:

- $CG_{d,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$\begin{aligned} CG_{d,x} + CG_{t,x} &= L \\ 877,35 + 692,64 &= 1570 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.5.2.2. Efectos sobre el Vehículo a causa de la Desaceleración

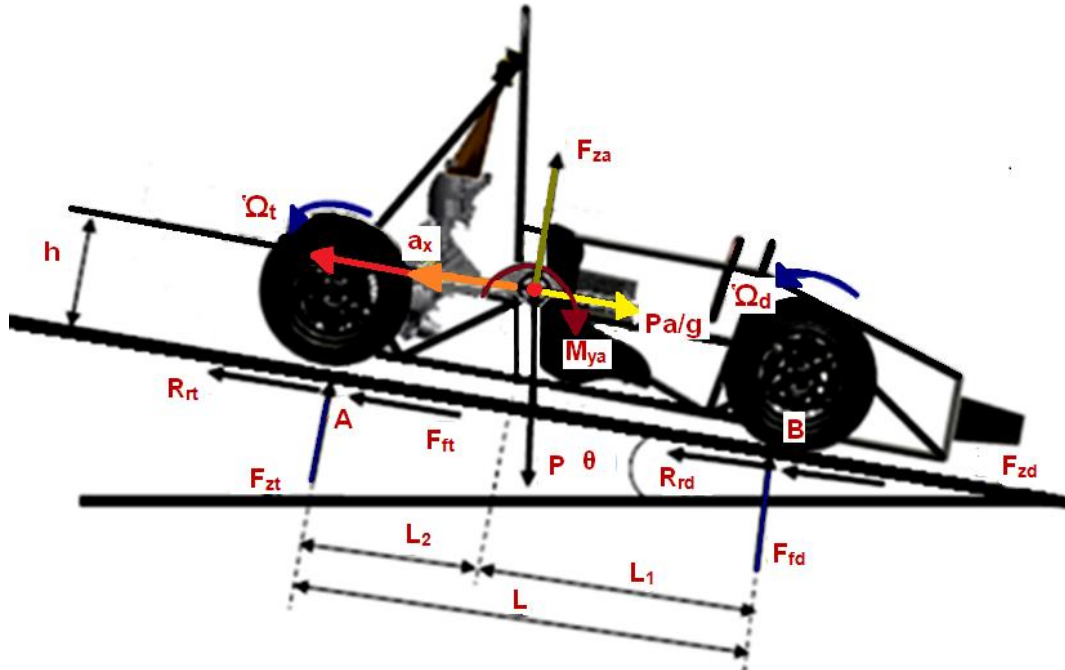


Figura 3.59. Diagrama de cuerpo libre
(Fuente: Grupo investigador)

Cuando se produce el fenómeno de la desaceleración, ocurre que la fuerza efectiva en cada rueda se ve modificada. Mientras que el peso total del vehículo, como es lógico, sigue siendo el mismo, la fuerza ejercida sobre el eje delantero aumentará mientras que la del eje trasero disminuirá en la misma medida.

Por lo que se puede calcular la transferencia de carga del eje trasero al delantero como:

$$\begin{aligned}
 TP &= \left(\frac{a_v}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P = \frac{(1,6G's) \cdot (9,8 \frac{m}{s^2})}{9,8 \frac{m}{s^2}} \cdot \frac{0,334409 m}{1,57 m} \cdot (340Kg) \cdot (9,8 \frac{m}{s^2}) \\
 &= 1135,54 N
 \end{aligned}$$

Donde:

- TP es la transferencia de peso
- g es la aceleración de la gravedad
- h es la altura del centro de gravedad al suelo.

Se calcula la distribución exacta de fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes de la siguiente manera:

$$P_{d,d} = P_d + TP = (150 \text{ kg}) \cdot \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) + 1135,54 \text{ N} = 2605,54 \text{ N}$$

$$P_{t,d} = P_t - TP = (190 \text{ kg}) \cdot \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) - 1135,54 \text{ N} = 726,46 \text{ N}$$

Donde:

- $P_{d,d}$ es el peso en el eje delantero durante la desaceleración.
- $P_{t,d}$ es el peso en el eje trasero durante la desaceleración.

Como se mencionó, el peso total tiene que ser el mismo. Lo que se comprueba mediante:

$$\begin{aligned} P &= P_{d,d} + P_{t,d} \\ 2605,54 \text{ N} + 726,46 \text{ N} &= 3332 \text{ N} \\ \frac{3332 \text{ N}}{9,8 \text{ m/s}^2} &= 340 \text{ Kg} \end{aligned}$$

3.5.2.3. Efecto de la Transferencia de Pesos sobre los Neumáticos

Al experimentar el vehículo la transferencia de carga anteriormente descrita, la capacidad de frenada se ve alterada. Con ello, se puede averiguar la máxima fuerza de frenada que cada uno de los ejes es capaz de producir por medio de los neumáticos de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = \mu \cdot P_d = (1,6) \cdot (2605,54 \text{ N}) = \mathbf{4168,864 \text{ N}}$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot P_t = (1,6) \cdot (729,46 \text{ N}) = \mathbf{1167,136 \text{ N}}$$

Donde:

- $F_{f,d}$ es la fuerza de frenado en el eje delantero.
- $F_{f,t}$ es la fuerza de frenado en el eje trasero.
- μ es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

Observando las expresiones anteriores se puede determinar cómo a causa de esa transferencia de cargas, la capacidad de frenado del eje delantero se incrementa mientras que la del eje trasero disminuye.

Referente a ello, se debe recalcar que se está suponiendo una adherencia constante de 1,6 durante la desaceleración, es decir, se está considerando que se aprovecha la máxima adherencia entre el neumático y el asfalto durante todo el proceso de frenado.

Así se ha determinado la fuerza de frenado máxima que puede ejercer el monoplaza simplemente sumando las fuerzas de frenado que corresponden a cada uno de los ejes.

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} = 4168,864 \text{ N} + 1167,136 \text{ N} = \mathbf{5354 \text{ N}}$$

De esta forma, el par de frenado de oposición del vehículo se obtiene a través del radio de los neumáticos.

3.5.2.4. Par de frenado

Se obtiene el par de frenado N

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = (4168,864 \text{ N}) \cdot (250 \cdot 10^{-3} \text{ m}) = \mathbf{1046,716 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = (1167,136 \text{ N}) \cdot (250 \cdot 10^{-3} \text{ m}) = \mathbf{291,784 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Donde:

- R_d es el radio nominal del neumático delantero (brazo del momento).
- R_t es el radio nominal del neumático trasero (brazo del momento).

3.5.2.5. Cálculo del Balance óptimo de la Frenada

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje entre las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente, debe ser el mismo.

$$\frac{F_{fren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{fren,t}}{P_{t,d}}$$

$$\frac{4186,864 \text{ N}}{2605,54 \text{ N}} = \frac{1167,136 \text{ N}}{729,46 \text{ N}}$$

$$\mathbf{1,6 = 1,6}$$

En base a ello se puede concluir que el cociente de las fuerzas de frenado delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los distintos componentes que forman el sistema de frenado, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la desaceleración y geometría del vehículo. Por lo que lleva a entender que dicha relación solo puede ser optimizada para una determinada desaceleración del vehículo y unas condiciones determinadas.

3.5.3.6 Dimensionamiento del Disco de Freno

Sin duda, el correcto dimensionamiento del disco de freno es de gran importancia para asegurar correcta eficiencia del sistema. Con los cálculos

realizados de par de frenada (N) y Fuerza (F) de frenado se puede determinar el diámetro del disco que se necesita para el prototipo.

$$D_{disco} = \frac{N_{max}}{F_{max}} = \frac{(1046,716 + 291,784) \text{ N.m}}{5354 \text{ N}} = 0,250 \text{ m}$$

Donde:

D_{disco} es el diámetro del disco.

Con esto se puede ver los diferentes catálogos de discos que existen en el mercado, para el caso se usarán 4 discos de 230 mm, por la facilidad de adquirirlos y tomando en cuenta que se utilizarán el mismo conjunto disco-caliper tanto para el eje delantero y trasero para reducir costos de fabricación de manguetas y separadores.



Figura 3.60. Conjunto disco-caliper usado en el vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

3.5.2.6. Cálculo del Par de Frenado Disco-Pastilla

Las fuerzas de frenado y, por tanto, cuáles son los pares de frenado que son capaces de generar dichos componentes y ver si son suficientes como para poder disminuir la velocidad del monoplaza hasta llegar a detenerlo. Además se calcularán las presiones que se desencadenan a lo largo del sistema de frenos hasta alcanzar el disco de freno, provocando de esta manera un par de frenado cuyo valor no debe exceder del máximo esperado entre el contacto neumático-asfalto. Por lo que al basarse en las características del vehículo y de cada uno de los elementos que componen el sistema de frenado se puede hallar dichos valores.

Tabla 3.5. Parámetros de cálculos para el Sistema de Frenos

CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD
Masa Delantera	150	kg
Masa Trasera	190	kg
$D_{ef,disco,d}$	0,230	m
$D_{ef,disco,t}$	0,230	m
Relación pedal	3:1	
Repartidor de frenada	30%	
Diámetro pistón bomba	0,168	m
Diámetro pistón pinza,d	0,0425	mm
Diámetro pistón pinza,t	0,0425	m
Área pistón pinza,d	0,14	m ²
Área pistón pinza,t	0,14	m ²
Fuerza en el pedal	200	N
μ_{pad}	0,41	

3.5.2.7. Fuerzas en el Pedal de Freno y Repartidor de Frenada

El pedal de freno constituye el elemento mediante el cual el conductor ejerce una fuerza y esta se ve amplificada. De la estática elemental, se puede comprobar cómo el incremento de la fuerza aplicada por el conductor será igual a esta misma fuerza multiplicada por la relación de pedal.

$$F_{s,p} = F_{e,p} \cdot \frac{L_2}{L_1} = (200 \text{ N}) \cdot \left(\frac{15\text{m}}{5\text{m}} \right) = 600 \text{ N}$$

Esta fuerza será repartida equitativamente a cada una de las bombas de freno si el repartidor de frenada se encuentra ajustado en el punto neutro, es decir, en posición de equilibrio. En el caso, como se puede ver en la tabla de datos, debido al diseño del sistema se debe posicionar este elemento de tal forma que incremente en un 0,3 la fuerza ejercida sobre el sistema hidráulico delantero.

De esta manera, la fuerza a la salida del pedal que irá a cada una de las bombas será:

$$F_{s,rf,d} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{s,p}}{2} = (1 + 0,3) \cdot \frac{600 \text{ N}}{2} = 390 \text{ N}$$

$$F_{s,rf,t} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{s,p}}{2} = (1 - 0,3) \cdot \frac{600 \text{ N}}{2} = 210 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{s,rf,d}$ es la fuerza a la salida del pedal con el repartidor ajustado hacia la bomba del circuito delantero.
- $F_{s,rf,t}$ es la fuerza a la salida del pedal con el repartidor ajustado hacia la bomba del circuito trasero.

3.5.2.8. Distribución de Presiones Generadas por las Bombas de Freno

La función que debe desarrollar cada bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno en presión, la cual se transmitirá a través del sistema hidráulico.

$$F_{e,b} = F_{s,r,f}$$

Donde:

- $F_{e,b}$ es la fuerza lineal a la entrada de la bomba.
- $F_{s,rf}$ es la fuerza a la salida del repartidor de frenada.

Para hallar la presión generada por la bomba de freno se supondrá que los líquidos son totalmente incompresibles y los conductos son infinitamente rígidos, con todo ello se tiene que la presión generada por la bomba de freno será:

$$P_{b,d} = \frac{F_{e,b,d}}{A_b} = \frac{4 \cdot 390}{\pi \cdot 16,8^2} = 1,759 \frac{N}{mm^2}$$

$$P_{b,t} = \frac{F_{e,b,t}}{A_b} = \frac{4 \cdot 210}{\pi \cdot 16,8^2} = 0,947 \frac{N}{mm^2}$$

Donde:

- P_b es la presión hidráulica generada por la bomba.
- A_b es el área del pistón de la bomba.

3.5.2.9. Distribución de Presiones en el Interior de los Conductos

La función del líquido de freno, los conductos y acoples es la de transmitir la presión obtenida de las bombas de freno a las pinzas de freno. Aunque, se trata de tubos flexibles, con lo que para realizar este cálculo, se debe

suponer que el fluido es totalmente incompresible y los conductos infinitamente rígidos. Con ello, y considerando que no existe ningún tipo de pérdida, la presión que llegará a cada una de las pinzas con nuestras condiciones son:

$$P_{pistón} = P_b$$

$$P_{pistón,d} = 1,759 \text{ MPa}$$

$$P_{pistón,t} = 0,947 \text{ MPa}$$

Donde:

- Donde $P_{pistón}$ es la presión hidráulica transmitida a la pinza de freno.

3.5.2.10. Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno

La función principal de la pinza de freno, es la de transformar la presión hidráulica que le llega desde las bombas a través de los conductos en un fuerza mecánica lineal. Con las siguientes expresiones se puede calcular la fuerza lineal que generará cada pinza al transformar esa presión hidráulica.

$$\begin{aligned} F_{pinza,d} &= n^{\circ}_{pistones} \cdot P_{pistón,d} \cdot A_{pistón,d} = (2) \cdot (1,759 \text{ MPa}) \cdot (0,1418 \text{ m}^2) \\ &= 5090,62N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{pinza,t} &= n^{\circ}_{pistones} \cdot P_{pistón,t} \cdot A_{pistón,t} = (2) \cdot (0,947 \text{ MPa}) \cdot (0,1418 \text{ m}^2) \\ &= 2685,69N \end{aligned}$$

Donde:

- F_{pinza} es la fuerza lineal generada por la pinza de freno.
- $A_{pistón,d}$ es el área efectiva del pistón de una de las caras de la pinza.

- $n^{\circ}_{pistones}$ es el número de pistones que posee por cara cada pinza.

3.5.2.11. Fuerzas de Fricción, contacto Disco-Pastilla

La misión del contacto disco-pastilla es la de conseguir una fuerza de fricción que se oponga al sentido de rotación del disco. Esta fuerza se relaciona con la fuerza de mordaza generada por cada pinza de la siguiente manera:

$$F_{fricción,d} = F_{pinza,d} \cdot \mu_{pad,d} = 5090,62 \cdot 0,41 = 2087,15N$$

$$F_{fricción,t} = F_{pinza,t} \cdot \mu_{pad,t} = 2685,69 \cdot 0,41 = 1101,13 N$$

Donde:

- $F_{fricción}$ es la fuerza de fricción generada por cada pinza por la oposición a la rotación del disco producido por las pastillas de freno.
- μ_{pad} es el coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno.

3.5.2.12. Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla

El disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida de su contacto con la pastilla de freno, lo cual permitirá obtener el par de frenada que se necesita para detener el vehículo.

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot F_{fricción,d} \cdot R_{ef,d} = 2 \cdot (2087,15 N) \cdot (0,115 m) = 480,04 N \cdot m$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot F_{fricción,t} \cdot R_{ef,t} = 2 \cdot (1101,13 N) \cdot (0,115 m) = 253,26 N \cdot m$$

Donde:

- $N_{frenado,d}$ es el par de frenado generado por una de las pinzas delanteras.
- $N_{frenado,t}$ es el par generado por una de las pinzas traseras.
- 2 responde a las dos caras de fricción en cada conjunto disco-pastilla
- $R_{ef,t}$ corresponde al radio efectivo de cada disco de freno.

Con ello se puede calcular el par de frenado total que se ejerce en cada eje, únicamente multiplicando los resultados anteriores por 2, debido a que en cada eje se ha optado por instalar 2 conjuntos pinza-disco.

$$N_{frenado\ eje\ d} = 2 \cdot F_{frenado,d} = 2 \cdot (480,04\ N \cdot m) = 960,08\ N \cdot m$$

$$N_{frenado\ eje\ t} = 2 \cdot F_{frenado,t} = 2 \cdot (253,2\ N \cdot m) = 506,4\ N \cdot m$$

3.5.2.13. Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos

Asumiendo que existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada se puede hallar del siguiente modo:

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado,disco,d}}{R_{neumático}} = \frac{480,04}{0,25} = 1920,16\ N$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado,disco,t}}{R_{neumático}} = \frac{253,2}{0,25} = 1012,8 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{neumático}$ es la fuerza de reacción entre el neumático y la calzada.
- $R_{neumático}$ es el radio nominal del neumático.

Estos valores corresponden a la fuerza en una de las ruedas delanteras y en una de las ruedas traseras, sin embargo, el sistema de frenado está compuesto por varios conjuntos disco-pinza de freno que actúan frenando las 4 ruedas por lo que la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada se hallará de la siguiente manera:

$$F_{total} = \Sigma F_{neumáticos,DI,DD,TI,TD} = 2 * 1920,16 + 2 * 1012,8 = 5865,92 \text{ N}$$

Donde:

- F_{total} es la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada.

3.5.2.14. Desaceleración del vehículo

En base en la segunda ley de Newton, se puede hallar fácilmente la deceleración del vehículo conociendo tu masa y la fuerza de frenado total.

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} = \frac{5865,92}{340} = 17,25 \text{ m/s}^2$$

Donde:

- a_v es la deceleración del vehículo.

3.5.2.15. Distancia de frenado

Una vez hechos los cálculos anteriores resulta muy interesante tener una idea de cómo se comportará el vehículo ante una situación de frenada. Con ello, si se integra la deceleración hallada del vehículo se puede obtener la velocidad del mismo y volviendo a integrar esta última expresión se puede determinar la distancia de frenada teórica del vehículo de la siguiente manera, suponiendo una velocidad de 100Km/h:

$$D_f = \frac{V_v^2}{2 \cdot a_v} = \frac{27,78^2}{2 * 17,25} = 22,36 \text{ m}$$

Donde:

- D_f es la distancia que recorrería el vehículo hasta ser totalmente detenido.

Tabla 3.6. Resultados de cálculos del Sistema de Frenos

PARÁMETRO	SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Transferencia de peso en frenada	TP	1135,54	N
Peso eje delantero en frenado	$P_{d,d}$	2605,54	N
Peso eje trasero en frenado	$P_{d,t}$	726,46	N
Fuerza de frenado eje delantero	$F_{f,d}$	4168,864	N
Fuerza de frenado eje trasero	$F_{f,t}$	1167,136	N
Fuerza Máxima de frenado	F_{max}	5354	N
Par de frenado eje delantero	N_d	1046,716	N
Par de frenado eje trasero	N_t	291,784	N
Presión hidraulica bomba delantera	P_{hd}	1,759	Pa

Presión hidráulica bomba trasera	P_{ht}	0,947	Pa
Fuerza pinza delantera	$F_{pinza,d}$	5090,62	N
Fuerza pinza trasera	$F_{pinza,t}$	2685,69	N
Distancia de frenado	D_f	22,36	m

Con todos los cálculos que se ha realizado se puede asegurar el correcto funcionamiento del sistema de frenos y su correcta eficiencia, pues cumple con los parámetros requeridos para la competencia de la formula SAE.

A continuación se presenta la modelación del diseño del sistema de frenos.

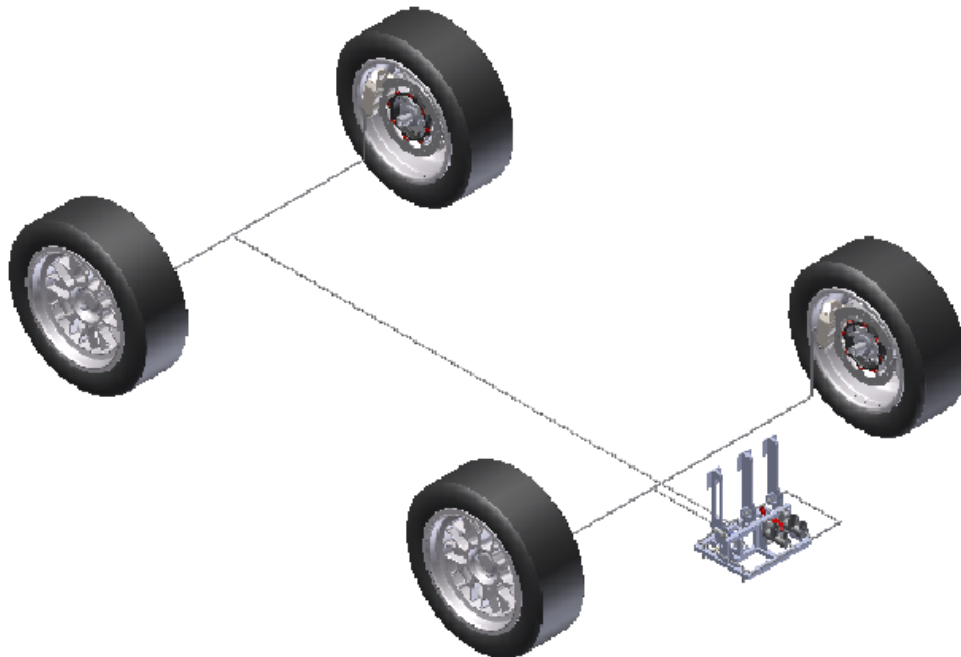


Figura 3.61. Sistema de frenos Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO



EXTENSIÓN LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE
SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL
VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012**

“TOMO II”

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

CRUZ CASTRO GABRIEL ARTURO

MESÍAS IZURIETA DIEGO FERNANDO

Latacunga, Febrero del 2013

ÍNDICE

ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS.	1
4.1 HERRAMIENTAS CAD (DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADOR) Y CAE (INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADOR).....	1
4.2 PARÁMETROS DE SIMULACIÓN.....	3
4.2.1 DEFORMACIÓN	4
4.2.2 ESFUERZO.....	5
4.2.3 TENSIÓN DE VON MISES.....	6
4.2.4 TEORÍA DE FALLA ESTÁTICA PARA MATERIALES DÚCTILES.	7
ENERGÍA DE DEFORMACIÓN	7
4.2.5 TEORIA DINÁMICA.	8
GOODMAN.....	8
4.2.6 FACTORES DE SEGURIDAD.....	8
4.3 MATERIALES UTILIZADOS	8
4.3.1 ACERO ASTM A36	9
4.3.1.1 Propiedades mecánicas.....	9
4.3.2 TUBO ASTM A500 GRADO C.....	10
4.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	10
4.4.1 PROYECCIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN EJE DELANTERO	11
4.4.2 PROYECCIÓN DE GEOMETRÍA SUSPENSIÓN EJE TRASERO	13
4.4.3 ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDA PARA LA SUSPENSIÓN.....	16
4.4.3.1 Barra push-rod Delantera.....	16
4.4.3.2 Barra push-rod trasera.....	26
4.4.3.3 Rocker delantero	37
4.4.4.4 Rocker trasero	49
4.5 SISTEMA DE FRENOS	59

4.5.1 ANALISIS DE INGENIERÍA ASISTIDA PARA EL SISTEMA DE FRENOS	59
4.5.1.1 Mangueta.....	59
4.6 SISTEMA DE DIRECCIÓN	69
4.6.1 ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDA PARA EL SISTEMA DE DIRECCIÓN	70
4.6.1.1 Brazo de dirección	70
4.6.1.2 Barra de dirección.....	81
4.6.1.3 Acople de dirección.....	92
5.1 COSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	103
5.1.1 MANGUETA.....	103
5.1.2 BOCINES.....	105
5.1.3 BARRA PUSH ROD	107
5.1.4 ROCKER.....	107
5.1.5 BASES DE SUSPENSIÓN	108
5.1.6 BRAZOS DE SUSPENSIÓN	108
5.1.7 BARRA ESTABILIZADORA	110
5.1.8 MONTAJE DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	110
5.2 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	116
5.2.1 CONSTRUCCIÓN DE BIELETAS	116
5.2.2 CONSTRUCCIÓN DEL BRAZO DE ACOPLAMIENTO	117
5.2.3 CONSTRUCCIÓN DE LOS ACOLES PARA LA CREMALLERA Y LAS BIELETAS.....	118
5.2.4 CONSTRUCCIÓN DE BASES PARA LA CREMALLERA Y LA COLUMNA DE DIRECCIÓN	119
5.2.4 MONTAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	122
5.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS.....	127
5.3.1 CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES PARA LOS PEDALES	127
5.3.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE FRENOS	128
5.4 PRUEBAS EN EL VEHÍCULO	134
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	142

CONCLUSIONES	145
RECOMENDACIONES.....	147
BIBLIOGRAFIA.....	149
ANEXOS	152
ANEXO A – PLANOS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS	
ANEXO B – ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACERO UTILIZADO EN LA CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DEL PROTOTIPO	
ANEXO C – DIAGRAMAS DE DISEÑO, PROCESO Y ENSAMBLAJE	
ANEXO D – ARTÍCULO DE REVISTA “DISEÑO CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012”	

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO I V

Figura 4. 1 Modelación en inventor del Cotopaxi II.....	3
Figura 4. 2 Diagrama de Esfuerzos.....	6
Figura 4.3 Diagrama Esfuerzo vs Deformación.....	7
Figura 4.4 Proyección en un mismo Plano de la Geometría de la Suspensión Eje Delantero.....	11
Figura 4.5. Proyección en un mismo Plano de la Geometría de la Suspensión Eje Trasero.....	13
Figura 4.6 Barra Push-Rod Delantero.....	16
Figura 4.7 Análisis de Tensión Von Mises Barra Push-Rod Delantero (Static Structural)	17
Figura 4.8 Análisis Factor de Seguridad Barra Push-Rod Delantero (Static Structural)	18

Figura 4.9 Deformación vs tiempo Barra Push-Rod Delantera (Transient Structural)	20
Figura 4.10 Deformación Unitaria Push-Rod Delantera (Transient Structural).....	21
Figura 4.11 Equivalente Von-Mises Push-Rod Delantera (Transient Structural).....	21
Figura 4.12 Factor de seguridad en fatiga Push-Rod Delantera (Transient Structural)	22
Figura 4.13 Deformación vs tiempo Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics).....	24
Figura 4.14 Deformación Unitaria Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics).....	25
Figura 4.15 Esfuerzo Equivalente de Von-Mises Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics).....	25
Figura 4.16 Factor de seguridad Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics).....	26
Figura 4.17 Push-rod trasera.....	27
Figura 4.18. Análisis Tensión Von Mises Barra Push-Rod Trasera (Static Structural)	28
Figura 4.19. Análisis Factor de Seguridad Barra Push-Rod Trasera (Static Structural)	29
Figura 4.20. Deformación vs tiempo Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural)	30
Figura 4.21. Deformación Unitaria Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural).....	32
Figura 4.22. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural).....	32
Figura 4.23. Factor de seguridad en fatiga Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural)	33
Figura 4.24. Deformación vs tiempo Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)	35
Figura 4.25. Deformación Unitaria Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics).....	36
Figura 4.26. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)	36
Figura 4.27. Factor de seguridad Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)	37
Figura 4.28 Rocker Delantero.....	38

Figura 4.29. Análisis Tensión Von Mises Rocker Delantero (Static Structural).....	39
Figura 4.30. Factor de Seguridad Rocker Delantero (Static Structural).....	40
Figura 4.31. Deformación Vs tiempo Rocker Delantero (Transient Structural).....	42
Figura 4.32. Deformación Unitaria Rocker Delantero (Transient Structural)	43
Figura 4.33. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker Delantero (Transient Structural).....	43
Figura 4.34. Factor de seguridad en fatiga Rocker Delantero (Transient Structural).....	44
Figura 4.35. Deformación vs tiempo Rocker Delantero (Explicit Dynamics).....	46
Figura 4.36. Deformación Unitaria Rocker Delantero (Explicit Dynamics).....	47
Figura 4.37. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker Delantero (Explicit Dynamics).....	47
Figura 4.38. Factor de seguridad Rocker Delantero (Explicit Dynamics).....	48
Figura 4.39 Rocker Trasero.....	49
Figura 4.40 Ubicación de las Cargas Rocker Trasero (Static Structural).....	50
Figura 4.41 Análisis Tensión Von Mises Rocker trasero (Static Structural)	51
Figura 4.42 Análisis Factor de Seguridad Rocker trasero (Static Structural)	51
Figura 4.43 Deformación Unitaria Rocker trasero (Transient Structural)	53
Figura 4.44 Equivalente elástico Rocker trasero (Transient Structural)	54
Figura 4.45 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker trasero (Transient Structural)	55
Figura 4.46 Factor de seguridad en fatiga Rocker trasero (Transient Structural).....	55
Figura 4.47 Deformación Unitaria Rocker trasero (Explicit Dynamics).....	57
Figura 4.48 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker trasero (Explicit Dynamics)...	58
Figura 4.49 Factor de seguridad Rocker trasero (Explicit Dynamics).....	58
Figura 4.50 Mangueta.....	60
Figura 4.51 Determinación de las Cargas en la Mangueta.....	60
Figura 4.52 Análisis Tensión Von Mises Mangueta (Static Structural)	62
Figura 4.53 Análisis Factor de Seguridad Mangueta (Static Structural).....	62
Figura 4.54 Deformación Unitaria de la Mangueta (Transient Structural).....	64

Figura 4.55 Factor de seguridad de la Mangueta (Transient Structural).....	65
Figura 4.56 Equivalente Elastico de la Mangueta (Explicit Dynamics)	67
Figura 4.57 Deformación Unitaria de la Mangueta (Explicit Dynamics)	68
Figura 4.58 Esfuerzo Equivalente Von-Mises de la Mangueta (Explicit Dynamics)	68
Figura 4.59 Factor de seguridad de la Mangueta (Explicit Dynamics)	69
Figura 4.60 Mangueta Delantera.....	70
Figura 4.61 Ubicación de la Carga en Brazo de Dirección (Static Structural).....	72
Figura 4.62 Análisis Tensión Von Mises Brazo de Dirección (Static Structural)	72
Figura 4.63 Análisis Esfuerzo Principal Máximo Brazo de Dirección (Static Structural)	73
Figura 4.64 Análisis Esfuerzo Cortante Máximo Brazo de Dirección (Static Structural)	73
Figura 4.65 Análisis factor de Seguridad Brazo de Dirección (Static Structural)	74
Figura 4.66 Comportamiento Equivalente elástico del brazo de dirección (Transient Structural).....	76
Figura 4.67 Deformación Unitaria del brazo de dirección (Transient Structural)	77
Figura 4.68 Esfuerzo Equivalente de Von-Mises total del brazo de dirección (Transient Structural)	77
Figura 4.69 Factor de seguridad total del brazo de dirección (Transient Structural).....	78
Figura 4.70 Deformación Unitaria del brazo de dirección (Explicit Dynamics)	80
Figura 4.71 Esfuerzo Equivalente Von-Mises del brazo de dirección (Explicit Dynamics).....	80
Figura 4.72 Factor de seguridad del brazo de dirección (Explicit Dynamics)	81
Figura 4.73 Barra de dirección.....	82
Figura 4.74 Análisis Tensión Von Mises Barra de Dirección (Static Structural)	83
Figura 4.75 Análisis Energía de Deformación Barra de Dirección (Static Structural)	84
Figura 4.76 Deformación Vs tiempo Barra de Dirección (Transient Structural)	87
Figura 4.77 Deformación Unitaria Barra de Dirección (Transient Structural)	87

Figura 4.78 Esfuerzo Equivalente Von-mises Barra de Dirección (Transient Structural)	87
Figura 4.79 Factor de seguridad Barra de Dirección (Transient Structural)	88
Figura 4.80 Deformación vs tiempo Barra de Dirección (Explicit Dynamics)	90
Figura 4.81 Deformación Unitaria Barra de Dirección (Explicit Dynamics)	91
Figura 4.82 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Barra de Dirección (Explicit Dynamics)	91
Figura 4.83 Factor de seguridad Barra de Dirección (Explicit Dynamics)	92
Figura 4.84 Acople de Dirección.....	93
Figura 4.85 Ubicación de la carga para simulación acople de dirección.....	94
Figura 4.86 Análisis Tensión Von Mises Acople de Dirección (Static Structural).....	95
Figura 4.87 Análisis Factor de Seguridad Acople de Dirección (Static Structural)...	95
Figura 4.88 Deformación Vs tiempo Acople de Dirección (Transient Structural).....	97
Figura 4.89 Deformación Unitaria Acople de Dirección (Transient Structural)	98
Figura 4.90 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Acople de Dirección (Transient Structural)	98
Figura 4.91 Factor de seguridad enfatiga Acople de Dirección (Transient Structural)	99
Figura 4.92 Deformación Unitaria Acople de Dirección (Explicit Dynamics)	101
Figura 4.93 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Acople de Dirección (Explicit Dynamics)	101
Figura 4.94 Factor de seguridad Acople de Dirección (Explicit Dynamics)	102

CAPITULO V

Figura 5.1. Limado de Mangueta.....	104
Figura 5.2. Mangueta Pulida con Rodamiento.....	104
Figura 5.3. Soldado de Bases de Mesas.....	105
Figura 5.4. Maquinado de Bujes en CNC.....	106
Figura 5.5. Roscado de Bocines.....	106

Figura 5.6. Rocker Soldado.....	107
Figura 5.7. Base de Suspensión Delantera pre-soldada.....	108
Figura 5.8. Brazos de Suspensión Ensamblado.....	109
Figura 5.9. Prueba de Acoplamiento al chasis de brazo de Suspensión.....	109
Figura 5.10. Bases y Barra Estabilizadora Delantera.....	110
Figura 5.11. Ensamble de Cuerpo de Neumático.....	111
Figura 5.12. Montaje de Amortiguador.....	111
Figura 5.13. Soldado de Bases de Rocker y Amortiguador.....	112
Figura 5.14. Montaje de Cuerpo de Rueda al Chasis.....	112
Figura 5.15. Cuerpo de Rueda y Rocker Ensamblados al Chasis.....	113
Figura 5.16. Suspensión Delantera Totalmente Ensamblada.....	113
Figura 5.17. Ubicación del Rocker Eje Trasero.....	114
Figura 5.18. Soldado Bases de Rocker y Amortiguador Traseros.....	114
Figura 5.19. Suspensión Trasera Terminada.....	115
Figura 5.20. Suspensión Trasera Terminada Eje Trasero.....	115
Figura 5.21. Tubo para bieleta Cortado.....	116
Figura 5.22. Bujes acoplados a las bieletas.....	117
Figura 5.23. Bieleta armada.....	117
Figura 5.24. Brazo de acoplamiento ensamblado en mangueta.....	118
Figura 5.25. Acople para cremallera con bieleta.....	118
Figura 5.26. Base para chumacera (sujeción Columna de dirección)	119
Figura 5.27. Bases para fijar cremallera al chasis.....	120
Figura 5.28. Volante usado en el Vehículo Cotopaxi II.....	120
Figura 5.29. Mecanismo de liberación usado en el vehículo Cotopaxi II.....	121
Figura 5.30. Rótula usada en vehículo Cotopaxi II.....	121
Figura 5.31. Chumacera usada en el vehículo Cotopaxi II.....	121
Figura 5.32. Junta Universal Usada en el vehículo Cotopaxi II.....	122
Figura 5.33. Cremallera usada en el vehículo Cotopaxi II.....	122
Figura 5.34. Montaje de la cremallera en el Chasis.....	123

Figura 5.35. Ensamblaje de la chumacera.....	123
Figura 5.36 Volante con mecanismo de liberación.	124
Figura 5.37. Montaje de la columna de dirección.....	124
Figura 5.38 Montaje del volante y verificación del mecanismo.....	125
Figura 5.39 Ensamblaje de bieletas.....	125
Figura 5.40. Topes de la dirección.....	126
Figura 5.41. Prueba del mecanismo de dirección.....	126
Figura 5.42. Bases para los pedales.....	127
Figura 5.43. Mangueta con la manzana armada.	128
Figura 5.44. Conjunto Mangueta-disco-caliper.....	129
Figura 5.45. Montaje de los pedales.....	129
Figura 5.46. Ensamblaje de bombas de frenos y recipientes de líquido.....	130
Figura 5.47. Línea de frenos para eje delantero.....	130
Figura 5.48. Línea de frenos para eje trasero.....	131
Figura 5.49. Acoples y manguera flexible de conexión.....	131
Figura 5.50. Líquido de frenos puesto en los reservorios.....	132
Figura 5.51. Purgado de línea trasera de frenos.....	132
Figura 5.52. Interruptor de apagado de emergencia.....	133
Figura 5.53. Luz de freno.....	133
Figura 5.54. Alineación inicial del vehículo Cotopaxi II.....	134
Figura 5.55. Comprobación y calibración del sistema de suspensión.....	135
Figura 5.56 Primera Prueba del vehículo Cotopaxi II.....	136
Figura 5.57 Preparación del vehículo para la segunda prueba.....	136
Figura 5.58. Segunda Prueba del Cotopaxi II.....	137
Figura 5.59. Presentación del vehículo Cotopaxi II.....	137
Figura 5.60. Pruebas nocturnas Cotopaxi II.....	138
Figura 5.61 Inspección Técnica.....	138
Figura 5.62. Prueba Till.....	139
Figura 5.63. Defensa de Ingeniería.....	139

Figura 5.64. Prueba de ruido.....	140
Figura 5.65. Pruebas Dinámicas.....	140

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Escenarios de simulación.....	3
Tabla 4.2 Composición Química Acero ASTM A36.....	9
Tabla 4.3 Propiedades Mecánicas Acero ASTM A36.....	9
Tabla 4.4 Propiedades Mecánicas Tubo ASTM A500 Grado C.....	10
Tabla 4.5 Características Mecánicas Barra Push-Rod Delantera.....	16
Tabla 4.6 Parámetros de simulación con Static Structural en la Barra Push-Rod Delantera.....	17
Tabla 4.7 Esfuerzos Resultantes Push-Rod Delantera (Static Structural)	18
Tabla 4.8 Parámetros de simulación con Transient Structural para la Barra-Push-Rod Delantera.....	19
Tabla 4.9 Resultados de simulación con Transient Structural de la Barra-Push-Rod Delantera.....	19
Tabla 4.10 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics de la Barra-Push-Rod Delantera.....	22
Tabla 4.11 Resultados de simulación con Explicit Dynamics de la Barra-Push-Rod Delantera.....	22
Tabla 4.12 Características Mecánicas Barra-Push Trasera.....	27
Tabla 4.13 Parámetros de simulación con Static Structural de la barra push-rod trasera.....	27
Tabla 4.14 Esfuerzos Resultantes Barra Push-Rod Trasera (Static Structural)	28
Tabla 4.15 Parámetros de simulación con Transient Structural Barra Push-Rod Trasera.....	29
Tabla 4.16 Resultados de simulación con Transient Structural Barra Push-Rod Trasera.....	30
Tabla 4.17 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics de la Barra Push-Rod Trasera.....	33

Tabla 4.18 Resultados de simulación con Explicit Dynamics de la Barra Push-Rod Trasera.....	34
Tabla 4.19 Parámetros de simulación con Static Structural del Rocker Delantero...	38
Tabla 4.20 Tabla de esfuerzos Resultantes Rocker delantero (Static Structural).....	39
Tabla 4.21 Parámetros de simulación con Transient Structural del Rocker Delantero.....	40
Tabla 4.22 Resultados de simulación con Transient Structural del Rocker Delantero.....	41
Tabla 4.23 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Rocker Delantero.....	44
Tabla 4.24 Resultados de simulación con Explicit Dynamics del Rocker Delantero.	45
Tabla 4.25 Parámetros de simulación con Static Structural del Rocker Trasero.....	49
Tabla 4.26 Esfuerzos resultantes de Simulación Rocker Trasero (Static Structural)	50
Tabla 4.27 Parámetros de simulación con Transient Structural para Rocker Trasero.....	52
Tabla 4.28 Resultados de simulación con Transient Structural para Rocker Trasero.....	53
Tabla 4.29 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics para Rocker Trasero.	56
Tabla 4.30 Resultados de simulación con Explicit Dynamics para Rocker Trasero..	57
Tabla 4.31 Parámetros de simulación con Static Structural de la Mangueta.....	61
Tabla 4.32 Esfuerzos Resultantes de la Simulación Mangueta (Static Structural)...	61
Tabla 4.33 Parámetros de Simulación con Transient Structural Mangueta.....	63
Tabla 4.34 Resultados de Simulación con Transient en la Mangueta Transient Structural.....	64
Tabla 4.35 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics para la Mangueta.....	65
Tabla 4.36 Resultados de simulación con Explicit Dynamics en la Mangueta.....	66
Tabla 4.37 Parámetros de simulación con Static Structural del brazo de dirección..	70
Tabla 4.38 Esfuerzo resultantes Brazo de Dirección (Static Structural)	71
Tabla 4.39 Parámetros de simulación para el análisis con Transient Structural del Brazo de Dirección.....	74

Tabla 4.40 Resultados análisis con transient del Brazo de Dirección (Transient Structural)	75
Tabla 4.41 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Brazo de Dirección.....	78
Tabla 4.42 Resultados de simulación con Explicit Dynamics del Brazo de Dirección.....	79
Tabla 4.43 Parámetros de simulación con Static Structural de la Barra de Dirección.....	82
Tabla 4.44 Esfuerzos Resultantes barra de Dirección (Static Structural).....	83
Tabla 4.45 Parámetros de simulación con Transient Structural de la barra de Dirección.....	84
Tabla 4.46 Parámetros de simulación con Transient Structural de la barra de Dirección.....	85
Tabla 4.47 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics de la barra de Dirección.....	88
Tabla 4.48 Resultados de simulación con Explicit Dynamics de la barra de Dirección.....	89
Tabla 4.49 Parámetros de simulación con Static Structural del Acople de dirección.....	93
Tabla 4.50 Esfuerzos Resultantes Simulación Acople de Dirección (Static Structural)	94
Tabla 4.51 Parámetros de simulación con Transient Structural del Acople de Dirección.....	96
Tabla 4.52 Parámetros de simulación con Transient Structural del Acople de Dirección.....	97
Tabla 4.53 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Acople de Dirección.....	99
Tabla 4.54 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Acople de Dirección.....	100

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS.

4.1 HERRAMIENTAS CAD (DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADOR) Y CAE (INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADOR)

En este capítulo se verificará el comportamiento de los elementos críticos que forman parte de los sistemas que se está desarrollando, con el fin de garantizar su diseño y por lo tanto determinar la vida útil del prototipo.

Para esto se utilizará herramientas informáticas CAD y CAE, en donde se puede diseñar, y simular condiciones reales de funcionamiento, y así mejorar los puntos críticos de estos, asegurando la efectividad en su funcionamiento, sin necesidad de previamente comprar o fabricar el elemento para probarlo experimentalmente, por esto ayuda a ahorrar tiempo y recursos.

La modelización en 3D de cada uno de los componentes del sistema de suspensión dirección y frenos es fundamental en el proceso de diseño y desarrollo del sistemas, por la posibilidad de realizar un ensamblaje total a través de la unión de todos sus componentes.

De esta forma se podrá obtener una visión clara de sus dimensiones, características y de cómo se distribuyen los elementos en su espacio generado por las condiciones geométricas del vehículo.

Autodesk Inventor se basa en técnicas de modelado paramétrico. Los usuarios comienzan diseñando *piezas* que se pueden combinar en ensamblajes. Corrigiendo piezas y ensamblajes pueden obtenerse diversas

variantes. Como modelador paramétrico, no debe ser confundido con los programas tradicionales de CAD. Inventor se utiliza en diseño de ingeniería para producir y perfeccionar productos nuevos, mientras que en programas como Autocad se conducen solo las dimensiones. Un modelador paramétrico permite modelar la geometría, dimensión y material de manera que si se alteran las dimensiones, la geometría actualiza automáticamente basándose en las nuevas dimensiones.

Esto permite que el diseñador almacene sus conocimientos de cálculo dentro del modelo, a diferencia del modelado no paramétrico, que está más relacionado con un tablero de bocetos digitales. Inventor también tiene herramientas para la creación de piezas metálicas. Este software es fácil de utilizar gracias a su interfaz gráfica, por esa razón se ha escogido como herramienta de diseño para el desarrollo de estos sistemas para el vehículo Cotopaxi II.

La herramienta CAE (Ansys) ayuda a realizar cálculos estáticos y dinámicos que involucran cierta complejidad, de tal forma que se puede obtener resultados mucho más precisos optimizando tiempo y recursos.

Además es compatible con la mayoría de programas de diseño. Por ello este programa es muy usado en ingeniería Mecánica, Civil y afines. Los elementos considerados críticos en los sistemas van a ser simulados a condiciones extremas de funcionamiento, con las fuerzas determinadas en el capítulo III.



Figura 4. 3 Modelación en Inventor del Cotopaxi II
(Fuente: Grupo Investigador)

4.2 PARÁMETROS DE SIMULACIÓN

Se ha ejecutado la simulación de los componentes utilizando condiciones de casos extremos de desempeño del vehículo, lo cual se detalla a continuación en la tabla.

Tabla 4.1 Escenarios de simulación

Escenarios de Simulación	
Modulos	Static Structural, Transient Structural, Explicit Dynamics
Cargas	Calculadas para cada elemento
Temperatura ambiente	22 °C

Static Structural.- Es una de las opciones de simulación que posee el ANSYS encaminada a realizar ejercicios de cargas mecánicas sobre elementos en situaciones estáticas.

Transient Structural.- Puede llevar a cabo un análisis de transitorios estructural (también llamado tiempo de ciclo de análisis) en la aplicación mecánica mediante el análisis de transitorios estructural que utiliza específicamente el solucionador APDL ANSYS Mechanical. Este tipo de análisis se utiliza para determinar la respuesta dinámica de la estructura bajo la acción. Se puede utilizar para determinar los desplazamientos variables de tiempo, esguinces, tensiones y fuerzas en una estructura que responde a cargas transitorias. La escala de tiempo de la carga es tal que los efectos de la inercia o de amortiguación se consideran importante.

Explicit Dynamics.- Esta herramienta del ANSYS tiene la propiedad de analizar el comportamiento mecánico de un elemento bajo cargas dinámicas.

4.2.1 DEFORMACIÓN

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica.

La magnitud más simple para medir la deformación es lo que en ingeniería se llama deformación axial o deformación unitaria se define como el cambio de longitud por unidad de longitud:

$$\varepsilon = \frac{\Delta S}{S} = \frac{S' - S}{S} \quad \text{Ec. 4.1}$$

4.2.2 ESFUERZO

Recordando la definición de esfuerzo, que es el resultado de la división entre una fuerza y el área en la que se aplica. Se distinguen dos direcciones para las fuerzas, las que son normales al área en la que se aplican y las que son paralelas al área en que se aplican. Si la fuerza aplicada no es normal ni paralela a la superficie, siempre puede descomponerse en la suma vectorial de otras dos que siempre resultan ser una normal y la otra paralela.

Los esfuerzos con dirección normal a la sección, se denotan como σ (sigma) y σ representa un esfuerzo de tracción cuando apunta hacia afuera de la sección, tratando de estirar al elemento analizado. En cambio, σ representa un esfuerzo de compresión cuando apunta hacia la sección, tratando de aplastar al elemento analizado.

El esfuerzo con dirección paralela al área en la que se aplica se denota como τ (tau) y representa un esfuerzo de corte. Este esfuerzo, trata de cortar el elemento analizado, tal como una tijera cuando corta papel, uno de sus filos mueven el papel hacia un lado mientras el otro filo lo mueve en dirección contraria resultando en el desgarro del papel a lo largo de una línea.

Las unidades de los esfuerzos son las mismas que para la presión, fuerza dividida por área, se utilizan con frecuencia : **MPa, psi, Kpsi, Kg/mm², Kg/cm²**.

Se analizará la situación de un trozo pequeño de material ubicado dentro de una viga u otro elemento estructural. Este pequeño trozo tendrá forma de cubo con aristas infinitesimales de valor : dx, dy, dz . Este cubo tiene seis caras y en cada una de ellas se considerará que actúan tres esfuerzos internos: uno normal y dos de corte. La notación utilizada es: σ_x para el esfuerzo normal aplicado en la cara normal al eje x, de igual forma se definen

s_y, s_z . Para los esfuerzos cortantes, la notación es t_{ab} que denota el esfuerzo de corte que actúa en la cara normal al eje 'a' y que apunta en la dirección del eje 'b'. De esta forma se tienen: $t_{xy} t_{xz} t_{yx} t_{yz} t_{zx} t_{zy}$.

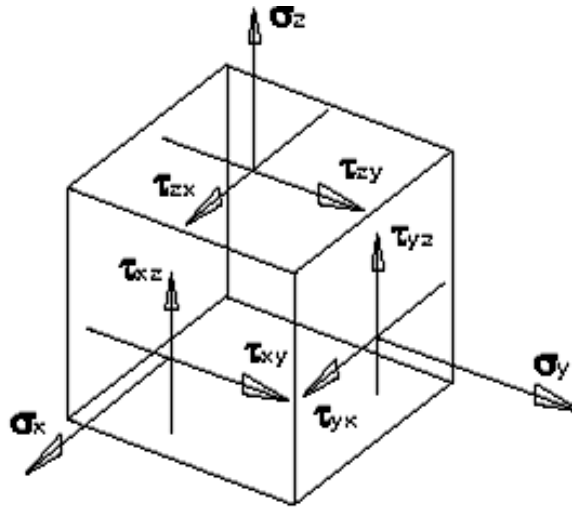


Figura 4. 4 Diagrama de Esfuerzos

(Fuente: <http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/tension/tension.html>)

4.2.3 TENSIÓN DE VON MISES

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Siendo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, las tensiones principales, y habiéndose obtenido la expresión a partir de la energía de distorsión en función de las tensiones principales:

$$E_{def,dist} = \frac{1}{6G} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2}{2} \right] \quad \text{Ec. 4.3}$$

4.2.4 TEORÍA DE FALLA ESTÁTICA PARA MATERIALES DÚCTILES.

ENERGÍA DE DEFORMACIÓN

Energía necesaria para deformar un material una cantidad determinada. Es el área bajo la curva en el diagrama esfuerzo-deformación hasta un punto de deformación específico, tal como se muestra en el diagrama siguiente:

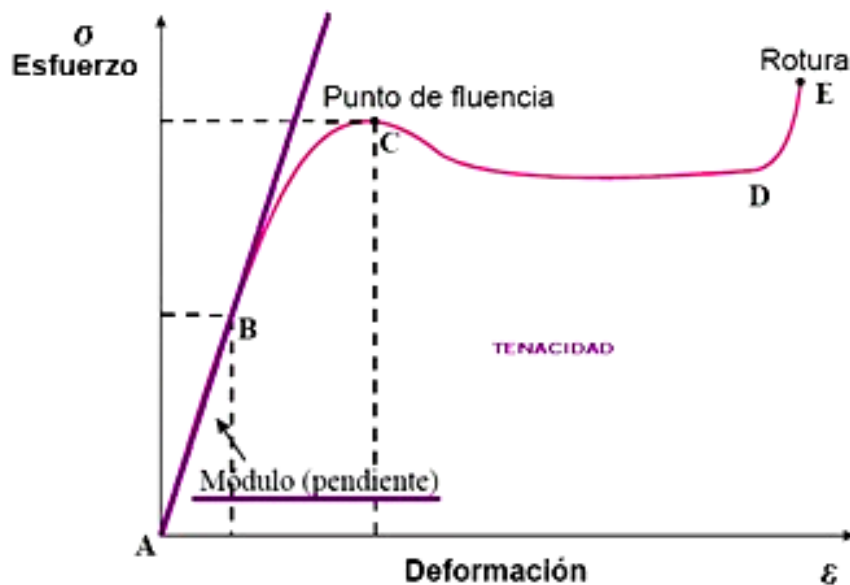


Figura 4.3 Diagrama Esfuerzo vs Deformación

(Fuente: <http://iloveptwop.blogspot.com/2010/12/ensayo-de-traccion.html>)

4.2.5 TEORIA DINÁMICA.

GOODMAN.

Al aumentar un esfuerzo máximo de tracción, disminuye la resistencia a la fatiga en términos de la amplitud de esfuerzos. Para la ingeniería asistida se usará la teoría de Goodman por ser la más utilizada por mucho tiempo por los ingenieros para el diseño de elementos y experimentalmente se ha demostrado que es la más efectiva,

4.2.6 FACTORES DE SEGURIDAD

Si se tiene que evitar una falla estructural, las cargas que una estructura es capaz de soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en servicio. Como la resistencia es la capacidad de una estructura para resistir cargas, el criterio anterior se puede replantear como sigue: la resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida. La relación de la resistencia real entre al resistencia requerida se llama **factor de seguridad n**:

$$Factor\ de\ seguridad\ n = \frac{resistencia\ real}{resistencia\ calculada} \quad Ec. 4.4$$

Naturalmente, el factor de seguridad debe ser mayor que 1.0 para evitar falla. Dependiendo de las circunstancias, los factores de seguridad varían desde un poco más que 1.0 hasta 10.

4.3 MATERIALES UTILIZADOS

En el diseño la mayoría de los elementos se proyecta, para que sean manufacturados con acero ASTM A36, y Tubo ASTM 500 Grado C, por las propiedades mecánicas que poseen.

4.3.1 ACERO ASTM A36

Tabla 4.2 Composición Química Acero ASTM A36

COMPOSICIÓN QUÍMICA	
Carbono (C)	0,26 % máx
Manganeso (Mn)	No hay requisito
Fósforo (P)	0,04% máx
Azufre (S)	0,05% máx
Silicio (Si)	0,40% máx
Cobre (Cu)	0,20% mínimo

4.3.1.1 Propiedades mecánicas

Como la mayoría de los aceros, el A36, tiene una densidad de 7850 kg/m³ (0.28 lb/in³). El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 pulg (203,2 mm) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores mayores de 8 plg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPA (32 ksi), y el mismo límite de rotura.

Tabla 4.3 Propiedades Mecánicas Acero ASTM A36

PROPIEDADES MECÁNICAS					
Límite de Fluencia		Resistencia a la Tracción			
Mpa	Psi	Psi		Mpa	
		Min	Max	Min	Max
250	36000	58000	80000	400	550

4.3.2 TUBO ASTM A500 GRADO C

Tabla 4.4 Propiedades Mecánicas Tubo ASTM A500 Grado C

PROPIEDADES MECÁNICAS				
Límite de Fluencia		Resistencia a la Tracción		Elongación
Mpa	Psi	Mpa	Psi	%
317	46000	427	62000	21

4.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión se constituye como fundamental de la dinámica del vehículo, por ello es imprescindible determinar cuales son los elementos del sistema que más sufren esfuerzos debido al movimiento del prototipo.

Los fenómenos a los que está expuesta la suspensión son balanceo, vaivén, cabeceo positivo y negativo. Las cargas que se generan gracias a los cálculos desarrollados en el capítulo II, se puede continuar con nuestro análisis simulando el comportamiento de los elementos más críticos de la suspensión.

4.4.1 PROYECCIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN EJE DELANTERO

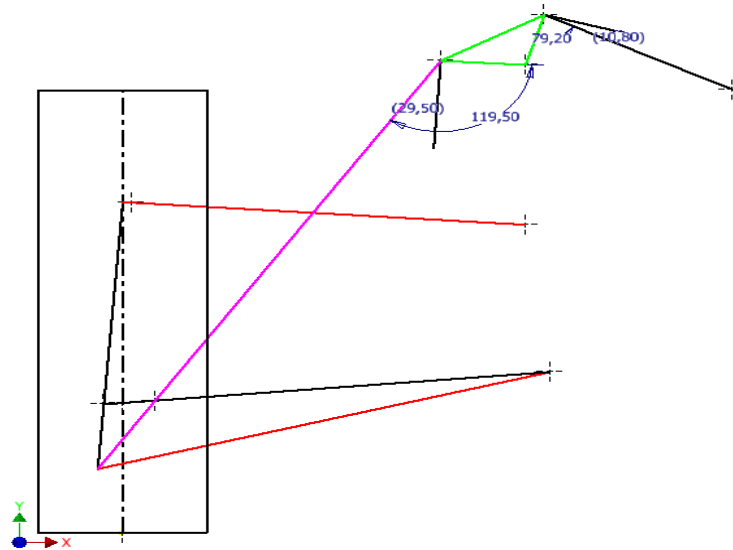


Figura 4.4 Proyección en un mismo Plano de la Geometría de la Suspensión Eje Delantero

(Fuente: Grupo Investigador)

El mayor esfuerzo al que está sometida la suspensión del eje delantero, es la transferencia de carga desarrollada en frenada brusca, en el capítulo II, se desarrollo él cálculo y se determinó la carga para cada neumático, por lo que es necesario descomponer las fuerzas, puesto que la barra push-rod posee una inclinación, además se debe analizar la descomposición de fuerzas debido a la geometría del rocker.

Se tiene entonces

$$F_e = \text{Fuerza de entrada al la barra push - rod}$$

$$F_e = 2869,14 \text{ N}$$

$$\theta = \text{ángulo de la barra push - rod respecto del eje de referencia}$$

$$\theta = 29,50^\circ$$

Ahora se descompondrá la fuerza en función del ángulo generado entre la barra push-rod y la proyección ortogonal del punto de unión del rocker con la barra push-rod delantera.

F_{ex} = Fuerza de entrada descompuesta en el eje x

$$F_{ex} = F_e \cdot \cos \theta \quad \text{Ec. 4.1}$$

$$F_{ex} = (2787,40 \text{ N}) \cos(29,50^\circ)$$

$$\mathbf{F_{ex} = 2426,02 \text{ N}}$$

La fuerza F_{ex} , es a la fuerza más crítica a la que está sometida la barra push-rod delantera.

Ahora para determinar la fuerza de salida que genera el conjunto muelle amortiguador, se realiza una sumatoria de momentos con respecto al punto fijo del rocker, al que se llamará O.

l_1 = longitud de brazo de momento rocker

l_2 = longitud de brazo de momento rocker

$$l_1 = 60,45 \text{ mm}$$

$$l_2 = 82,503 \text{ mm}$$

$$\sum M_o = 0$$

F_{sx} = Fuerza de salida del rocker

$$F_{ex} \cdot l_1 = F_{sx} \cdot l_2$$

$$F_{sx} = \frac{(2426,02 \text{ N}) \cdot (60,45 \text{ mm})}{(82,503 \text{ mm})}$$

$$F_{sx} = 1777,5 \text{ N}$$

El reglamento de la Fórmula SAE estipula que el recorrido mínimo de la suspensión es de 0,0254 m ó una pulgada

La inclinación del conjunto muelle-amortiguador es $\beta = 10,8^\circ$

Tomando la teoría de la Segunda ley de Newton, podemos determinar cual es la fuerza de reacción del conjunto muelle-amortiguador.

F_{sTx} = Fuerza de reacción conjunto muelle – amortiguador

$$F_{sTx} = F_{sx} \cdot \cos \beta \quad \text{Ec.4.2}$$

$$F_{sTx} = (1777,5 \text{ N}) \cdot \cos(10,8^\circ)$$

$$F_{sTx} = \mathbf{1746,01 \text{ N}}$$

$$F_{sTx} = k \cdot x$$

k = constante de rigidez del muelle

x = longitud de compresión del muelle

$$x = \frac{F_{sTx}}{k}$$

$$x = \frac{1746,01 \text{ N}}{70050,71 \frac{\text{N}}{\text{m}}}$$

$$x = \mathbf{0,025m}$$

4.4.2 PROYECCIÓN DE GEOMETRÍA SUSPENSIÓN EJE TRASERO

El mayor esfuerzo al que está sometida la suspensión del eje trasero, es la transferencia de carga desarrollada en aceleración instantánea y balanceo, en el capítulo II, se desarrollo el cálculo y se determinó la carga para cada neumático, por lo que es necesario descomponer las fuerzas, puesto que la

barra push-rod posee una inclinación, además se debe analizar la descomposición de fuerzas debido a la geometría del rocker.

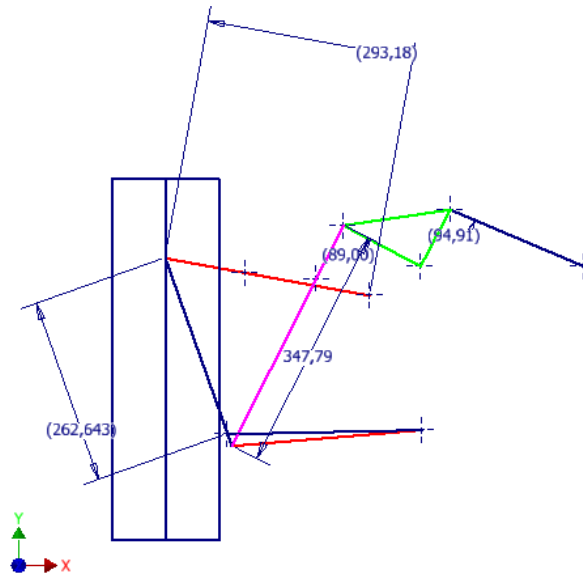


Figura 4.5. Proyección en un mismo Plano de la Geometría de la Suspensión Eje Trasero
(Fuente: Grupo Investigador)

Se tiene entonces

$$F_e = \text{Fuerza de entrada a la barra push - rod}$$

$$F_e = 613,030 \text{ N}$$

$$\theta = \text{ángulo de la barra push - rod respecto del eje de referencia}$$

$$\theta = 1^\circ$$

Ahora se descompone la fuerza en función del ángulo generado entre la barra push-rod y la proyección ortogonal del punto de unión del rocker con la barra push-rod trasera.

$$F_{ex} = \text{Fuerza de entrada descompuesta en el eje } x$$

$$F_{ex} = F_e \cdot \cos \theta \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$F_{ex} = (613,030 \text{ N}) \cos(1^\circ)$$

$$F_{ex} = 613,2 \text{ N}$$

Ahora para determinar la fuerza de salida que genera el conjunto muelle amortiguador, se realiza una sumatoria de momentos con respecto al punto fijo del rocker, al que se llamará O.

$l_1 = \text{longitud de brazo de momento rocker}$

$l_2 = \text{longitud de brazo de momento rocker}$

$$l_1 = 90 \text{ mm}$$

$$l_2 = 123 \text{ mm}$$

$$\sum M_o = 0$$

$F_{sx} = \text{Fuerza de salida del rocker}$

$$F_{ex} \cdot l_1 = F_{sx} \cdot l_2$$

$$F_{sx} = \frac{(613,2 \text{ N}) \cdot (90 \text{ mm})}{(123 \text{ mm})}$$

$$F_{sx} = 448,68 \text{ N}$$

La inclinación del conjunto muelle-amortiguador es $\beta = 21^\circ$

Tomando la teoría de la Segunda ley de Newton, podemos determinar cuál es la fuerza de reacción del conjunto muelle-amortiguador.

$F_{sTx} = \text{Fuerza de reacción conjunto muelle – amortiguador}$

$$F_{sTx} = F_{sx} \cdot \cos \beta \quad \text{Ec.4.4}$$

$$F_{sTx} = (448,68 \text{ N}) \cdot \cos(21^\circ)$$

$$F_{sTx} = \mathbf{418,82}$$

4.4.3 ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDA PARA LA SUSPENSIÓN

4.4.3.1 Barra push-rod Delantera

La barra push-rod es la transmite directamente las fuerzas a las que está siendo sometido el neumático, para el eje delantero el esfuerzo máximo que ha de sufrir dicha barra será en el evento de frenada brusca y balanceo.

El esfuerzo crítico al que está sometida la barra push-rod delantera es de 2426 N valor que determinó la Ec. 4.1

Tabla 4.5 Características Mecánicas Barra Push-Rod Delantera

BARRA PUSH-ROD DELANTERA		
DIMENSIONES	MATERIAL	ESFUERZO CRÍTICO
41 cm	Tubo ASTM A500 Grado C	2426 N

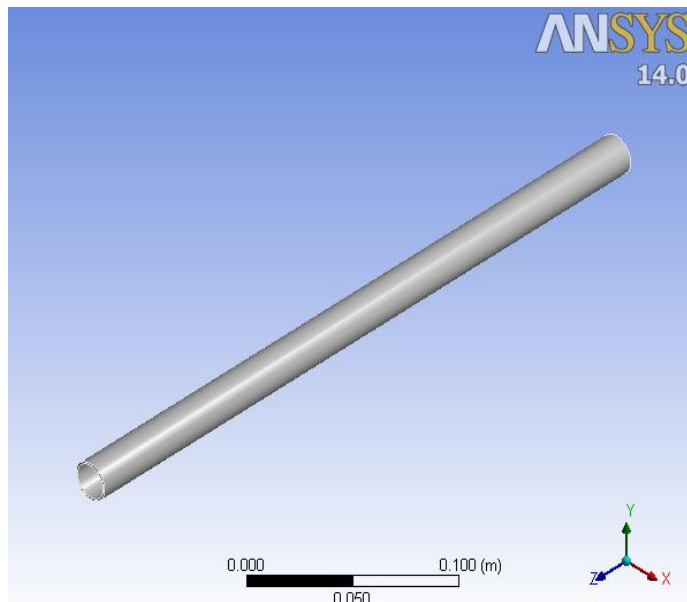


Figura 4.6 Barra Push-Rod Delantera
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.6 Parámetros de simulación con Static Structural en la Barra Push-Rod Delantera

Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0. N (ramped)
Y Component		0. N (ramped)
Z Component		-2426. N (ramped)

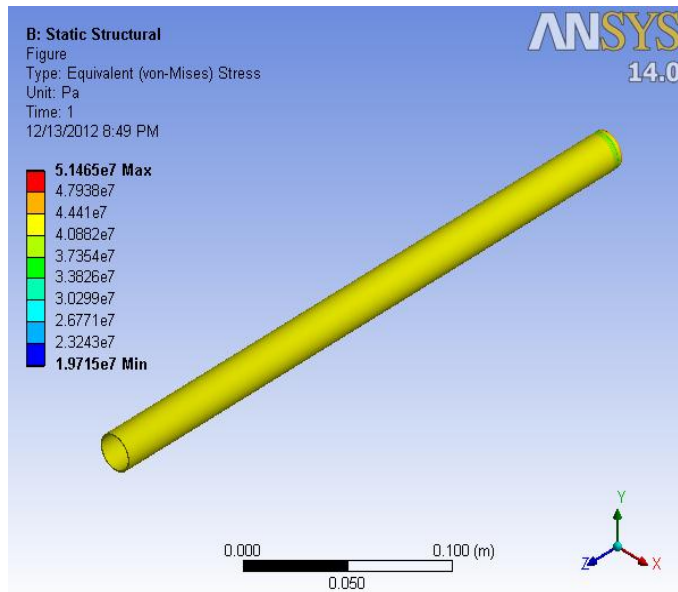


Figura 4.7 Análisis de Tensión Von Mises Barra Push-Rod Delantera (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.7 Esfuerzos Resultantes Push-Rod Delantera (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo (Von-Mises)	Esfuerzo Principal Máximo
Mínima	1.9715e+007 Pa	-1.8022e+007 Pa
Máxima	5.1465e+007 Pa	4.2799e+006 Pa

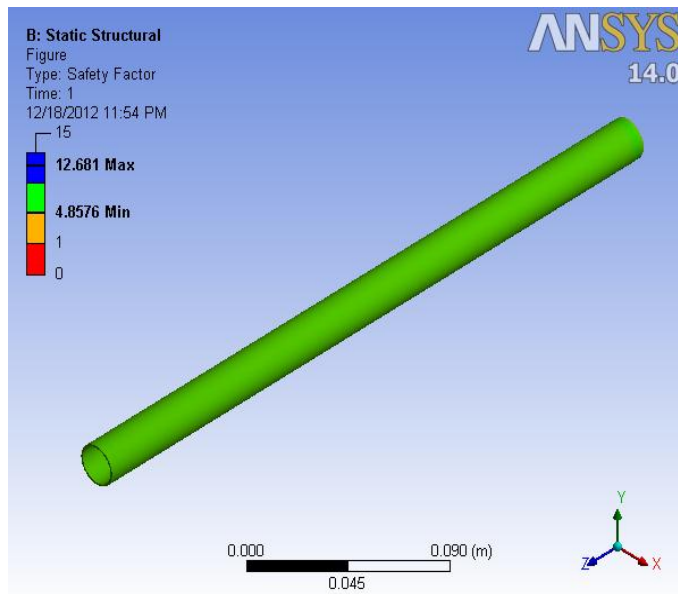


Figura 4.8 Análisis Factor de Seguridad Barra Push-Rod Delantera (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que la barra push delantera, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=4,33$.

Tabla 4.8 Parámetros de simulación con Transient Structural para la Barra-Push-Rod Delantera

Step Controls		
Number Of Steps	1	
Current Step Number	1	
Step End Time	4,e-004 s	
Define By	Time	
Initial Time Step	1,e-004 s	
Minimum Time Step	1,e-004 s	
Maximum Time Step	1,e-003 s	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		-2426, N (step applied)

Tabla 4.9 Resultados de simulación con Transient Structural de la Barra-Push-Rod Delantera

Results			
Minimum	0, m	2,8966e-005 m/m	5,7812e+006 Pa
Maximum	4,473e-005 m	2,1413e-004 m/m	4,2827e+007 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	2,8966e-005 m/m	5,7812e+006 Pa

Maximum	0, m	1,5921e-004 m/m	3,1777e+007 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	4,473e-005 m	2,1393e-004 m/m	4,2787e+007 Pa
Maximum	1,0849e-004 m	4,1496e-004 m/m	8,298e+007 Pa

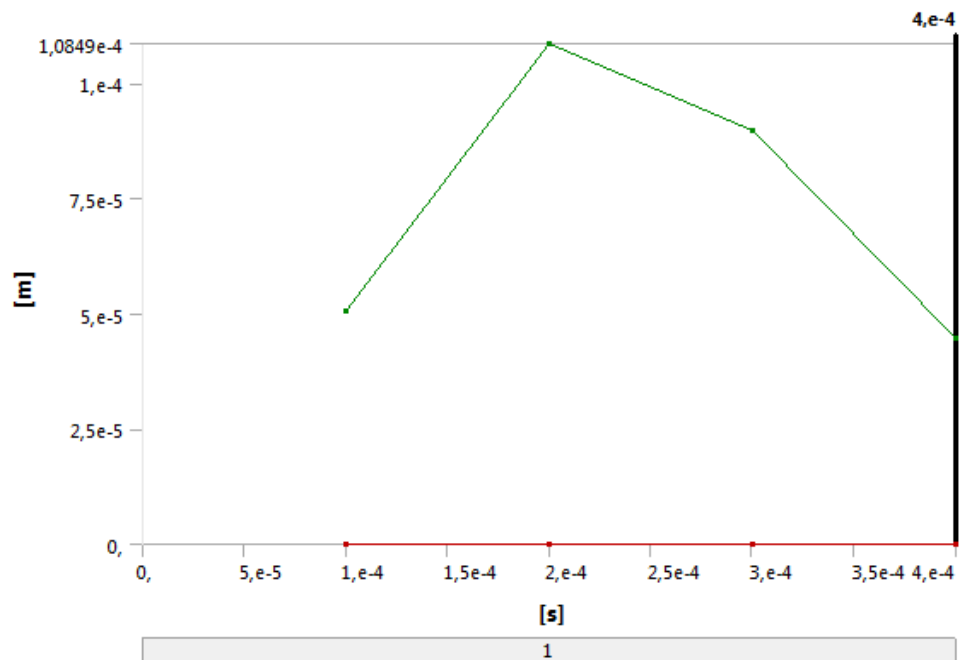


Figura 4.9 Deformación vs tiempo Barra Push-Rod Delantera (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.9 se aprecia que la deformación en la barra push-rod delantera varía de forma lineal estable, tomando en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, además de observa un pico de deformación en un instante determinado

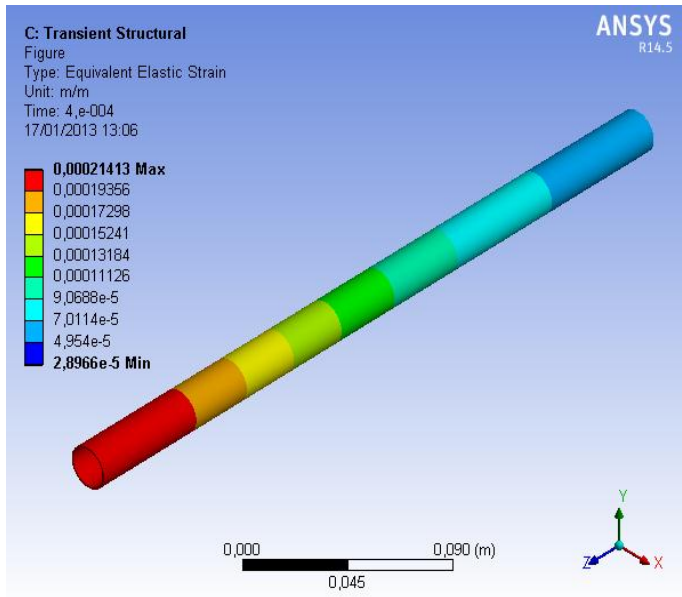


Figura 4.10 Deformación Unitaria Push-Rod Delantera (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

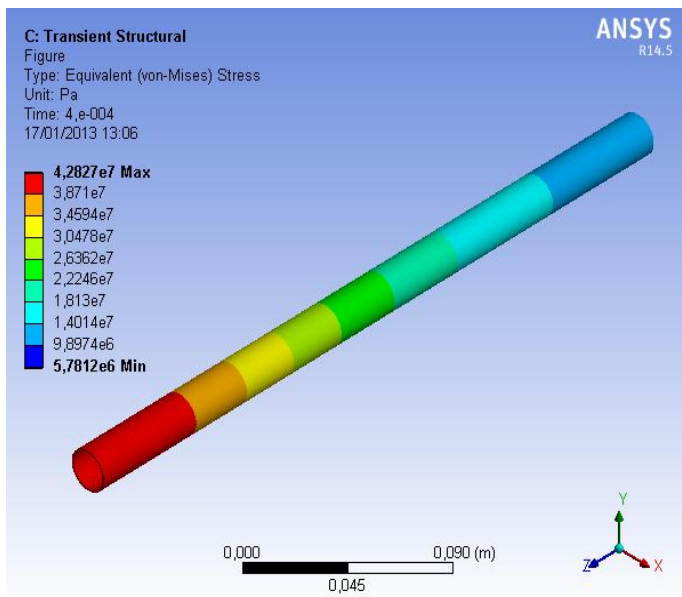


Figura 4.11 Equivalente Von-Mises Push-Rod Delantera (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

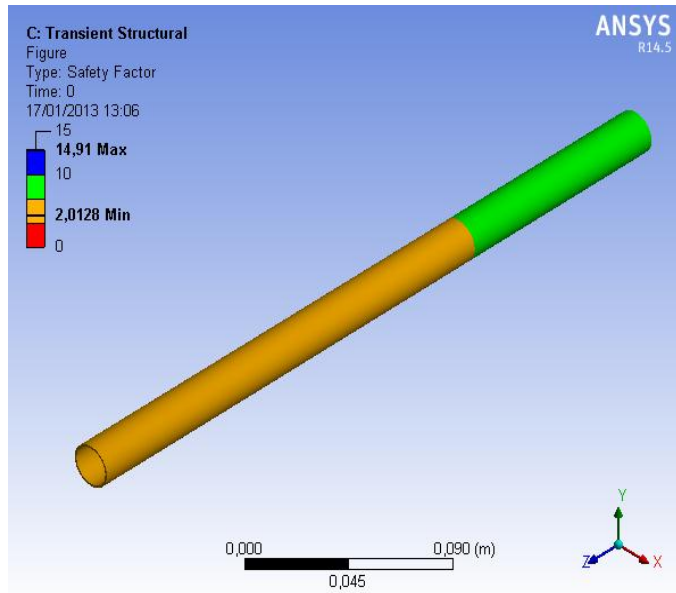


Figura 4.12 Factor de seguridad en fatiga Push-Rod Delantera (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que la barra push delantera, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=2,01$

Tabla 4.10 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics de la Barra-Push-Rod Delantera

Step Controls		
Resume From Cycle	0	
Maximum Number of Cycles	1,00E+07	
End Time	4,e-004 s	
Maximum Energy Error	0,1	
Reference Energy Cycle	0	
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>

State	Fully Defined	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		-2426, N (step applied)

Tabla 4.11 Resultados de simulación con Explicit Dynamics de la Barra-Push-Rod Delantera

Results			
Minimum	0, m	4,231e-005 m/m	7,7491e+006 Pa
Maximum	7,0933e-005 m	9,9773e-004 m/m	1,9951e+008 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	0, m	2,0734e-004 m/m	4,1104e+007 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	5,226e-004 m	2,2351e-003 m/m	4,4701e+008 Pa

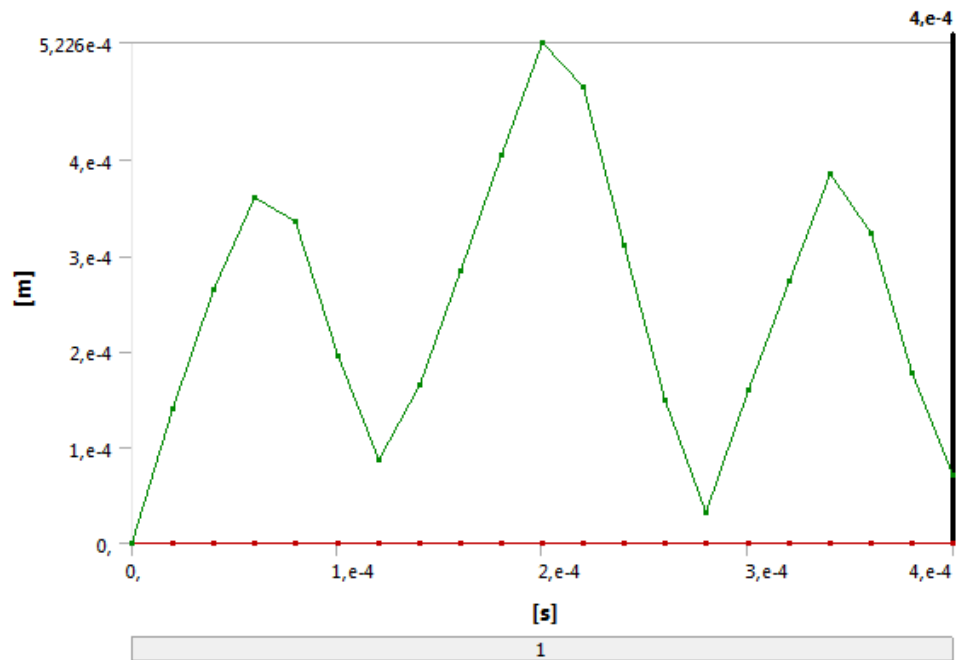


Figura 4.13 Deformación vs tiempo Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.13 se aprecia que la deformación en la barra push-rod delantera varía drásticamente, tomando en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, además se observa un pico de deformación en un instante determinado.

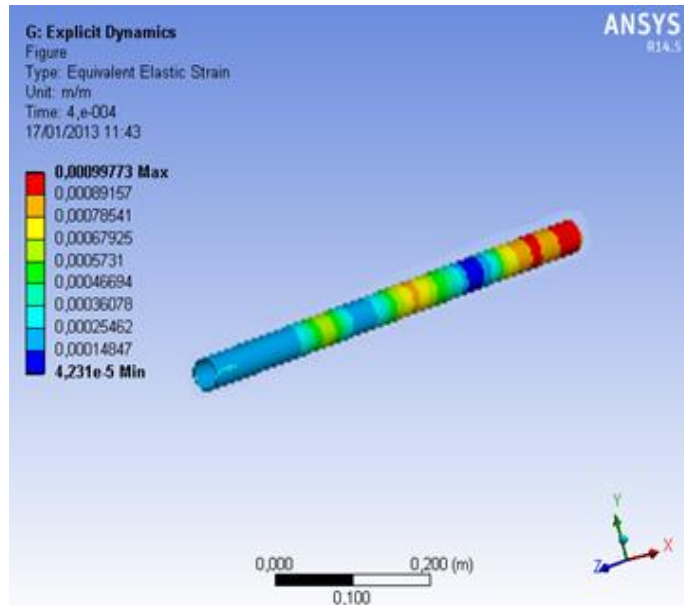


Figura 4.14 Deformación Unitaria Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

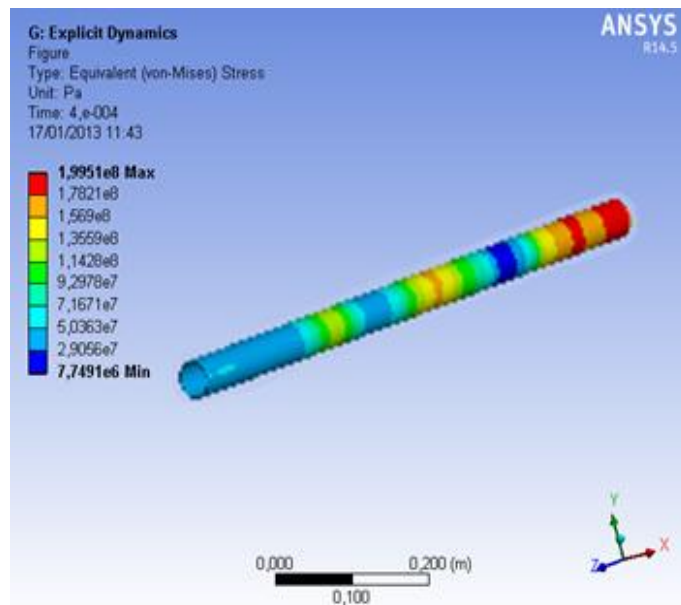


Figura 4.15 Esfuerzo Equivalente de Von-Mises Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

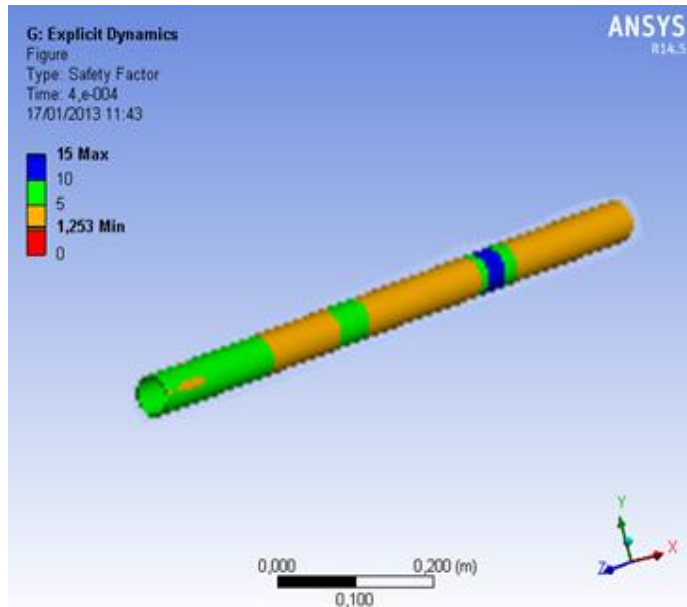


Figura 4.16 Factor de seguridad Push-Rod Delantera (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que la barra push delantera, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=4,33$.

4.4.3.2 Barra push-rod trasera

El evento de máximo esfuerzo que sufrirá esta barra será en las sollicitaciones de aceleración y balanceo.

El esfuerzo crítico al que está sometida la barra push-rod trasera es de 613 N valor que determinó la Ec. 4.3

Tabla 4.12 Características Mecánicas Barra-Push Trasera

BARRA PUSH-ROD TRASERA		
DIMENSIONES	MATERIAL	ESFUERZO CRÍTICO
7 cm	Tubo ASTM A500 Grado C	613 N

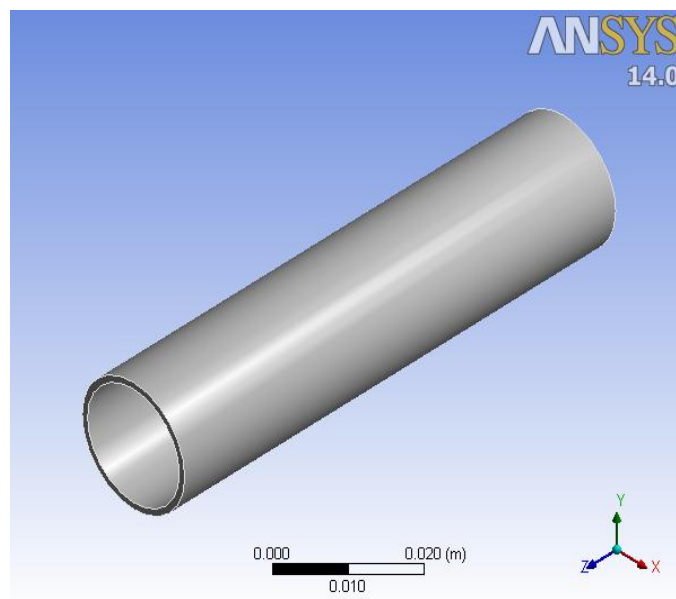


Figura 4.17 push-rod trasera
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.13 Parámetros de simulación con Static Structural de la barra push-rod trasera

Object Name	<i>Force</i>	<i>Fixed Support</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Force	Fixed Support
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	

X Component	0. N (ramped)	
Y Component	0. N (ramped)	
Z Component	-613.03 N (ramped)	
Suppressed	No	

4.14 Tabla Esfuerzos Resultantes Barra Push-Rod Trasera (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)	Esfuerzo Principal Máximo
Mínima	5.0838e+006 Pa	3.9595e+006 Pa
Máxima	1.3347e+007 Pa	1.1142e+006 Pa

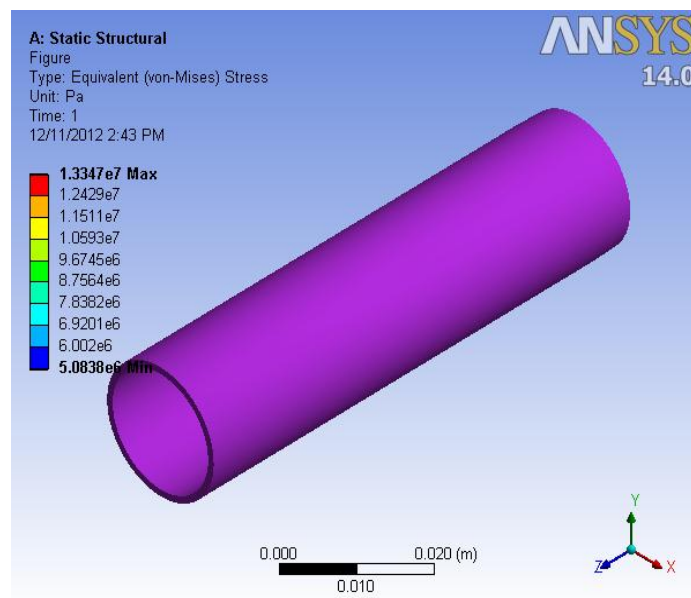


Figura 4.18. Análisis Tensión Von Mises Barra Push-Rod Trasera (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

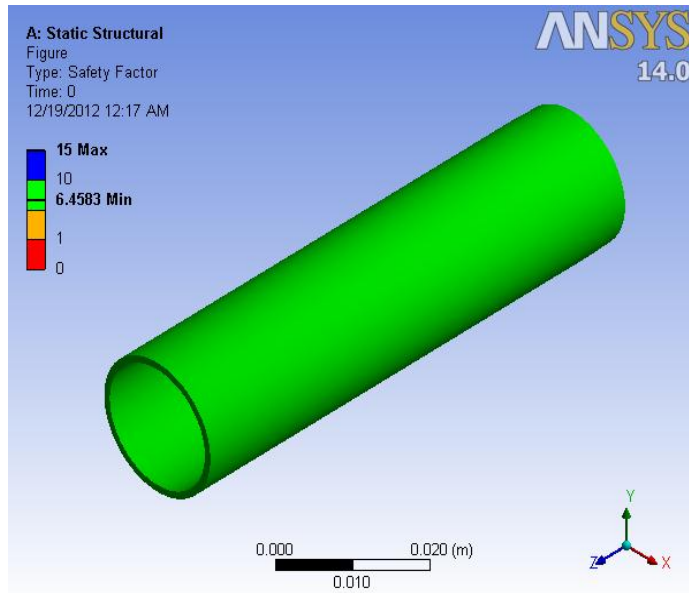


Figura 4.19. Análisis Factor de Seguridad Barra Push-Rod Trasera (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que la barra push trasera, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=6,45$.

Tabla 4.15 Parámetros de simulación con Transient Structural Barra Push-Rod Trasera

Step Controls	
Number Of Steps	1
Current Step Number	1
Step End Time	4,e-003 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-004 s

Minimum Time Step	1,e-004 s	
Maximum Time Step	1,e-003 s	
Time Integration	On	
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		-613,03 N (step applied)

Tabla 4.16 Resultados de simulación con Transient Structural Barra Push-Rod Trasera

Results			
Minimum	0, m	2,5436e-005 m/m	5,0865e+006 Pa
Maximum	4,3141e-006 m	6,991e-005 m/m	1,3949e+007 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	2,1698e-005 m/m	4,339e+006 Pa
Maximum	0, m	2,9045e-005 m/m	5,8083e+006 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	3,8831e-006 m	5,9498e-005 m/m	1,1871e+007 Pa
Maximum	4,7345e-006 m	7,9954e-005 m/m	1,5953e+007 Pa

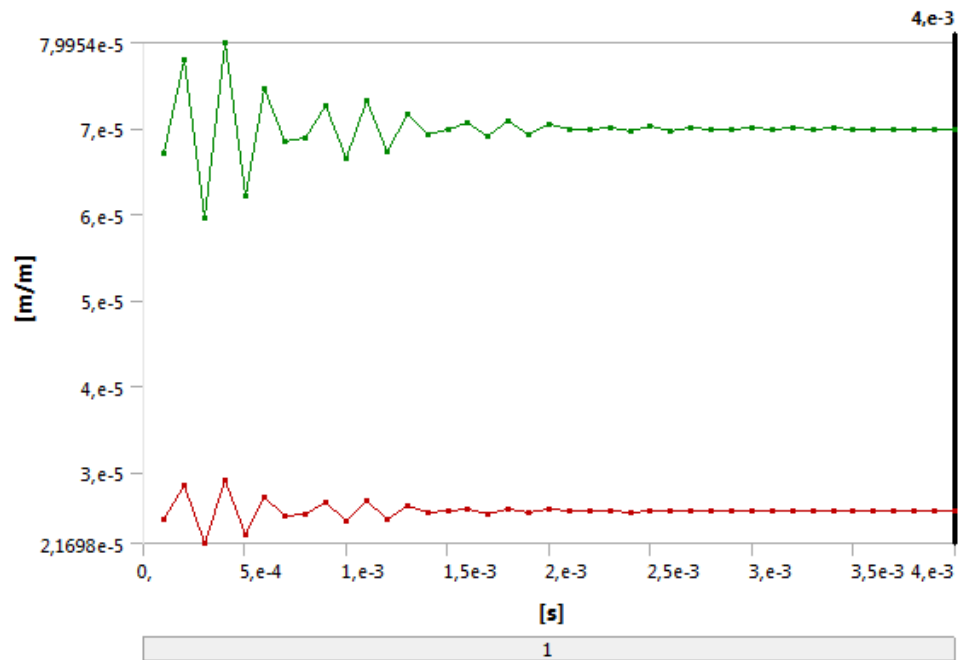


Figura 4.20. Deformación vs tiempo Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.20 se aprecia que la deformación en la barra push-rod trasera varía dásticamente tomando, en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, además se observa un pico de deformación mínima en un instante determinado.

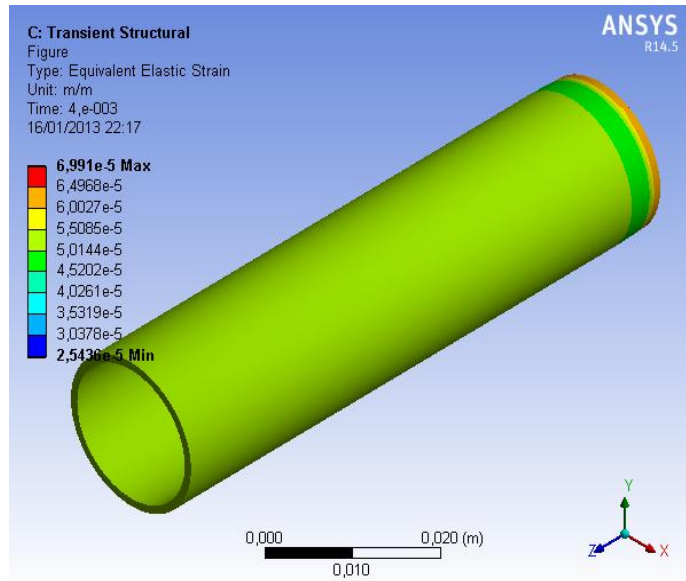


Figura 4.21. Deformación Unitaria Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

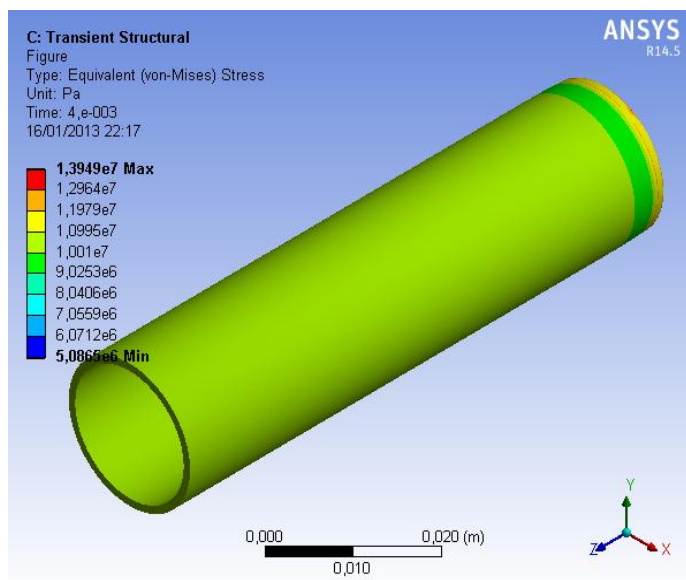


Figura 4.22. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

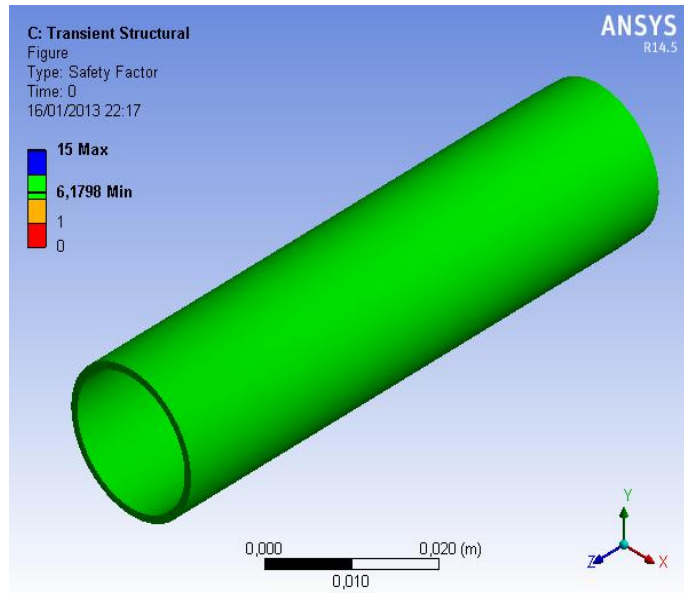


Figura 4.23. Factor de seguridad en fatiga Barra Push-Rod Trasera (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que la barra push trasera, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=6,17$.

Tabla 4.17 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics de la Barra Push-Rod Trasera

Definition		
Input Type		Velocity
Define By		Vector
Total		7, m/s
Direction		Defined
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>

State	Fully Defined	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		-603,03, N (step applied)

Tabla 4.18 Resultados de simulación con Explicit Dynamics de la Barra Push-Rod Trasera

Results			
Minimum	0, m	2,4861e-005 m/m	4,8749e+006 Pa
Maximum	5,1053e-005 m	7,7839e-004 m/m	1,5509e+008 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	0, m	8,9695e-005 m/m	1,7921e+007 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	5,7162e-005 m	1,2629e-003 m/m	2,5143e+008 Pa

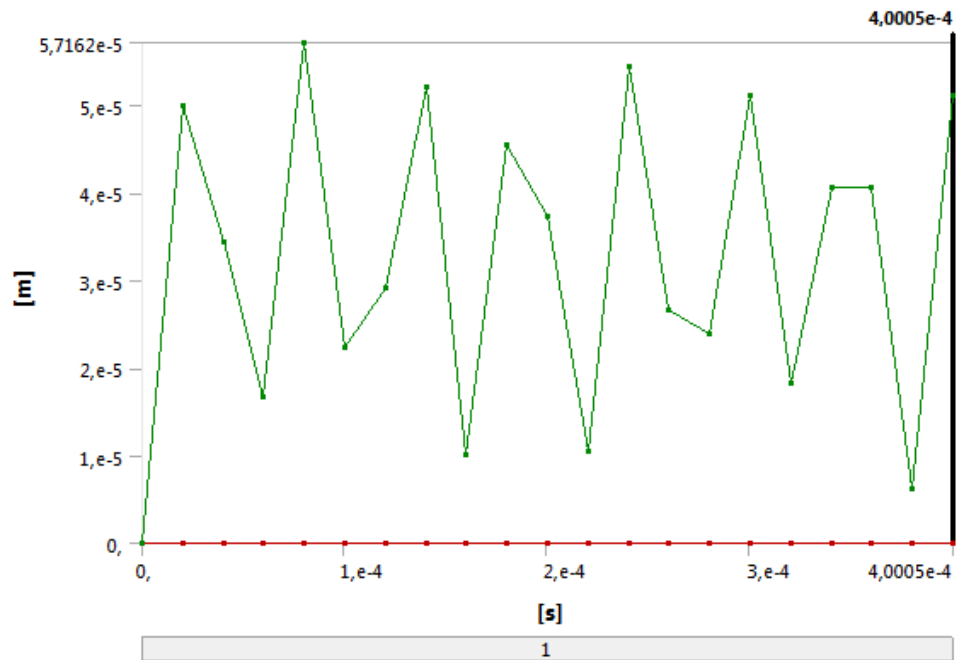


Figura 4.24. Deformación vs tiempo Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)

(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.24 se aprecia que la deformación en la barra push-rod trasera varía drásticamente tomando en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, con un pico de deformación en un instante determinado.

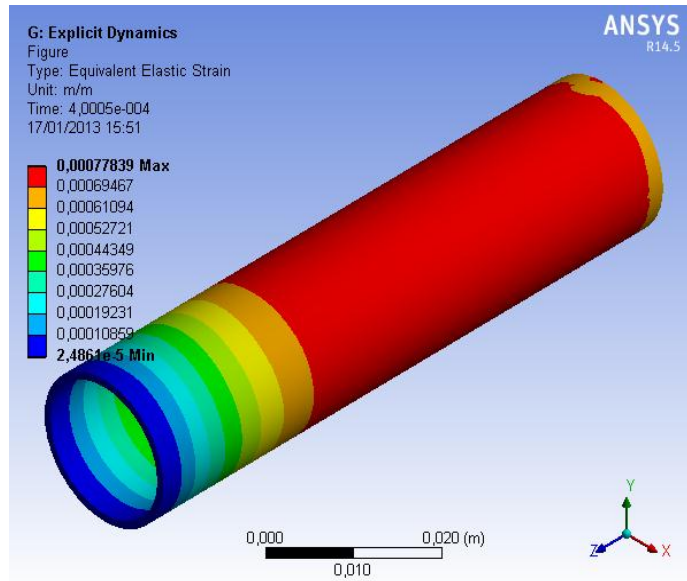


Figura 4.25. Deformación Unitaria Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)

(Fuente: Grupo Investigador)

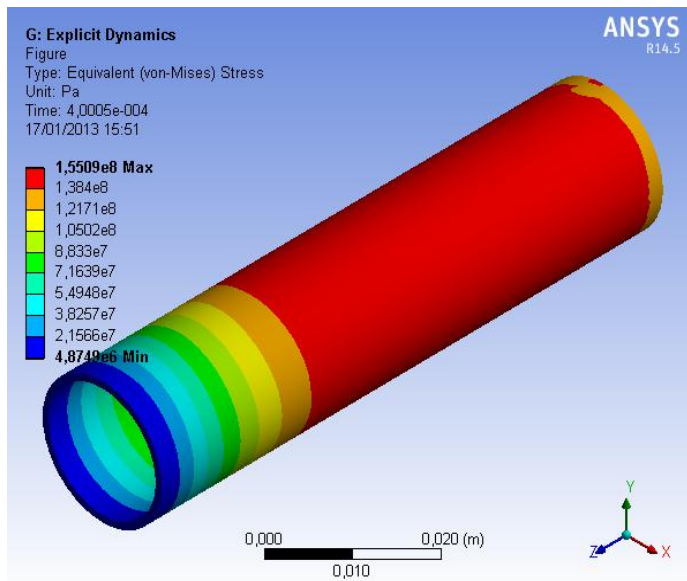


Figura 4.26. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)

(Fuente: Grupo Investigador)

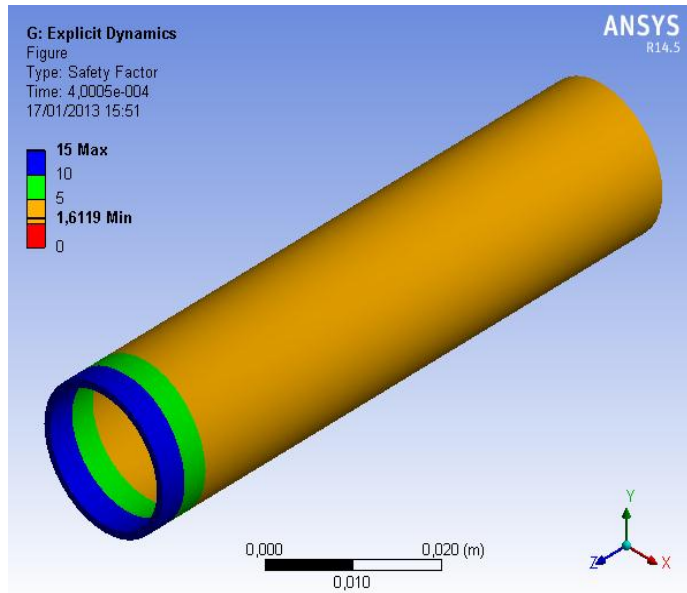


Figura 4.27. Factor de seguridad Barra Push-Rod Trasera (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que la barra push trasera, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=1,6$.

4.4.3.3 Rocker delantero

Los rockers son elementos que trabajan a todas las sollicitaciones de la suspensión, pero ya es sabido que los esfuerzos máximos se generan en frenada brusca y balanceo.

La carga crítica en el rocker delantero es de 1213 N de entrada y 873 N de salida, valores obtenidos en la Ec. 4.1 y Ec.2

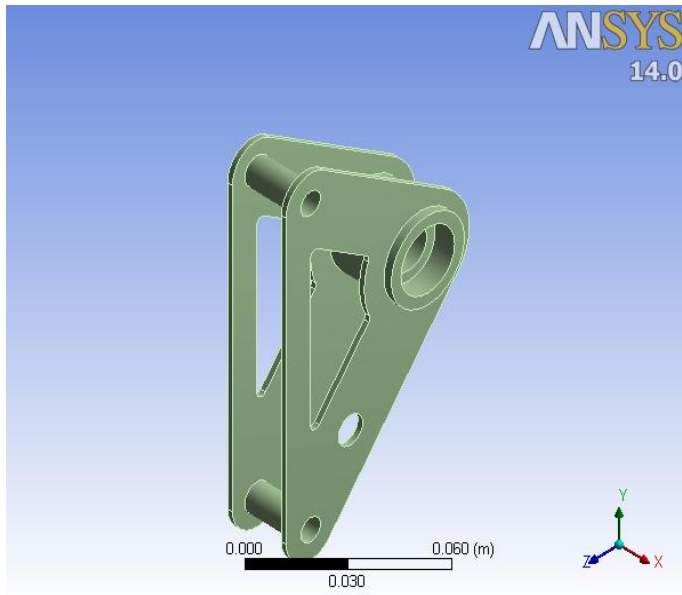


Figura 4.28 Rocker Delantero
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.19 Parámetros de simulación con Static Structural del Rocker Delantero

Object Name	<i>Fixed Support 2</i>	<i>Force</i>	<i>Force 2</i>	<i>Force 3</i>	<i>Force 4</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	1 Face				
Definition					
Type	Fixed Support	Force			
Suppressed	No				
Define By		Vector			
Magnitude		1213. N (ramped)	873.02 N (ramped)		
Direction		Defined			

4.20 Tabla de esfuerzos Resultantes Rocker delantero (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)	Esfuerzo Principal Máximo
Mínima	2.4498e+005 Pa	-1.014e+009 Pa
Máxima	12.3487e+009 Pa	3.0369e+009 Pa

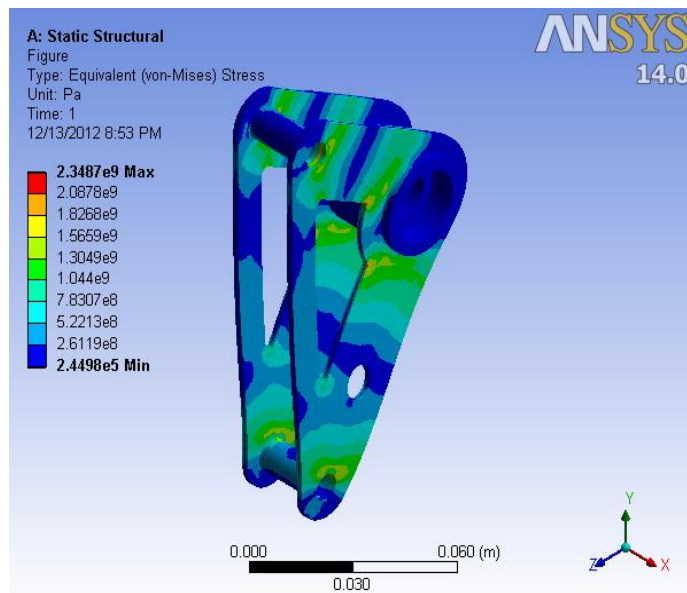


Figura 4.29. Análisis Tensión Von Mises Rocker Delantero (Static Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

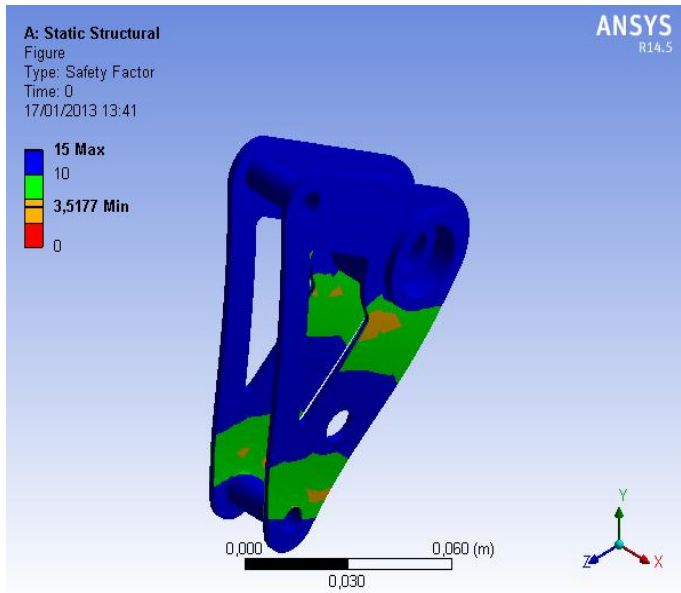


Figura 4.30. Factor de Seguridad Rocker Delantero (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que el rocker delantero, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=3,51$.

Tabla 4.21 Parámetros de simulación con Transient Structural del Rocker Delantero

Step Controls	
Number Of Steps	1
Current Step Number	1
Step End Time	4,e-004 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time

Initial Time Step		1,e-004 s	
Minimum Time Step		1,e-004 s	
Maximum Time Step		1,e-003 s	
Time Integration		On	
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>	<i>Force 2</i>
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Face		
Definition			
Type	Fixed Support	Force	
Suppressed	No		
Define By		Components	
Coordinate System		Global Coordinate System	
X Component		0, N (step applied)	-873, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)	
Z Component		1213, N (step applied)	0, N (step applied)

Tabla 4.22 Resultados de simulación con Transient Structural del Rocker Delantero

Results			
Minimum	0, m	4,4598e-007 m/m	88842 Pa
Maximum	1,7253e-004 m	3,0479e-004 m/m	4,6036e+007 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	1,1849e-007 m/m	17967 Pa
Maximum	0, m	4,4598e-007 m/m	88842 Pa

Maximum Value Over Time			
Minimum	1,2558e-005 m	7,0685e-005 m/m	8,4391e+006 Pa
Maximum	1,7253e-004 m	3,0479e-004 m/m	4,6036e+007 Pa

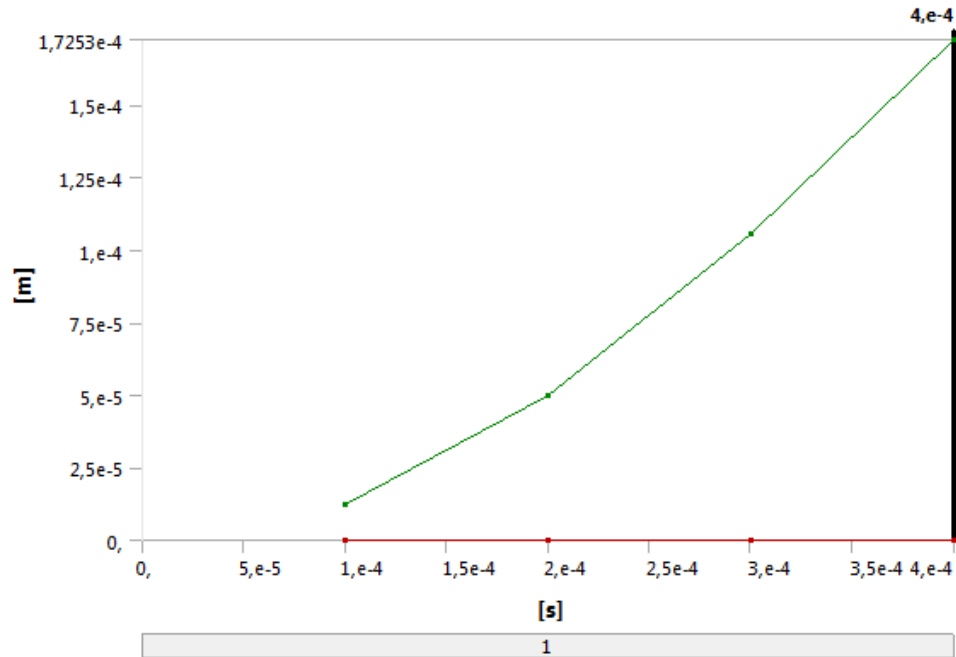


Figura 4.31. Deformación Vs tiempo Rocker Delantero (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.31 se aprecia que la deformación en el rocker delantero varía de forma lineal, tomando en cuenta que la carga que sobre él actúa es cíclica, además de observa un pico de deformación en un instante determinado.

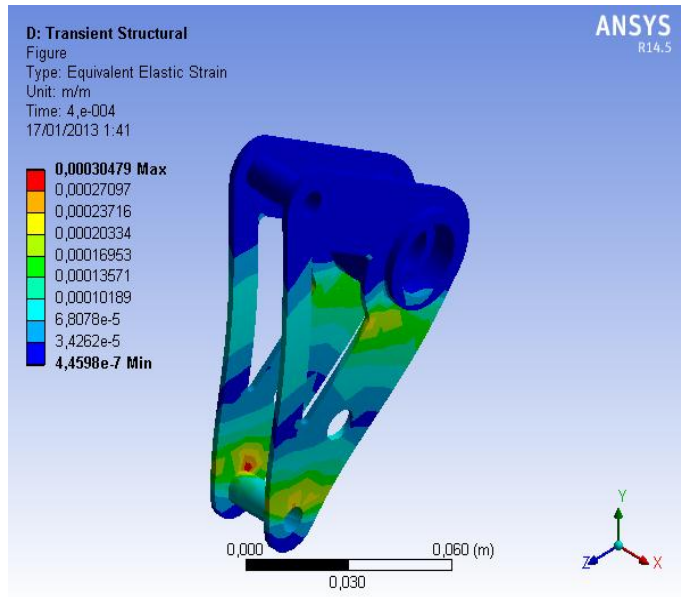


Figura 4.32. Deformación Unitaria Rocker Delantero (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

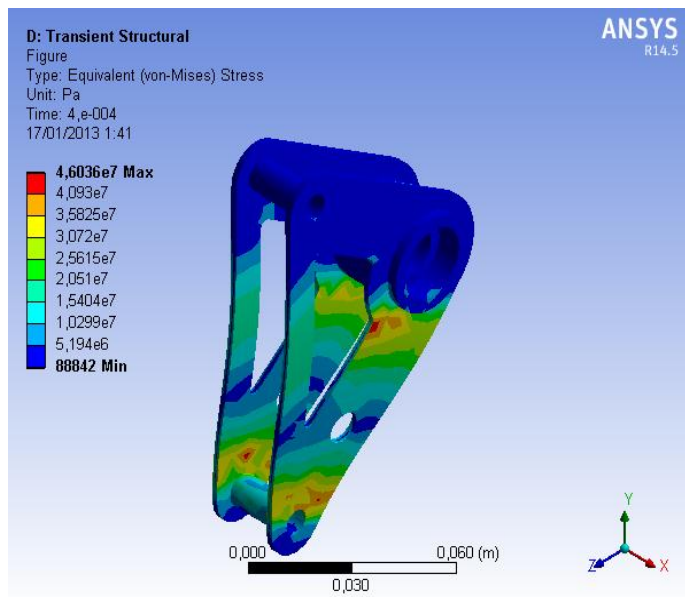


Figura 4.33. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker Delantero (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

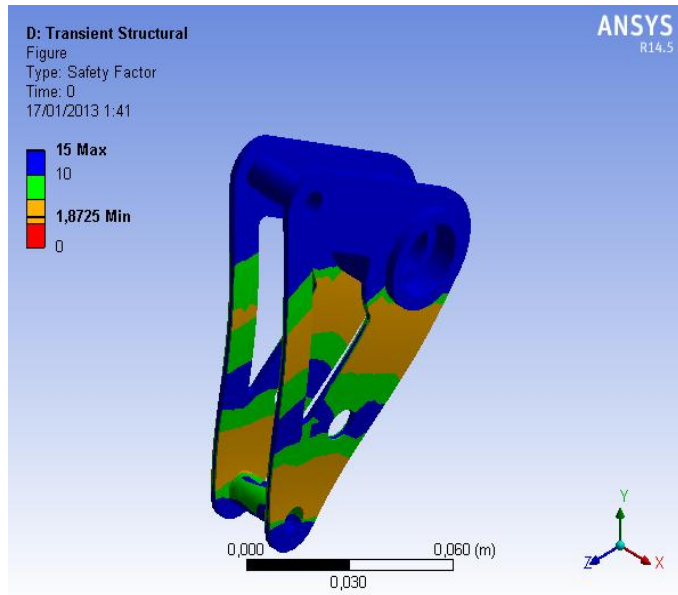


Figura 4.34. Factor de seguridad en fatiga Rocker Delantero (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que el rocher delantero, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=1,87$.

Tabla 4.23 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Rocker Delantero

Definition		
Pre-Stress Environment	None	
Input Type		Velocity
Define By		Vector
Total		7, m/s
Step Controls		
Resume From Cycle		0

Maximum Number of Cycles		1,00E+07
End Time		4,e-004 s
Maximum Energy Error		0,1
Reference Energy Cycle		0
Object Name	<i>Force</i>	<i>Force 2</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Force	
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	0, N (step applied)	-873, N (step applied)
Y Component	0, N (step applied)	
Z Component	1213, N (step applied)	0, N (step applied)
Suppressed	No	

Tabla 4.24 Resultados de simulación con Explicit Dynamics del Rocker Delantero

Results			
Minimum	2,0417e-003 m	6,6588e-006 m/m	4,8405e+005 Pa
Maximum	5,0754e-003 m	1,0942e-003 m/m	1,1915e+008 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	2,0417e-003 m	1,242e-005 m/m	1,3236e+006 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	5,0754e-003 m	2,1127e-003 m/m	2,2994e+008 Pa

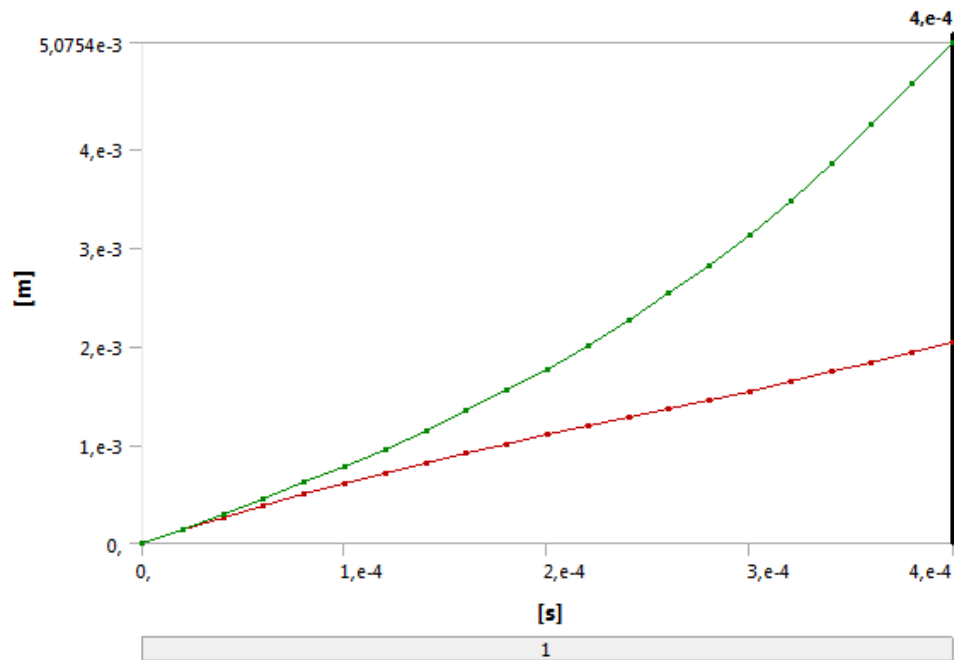


Figura 4.35. Deformación vs tiempo Rocker Delantero (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.35 se aprecia que la deformación en el rocker delantero varía de forma casi lineal, tomando en cuenta que la carga que sobre él actúa es cíclica, además se observa con un pico de deformación en un instante determinado.

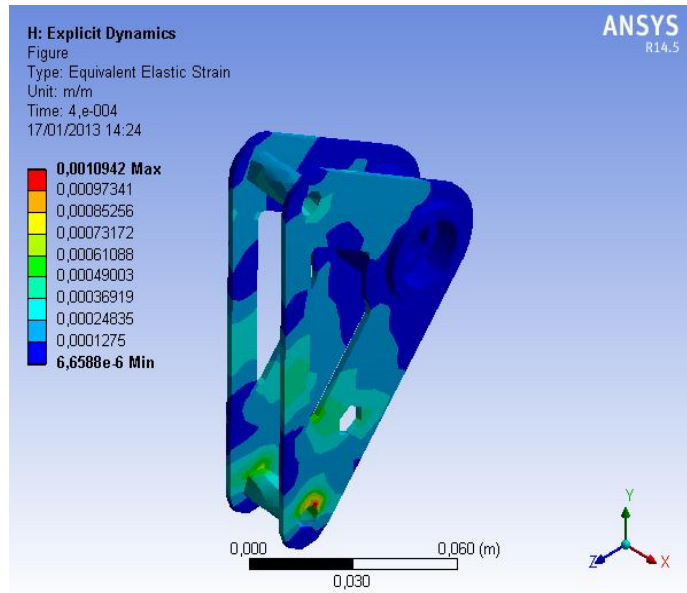


Figura 4.36. Deformación Unitaria Rocker Delantero (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

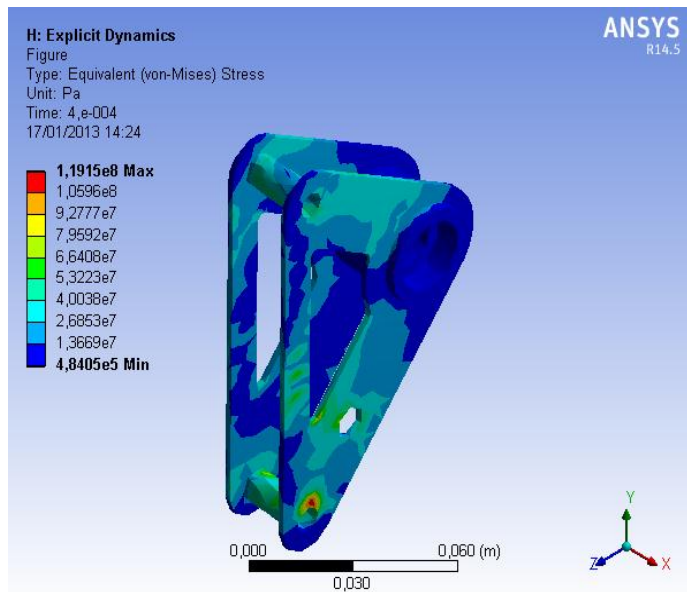


Figura 4.37. Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker Delantero (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

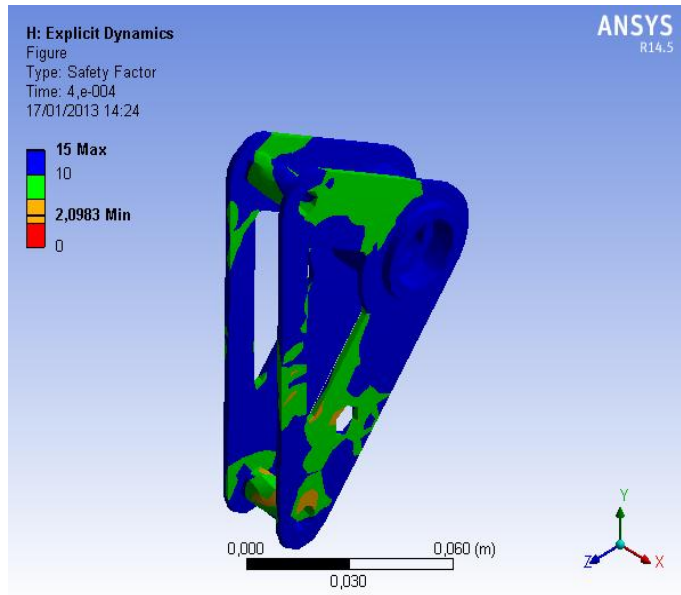


Figura 4.38. Factor de seguridad Rocker Delantero (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que el rocker delantero, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=4,33$.

4.4.4.4 Rocker trasero

Las cargas críticas en rocker trasero son en la entrada 306.51 N y en la salida de 418,84 N, tomadas de lo resultados de las Ec 4.3 y Ec.4.4

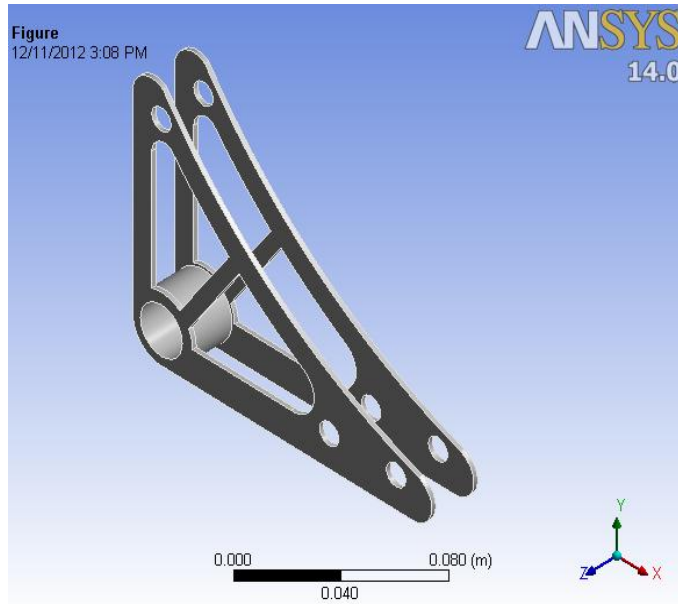


Figura 4.39 Rocker Trasero

(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.25 Parámetros de simulación con Static Structural del Rocker Trasero

Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>	<i>Force 2</i>	<i>Force 3</i>	<i>Force 4</i>
State	Fully Defined				
Definition					
Type	Fixed Support	Force			
Suppressed	No				
Define By	Components				
Coordinate System	Global Coordinate System				

X Component		418.84 N (ramped)	0. N (ramped)
Y Component		0. N (ramped)	306.51 N (ramped)
Z Component		0. N (ramped)	

Tabla 4.26 Esfuerzos resultantes de Simulación Rocker Trasero (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)	Esfuerzo Principal Máximo
Mínima	16112 Pa	-2.5415e+006 Pa
Máxima	9.0026e+007 Pa	5.7427e+007 Pa

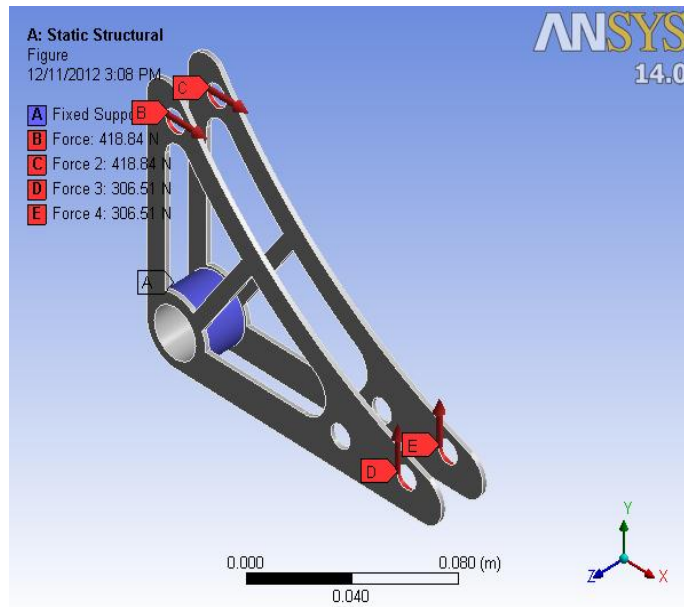


Figura 4.40 Ubicación de las Cargas Rocker Trasero (Static Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

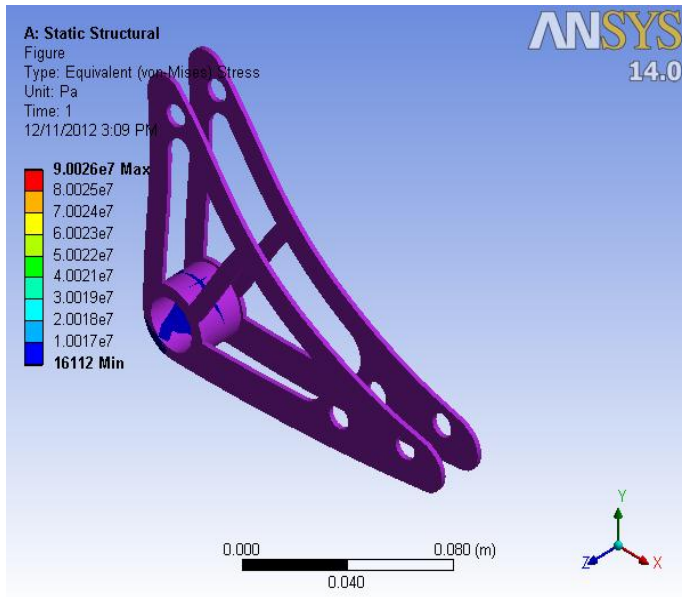


Figura 4.41 Análisis Tensión Von Mises Rocker trasero (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

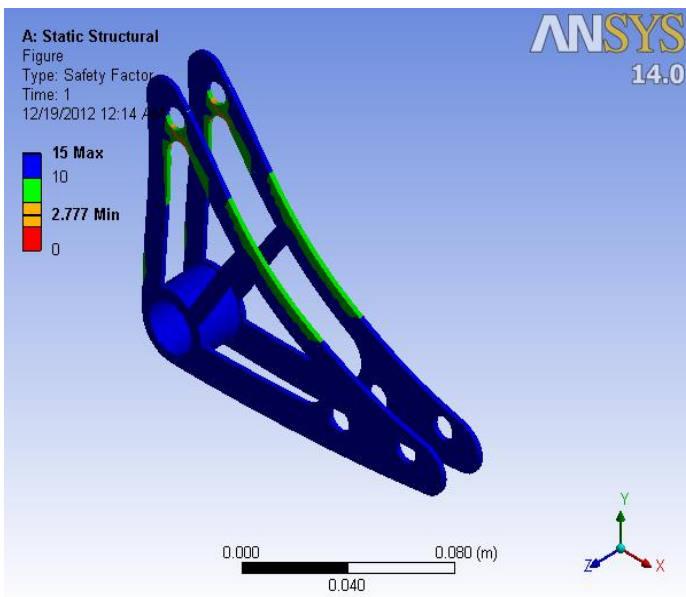


Figura 4.42 Análisis Factor de Seguridad Rocker trasero (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que el rocker trasero, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=2,77$.

Tabla 4.27 Parámetros de simulación con Transient Structural para Rocker Trasero

Step Controls					
Number Of Steps			1		
Current Step Number			1		
Step End Time			4,e-004 s		
Auto Time Stepping			On		
Define By			Time		
Initial Time Step			1,e-004 s		
Minimum Time Step			1,e-004 s		
Maximum Time Step			3,e-003 s		
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>	<i>Force 2</i>	<i>Force 3</i>	<i>Force 4</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	1 Face	1 Vertex			
Definition					
Type	Fixed Support	Force			
Suppressed	No				
Define By		Components			
Coordinate System		Global Coordinate System			
X Component		418,84 N (step applied)		0, N (step applied)	
Y Component		0, N (step applied)		306,51 N (step applied)	
Z Component		0, N (step applied)			

Tabla 4.28 Resultados de simulación con Transient Structural para Rocker Trasero

Results			
Minimum	7,5474e-007 m/m	0, m	25624 Pa
Maximum	3,8515e-004 m/m	9,4305e-005 m	5,9345e+007 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	1,6893e-007 m/m	0, m	8608,9 Pa
Maximum	7,5474e-007 m/m	0, m	34137 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	3,8486e-004 m/m	2,2251e-005 m	5,2648e+007 Pa
Maximum	3,8668e-004 m/m	9,4305e-005 m	7,0277e+007 Pa

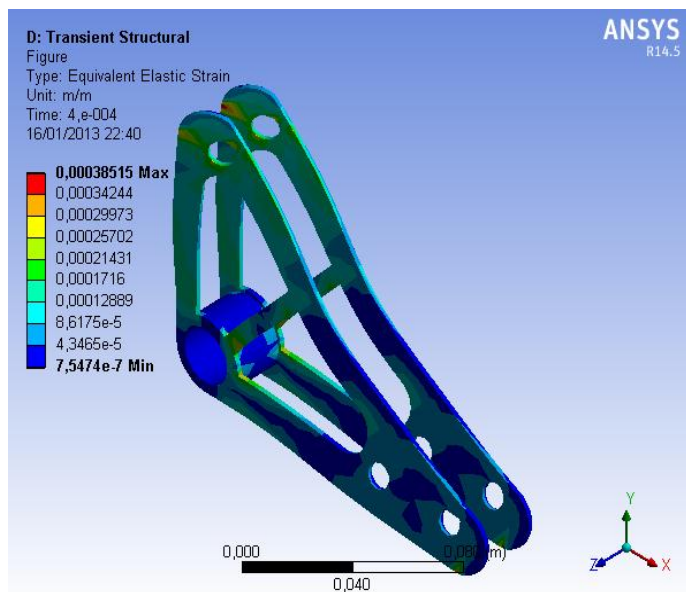


Figura 4.43 Deformación Unitaria Rocker trasero (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

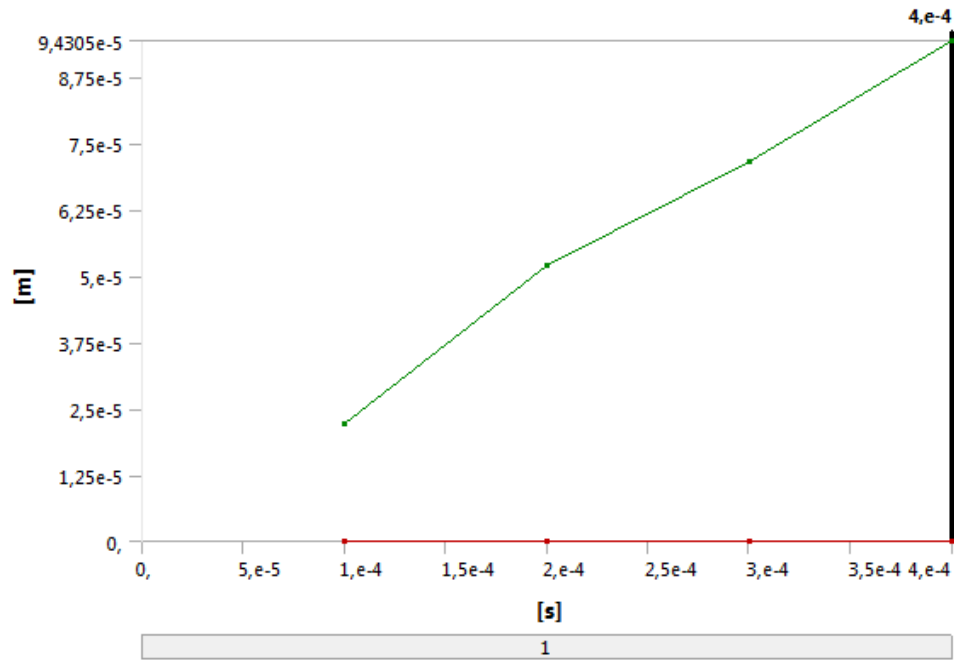


Figura 4.44 Equivalente elástico Rocker trasero (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.44 se aprecia que la deformación en el rocker trasero varía de forma lineal estable, tomando en cuenta que la carga que sobre él actúa es cíclica, además se observa con un pico de deformación en un instante determinado.

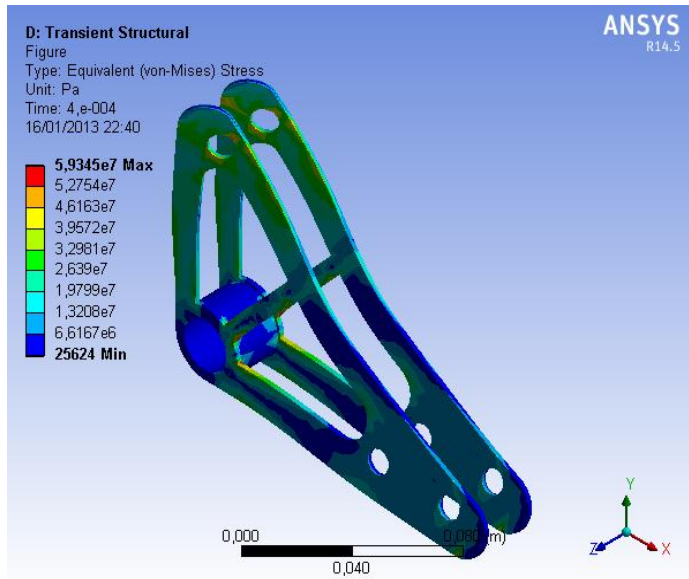


Figura 4.45 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker trasero (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

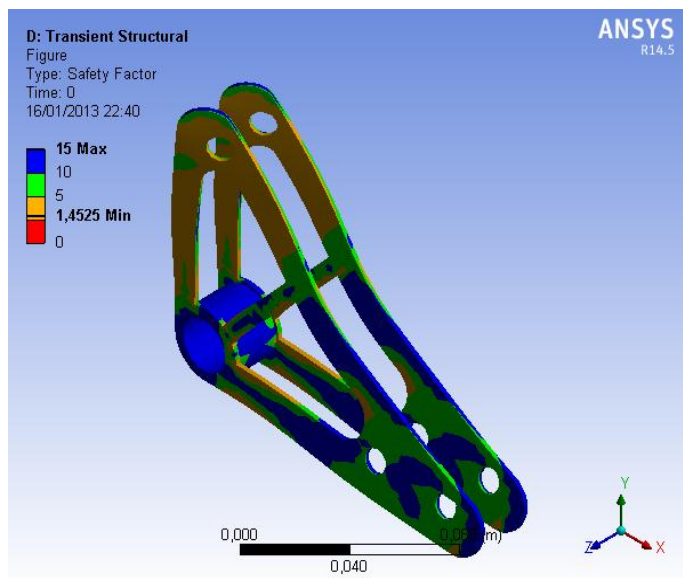


Figura 4.46 Factor de seguridad en fatiga Rocker trasero (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que el rocker trasero, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño estático $N_s=1,45$.

Tabla 4.29 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics para Rocker Trasero

Definition		
Input Type		Velocity
Define By		Vector
Total		7, m/s
Direction		Defined
Object Name	<i>Force</i>	<i>Force 2</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Vertex	
Definition		
Type	Force	
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	306, N (step applied)	0, N (step applied)
Y Component	0, N (step applied)	418, N (step applied)
Z Component	0, N (step applied)	
Suppressed	No	

Tabla 4.30 Resultados de simulación con Explicit Dynamics para Rocker Trasero

Results	
Minimum	2,667e-003 m
Maximum	2,9642e-003 m
Minimum Value Over Time	
Minimum	0, m
Maximum	2,667e-003 m
Maximum Value Over Time	
Minimum	0, m
Maximum	2,9642e-003 m

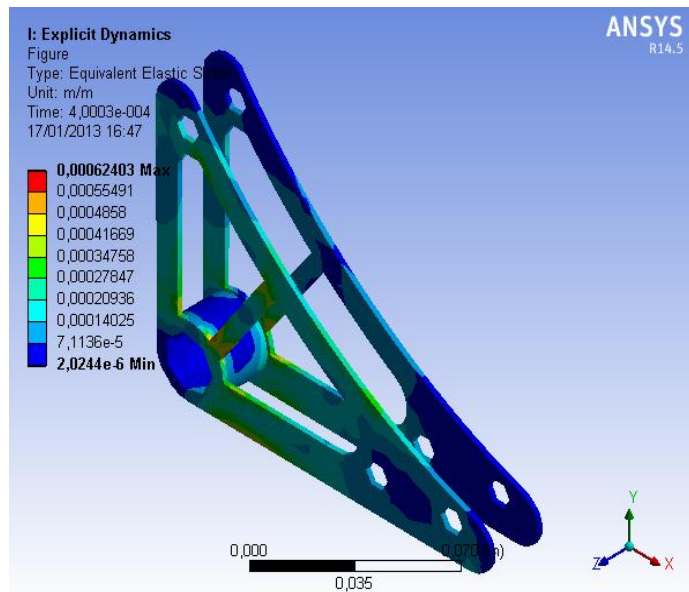


Figura 4.47 Deformación Unitaria Rocker trasero (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

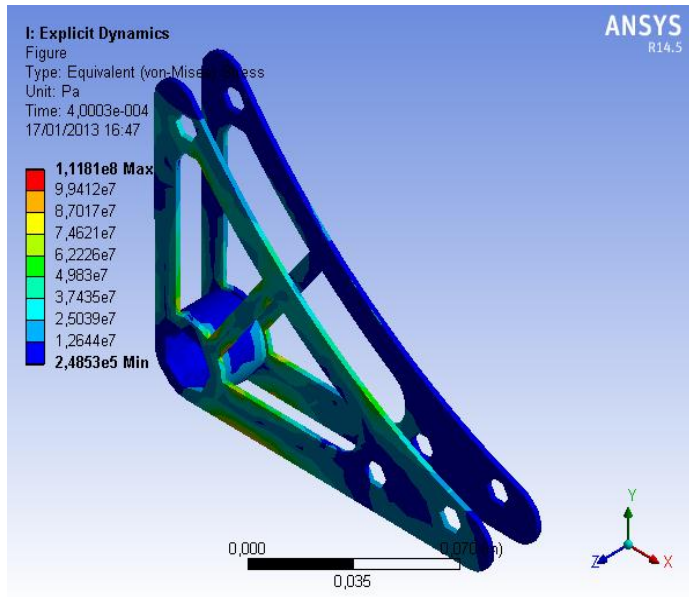


Figura 4.48 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Rocker trasero (Explicit Dynamics)

(Fuente: Grupo Investigador)

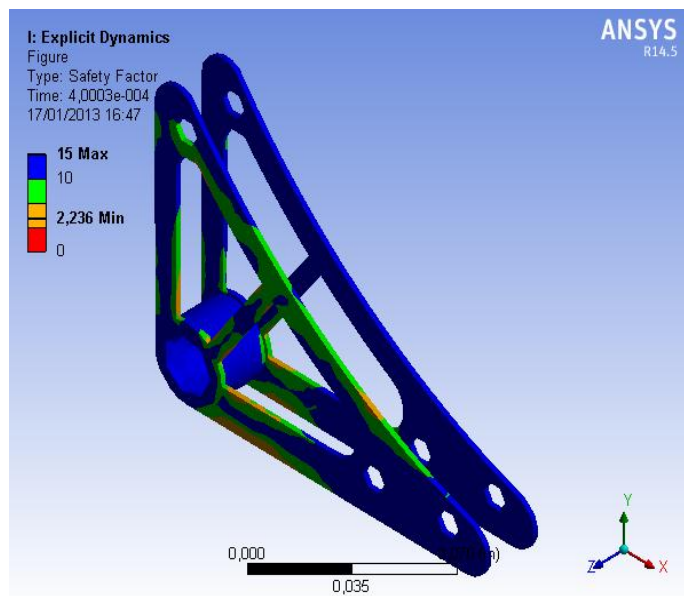


Figura 4.49 Factor de seguridad Rocker trasero (Explicit Dynamics)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que el rocker trasero, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=2,2$.

4.5 SISTEMA DE FRENOS

Los componentes del sistema de frenos fueron seleccionados en función de los resultados obtenidos en el capítulo III, prácticamente todos ellos son homologados, el único elemento que requiere análisis es la mangueta, por constituir el eje dinámico de todos los sistemas implementados.

4.5.1 ANALISIS DE INGENIERÍA ASISTIDA PARA EL SISTEMA DE FRENOS

4.5.1.1 Mangueta

La mangueta guarda una relación directa el sistema de frenos, puesto que al frenar se genera una par de torsión, debido a que el disco y el caliper se encuentran ensamblados en ella.

Simultáneamente la mangueta puede estar sometida a dos efectos dinámicos balanceo y transferencia de carga en frenado la cual genera un par de torsión generado por el radio de la rueda. Para el caso la carga de balanceo es de 1188,9 N y un par torsor de 1046,7 N.m valores calculados en las secciones 3.3.20 y 3.3.29.5 respectivamente.

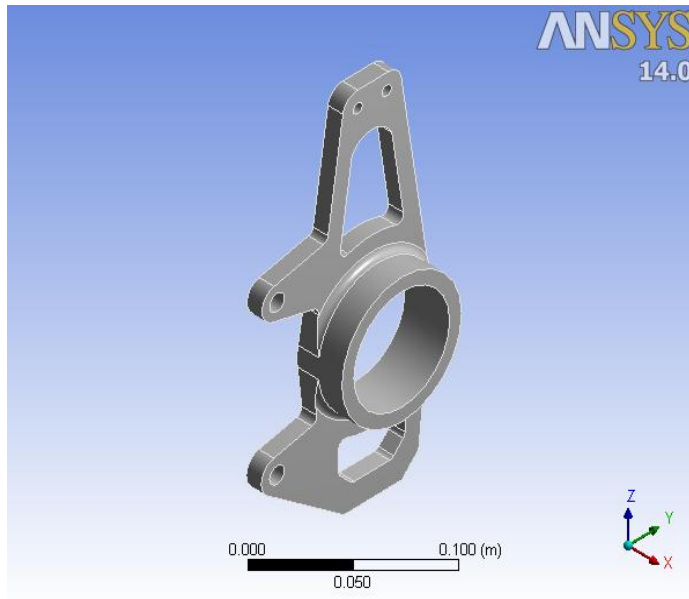


Figura 4.50 Mangueta
(Fuente: Grupo Investigador)

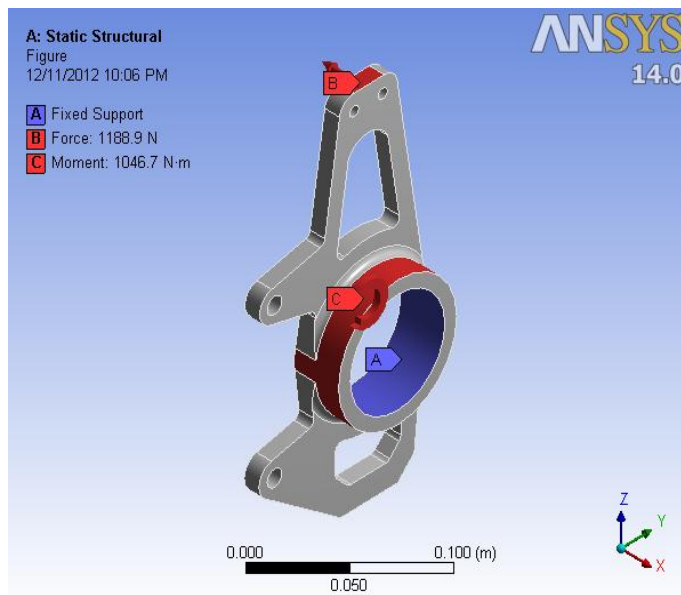


Figura 4.51 Determinación de las Cargas en la Mangueta
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.31 Parámetros de simulación con Static Structural de la Mangueta

Object Name	<i>Force</i>	<i>Moment</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Force	Moment
Define By	Components	Vector
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	-1188.9 N (ramped)	
Y Component	0. N (ramped)	
Z Component	0. N (ramped)	
Suppressed	No	
Magnitude		1046.7 N·m (ramped)

Tabla 4.32 Esfuerzos Resultantes de la Simulación Mangueta (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)	Esfuerzo Principal Máximo
Mínima	62.382 Pa	-2.2075e+007 Pa
Máxima	4.1337e+008 Pa	4.3749e+008 Pa

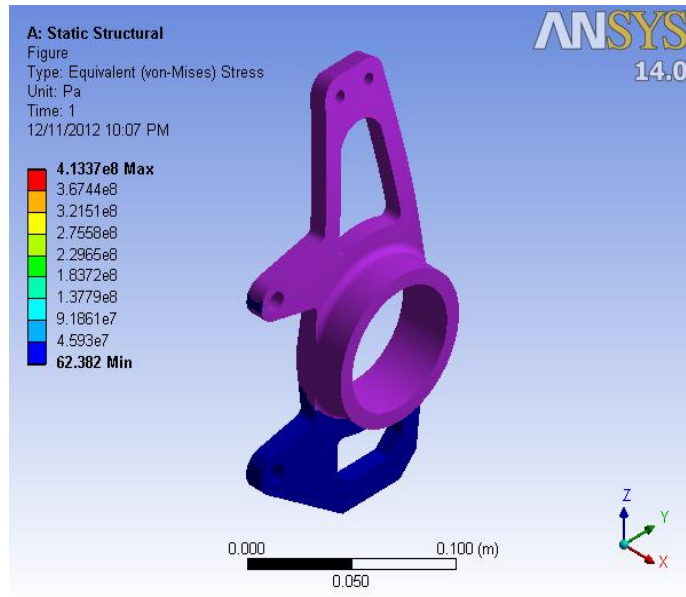


Figura 4.52 Análisis Tensión Von Mises Mangueta (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

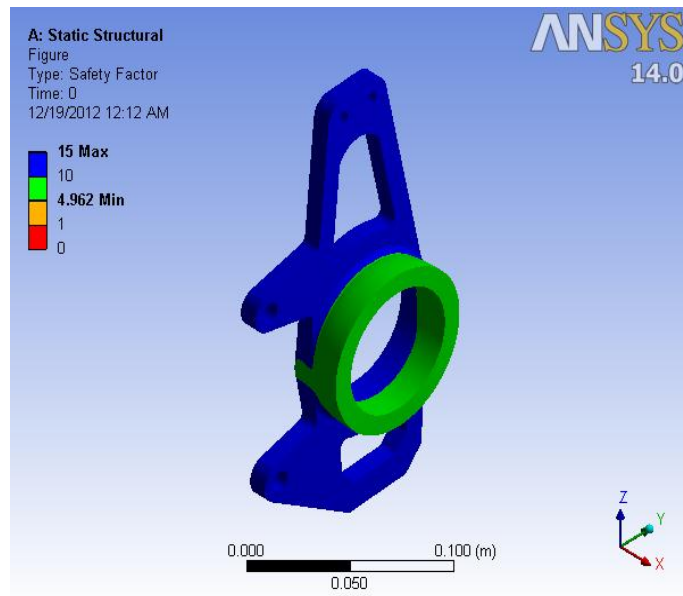


Figura 4.53 Análisis Factor de Seguridad Mangueta (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que la mangueta, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=4,9$.

Tabla 4.33 Parámetros de Simulación con Transient Structutal Mangueta

Step Controls		
Number Of Steps	1,	
Current Step Number	1,	
Step End Time	1,e-003 s	
Auto Time Stepping	On	
Define By	Time	
Initial Time Step	1,e-004 s	
Minimum Time Step	1,e-004 s	
Maximum Time Step	1,e-004 s	
Time Integration	On	
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Moment</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Fixed Support	Moment
Suppressed	No	
Define By		Vector
Magnitude		1046,7 N·m (step applied)
Direction		Defined
Behavior		Deformable

Tabla 4.34 Resultados de Simulación con Transient en la Mangueta
Transient Structural

Model (B4) > Transient (B5) > Results		
Minimum	0, m	2,81e-009 m/m
Maximum	8,4499e-007 m	7,5854e-005 m/m
Minimum Value Over Time		
Minimum	0, m	1,3174e-009 m/m
Maximum	0, m	9,4087e-009 m/m
Maximum Value Over Time		
Minimum	8,3911e-007 m	7,5426e-005 m/m
Maximum	8,4595e-007 m	7,5981e-005 m/m

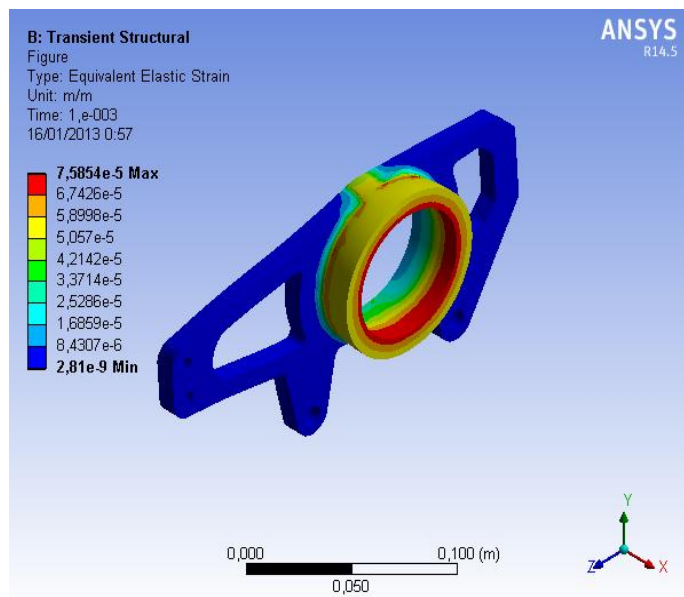


Figura 4.54 Deformación Unitaria de la Mangueta (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

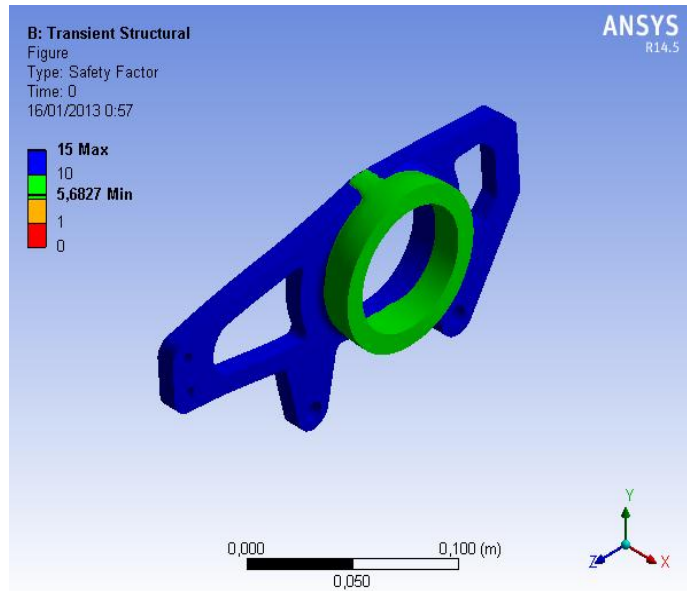


Figura 4.55 Factor de seguridad de la Mangueta (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que la mangueta, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=4,33$.

Tabla 4.35 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics para la Mangueta

Definition		
Pre-Stress Environment	None	
Input Type		Velocity
Define By		Vector

Total		7, m/s
Direction		Defined
Suppressed		No
Step Controls		
Resume From Cycle		0
Maximum Number of Cycles		1e+07
End Time		4,e-004 s
Maximum Energy Error		0,1
Reference Energy Cycle		0
Definition		
Type	Force	
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	0, N (step applied)	
Y Component	-523, N (step applied)	523, N (step applied)
Z Component	0, N (step applied)	
Suppressed	No	

Tabla 4.36 Resultados de simulación con Explicit Dynamics en la Mangueta

Results			
Minimum	1,0804e-006 m/m	2,7122e-003 m	91352 Pa
Maximum	3,0572e-005 m/m	2,8598e-003 m	6,104e+006 Pa

Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m/m	0, m	0, Pa
Maximum	1,2097e-006 m/m	2,7122e-003 m	1,1498e+005 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m/m	0, m	0, Pa
Maximum	3,3306e-005 m/m	2,8598e-003 m	6,6565e+006 Pa

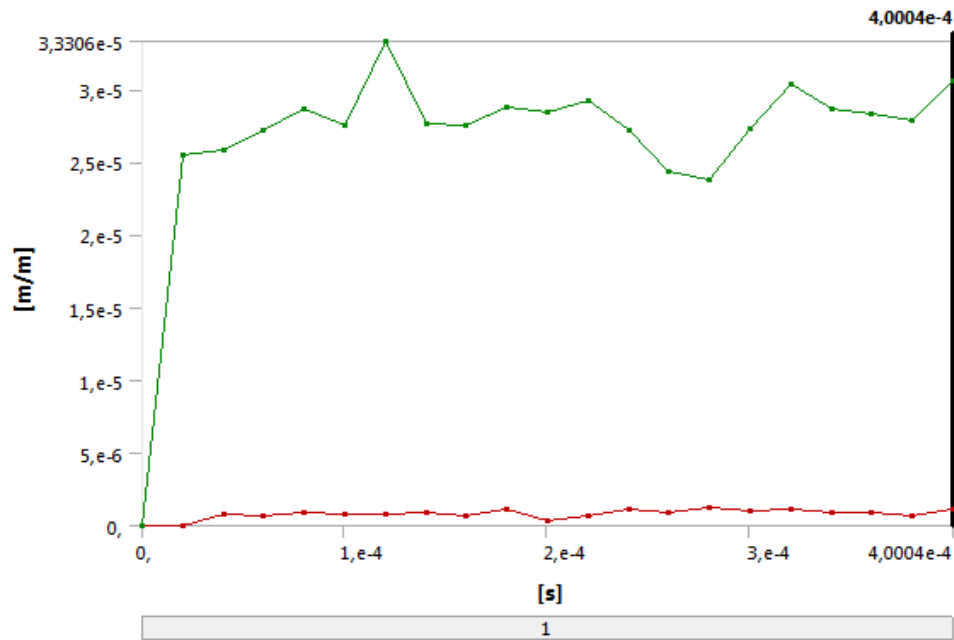


Figura 4.56 Equivalente Elastico de la Mangueta (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.56 se aprecia que la deformación en la mangueta varía drásticamente, tomando en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, además se observa con un pico de deformación en un instante determinado.

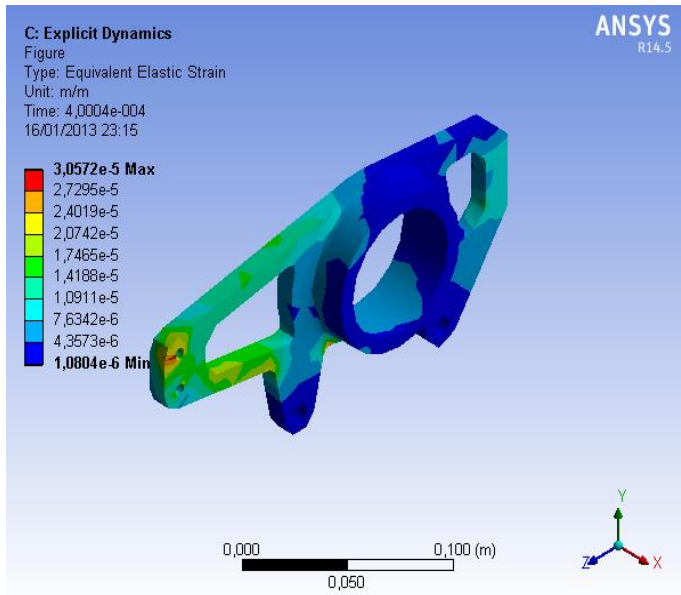


Figura 4.57 Deformación Unitaria de la Mangueta (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

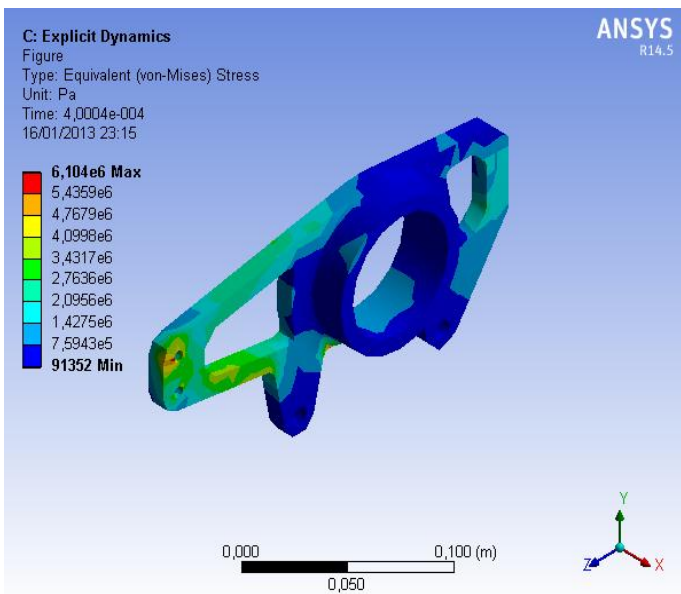


Figura 4.58 Esfuerzo Equivalente Von-Mises de la Mangueta (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

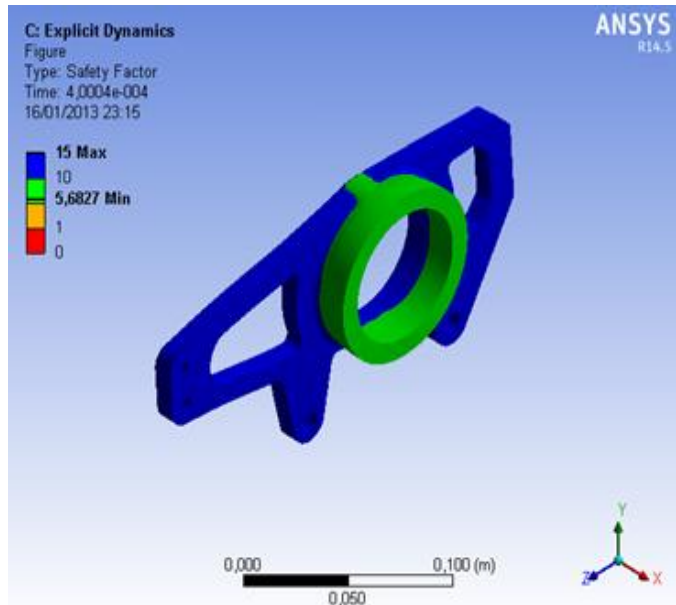


Figura 4.59 Factor de seguridad de la Mangueta (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que la mangueta, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=5,68$.

4.6 SISTEMA DE DIRECCIÓN

Para el análisis de este sistema se separará dos grupos, el de elementos homologados, y el de elementos diseñados y manufacturados. Como elementos homologados se tiene al volante, junta universal, columna de dirección y cremallera. El segundo grupo pertenece a acople de dirección. Barra de dirección y brazo de dirección.

4.6.1 ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDA PARA EL SISTEMA DE DIRECCIÓN

4.6.1.1 Brazo de dirección

La mayor sollicitación que va a sufrir el sistema de dirección, se genera cuando el vehículo está estático y se mueve el volante en un mismo sitio, por ello se tomo como carga máxima la generada en ese instante, la cual es de 737,21 N calculada en la sección 3.3.15.1.

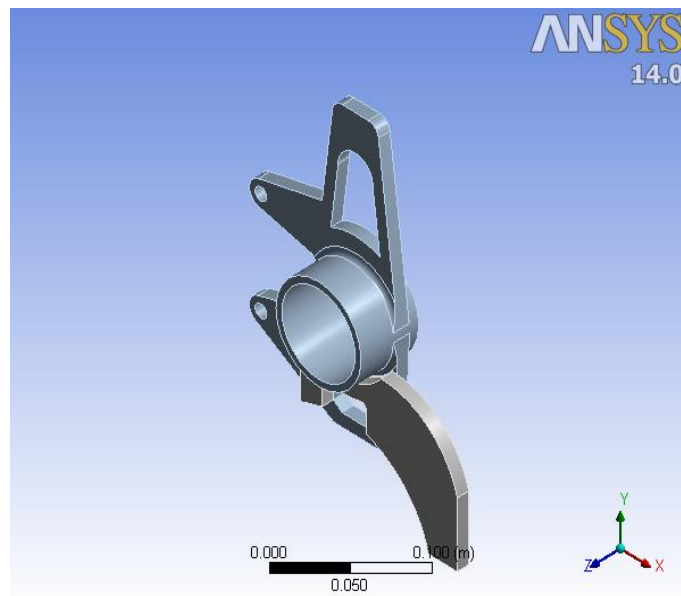


Figura 4.60 Mangueta Delantera

(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.37 Parámetros de simulación con Static Structural del brazo de dirección

Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	

Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0. N (ramped)
Y Component		0. N (ramped)
Z Component		-737.21 N (ramped)

Tabla 4.38 Esfuerzo resultantes Brazo de Dirección (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo Equivalente (von-Mises)	Esfuerzo Principal Máximo	Esfuerzo Cortante Máximo
Mínima	4.4773e-003 Pa	-1.1687e+007 Pa	-2.4999e-003 Pa
Máxima	5.1463e+007 Pa	5.878e+007 Pa	2.8134e+007 Pa

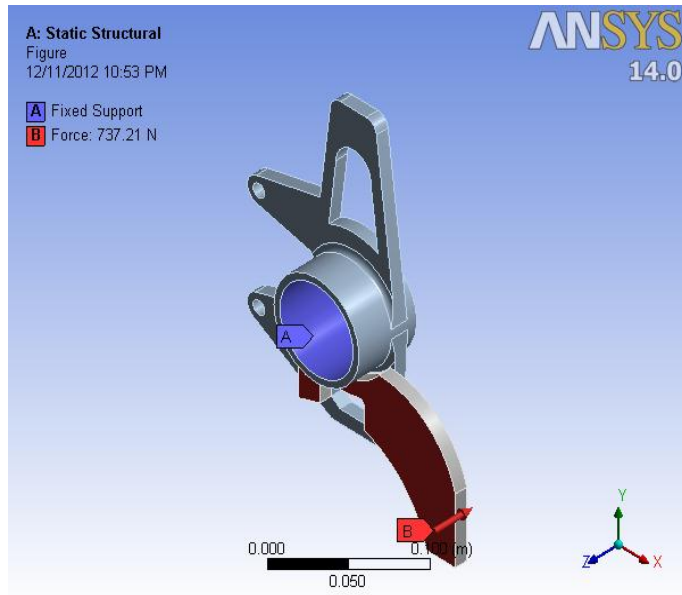


Figura 4.61 Ubicación de la Carga en Brazo de Dirección (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

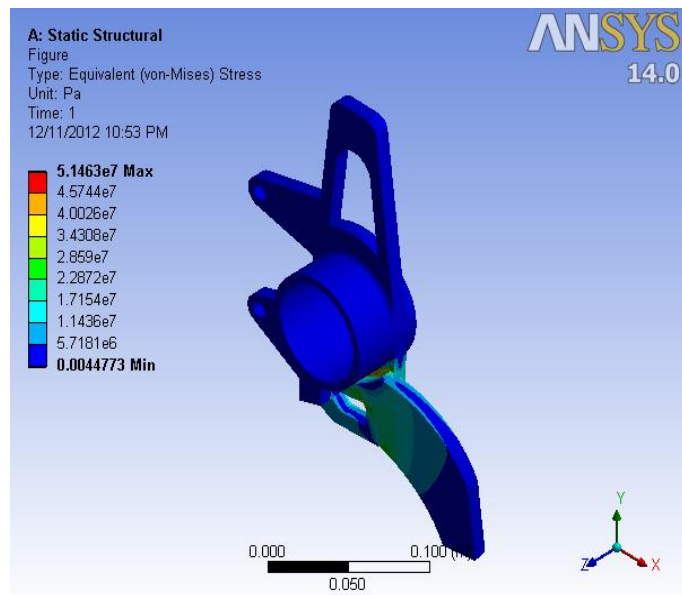


Figura 4.62 Análisis Tensión Von Mises Brazo de Dirección (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

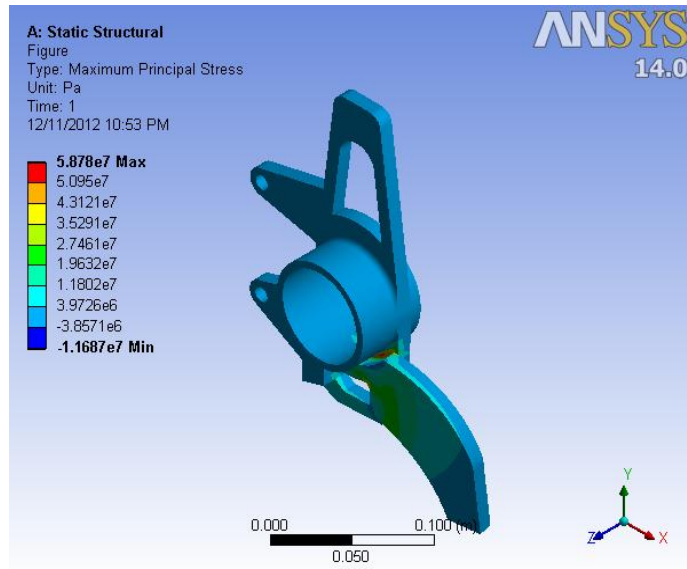


Figura 4.63 Análisis Esfuerzo Principal Máximo Brazo de Dirección (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

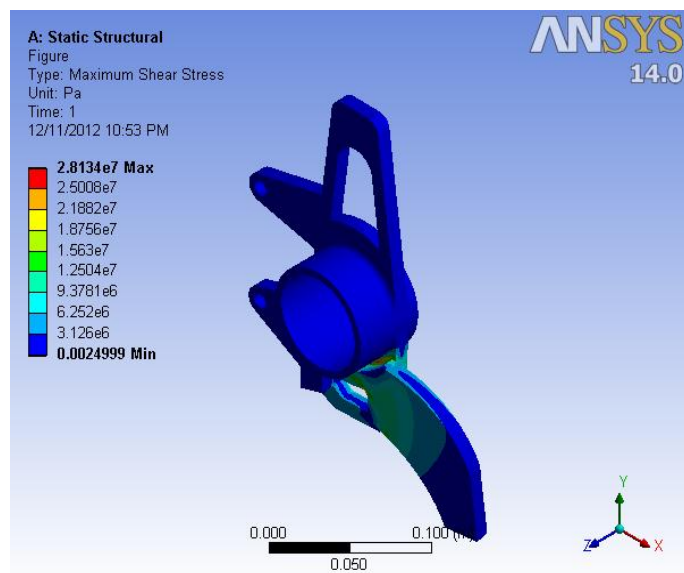


Figura 4.64 Análisis Esfuerzo Cortante Máximo Brazo de Dirección (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

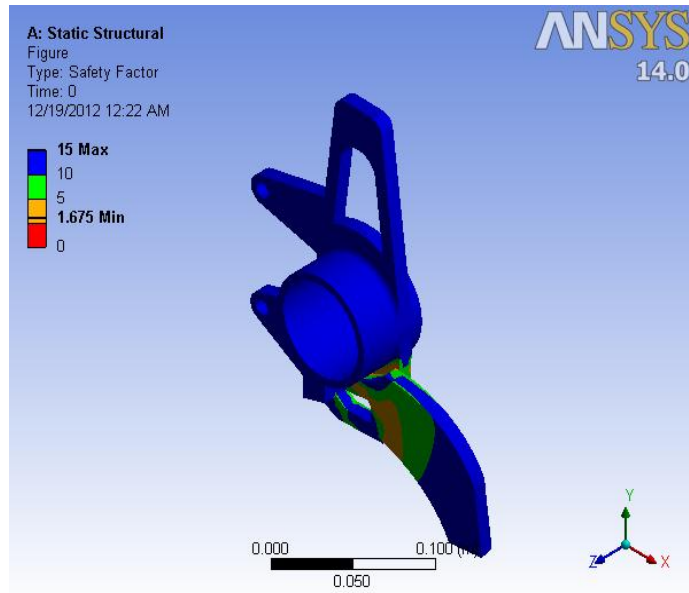


Figura 4.65 Análisis factor de Seguridad Brazo de Dirección (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que el brazo de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=4,33$.

Tabla 4.39 Parámetros de simulación para el análisis con Transient Structural del Brazo de Dirección

Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	4,e-004 s

Auto Time Stepping	On	
Define By	Time	
Initial Time Step	1,e-004 s	
Minimum Time Step	1,e-004 s	
Maximum Time Step	1,e-003 s	
Time Integration	On	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		-737,21 N (step applied)

Tabla 4.40 Resultados análisis con transient del Brazo de Dirección
(Transient Structural)

Results			
Minimum	1,4027e-013 m/m	0, m	6,0145e-003 Pa
Maximum	2,6701e-004 m/m	1,3069e-004 m	5,3264e+007 Pa
Minimum Occurs On	Mangeta finalll		
Maximum Occurs On	Mangeta finalll base		

Minimum Value Over Time			
Minimum	6,5557e-014 m/m	0, m	6,0145e-003 Pa
Maximum	8,6808e-013 m/m	0, m	0,1144 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	2,2581e-005 m/m	5,6363e-006 m	4,5006e+006 Pa
Maximum	2,6701e-004 m/m	1,3069e-004 m	5,3264e+007 Pa

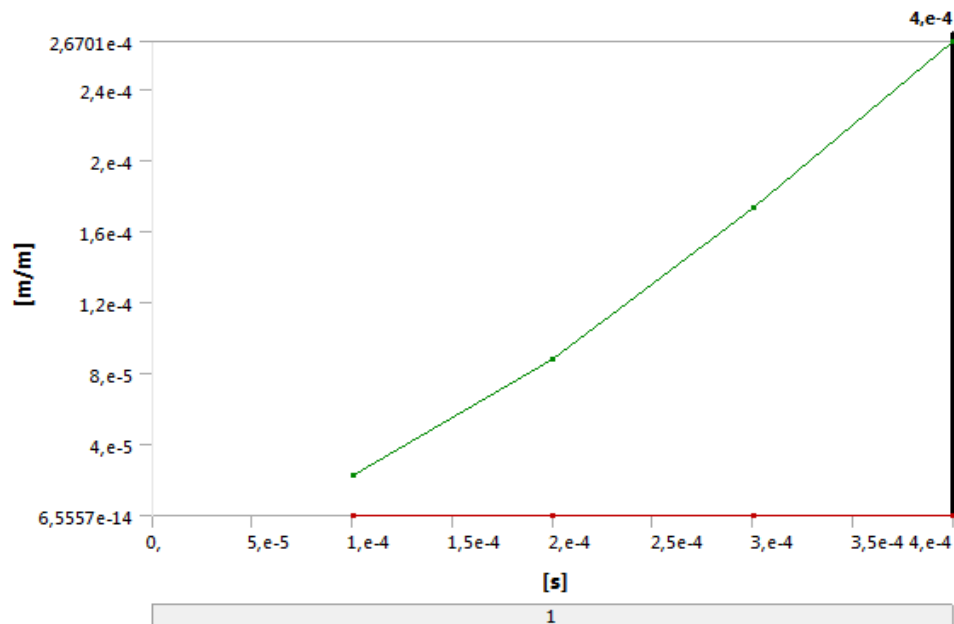


Figura 4.66 Comportamiento Equivalente elástico del brazo de dirección (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.66 se aprecia que la deformación en la mangueta varía de forma lineal estable, tomando en cuenta que la carga que sobre él actúa es cíclica, además se observa con un pico de deformación en un instante determinado.

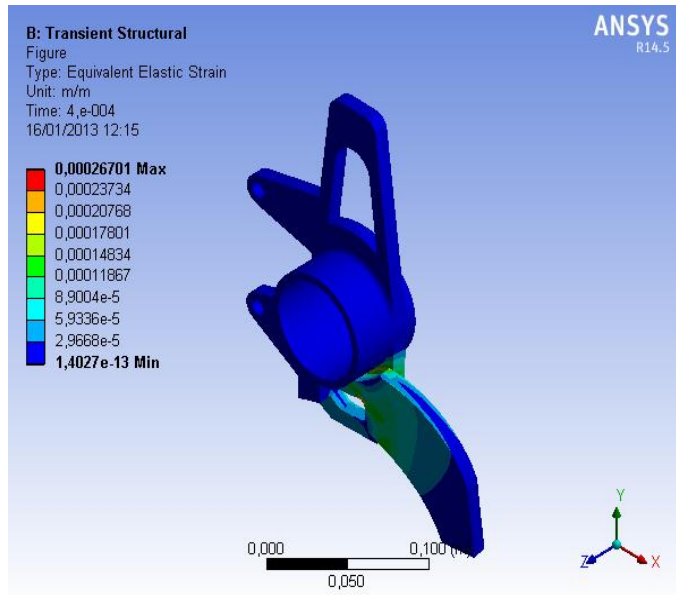


Figura 4.67 Deformación Unitaria del brazo de dirección (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

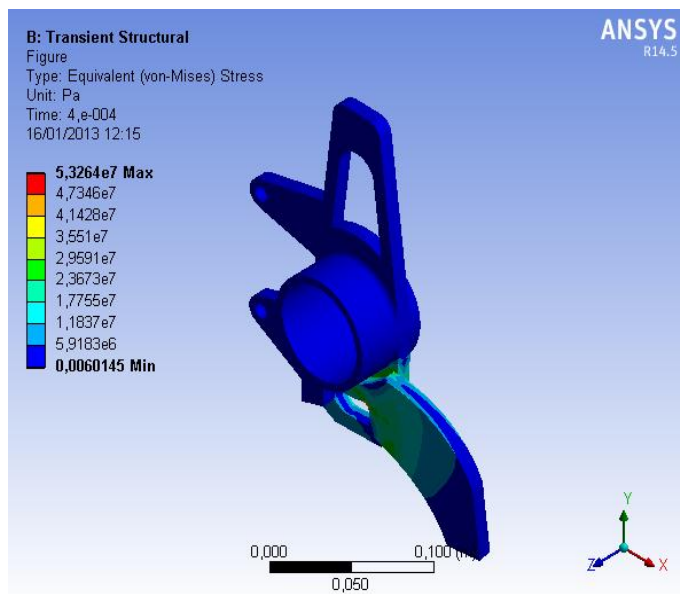


Figura 4.68 Esfuerzo Equivalente de Von-Mises total del brazo de dirección
 (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

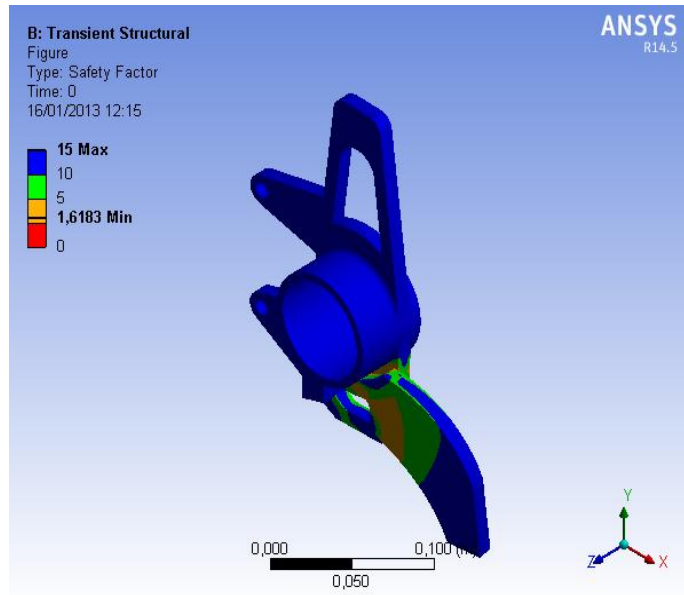


Figura 4.69 Factor de seguridad total del brazo de dirección (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que el brazo de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_s=1,61$.

Tabla 4.41 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Brazo de Dirección

Definition		
Input Type		Velocity
Define By		Vector
Total		7, m/s
Direction		Defined
Suppressed		No

Define By		Components	
Coordinate System		Global Coordinate System	
X Component		0, N (step applied)	
Y Component		0, N (step applied)	
Z Component		-737,21 N (step applied)	

Tabla 4.42 Resultados de simulación con Explicit Dynamics del Brazo de
Dirección

Results			
Minimum	3,892e-005 m/m	2,933e+006 Pa	0, m
Maximum	3,4832e-003 m/m	6,6361e+008 Pa	2,3496e-003 m
Minimum Occurs On	Mangeta finalll	Mangeta finalll base	Mangeta finalll
Maximum Occurs On	Mangeta finalll		Mangeta finalll base
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m/m	0, Pa	0, m
Maximum	8,7352e-005 m/m	9,0279e+006 Pa	0, m
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m/m	0, Pa	0, m
Maximum	8,4319e-003 m/m	1,6661e+009 Pa	3,0398e-003 m

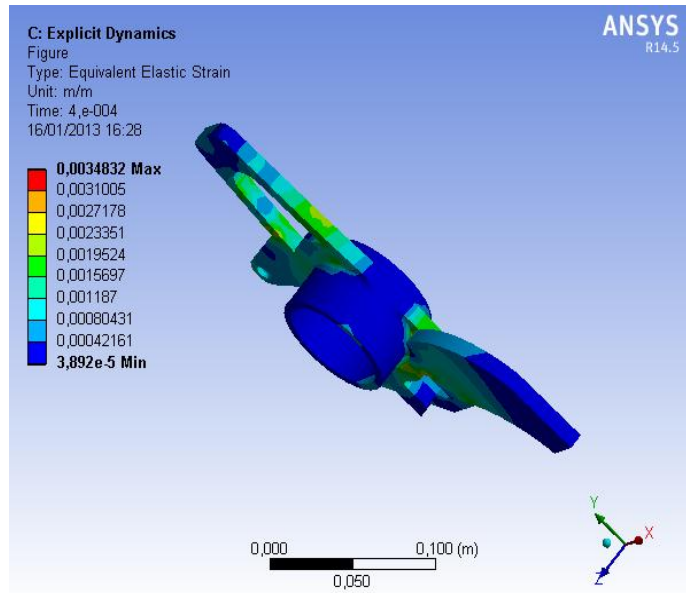


Figura 4.70 Deformación Unitaria del brazo de dirección (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

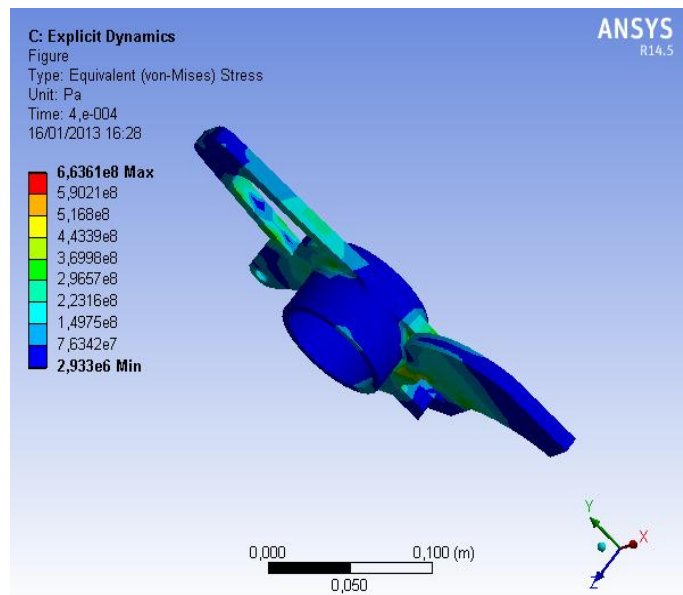


Figura 4.71 Esfuerzo Equivalente Von-Mises del brazo de dirección (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

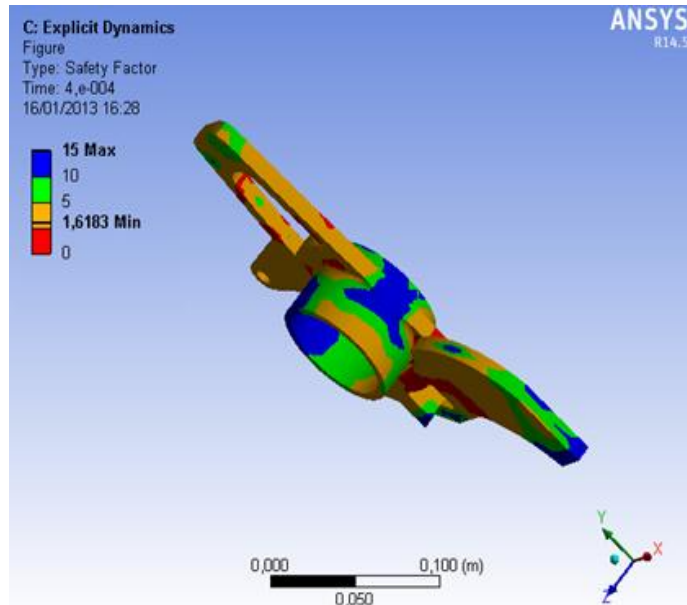


Figura 4.72 Factor de seguridad del brazo de dirección (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que el brazo de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=1,61$.

4.6.1.2 Barra de dirección

La barra de dirección reacciona simultáneamente al mínimo desplazamiento angular del volante, y es un elemento sumamente importante en la cinemática de la dirección, su máxima sollicitación se genera cuando se acciona el sistema de dirección con el vehículo estático, la carga crítica es de 731,22 N calculada en la sección 3.3.15.1.

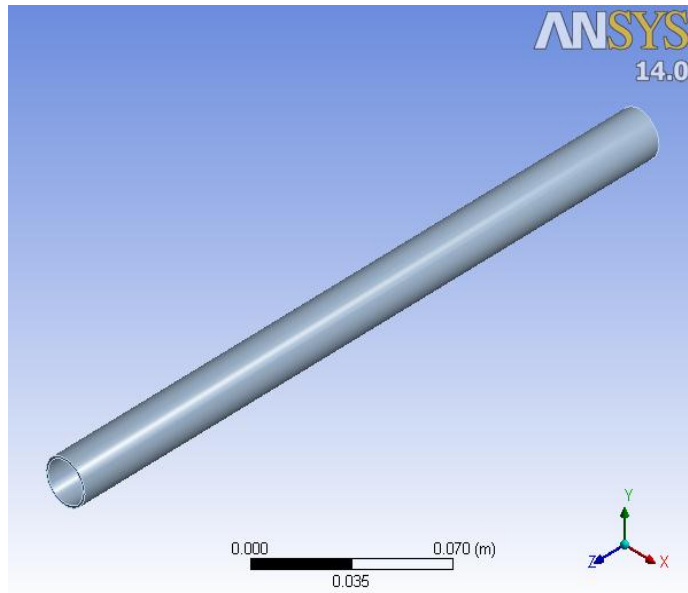


Figura 4.73 Barra de dirección
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.43 Parámetros de simulación con Static Structural de la Barra de Dirección

Object Name	<i>Force</i>	<i>Fixed Support</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Force	Fixed Support
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	0. N (ramped)	
Y Component	0. N (ramped)	
Z Component	-737.21 N (ramped)	
Suppressed	No	

Tabla 4.44 Esfuerzos Resultantes barra de Dirección (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo (von-Mises) Stress	Esfuerzo Principal Máximo	Esfuerzo Cortante Máximo
Mínima	5.4547e+006 Pa	-5.4628e+006 Pa	2.9785e+006 Pa
Máxima	1.575e+007 Pa	1.301e+006 Pa	8.634e+006 Pa

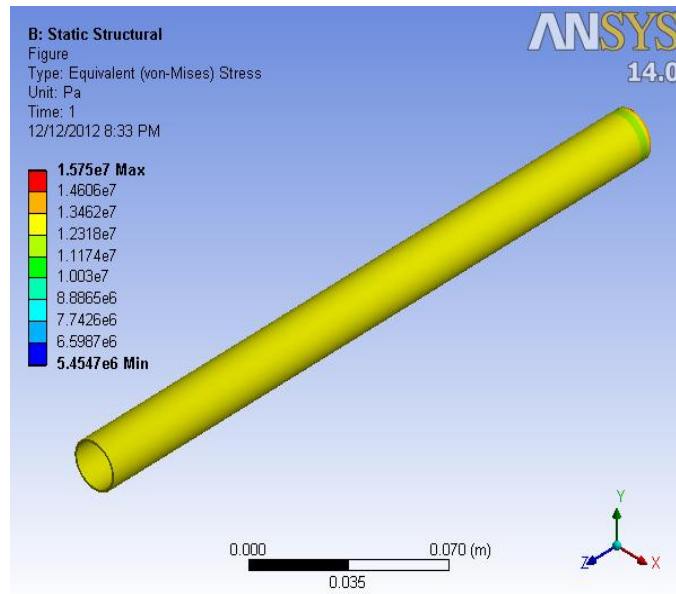


Figura 4.74 Análisis Tensión Von Mises Barra de Dirección (Static Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

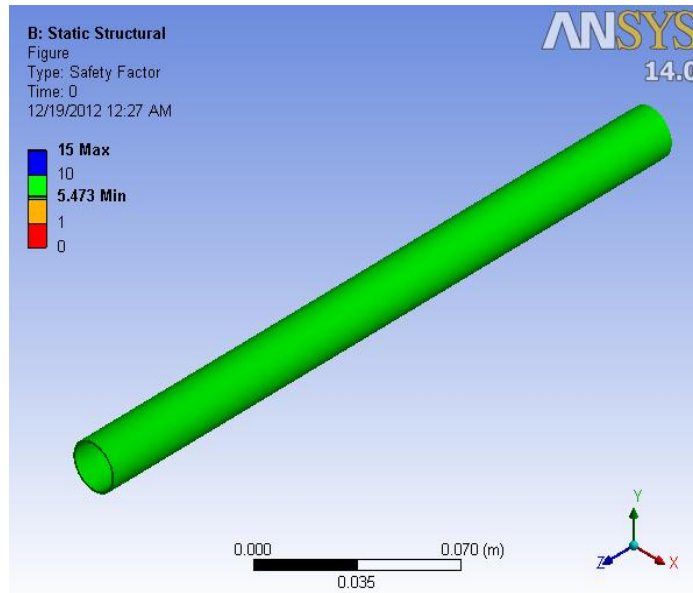


Figura 4.75 Análisis Energía de Deformación Barra de Dirección (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que la barra de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=4,33$.

Tabla 4.45 Parámetros de simulación con Transient Structural de la barra de Dirección

Step Controls		
Step End Time	4,e-004 s	
Auto Time Stepping	On	
Define By	Time	
Initial Time Step	1,e-004 s	
Minimum Time Step	1,e-004 s	
Maximum Time Step	1,e-003 s	
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>

State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		-737,21 N (step applied)

Tabla 4.46 Parámetros de simulación con Transient Structural de la barra de Dirección

Results			
Minimum	0, m	1,0898e-005 m/m	2,1751e+006 Pa
Maximum	1,2013e-005 m	6,5096e-005 m/m	1,3019e+007 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	1,0898e-005 m/m	2,1751e+006 Pa
Maximum	0, m	4,4097e-005 m/m	8,8008e+006 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	1,2013e-005 m	6,5035e-005 m/m	1,3006e+007 Pa
Maximum	2,6012e-005 m	1,2712e-004 m/m	2,5423e+007 Pa

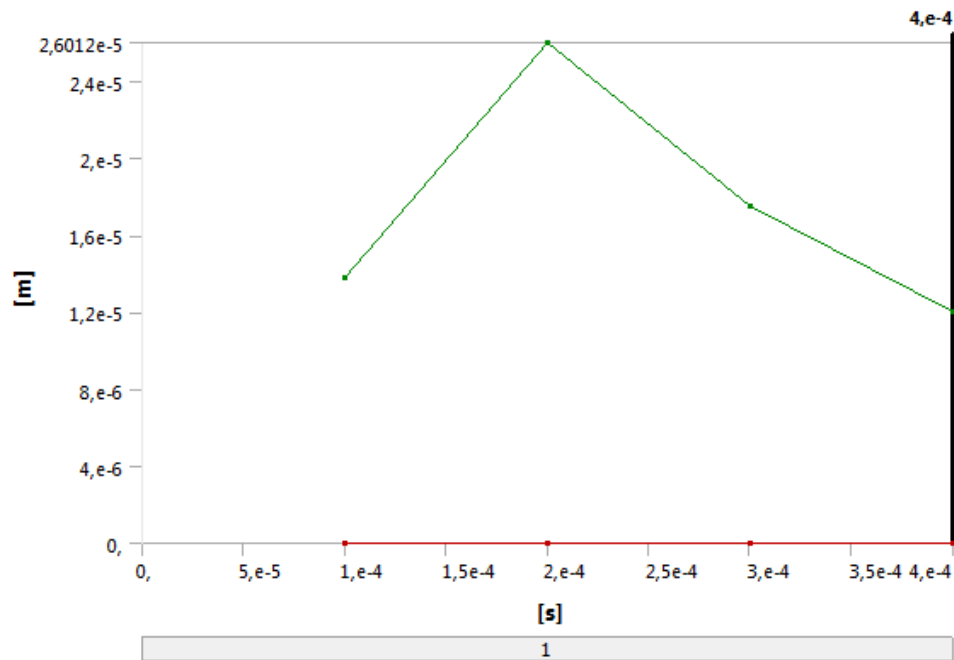


Figura 4.76 Deformación Vs tiempo Barra de Dirección (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.76 se aprecia que la deformación en la barra de dirección varía de forma lineal estable, tomando en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, además se observa con un pico de deformación en un instante determinado.

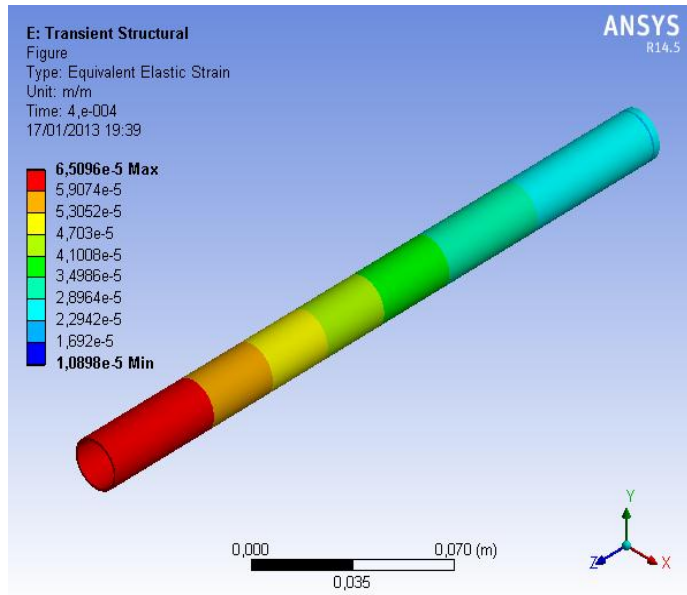


Figura 4.77 Deformación Unitaria Barra de Dirección (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

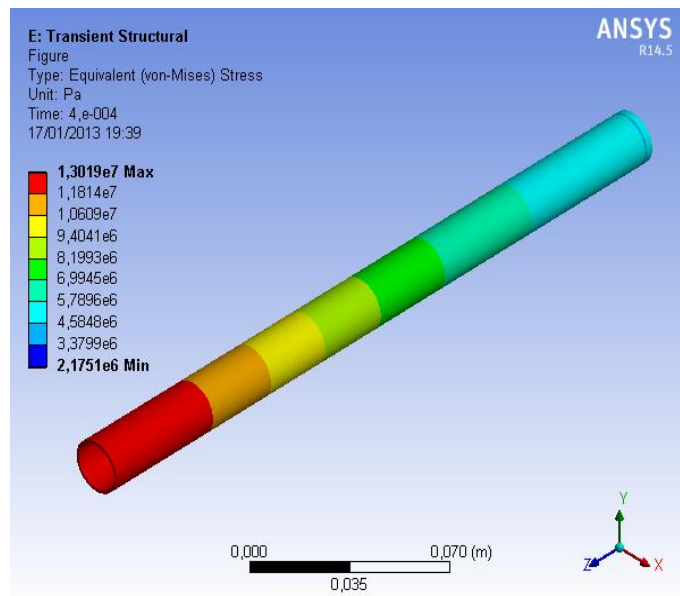


Figura 4.78 Esfuerzo Equivalente Von-mises Barra de Dirección (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

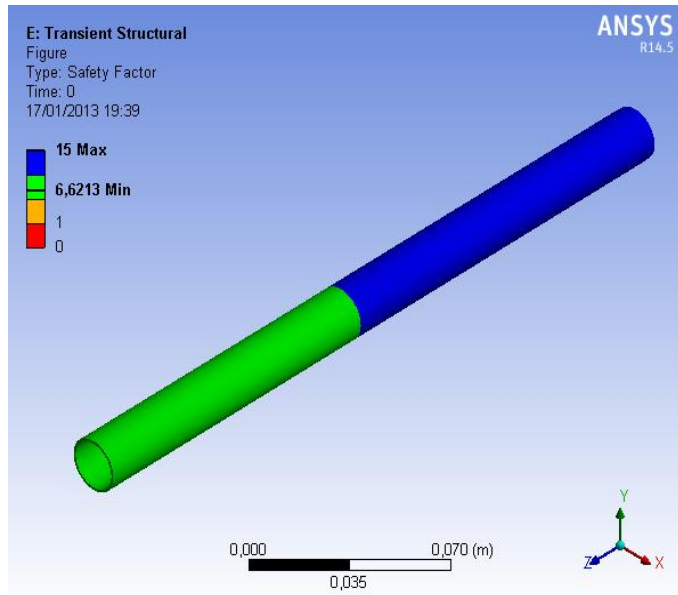


Figura 4.79 Factor de seguridad Barra de Dirección (Transient Structural)
 (Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que la barra de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=6,62$.

Tabla 4.47 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics de la barra de Dirección

Definition		
Input Type		Velocity
Define By		Vector
Total		7, m/s
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	

Geometry	1 Face		
Definition			
Type	Fixed Support	Force	
Suppressed	No		
Define By		Components	
Coordinate System		Global Coordinate System	
X Component		0, N (step applied)	
Y Component		0, N (step applied)	
Z Component		-737,21 N (step applied)	

Tabla 4.48 Resultados de simulación con Explicit Dynamics de la barra de
Dirección

Results			
Minimum	0, m	5,2968e-005 m/m	1,0416e+007 Pa
Maximum	1,0897e-004 m	5,1385e-004 m/m	1,0277e+008 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	0, m	6,3109e-005 m/m	1,2528e+007 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	1,2188e-004 m	7,7517e-004 m/m	1,5484e+008 Pa

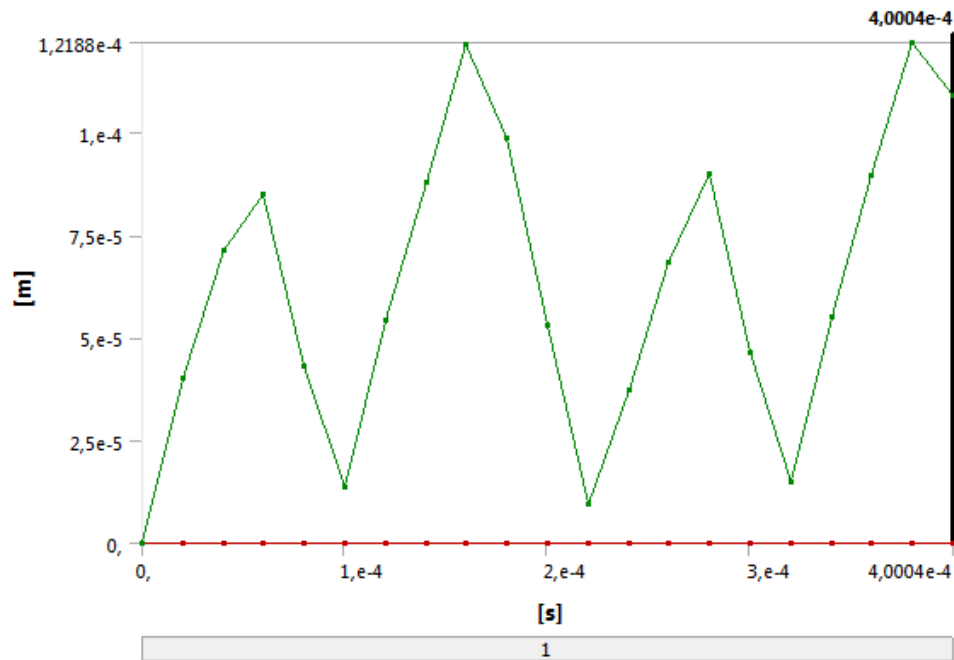


Figura 4.80 Deformación vs tiempo Barra de Dirección (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.44 se aprecia que la deformación en la barra de dirección varía drásticamente, tomando en cuenta que la carga que sobre ella actúa es cíclica, además se observa con un pico de deformación en un instante determinado.

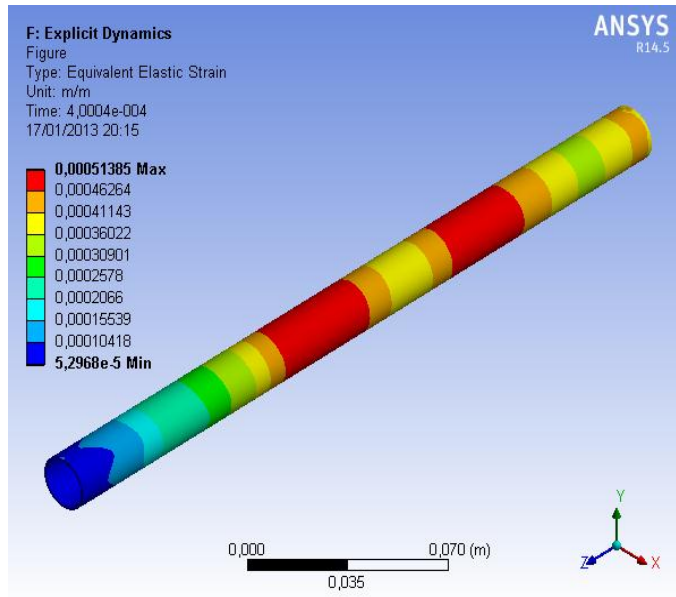


Figura 4.81 Deformación Unitaria Barra de Dirección (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

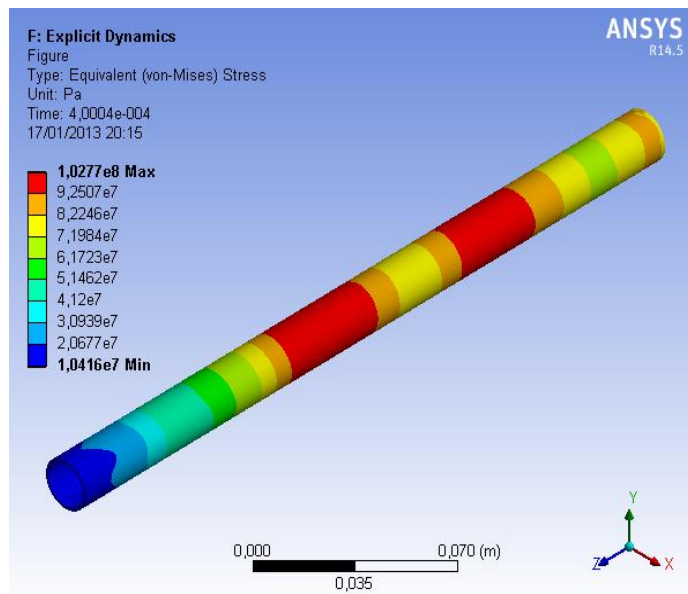


Figura 4.82 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Barra de Dirección (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

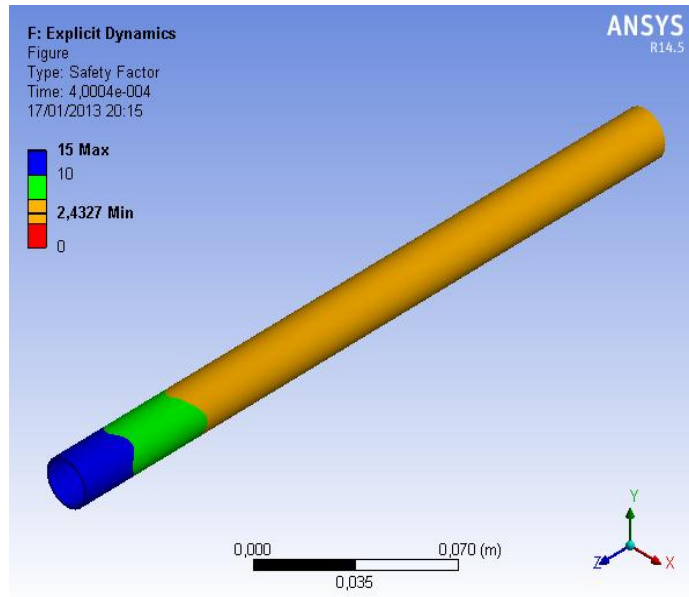


Figura 4.83 Factor de seguridad Barra de Dirección (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que la barra de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=2,43$.

4.6.1.3 Acople de dirección

Este elemento está sometido a la misma carga que los elementos de dirección citados anteriormente, puesto que su dinámica se ejecuta en conjunto, la carga crítica es de 731,21 N calculada en la sección 3.3.15.1.

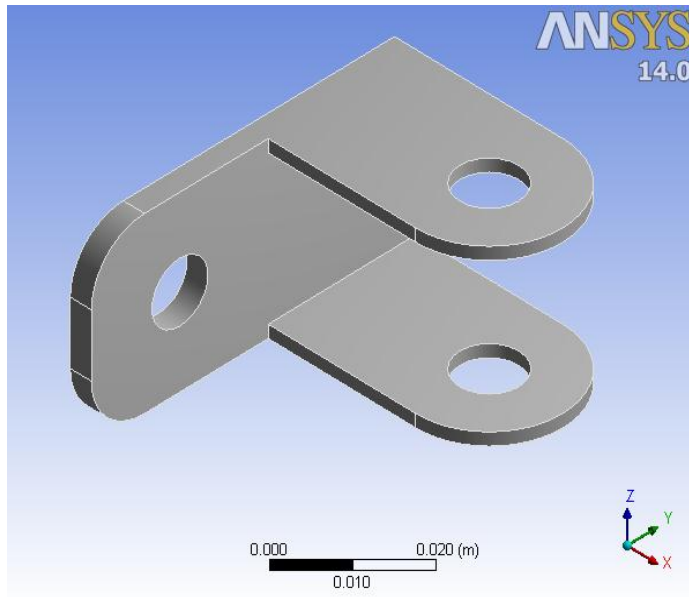


Figura 4.84 Acople de Dirección
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.49 Parámetros de simulación con Static Structural del Acople de dirección

Object Name	<i>Force</i>	<i>Fixed Support</i>	<i>Fixed Support 2</i>
State	Fully Defined		
Definition			
Type	Force	Fixed Support	
Define By	Components		
Coordinate System	Global Coordinate System		
X Component	737.21 N (ramped)		
Y Component	0. N (ramped)		
Z Component	0. N (ramped)		
Suppressed	No		

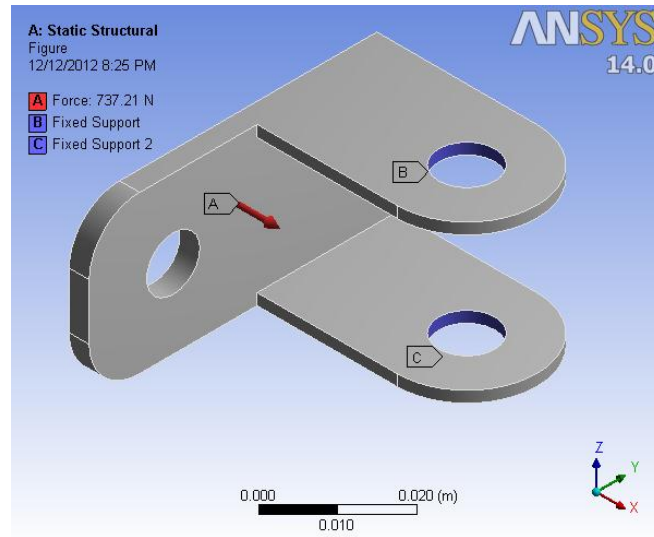


Figura 4.85 Ubicación de la carga para simulación acople de dirección
(Fuente: Grupo Investigador)

Tabla 4.50 Esfuerzos Resultantes Simulación Acople de Dirección (Static Structural)

Parámetro	Esfuerzo (von-Mises) Equivalente	Esfuerzo Principal Máximo	Esfuerzo Cortante Máximo
Mínima	34595 Pa	-6.2999e+007 Pa	18271 Pa
Máxima	2.4663e+008 Pa	2.4663e+008 Pa	1.2854e+008 Pa

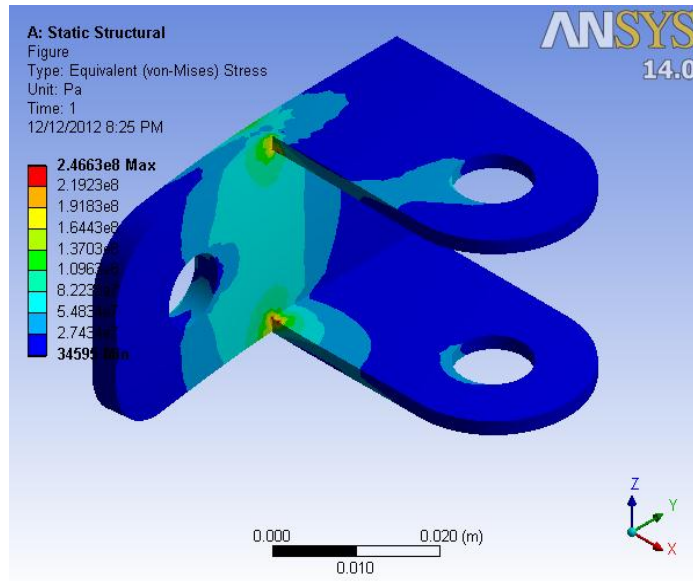


Figura 4.86 Análisis Tensión Von Mises Acople de Dirección (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

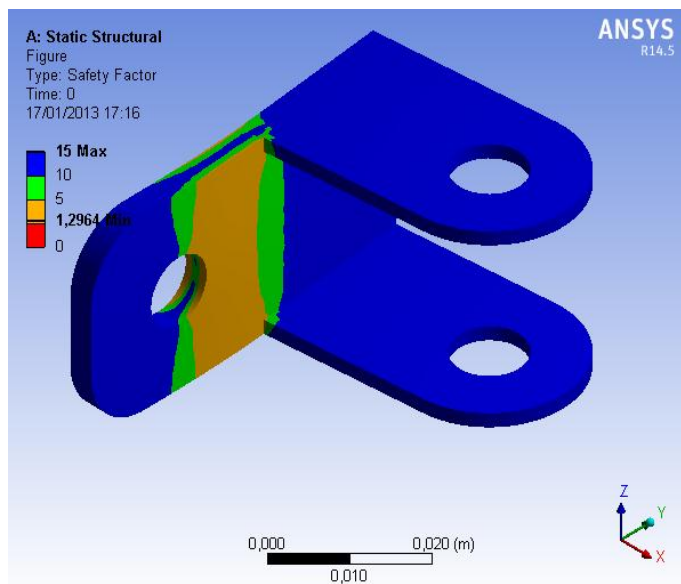


Figura 4.87 Análisis Factor de Seguridad Acople de Dirección (Static Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Static Structural, se determina que el acople de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño estático $N_s=1,29$.

Tabla 4.51 Parámetros de simulación con Transient Structural del Acople de Dirección

Step Controls		
Number Of Steps	1	
Current Step Number	1	
Step End Time	4,e-004 s	
Auto Time Stepping	On	
Define By	Time	
Initial Time Step	1,e-004 s	
Minimum Time Step	1,e-004 s	
Maximum Time Step	3,e-003 s	
Time Integration	On	
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		-737.21, N (step applied)
Y Component		0, N (step applied)
Z Component		0, N (step applied)

Tabla 4.52 Parámetros de simulación con Transient Structural del Acople de Dirección

Results			
Minimum	0, m	5,6034e-007 m/m	13529 Pa
Maximum	8,5393e-005 m	3,6887e-004 m/m	7,3434e+007 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	1,6135e-007 m/m	13529 Pa
Maximum	0, m	5,6034e-007 m/m	23045 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	5,891e-006 m	6,3409e-005 m/m	1,2568e+007 Pa
Maximum	8,5393e-005 m	3,6887e-004 m/m	7,3434e+007 Pa

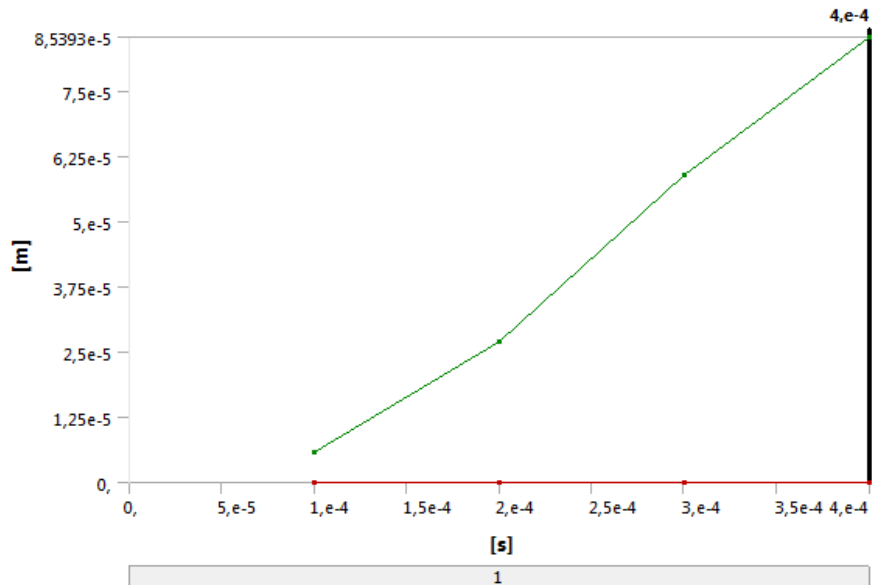


Figura 4.88 Deformación Vs tiempo Acople de Dirección (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

En la figura 4.88 se aprecia que la deformación en el acople de la dirección varía de forma lineal estable, tomando en cuenta que la carga que sobre él actúa es cíclica

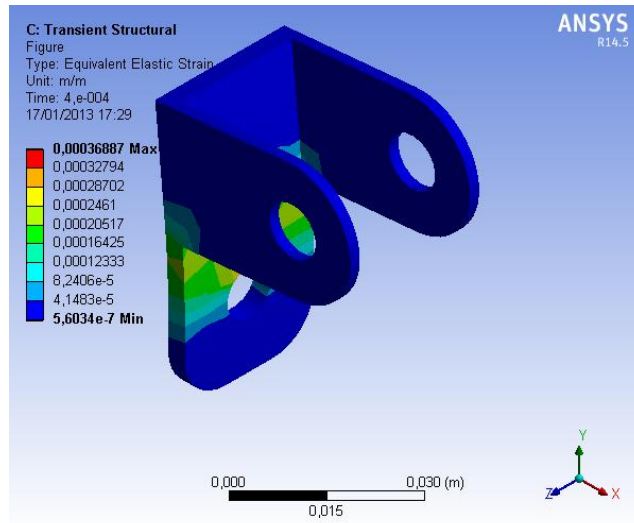


Figura 4.89 Deformación Unitaria Acople de Dirección (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

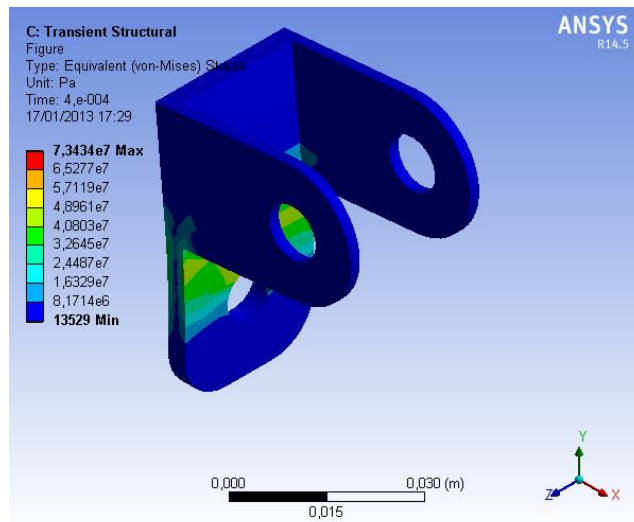


Figura 4.90 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Acople de Dirección (Transient Structural)
(Fuente: Grupo Investigador)

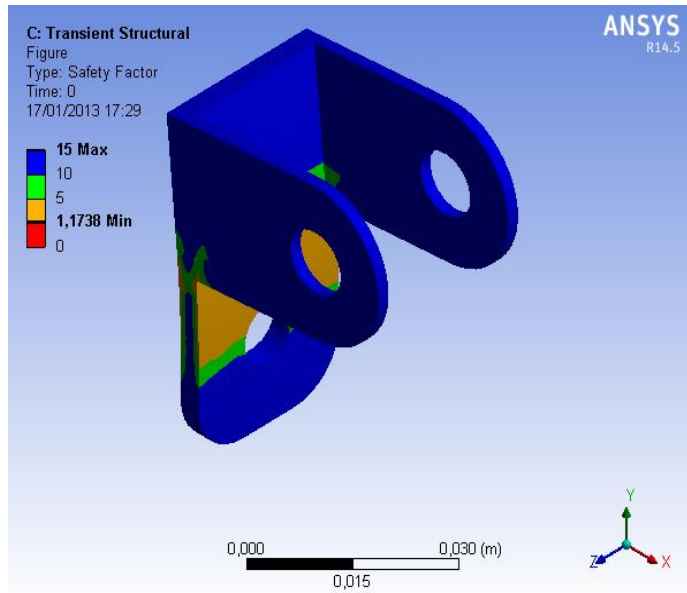


Figura 4.91 Factor de seguridad en fatiga Acople de Dirección (Transient Structural)

(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis Transient Structural, se determina que acople de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas analizadas en fatiga, transfiriendo estas cargas de manera óptima a todo el elemento, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=1,17$.

Tabla 4.53 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Acople de Dirección

Definition		
Input Type		Velocity
Define By		Vector
Total		2, m/s
Direction		Defined
Suppressed		No

Object Name	<i>Force</i>	<i>Fixed Support</i>	
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Face		
Definition			
Type	Force	Fixed Support	
Define By	Vector		
Magnitude	100, N (step applied)		
Direction	Defined		
Suppressed	No		

Tabla 4.54 Parámetros de simulación con Explicit Dynamics del Acople de Dirección

Results			
Minimum	0, m	7,1681e-005 m/m	3,9476e+006 Pa
Maximum	2,6562e-004 m	1,1089e-003 m/m	1,7669e+008 Pa
Minimum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	0, m	7,1681e-005 m/m	5,5871e+006 Pa
Maximum Value Over Time			
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa
Maximum	2,6562e-004 m	1,7459e-003 m/m	3,2317e+008 Pa

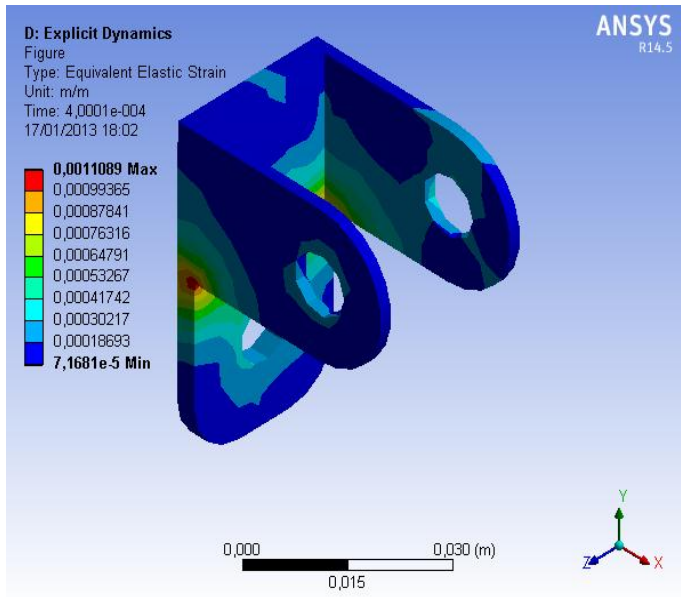


Figura 4.92 Deformación Unitaria Acople de Dirección (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

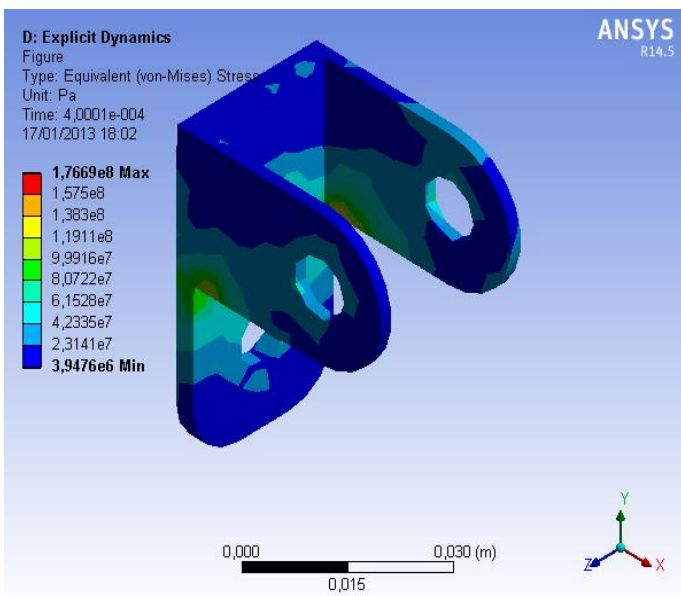


Figura 4.93 Esfuerzo Equivalente Von-Mises Acople de Dirección (Explicit Dynamics)
 (Fuente: Grupo Investigador)

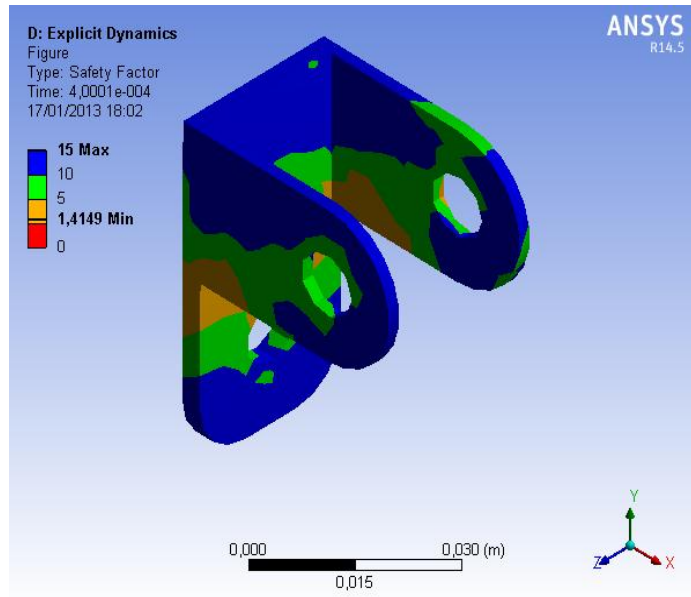


Figura 4.94 Factor de seguridad Acople de Dirección (Explicit Dynamics)
(Fuente: Grupo Investigador)

Mediante el análisis con Explicit Dynamics, se determina que el acople de dirección, se comporta mecánicamente de forma apropiada bajo la acción de cargas dinámicas que plantean un escenario de simulación en condiciones extremas, arrojando un factor de diseño dinámico $N_d=4,33$.

Con esto se determina el buen diseño de todos los componentes que serán parte de los sistemas que se están implementando.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS.

Una vez que se ha seleccionado el sistema de suspensión, dirección y frenos más adecuado y el que se considera que es el mejor para el prototipo y a su vez estos han sido comprobados mediante simulación en el software Ansys, en este capítulo se verá la construcción paso a paso de los sistemas que se está implementado, así como algunas pruebas iniciales de su funcionamiento.

El objetivo ahora es construir los diseños realizados. Para esto se debe tener en cuenta que como se vio en los capítulos anteriores, la geometría propia de los sistemas de suspensión y dirección, es decir ángulos, distancias etc, que han sido obtenidas luego de un largo proceso de análisis, por lo cual es imprescindible manejar precisión en la construcción que garantice un mínimo de diferencia entre lo diseñado y lo fabricado.

5.1 COSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

5.1.1 MANGUETA

Para la construcción de la mangueta se utilizo una plancha de acero A36, de espesor de 100mm, que luego fue maquinada en torno, en función de las dimensiones establecidas en el diseño de Inventor y ANSYS.

Maquinado de la mangueta en Torno

Limado de las irregularidades del contorno de la mangueta



Figura 5.1. Limado de Mangueta
(Fuente: Grupo investigador)

Perforación de la mangueta para sujeciones de los calipers

Montaje del rodamiento



Figura 5.2. Mangueta Pulida con Rodamiento
(Fuente: Grupo investigador)

Soldado de bases para las mesas de suspensión



Figura 5.3. Soldado de Bases de Mesas
(Fuente: Grupo investigador)

5.1.2 BOCINES

Para la fabricación de los bocines de suspensión se utilizó acero de transmisión, que fue maquinado en un torno CNC.

Este proceso se lo realizó en el laboratorio de CNC de la Universidad

Luego de obtener la geometría deseada en el Torno CNC, se procedió a dar paso de rosca en los bocines

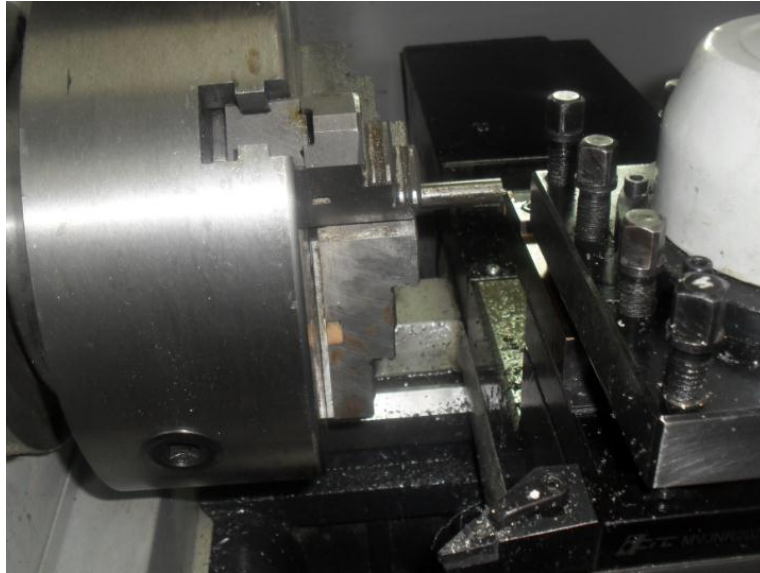


Figura 5.4. Maquinado de Bujes en CNC
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.5. Roscado de Bocines
(Fuente: Grupo investigador)

5.1.3 BARRA PUSH ROD

Como es de conocimiento se utilizó tubo ASTM A500 grado C, para la construcción de la barra push-rod.

Para la construcción este elemento se procedió a dimensionarla, cortarla para finalmente introducir los bocines ya roscados y soldarlos.

5.1.4 ROCKER

Para la construcción del rocker se utilizó acero A36, el diseño de el rocker se cargo a una maquina que corta materiales con plasma, en industrias metálicas Ulloa.

Luego se procedió a acoplar las chapas metálicas, por medio de soldadura.



Figura 5.6. Rocker Soldado
(Fuente: Grupo investigador)

5.1.5 BASES DE SUSPENSIÓN

Para la construcción se utilizó, tubo cuadrado de, que fue trabajado para que adopte la geometría necesitada.

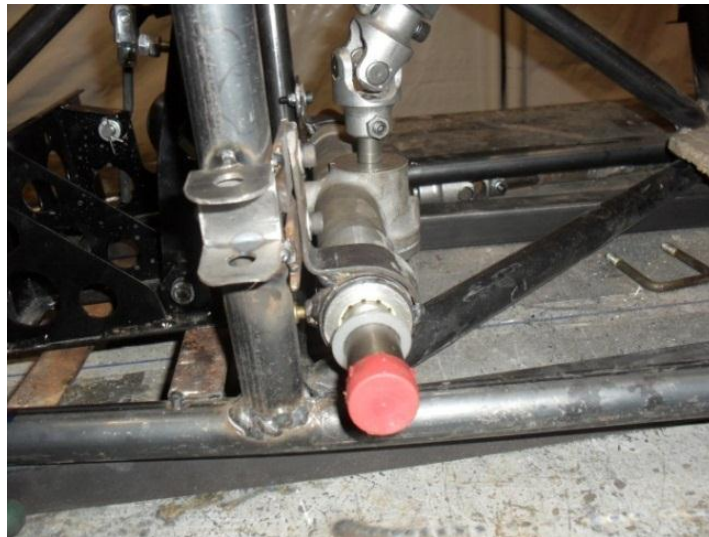


Figura 5.7. Base de Suspensión Delantera pre soldada
(Fuente: Grupo investigador)

5.1.6 BRAZOS DE SUSPENSIÓN

De igual manera que para la barra push-rod, para la construcción de los brazos de suspensión se utilizó tubo ASTM A500 Grado C.

En función del diseño geométrico del centro de balanceo, se dimensiono los brazos de suspensión, que luego fueron cortados, a más de ello se introdujo los bocines previamente roscados, para finalizar el proceso con la soldadura.

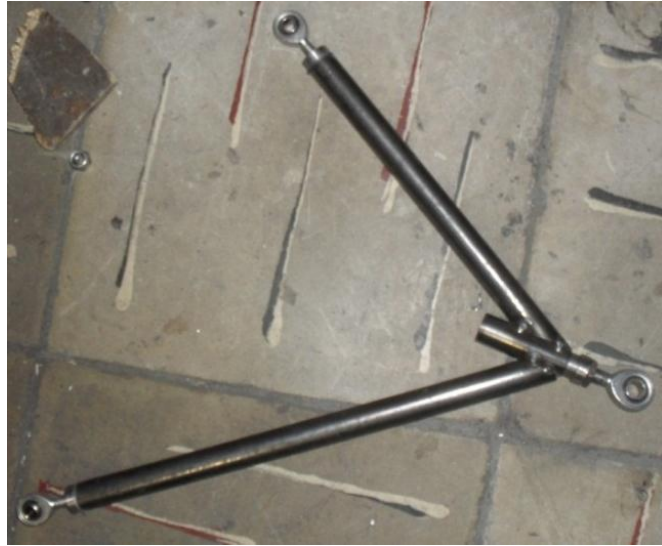


Figura 5.8. Brazos de Suspensión Ensamblado
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.9. Prueba de Acoplamiento al chasis de brazo de Suspensión
(Fuente: Grupo investigador)

5.1.7 BARRA ESTABILIZADORA

Como las barras de torsión para el sistema de barras estabilizadoras, se obtuvo de vehículos convencionales, se procedió a redimensionar su geometría, para que se adapte al sistema de suspensión diseñado.



Figura 5.10. Bases y Barra Estabilizadora Delantera
(Fuente: Grupo investigador)

5.1.8 MONTAJE DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Con los elementos del sistema de suspensión totalmente manufacturados, se procedió a ensamblar todo el sistema, partiendo del conjunto de rueda.

En el montaje del conjunto de rueda, se tomo muy en cuenta el comportamiento dinámico de la rueda respecto a la mangueta, ya que no deben tener contacto.



Figura 5.11. Ensamble de Cuerpo de Neumático
(Fuente: Grupo investigador)

Se ubicó las bases del amortiguador y del rocker, para proceder a soldarlas.



Figura 5.12. Montaje de Amortiguador
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.13. Soldado de Bases de Rocker y Amortiguador
(Fuente: Grupo investigador)

Contando con la ubicación exacta del conjunto rocker- amortiguador, se procedió a ensamblar el conjunto de rueda al chasis, mediante los brazos de suspensión.



Figura 5.14. Montaje de Cuerpo de Rueda al Chasis
(Fuente: Grupo investigador)

Finalizado el ensamble del conjunto de rueda con el chasis, se procedió a montar la barra push-rod, elemento neurálgico del sistema de suspensión.



Figura 5.15. Cuerpo de Rueda y Rocker Ensamblados al Chasis
(Fuente: Grupo investigador)

El procedimiento, se cumplió en forma análoga en el otro lado del eje delantero, teniendo terminado el ensamble del sistema de suspensión en el eje delantero.



Figura 5.16. Suspensión Delantera Totalmente Ensamblada
(Fuente: Grupo investigador)

La configuración de la suspensión trasera es análoga a la delantera, pues se utilizó el sistema push-rod. Para el montaje se inició fijando las bases de soporte del conjunto rocker-amortiguador.



Figura 5.17. Ubicación del Rocker Eje Trasero
(Fuente: Grupo investigador)

Una vez determinadas las coordenadas de ubicación exactas impuestas por el diseño, se procedió soldar las bases.



Figura 5.18. Soldado Bases de Rocker y Amortiguador Traseros
(Fuente: Grupo investigador)

El procedimiento del ensamble de las mesas, se cumplió en forma análoga al eje delantero, con la diferencia que la proyección de la barra push-rod trasera es al brazo de suspensión superior.



Figura 5.19. Suspensión Trasera Terminada
(Fuente: Grupo investigador)

Una vez terminado el proceso de ensamble se la suspensión, se procede a ensamblar el sistema de frenos; es importante diagramar el funcionamiento cinemático de la suspensión ópticamente para colocar las cañerías de freno.



Figura 5.20. Suspensión Trasera Terminada Eje Trasero
(Fuente: Grupo investigador)

5.2 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Después de la construcción y montaje del sistema de suspensión se puede montar el sistema de dirección.

Para el sistema de dirección se construyó las bieletas, los brazos de acoplamiento, las manguetas, acople para la cremallera con las bieletas, topes para la dirección, las bases para la cremallera y para la columna de dirección, mientras que se adquirieron: Volante, mecanismo de liberación rápida de volante, columna de dirección, juntas universales, chumacera, cremallera y rótulas.

5.2.1 CONSTRUCCIÓN DE BIELETAS

Las bieletas van hacer las encargadas de trasmitir el movimiento de la cremallera a las manguetas, por lo que con la medida determinada, se corta 2 tubos de acero ASTM A 500.



Figura 5.21. Tubo para bieleta Cortado
(Fuente: Grupo investigador)

Se acopló a los extremos un buje roscado (uno rosca derecha y otro rosca izquierda) fabricado anteriormente en CNC y después se los soldó.



Figura 5.22. Bujes acoplados a las bieletas
(Fuente: Grupo investigador)

Después se colocó a cada extremo una rótula derecha e izquierda respectivamente, esto es para poder regular la convergencia y divergencia de las ruedas delanteras.



Figura 5.23. Bioleta armada
(Fuente: Grupo investigador)

5.2.2 CONSTRUCCIÓN DEL BRAZO DE ACOPLAMIENTO

Teniendo la mangueta, se puede ensamblar el brazo de acoplamiento, el cual va hacer maquinado en una cortadora plasma CNC para después ser soldada en la mangueta.

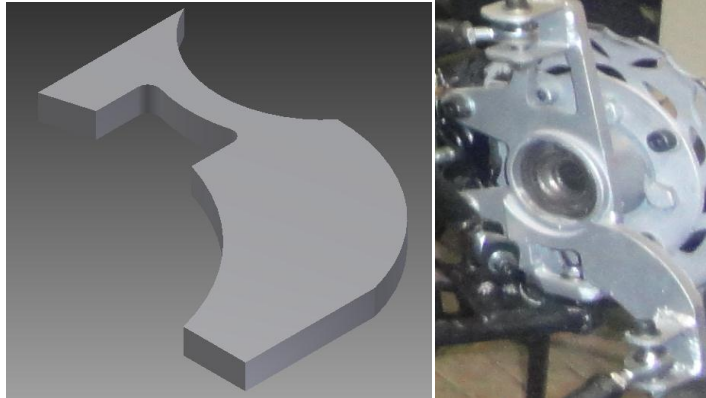


Figura 5.24. Brazo de acoplamiento ensamblado en mangueta

(Fuente: Grupo investigador)

5.2.3 CONSTRUCCIÓN DE LOS ACOLES PARA LA CREMALLERA Y LAS BIELETAS

Para acoplar los brazos de la cremallera con la bieleta de la dirección se construyó un sencillo acople de platina de acero A36.



Figura 5.25. Acople para cremallera con bieleta

(Fuente: Grupo investigador)

5.2.4 CONSTRUCCIÓN DE BASES PARA LA CREMALLERA Y LA COLUMNA DE DIRECCIÓN

Para acoplar y sujetar la columna de dirección se utilizó una chumacera simple de pared (Chumacera 204), la cual la fue montada sobre una base de perfil en C, soldada al front Hoop del chasis.

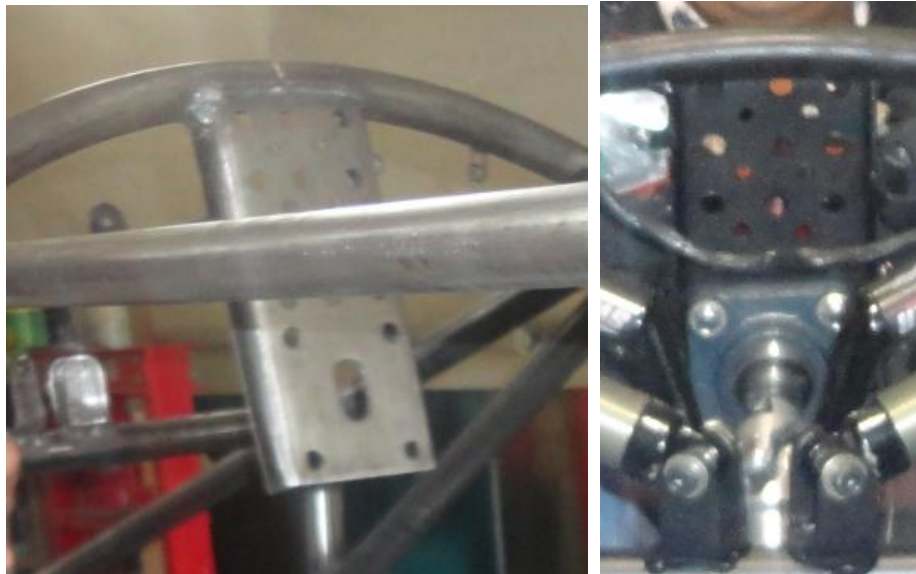


Figura 5.26. Base para chumacera (sujeción Columna de dirección)
(Fuente: Grupo investigador)

Ahora para fijar la cremallera al chasis, se fabricó una bases tipo bujes con prisionero, los cuales van a ser ensamblados a presión en la cremallera. Estas bases serán unidas al chasis mediante pernos.



Figura 5.27. Bases para fijar cremallera al chasis
(Fuente: Grupo investigador)

Como ya se mencionó anteriormente se va a necesitar algunas partes que después de un amplio análisis para nuestras condiciones, se las ha adquirido, y estas son: la cremallera que es una muy ocupada en este tipo de vehículos, las juntas, las rótulas, el volante, mecanismo de liberación rápida de volante y la columna de dirección.



Figura 5.28. Volante usado en el Vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.29. Mecanismo de liberación usado en el vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.30. Rótula usada en vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.31. Chumacera usada en el vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.32. Junta Universal Usada en el vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.33. Cremallera usada en el vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

5.2.4 MONTAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Con todos los elementos del sistema de dirección listos, unos fabricados y otros adquiridos, se procedió a montar este sistema en el vehículo Cotopaxi II.

Como primer paso se montó la cremallera en el chasis, mediante pernos, en las bases que se fabricó. Es importante que la cremallera quede bien fija a

este para evitar juegos indeseables en la dirección, así como también, la pérdida de eficiencia y eficacia en el sistema.

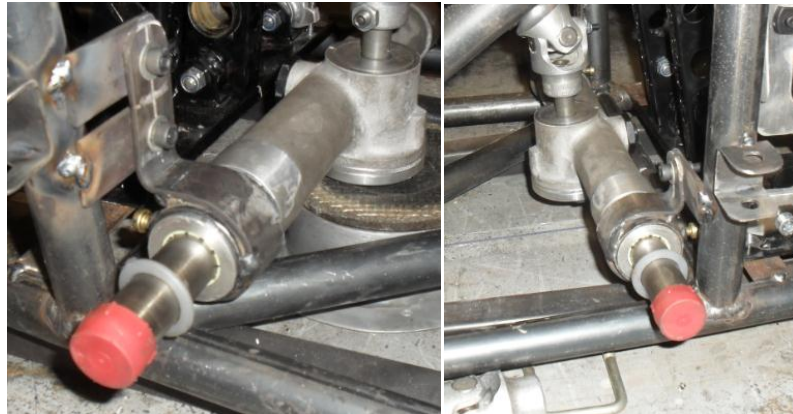


Figura 5.34. Montaje de la cremallera en el Chasis
(Fuente: Grupo investigador)

Después de ello, se ensambló la chumacera en el soporte que se fabricó.



Figura 5.35. Ensamblaje de la chumacera
(Fuente: Grupo investigador)

Se ensambla también en el volante el mecanismo de liberación rápida como se ve en la figura 5.36.



Figura 5.36 Volante con mecanismo de liberación.
(Fuente: Grupo investigador)

Se instaló la columna de dirección con las juntas universales. La columna de dirección la fue adaptada según la longitud que requerida. Como se puede observar en la figura 5.37 la columna de dirección está sujeta en la parte superior por la chumacera.



Figura 5.37. Montaje de la columna de dirección
(Fuente: Grupo investigador)

Se colocó el volante y se comprobó el movimiento del mecanismo.



Figura 5.38 Montaje del volante y verificación del mecanismo

(Fuente: Grupo investigador)

Con el sistema de suspensión armado, se ensambló los brazos de la dirección o bieletas y se colocó los topes de la dirección.



Figura 5.39 Ensamblaje de bieletas

(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.40. Topes de la dirección
(Fuente: Grupo investigador)

Después de terminar este montaje es necesario comprobar el fácil movimiento del mecanismo de dirección para después proceder con la alineación de las 4 ruedas.



Figura 5.41. Prueba del mecanismo de dirección
(Fuente: Grupo investigador)

5.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

La construcción del sistema de frenos es muy crítica, por ello es necesario llevarla de la mejor manera para tener un sistema de alta confiabilidad para el buen performance del vehículo en competencia.

De igual manera que el sistema de dirección, para el sistema de frenos se han diseñado y fabricado algunas partes como son: bases para los pedales, las manguetas y se han adquirido otras como son: discos de freno, pedales de frenos, bombas de freno, cañerías y mangueras de frenos, acoples, calipers o mordazas, manzanas, y líquido de frenos.

Todos los elementos a utilizar en el sistema de frenos han sido estudiados y comprobados para garantizar su efectividad.

5.3.1 CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES PARA LOS PEDALES

Construido el chasis, se verificó la posición que van a tener los pedales y se soldó dos ángulo de acero A36 en el chasis que nos servirá como bases para estos.



Figura 5.42. Bases para los pedales
(Fuente: Grupo investigador)

5.3.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE FRENOS

Para el montaje de sistema de frenos se empezó ensamblando el conjunto mangueta-disco-caliper.

Primero se ensambló el cojinete con la manzana en la mangueta como se puede ver en la figura.



Figura 5.43. Mangueta con la manzana armada.

(Fuente: Grupo investigador)

Luego se colocó el disco de freno empernado en la manzana, para después colocar el caliper o mordaza de freno.

Es importante verificar que este conjunto gire libremente y no roce con el aro, por ello se comprobó como se puede ver en la figura.



Figura 5.44. Conjunto Mangueta-disco-caliper
(Fuente: Grupo investigador)

Este proceso es similar tanto para las ruedas traseras como para las delanteras.

Cuando se terminó de ensamblar este conjunto se puede pasar a montar los pedales, los cuales van a ser fijados al chasis mediante pernos en la base que ya fueron construido con anterioridad.



Figura 5.45. Montaje de los pedales
(Fuente: Grupo investigador)

Se colocó después las bombas de frenos y los recipientes para el líquido de frenos, para cual previamente se han construido unas bases. Se unió los varones de las bombas a los pedales con el repartidor de frenada.

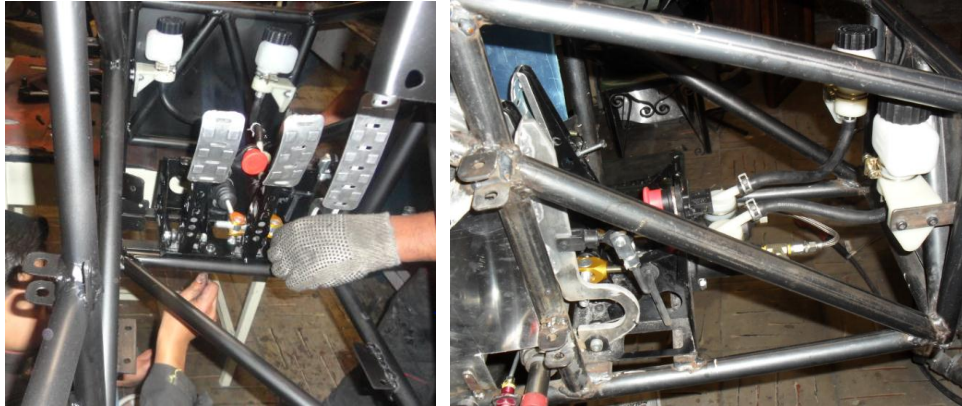


Figura 5.46. Ensamblaje de bombas de frenos y recipientes de líquido
(Fuente: Grupo investigador)

Se instaló el sistema hidráulico, es decir se construyó y se montó las cañerías de frenos, así como también los respectivos acoples y mangueras necesarias.



Figura 5.47. Línea de frenos para eje delantero
(Fuente: Grupo investigador)

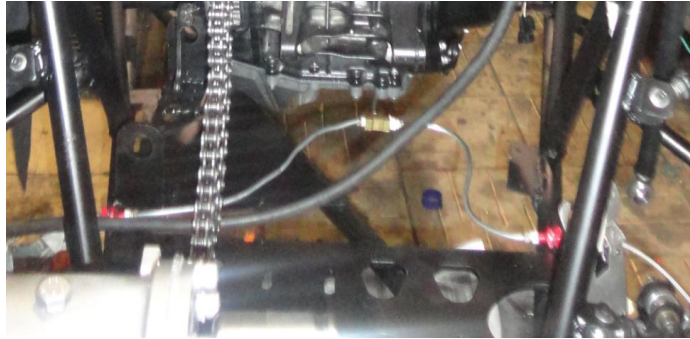


Figura 5.48. Línea de frenos para eje trasero
(Fuente: Grupo investigador)

Para llevar el líquido de frenos del final del chasis a los calipers se utilizó mangueras de frenos flexible, de la misma manera se debe utilizar teflón para la conexión de cada acople.



Figura 5.49. Acoples y manguera flexible de conexión
(Fuente: Grupo investigador)

Una vez terminado de ensamblar el sistema hidráulico del sistema de frenos, se colocó líquido de frenos en los recipientes y se procedió a sangrar o purgar el sistema.



Figura 5.50. Líquido de frenos puesto en los reservorios
(Fuente: Grupo investigador)

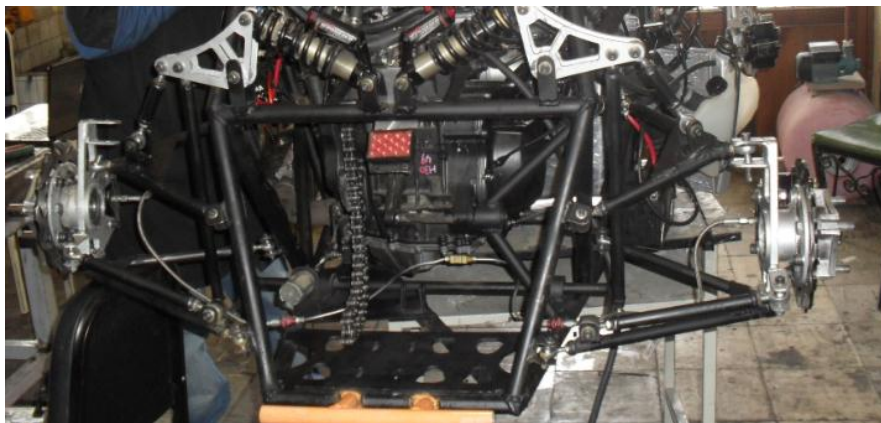


Figura 5.51. Purgado de línea trasera de frenos
(Fuente: Grupo investigador)

Por último nos queda solo instalar las partes eléctricas de este sistema que nos exige el reglamento, como son, luz de freno e interruptor de seguridad.

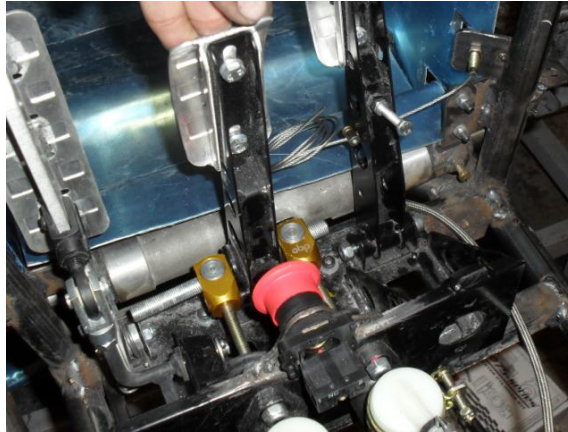


Figura 5.52. Interruptor de apagado de emergencia
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.53. Luz de freno
(Fuente: Grupo investigador)

5.4 PRUEBAS EN EL VEHÍCULO

El vehículo Cotopaxi II desarrollado por el equipo Fespe 2012, fue puesto en pista por primera vez el día 7 de julio del 2012 a las 20H00, el cual quedó registrado en video y se envió a los jueces de la Formula Student Germany.

Antes de probarlo, se realizó una alineación inicial y una calibración de la suspensión.



Figura 5.54. Alineación inicial del vehículo Cotopaxi II

(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.55. Comprobación y calibración del sistema de suspensión

(Fuente: Grupo investigador)

En la primera prueba se noto claramente la desalineación del vehículo, los cuales fueron corregidos para seguirlo probando.

Aunque inicialmente el vehículo fue probado a baja velocidad, la dirección respondió dentro de los parámetros dinámicos adecuados.

El sistema de frenos estuvo un tanto ineficiente, esto es debido a que las pastillas de frenos necesitaban amoldarse a los discos y además el sistema hidráulico necesitaba ser nuevamente purgado.

Sin embargo, se tuvo un aceptable comportamiento del vehículo para ser la primera vez que se lo probaba y lo único que se tenía que hacer es ciertas calibraciones en varios sistemas del vehículo, incluidos los que se está desarrollando.



Figura 5.56 Primera Prueba del vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

Después de hacer las calibraciones necesarias como fueron purga de frenos, alineación y regular la tensión de los resortes de los amortiguadores lo se volvió a probar, y esta vez el vehículo se comportó de mejor manera, sin embargo con las pruebas se dió cuenta de ciertos arreglos que se tenían que dar en el vehículo en general, por supuesto muy pequeños.



Figura 5.57 Preparación del vehículo para la segunda prueba
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.58. Segunda Prueba del Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

Después de esto el vehículo estuvo listo para ser presentado a la comunidad politécnica y a la prensa en general.



Figura 5.59. Presentación del vehículo Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

Después de ello se realizaron pruebas y entrenamiento de los pilotos en los patios de la Espe-L durante 5 noches, donde se comprobó el buen funcionamiento del prototipo, además se fue superando pequeñas averías producidas por las pruebas a alto régimen.

De esta manera el vehículo quedó listo para su viaje rumbo Alemania al concurso de la Formula Student Germany.



Figura 5.60. Pruebas nocturnas Cotopaxi II
(Fuente: Grupo investigador)

5.5 PRUEBAS DEL VEHÍCULO COTOPAXI II DURANTE LA COMPETENCIA EN ALEMANIA

En Alemania, el vehículo Cotopaxi II fue inspeccionado por los jueces durante la revisión técnica y la defensa de diseño, en la cual se cumplió con muchas expectativas, de lograr mejorar la puntuación obtenida por el Cotopaxi I; a continuación se presentan imágenes de las pruebas hechas en Alemania durante la competencia.



Figura 5.61 Inspección Técnica
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.62. Prueba Till
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.63. Defensa de Ingeniería
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.64. Prueba de ruido
(Fuente: Grupo investigador)



Figura 5.65. Pruebas Dinámicas
(Fuente: Grupo investigador)

El vehículo cumplió inspecciones de alto régimen por profesionales vinculados al mundo tuerca de la Fórmula 1, generando algunas observaciones constructivas para futuros proyectos.

Los sistemas desarrollados, en dinámica real se comportaron eficientemente, cumpliendo así con las expectativas esperadas.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La realización del presente proyecto ha constituido desde un primer momento un ejercicio de alto valor. Esto es debido a que no sólo ha permitido adquirir un amplio conocimiento sobre los sistemas de suspensión, dirección y frenos; y sobre la competición, complementarios a la formación adquirida durante estos años en la Escuela Politécnica de Ejército Extensión Latacunga (ESPE-L), sino que ha ido un paso más allá. Ha sido todo un desafío el poder diseñar estos sistemas que tendrán una función práctica y del que dependen muchos factores, sobre todo cuando el vehículo se enfrenta a las diferentes pruebas de la competición. Por lo que en cierto modo constituye una responsabilidad importante, aún más teniendo en cuenta el poco nivel de conocimiento de este tipo de prototipos y sus sistemas automotrices.

Debido a ello, a medida que ha ido transcurriendo el propio diseño y el desarrollo del presente documento, se ha tenido que adquirir una gran cantidad de conocimientos. También se han realizado tareas de gran importancia como son la búsqueda de varias alternativas y la toma de decisiones realmente importantes las cuales determinarán, en cierto modo, el comportamiento del prototipo.

En cuanto a las consideraciones de carácter técnico, este documento constituye un medio sólido para comprender el funcionamiento de los sistemas de suspensión, dirección y frenos en el ámbito automovilístico actual, centrandó el estudio en los sistemas automotrices que han demostrado su óptima aplicación.

Con todo ello se ha conseguido, mediante los conocimientos adquiridos y acorde a la amplia normativa impuesta por la competición, diseñar estos sistemas para un prototipo Formula SAE. Se ha logrado que éste sea lo más ligero posible, el cual permita alcanzar una deceleración de 1,6g aprovechando la máxima adherencia de los neumáticos. También se ha tenido en cuenta los esfuerzos sometidos a cada uno de los ejes para conseguir que la acción de frenada sea segura y transmita al piloto la misma sensación de seguridad. Por lo que le permitirá llevar al límite el vehículo para conseguir las mejores prestaciones del mismo.

Por otro lado, se ha demostrado y justificado cada una de las elecciones que se han llevado a cabo en dicho diseño obteniendo finalmente en el sistema de suspensión un sistema push-road en el eje delantero y el eje trasero, un sistema de dirección paralelo con un ligero anti ackermamm y un sistema de frenado con cuatro conjuntos disco-pinza ubicados al exterior de cada eje. De esta manera se ha querido reducir la proporción de masas no suspendidas del total del vehículo. Si bien es cierto que por ejemplo en el sistema de frenos directamente se trata de un sistema de mayor coste que si se hubiera elegido un sistema con un único conjunto disco-pinza en el eje trasero, se cree que con el sistema elegido se compensan los gastos con un mejor funcionamiento y cuidado de cada uno de los componentes.

También se debe mencionar que se ha demostrado a lo largo del documento cómo la elección y el diseño de los sistemas desarrollados no se puede guiar por una metodología independiente para cada uno de sus componentes, sino que todos están estrechamente relacionados y hay que elegirlos y estudiarlos cuidadosamente en su conjunto. Además, dentro de haber establecido un patrón de elección, también se puede observar que no se trata de una tarea directa sino que se necesita comparar todas las soluciones

óptimas posibles ya que, observando cada una de ellas, se encontraron sus correspondientes ventajas e inconvenientes con respecto al resto.

Todo este proceso ha resultado un tanto difícil y a su vez desafiante ya que en este ámbito de la competición existe un alto grado de secretismo entre los distintos participantes, anteriores y actuales, sobre los conocimientos de cada uno y experiencia. No obstante, a pesar de dichas dificultades, se ha conseguido definir sistemas de suspensión, dirección y frenos acordes a los objetivos marcados inicialmente. Esto ha permitido adquirir a distintos proveedores líderes en el mercado los diferentes componentes que se necesitan para concluir con los sistemas. Todo ello con un presupuesto que asciende a \$7000, valor que resulta bastante razonable para los sistemas desarrollados de estas características.

Así mismo, se ha contado con la herramienta de diseño asistido por ordenador Autodesk Inventor y Ansys que ha facilitado la realización de cada uno de los componentes que finalmente compondrán estos sistemas, proporcionando una gran información en cada momento tanto para la realización de este proyecto como para el posterior ensamblaje en el prototipo completo. Con ello se ha podido hallar las características físicas del vehículo, algo tan importante como es el centro de gravedad, el peso de cada sistema o la masa no suspendida, así como el momento de inercia de cada conjunto y la obtención de una distribución espacial de los mismos.

De esta manera se ha podido comprobar cómo el centro de gravedad del sistema se encuentra por debajo del inicialmente supuesto con el conductor, ayuda a mejorar el comportamiento dinámico del vehículo. Además, el hecho de poseer una herramienta como Autodesk Inventor y Ansys permite mayor

productividad por el ahorro de tiempo ya que no se debe diseñar los componentes a mano y, a su vez, resulta una forma más económica de trabajar dado que para estudiar el comportamiento de los sistemas, y del prototipo en conjunto, no es necesario adquirir los componentes para probarlos, sino que mediante esta herramienta se puede obtener una aproximación bastante cercana a la realidad.

Con todo aquello se presenta a continuación nuestras conclusiones y recomendaciones de este proyecto.

CONCLUSIONES

- Se ha realizado el diseño, construcción e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, en apego a los parámetros y normas establecidas por la SAE para la construcción de y configuración estos sistemas, que son de importancia notoria para el buen performance del vehículo.
- Se ha logrado un comportamiento de los sistemas desarrollados, según lo planificado. En el sistema de suspensión y dirección se alcanzó las variaciones de los ángulos correctos, además los rangos de calibración de los mismos, los cuales permiten la puesta a punto de los sistemas para el tipo de comportamiento que se requiera en competencia. El sistema de frenos brinda absoluta confiabilidad Y seguridad para el piloto, lo cual es indispensable en una competencia.
- El diseño del sistema de suspensión es de gran importancia, ya que de él depende la adecuación de la respuesta del vehículo ante diferentes sollicitaciones tanto estáticas como dinámicas. Por ejemplo,

la fuerza lateral disponible en el contacto con la carretera y un neumático depende de muchos factores, siendo los principales el ángulo de deriva, el ángulo de caída, la deformación vertical del neumático y el desplazamiento longitudinal.

- Se seleccionó el sistema de suspensión push-rod para los ejes delantero y trasero, por la robustez que este presenta, pues el mercado nacional no cuenta con los materiales idóneos para implementación de un sistema pull-rod, que es más viable implementar por su mejor reacción ante las vibraciones, y dado que su geometría ayuda a posicionar más favorablemente el centro de gravedad.
- El sistema de dirección, junto con el sistema de frenos, constituyen el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de estos mecanismos durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida de los más importantes órganos de control que posee en el vehículo. De ahí que estos sistemas debe recibir un trato de especial al momento de diseñarlos y construirlos.
- Con los softwares Autodesk Inventor y Ansys se pudo construir y simular condiciones reales de funcionamiento de los sistemas desarrollados y así mejorar los puntos críticos de estos, asegurando la efectividad en su funcionamiento.
- En el sistema de dirección se usó una de tipo anti-Ackerman, debido a la alta transferencia de masa que se da sobre la rueda de dirección delantera externa al momento de tomar una curva a 1,6 G's, con ello

se asegura que el prototipo tenga perfecta respuesta direccional en las curvas del circuito de la competencia.

- Los materiales utilizados en la construcción de estos sistemas, en sí, cumplen con los requerimientos mecánicos, sin embargo, resultan materiales demasiado pesados para el requerimiento de disminución de peso total del prototipo.

RECOMENDACIONES

- Para un futuro proceso similar al expuesto en este trabajo se recomienda tomar en cuenta el estudio profundo de las normas para la división de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, para que ir un paso más allá de este documento y se estudie más a fondo temas que se ha resumido y que son muy importantes dentro del funcionamiento del prototipo. Sobre todo la transferencia de cargas laterales y diagonales que se producen cuando el vehículo es frenado y toma una curva al mismo tiempo, dado que esta situación modifica considerablemente la capacidad de frenada y viraje del monoplaza como se ha podido introducir en capítulos anteriores de dinámica de la frenada y dirección.
- El análisis por ingeniería asistida se recomienda ejecutarlo con un software especializado en ello (cae) como en nuestro caso el ansys que ha demostrado su efectividad y alto nivel de precisión en los resultados arrojados.
- Por otro lado, aunque no se trata de aspectos técnicos sino económicos, se anima desde esta experiencia inicial a intentar conservar ciertos componentes que forman la solución establecida en

este documento intentando mejorar elementos importantes de estos sistemas.

- Es fundamental el estudio y desarrollo de materiales más ligeros con altas características mecánicas, para ocuparlos en nuevos proyectos con el fin de la reducción de peso, sabiendo que es un factor muy importante dentro de la performance del prototipo
- Se considera necesario intentar reducir la cantidad de masas no suspendidas del propio vehículo, lo cual contribuiría a una mejora sustancial de su comportamiento dinámico.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS:

- LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Madrid, España: Thomson Editoriales.
- MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, U.S.A: SAE Internacional.

PÁGINAS WEB:

- http://www.fsaeonline.com/content/2012_FSAE_Rules_Version_90111K.pdf
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Subaru>
- <http://www.f1revolution.com/foro/index.php?topic=1056.0>
- http://www.unionbike.net/tecnica/manitou_swinger.pdf
- http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html
- http://es.wikipedia.org/wiki/R%C3%B3tula_%28mec%C3%A1nica%29
- http://www.formulastudent.de/uploads/media/2011_FSC_Competition_Results_Acceleration.pdf
- <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>
- <http://www.smithees-racetech.com.au/ackerman.html>
- <http://tecau-quintosegunda.blogspot.com/2011/09/direccion-geometria-y-alineacion.html>

- <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenyo-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>
- <http://formulauno-auto.blogspot.com/2011/02/push-rod-y-pull-rod.html>
- http://www.foromtb.com/showthread.php/624593-*Vendido*-Amortiguador-Manitou-Swinger-Air-4-Way-SPV-NUEVO
- [http://es.wikipedia.org/wiki/R%C3%B3tula_\(mec%C3%A1nica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/R%C3%B3tula_(mec%C3%A1nica))
- <http://www.directindustry.es/prod/aurora-bearing/cabezas-de-rotulamachos-autolubricantes-14773-487418.html>
- <http://grabcad.com/library/tag/steering>
- <http://www.f1revolution.com/foro/index.php?topic=1056.0>
- http://www.unionbike.net/tecnica/manitou_swinger.pdf
- http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html
- http://es.wikipedia.org/wiki/R%C3%B3tula_%28mec%C3%A1nica%29
- http://www.formulastudent.de/uploads/media/2011_FSC_Competition_Results_Acceleration.pdf
- http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/vibraciones_mecanicas/
- <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/circulo/index.html>
- <http://www.instron.com.ar/wa/glossary/Deformation-Energy.aspx>
- http://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n_de_Von_Mises
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Deformaci%C3%B3n>
- <http://es.scribd.com/doc/89693272/Acero-ASTM-A36>
- <http://www.farzadsf1gallery.com/forum/viewtopic.php?f=11&t=8981>

DOCUMENTOS Y TESIS

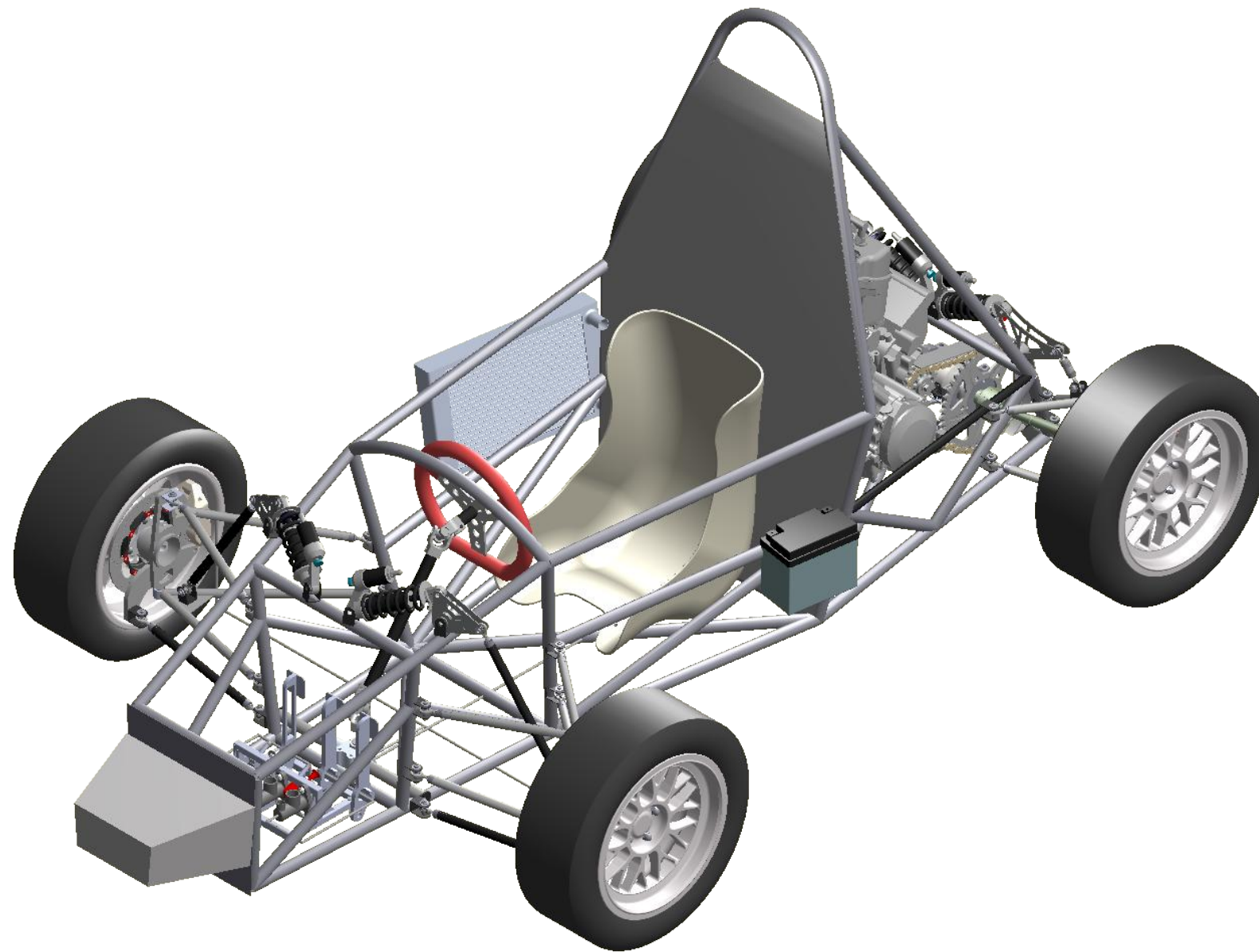
- Reglamento Fórmula Student Germany 2012
- Jesús Rodríguez Ortega, “DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN/ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO PARA UN PROTOTIPO FORMULA SAE”
- Elena Criado Ocaña, “DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRENADO PARA UN PROTOTIPO FORMULA STUDENT”
- José Miguel Cantos Torreira “DISEÑO, ANÁLISIS, ENSAYO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO DE FORMULA SAE”

ANEXOS

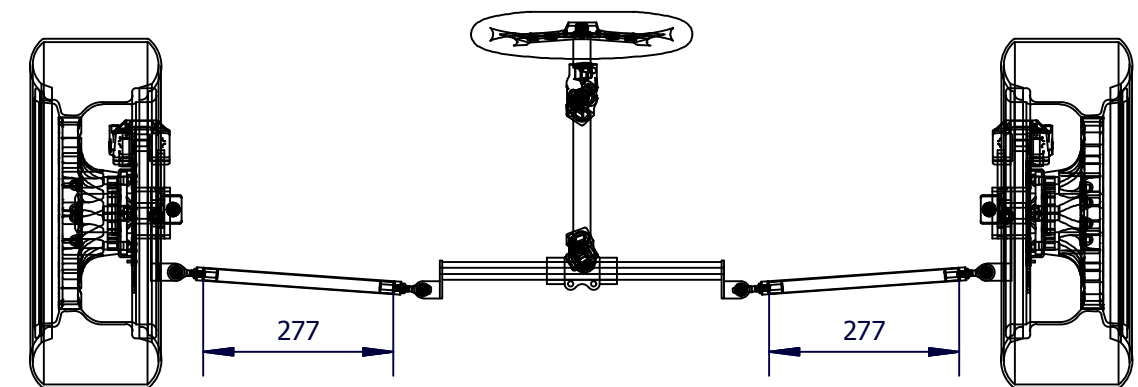
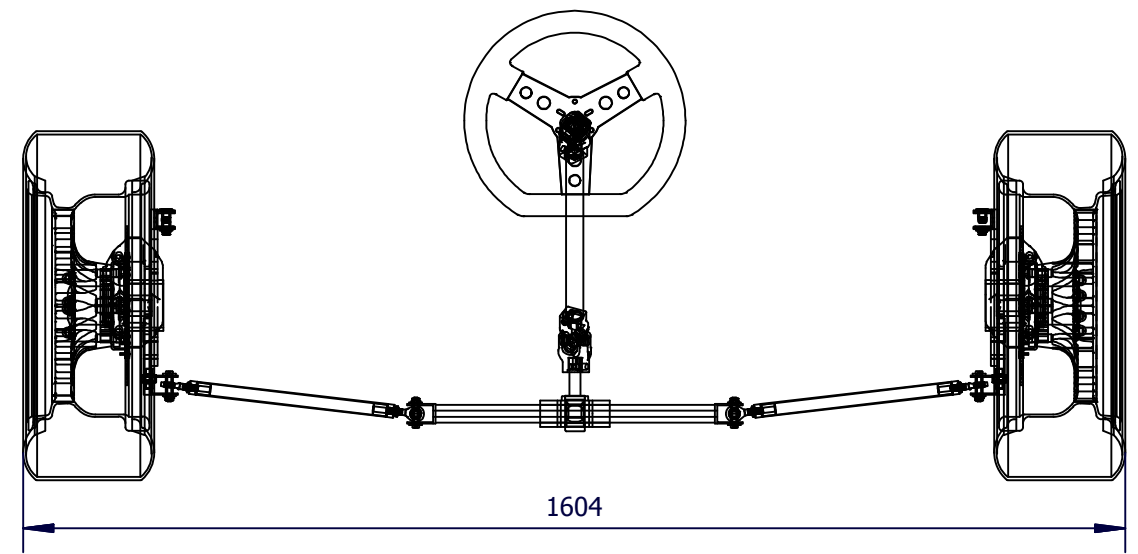
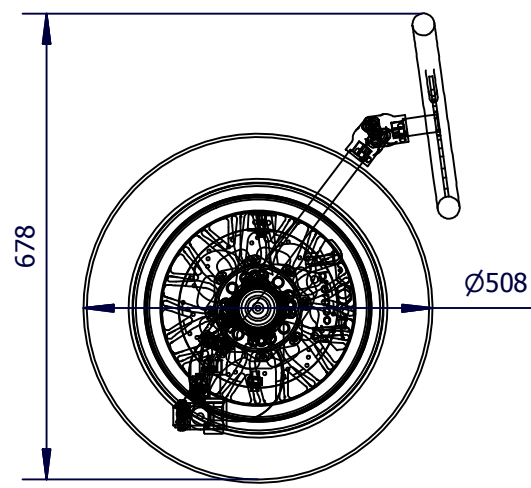
ANEXO A – PLANOS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS

Conjunto – subconjunto - despiece

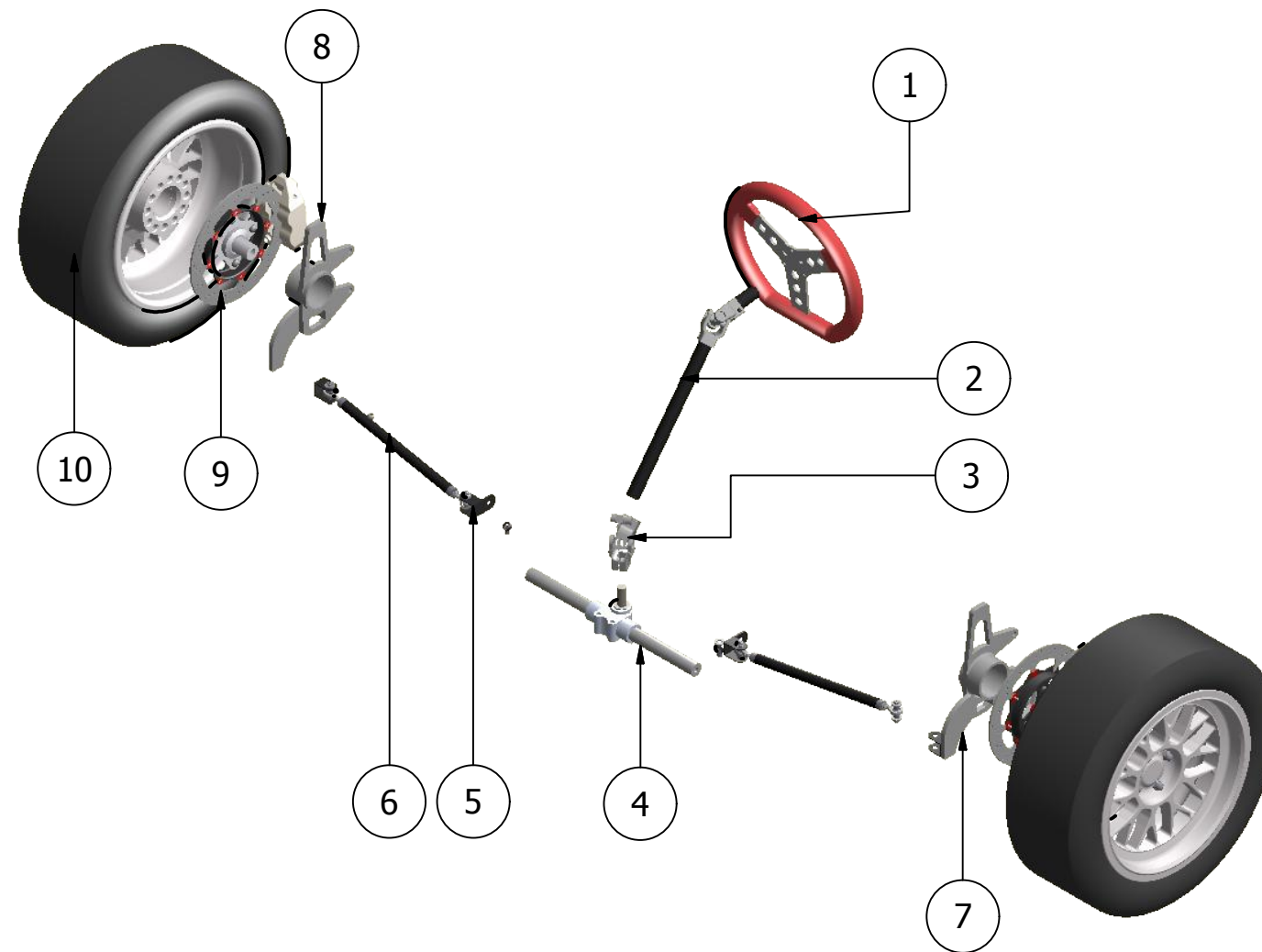
Este documento contiene el listado de planos correspondiente a los sistemas de suspensión, dirección y frenos, agrupados en planos de conjunto, subconjunto y despiece.



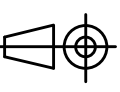
				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
				±0,001 m	2646 N		
					Fecha:	Nombre:	COTOPAXI II
				Dib:	10/01/13	Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13	Ing. Manjarrés	
				Apro:			Escala: 1: 15
							Lámina N° 01
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz			

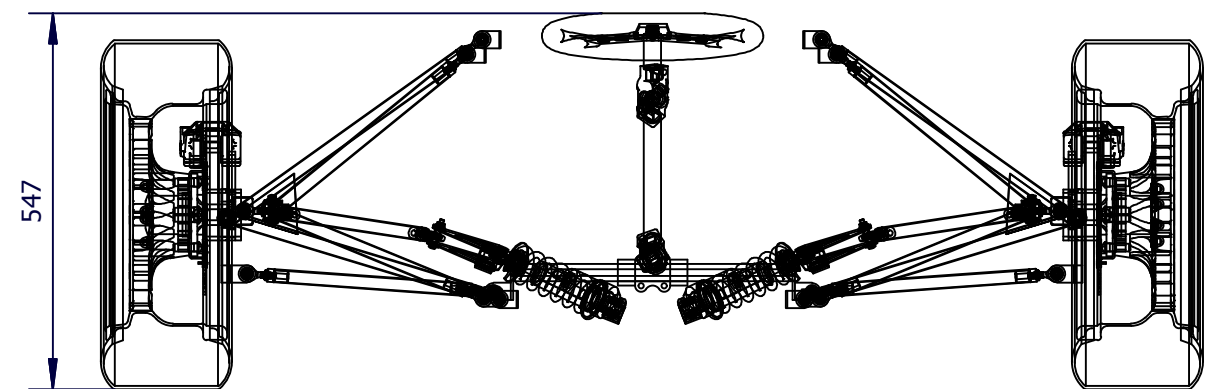
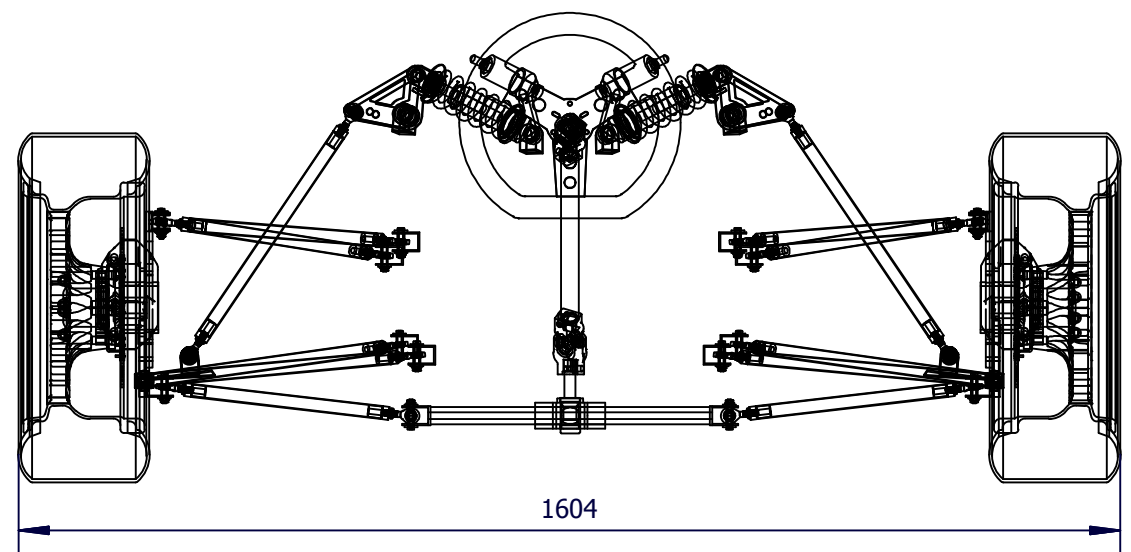
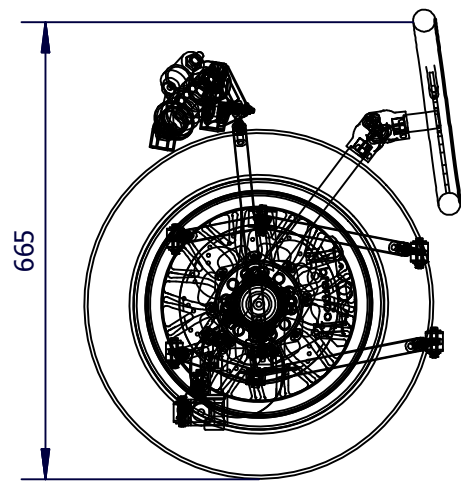


				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36
				±0,001m	294 N	
				Fecha:	Nombre:	SISTEMA DE DIRECCIÓN
				Dib: 10/01/13	Cruz - Mesias	
				Rev: 10/01/13	Ing. Manjarrés	
				Apro:		Escala: 1: 10
				Espe-L Automotriz		Lámina N° 02
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:			

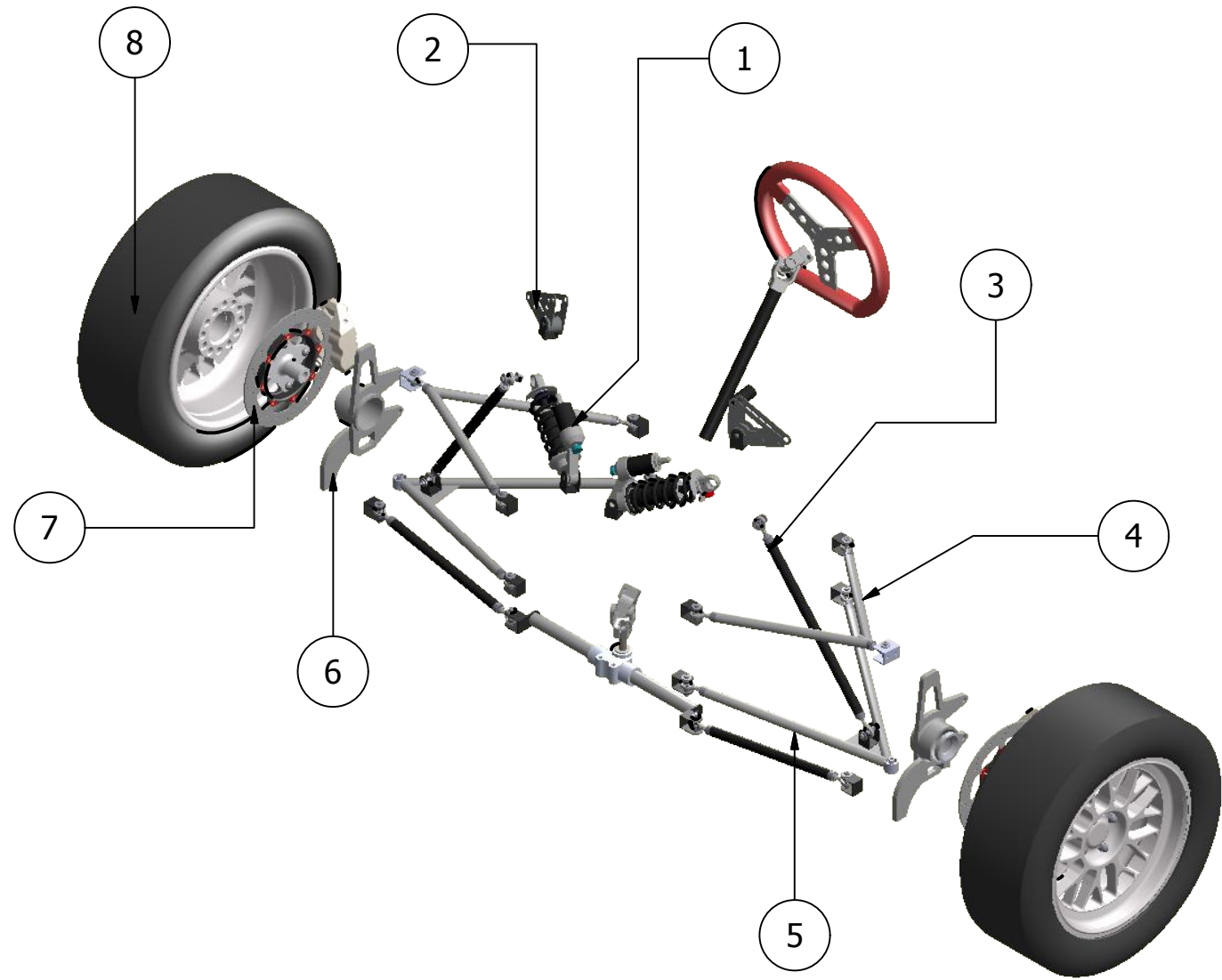


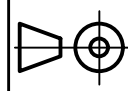
		Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
		±0,001 m	75 N		
		Fecha:	Nombre:	DESPIECE SISTEMA DE DIRECCIÓN	
		Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias		
		Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés		
		Apro:			
		Espe-L Automotriz		Lámina N° 03	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Escala: 1: 10	

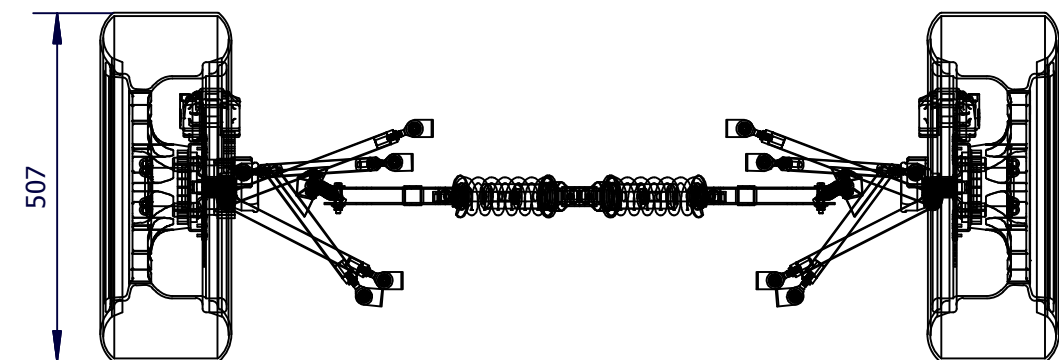
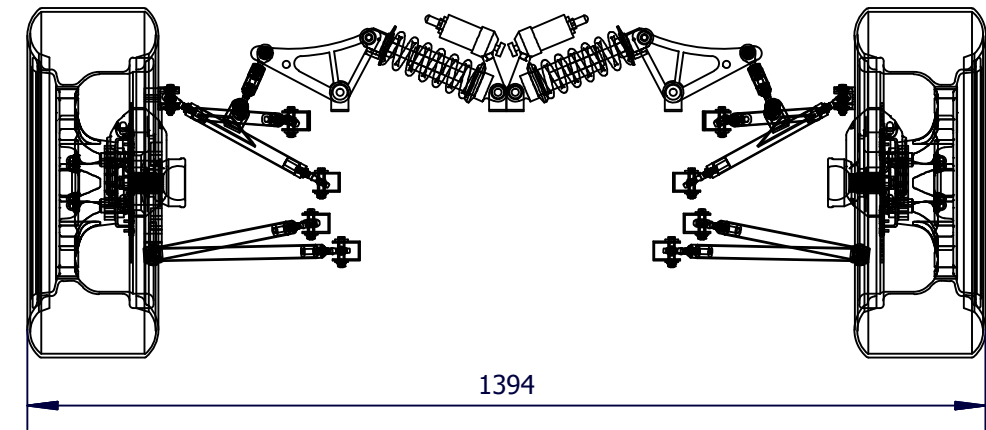
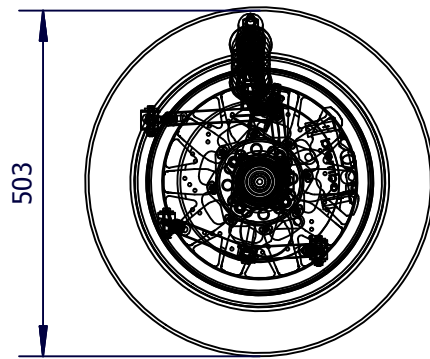
				1	2	3	4	
A								
	B							
C								
D	N° de Orden	N° de piezas	Denominación	N° de norma o dibujo		Material		
	1	1	Volante	L001		Acero		
	2	1	Columna de dirección	L002		Acero ASTM A-36		
	3	2	Unión universal	L003		Aluminio		
	4	1	Cremallera	L004		Aluminio		
	5	2	Acople de dirección	L005		Acero ASTM A-36		
	6	2	Barra de dirección	L006		Acero ASTM A-36		
	7	2	Brazo de dirección	L007		Acero ASTM A-36		
	8	2	Mangueta	L008		Acero ASTM A-36		
	9	2	Disco de freno	L009		Hierro Fundido		
E	10	2	Conjunto neumático	L010		Caucho		
				Tolerancia	Peso	ESPE-L		
						LISTA DE PIEZAS SISTEMA DE DIRECCIÓN	Escala:	
				Fecha	Nombre		1:1	
				Dibu.	23-01-13 Cruz - Mesias			
				Rev.	23-01-13 Ing. Manjarrés			
				Apro.				
				Ingeniería Automotriz		Lámina N° 04		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



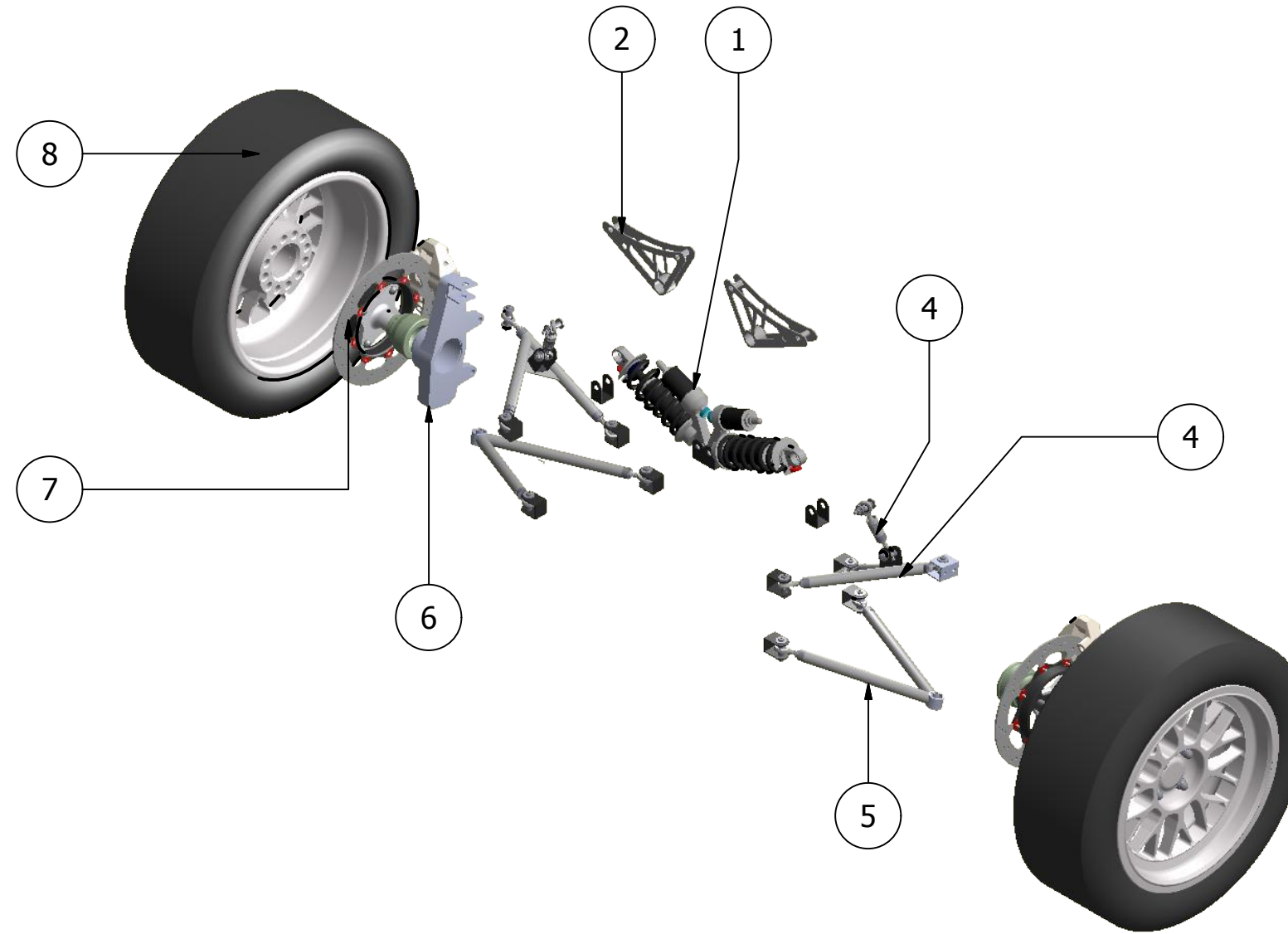
		Tolerancias:		Pesos:		Acero ASTM A36	
		±0,001 m		310 N			
		Fecha:		Nombre:		SUSPENSIÓN DELANTERA	
		Dib: 10/01/13		Cruz - Mesias			
		Rev: 10/01/13		Ing. Manjarrés			
		Apro:				Lámina N° 05	
Edi- ción:		Modifi- cación:		Fecha:		Nombre:	
						Espe-L Automotriz	
						Escala: 1: 10	



		Tolerancias:		Pesos:		Acero ASTM A36	
		±0,001 m		310 N			
				Fecha:		Nombre:	
				Dib:		10/01/13 Cruz - Mesias	
				Rev:		10/01/13 Ing. Manjarrés	
				Apro:			
						Escala:	
						1: 10	
						Lámina N° 06	
							
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz			

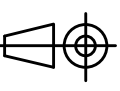


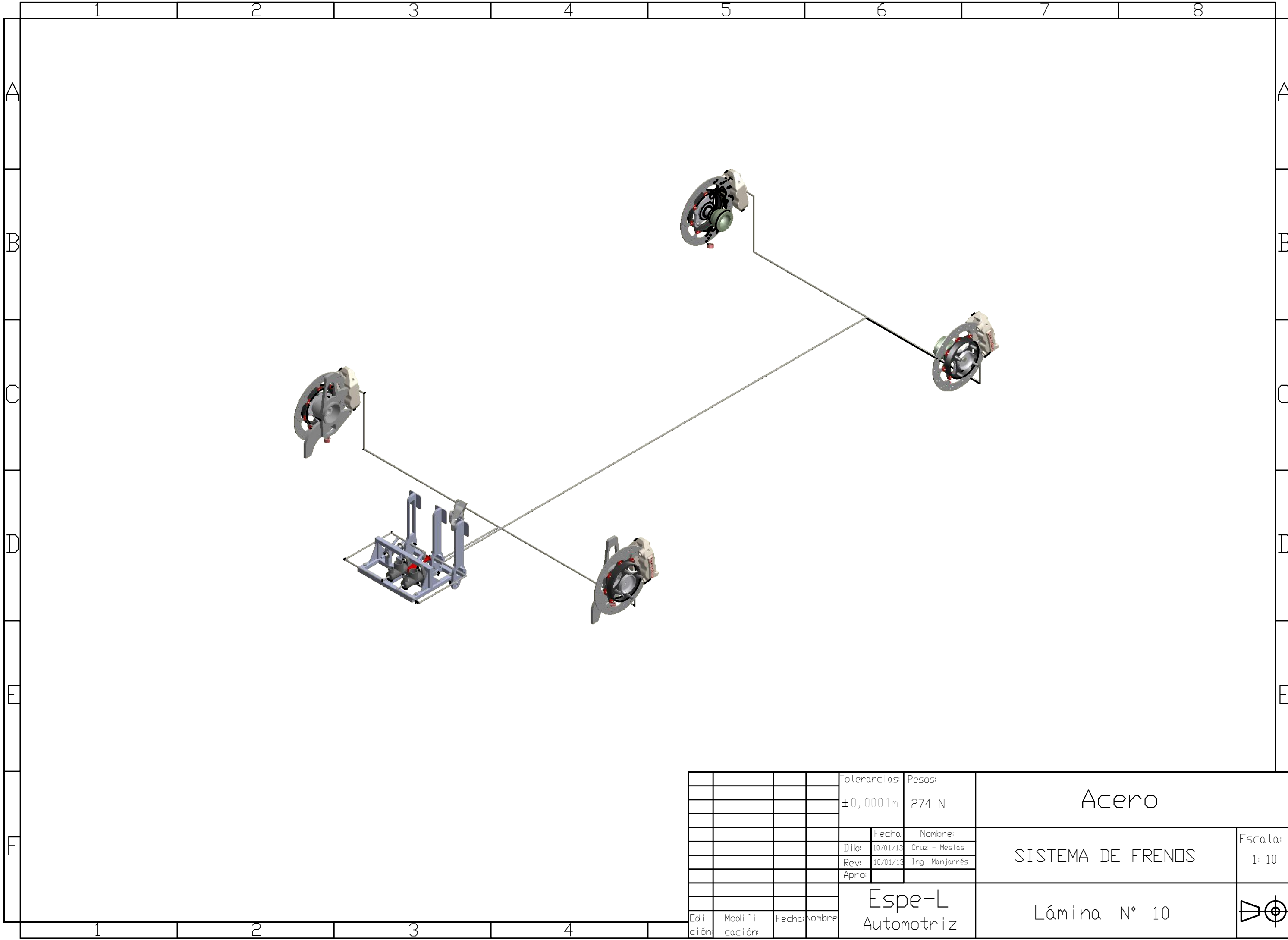
				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
				± 0,001m	294 N		
				Fecha:	Nombre:	SUSPENSIÓN TRASERA	Escala: 1: 10
				Dib: 10/01/13	Cruz - Mesias		
				Rev: 10/01/13	Ing. Manjarrés		
				Apro:		Lámina N° 07	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz			



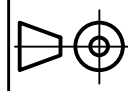
			Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
			±0,001m	294 N		
			Fecha:	Nombre:	DESPIECE SUSPENSIÓN TRASERA	
			Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias		
			Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés		
			Apro:			
			Espe-L Automotriz		Lámina N° 08	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:			Escala: 1: 10

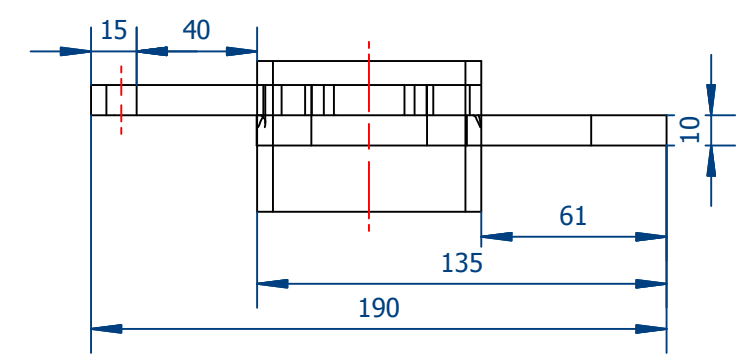
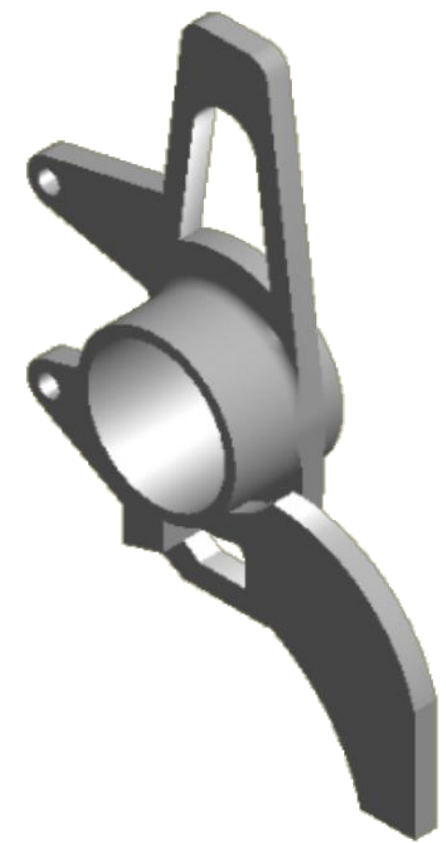
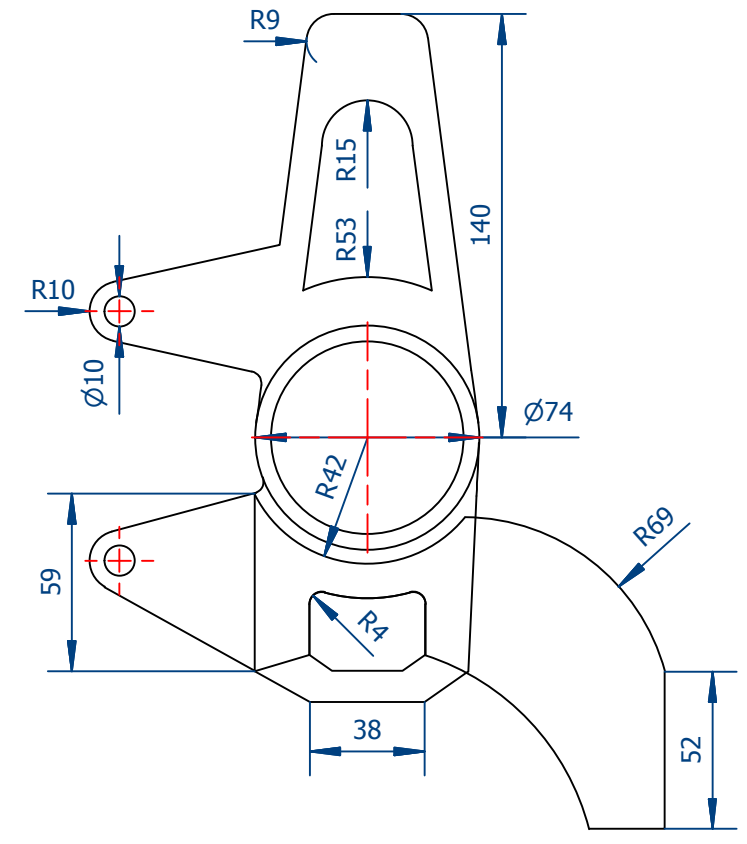
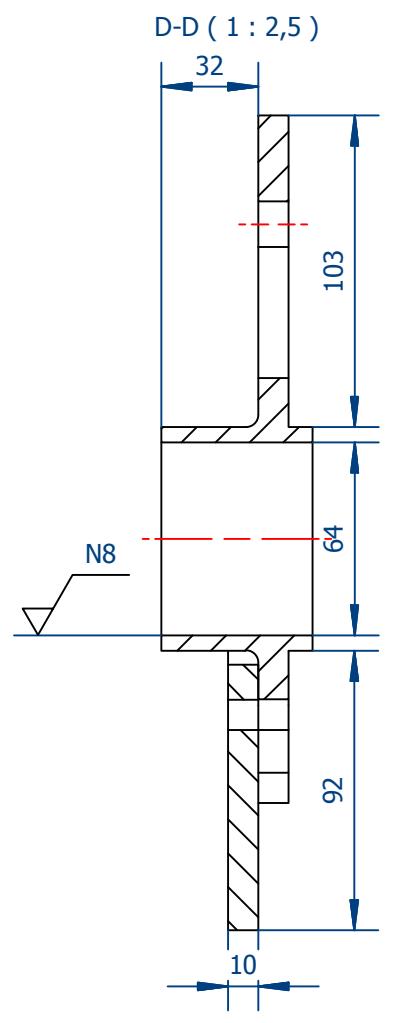
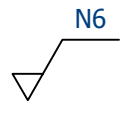
		1	2	3	4
A					
B					
C					
D	N° de Orden	N° de piezas	Denominación	N° de norma o dibujo	Material
	1	2	Amortiguador	L001	Acero
	2	2	Rocker	L002	Acero ASTM A-36
	3	2	Barra push	L003	Acero ASTM A-500
	4	2	Mesa superior	L004	Acero ASTM A-500
	5	2	Mesa inferior	L005	Acero ASTM A-500
	6	2	Mangueta	L006	Acero ASTM A-36
	7	2	Disco de freno	L007	Hierro Fundido
	8	2	Conjunto neumático	L008	Caucho
	9				
10					

				Tolerancia	Peso	ESPE-L	LISTA DE PIEZAS SISTEMA DE SUSPENSIÓN	Escala: 1:1
				Fecha	Nombre			
				Dibu. 23-01-13	Cruz - Mesias			
				Rev. 23-01-13	Ing. Manjarrés			
				Apro.				
				Ingeniería Automotriz		Lámina N° 09		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



				Tolerancias:	Pesos:	Acero	
				±0,0001m	274 N		
					Fecha:	Nombre:	SISTEMA DE FRENOS
					Dib: 10/01/13	Cruz - Mesias	
					Rev: 10/01/13	Ing. Manjarrés	
					Apro:		Lámina N° 10
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz		Escala: 1: 10	

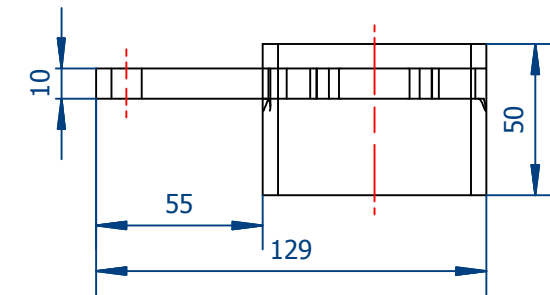
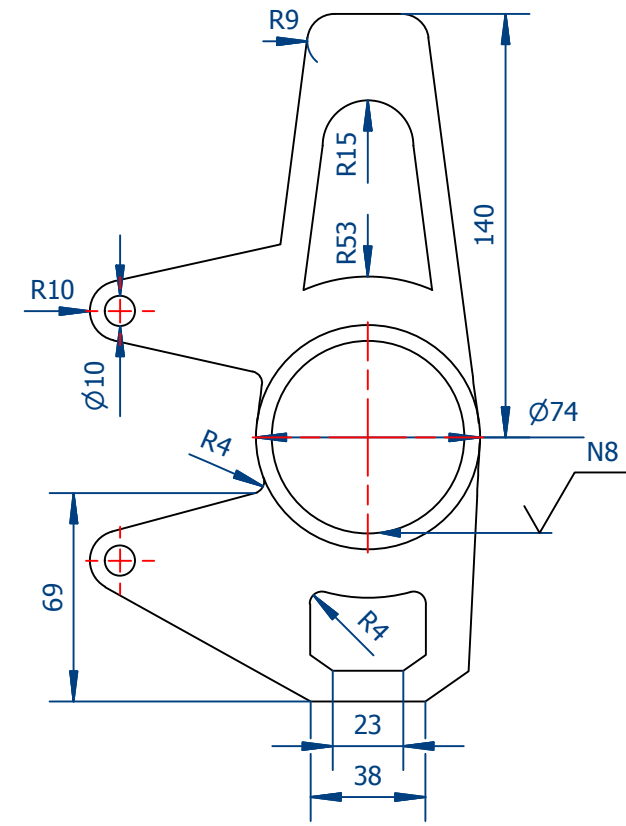
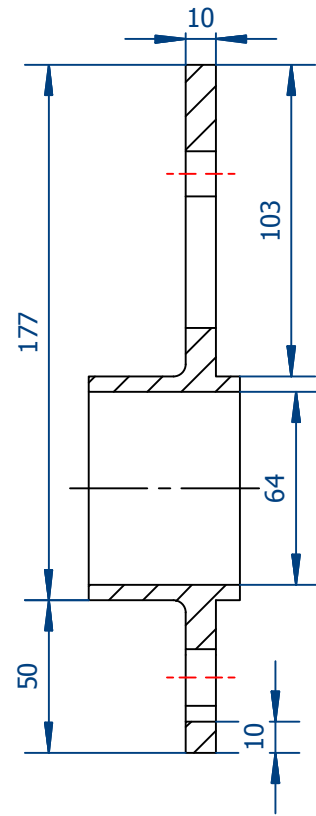




				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
				±0,001 m	11 N		
				Fecha:	Nombre:	MANGUETA DELANTERA	Escala: 1: 2,5
				Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias		
				Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés		
				Apro:		Lámina N° 11	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz			

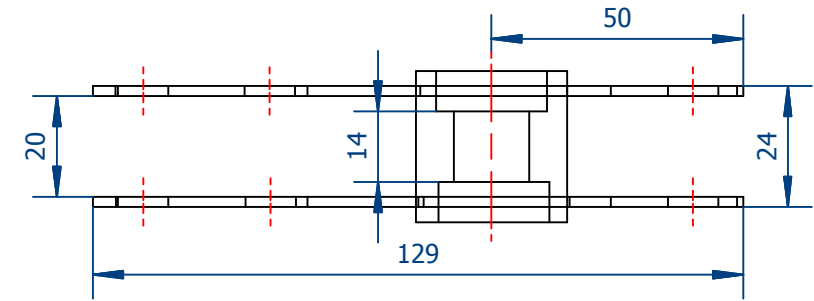
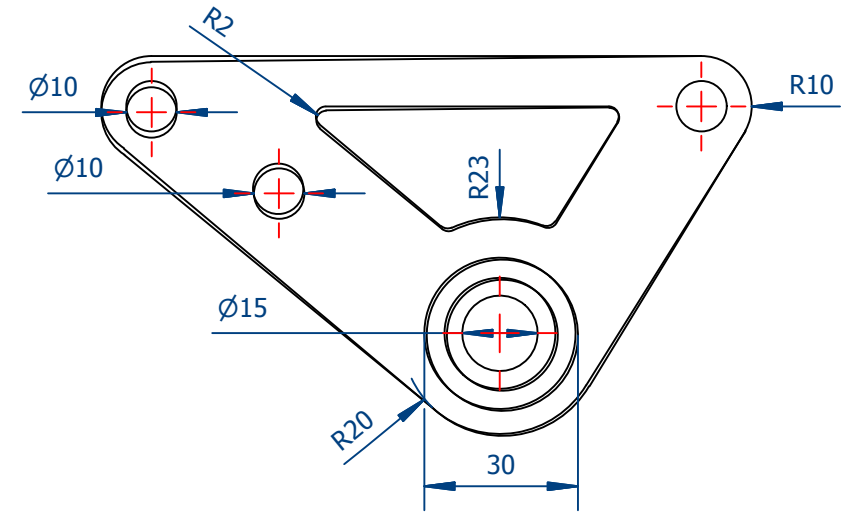
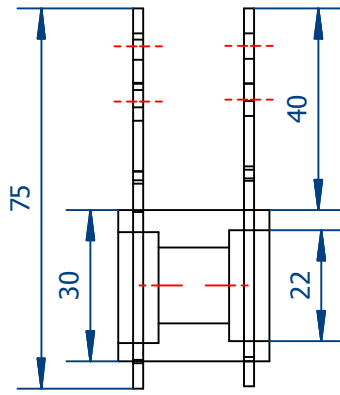
N6

B-B (1 : 2,5)



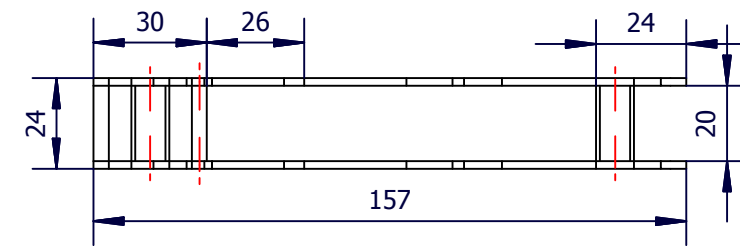
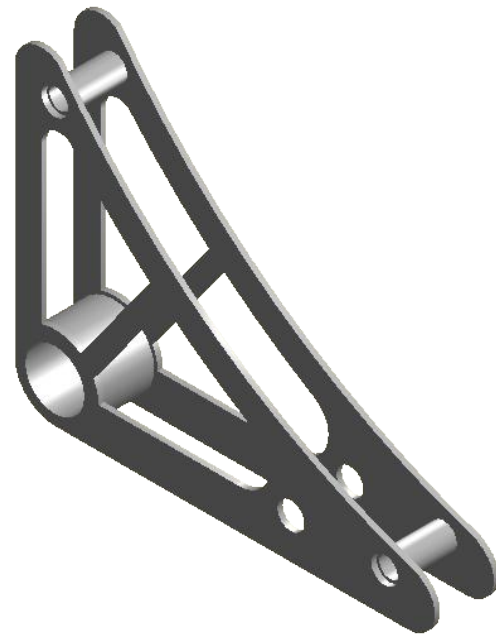
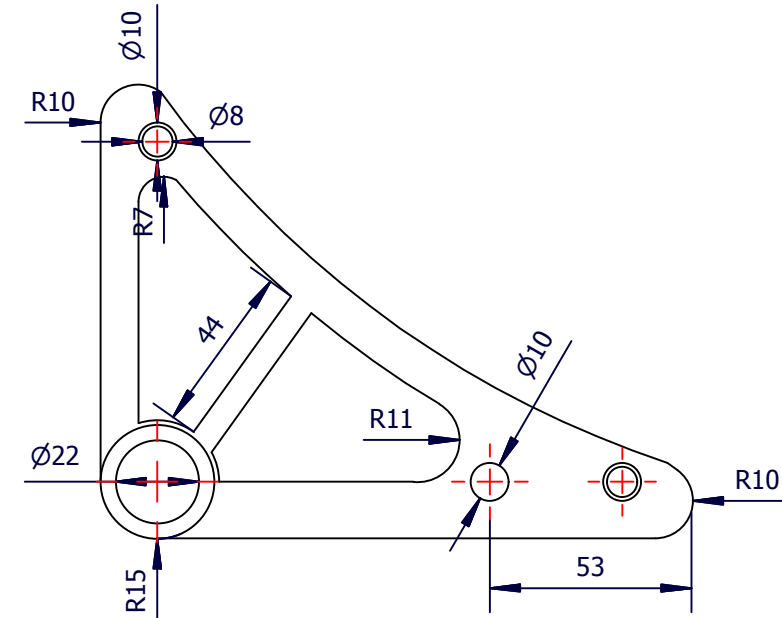
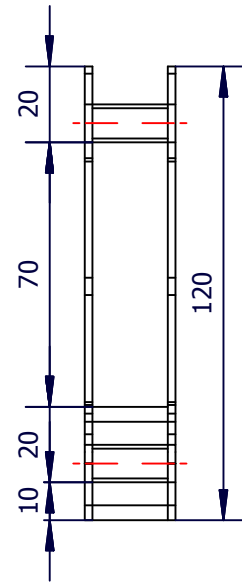
				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
				± 0,001m	10 N		
					Fecha:	Nombre:	MANGUETA TRASERA
				Dib:	10/01/13	Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13	Ing. Manjarrés	
				Apro:			
				Espe-L Automotriz		Lámina N° 12	Escala: 1: 2, 5
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:				

N6

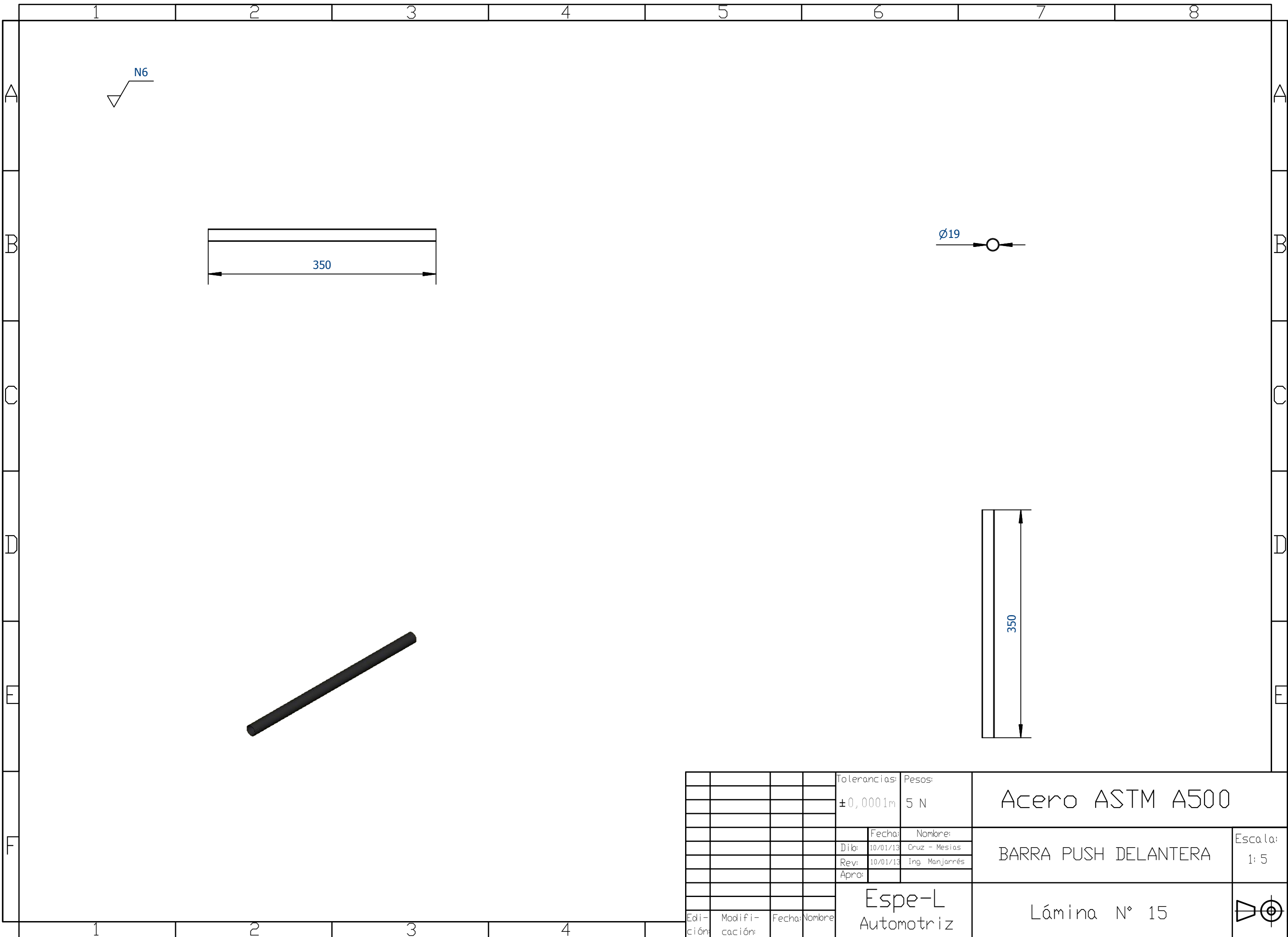


				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
				$\pm 0,001m$	9 N		
					Fecha:	Nombre:	ROCKER DELANTERO
				Dib:	10/01/13	Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13	Ing. Manjarrés	
				Apro:			
				Espe-L Automotriz		Lámina N° 13	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:			Escala: 1: 1	

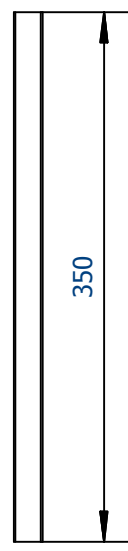
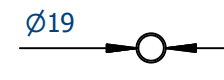
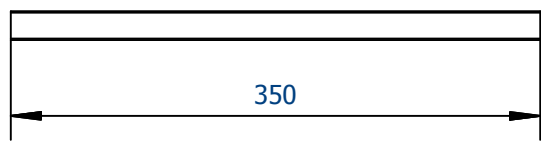
N6



				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
				±0,001m	9 N		
					Fecha:	Nombre:	ROCKER TRASERO
				Dib:	10/01/13	Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13	Ing. Manjarrés	
				Apro:			
				Espe-L Automotriz		Lámina N° 14	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:				Escala: 1: 2, 5

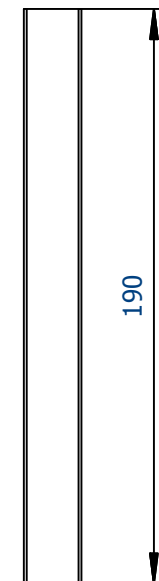
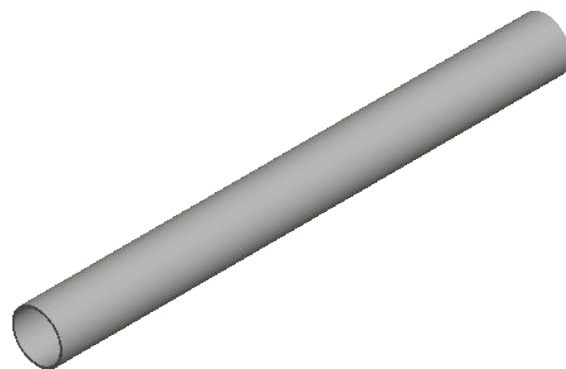
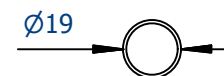
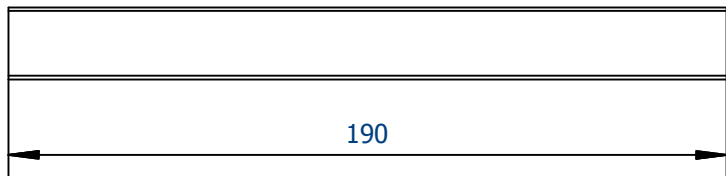


N6



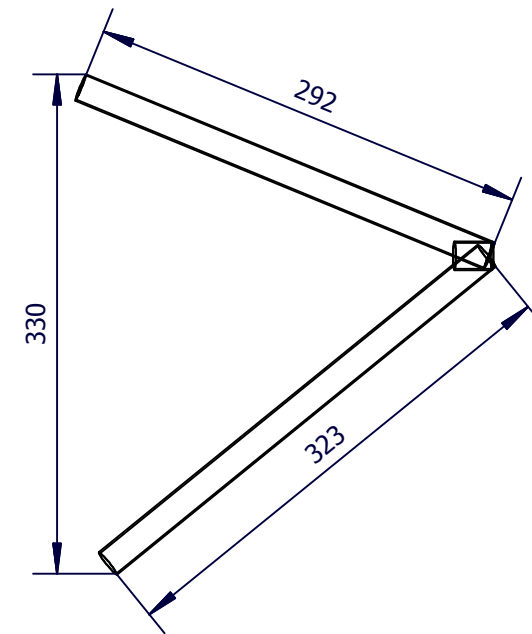
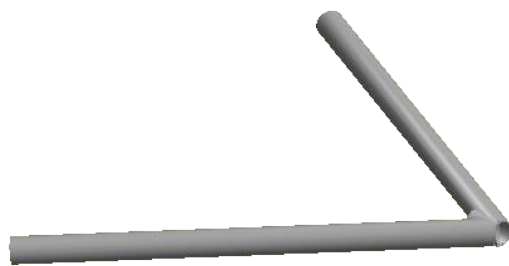
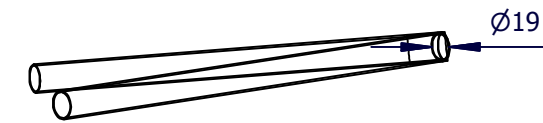
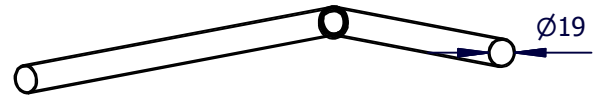
				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A500
				±0,0001m	5 N	
					Fecha:	BARRA PUSH DELANTERA
					Nombre:	
				Dib:	10/01/13	Escala: 1: 5
				Rev:	10/01/13	
				Apr:		Lámina N° 15
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz		

N6



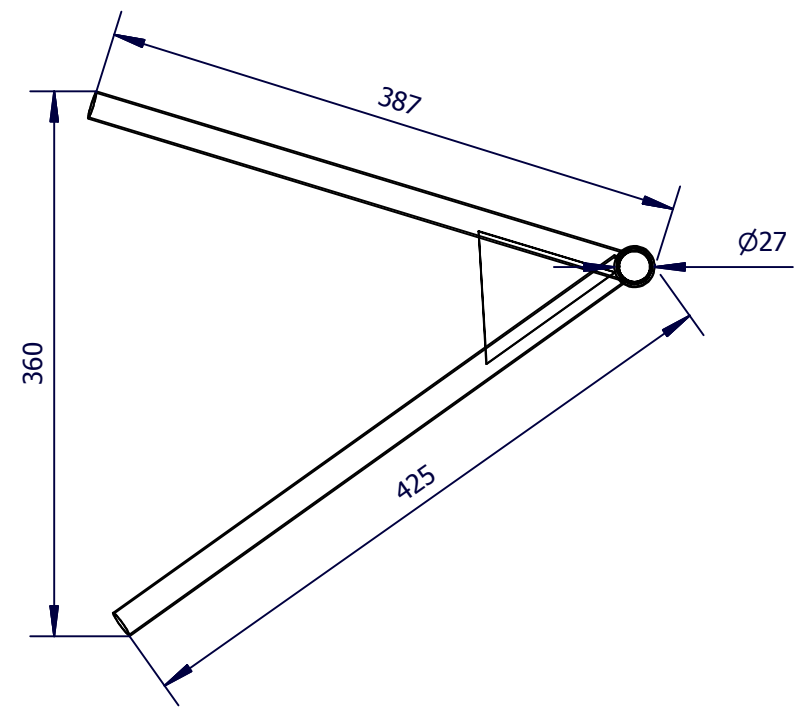
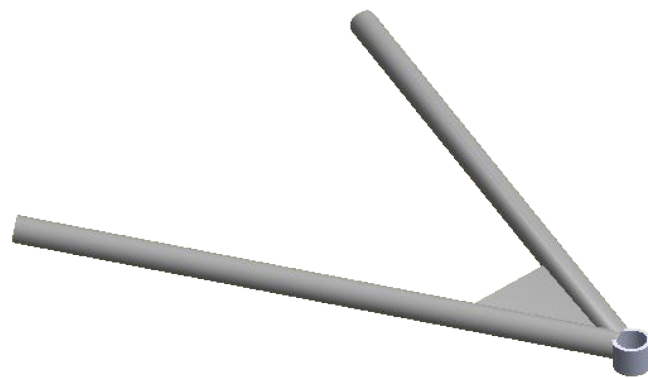
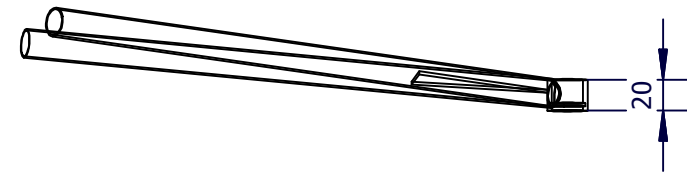
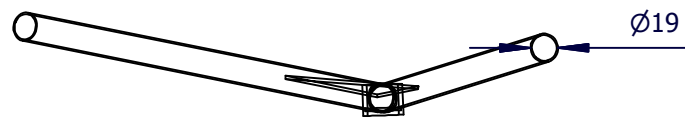
				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A500
				± 0,0001m	3 N	
					Fecha:	BARRA PUSH TRASERA
				Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés	
				Apro:		Escala: 1: 2, 5
						Lámina N° 16
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz		

N6



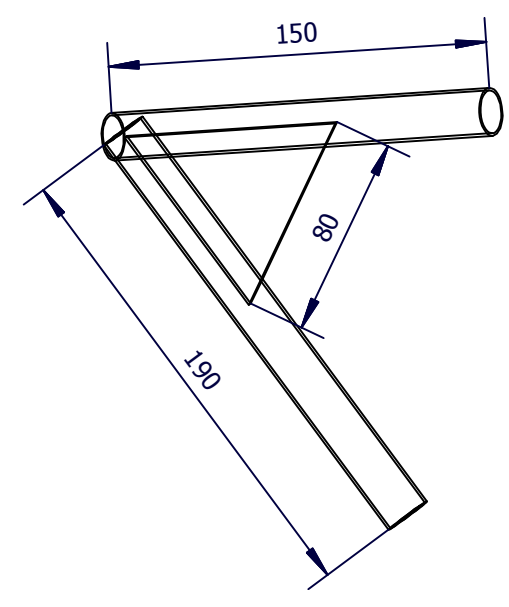
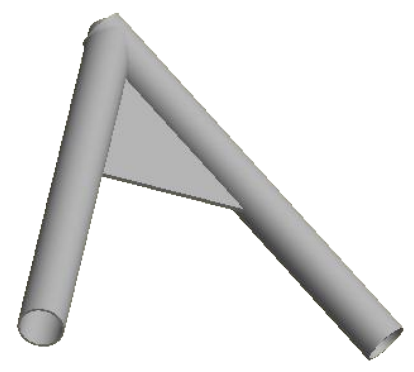
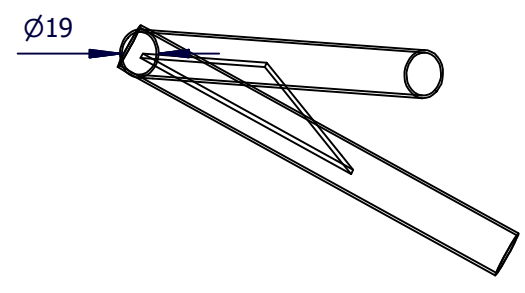
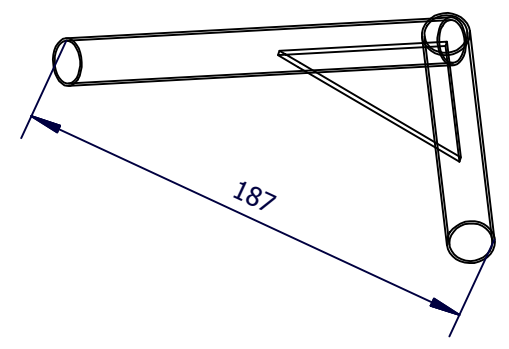
				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A500
				± 0,0001m	8 N	
				Fecha:	Nombre:	MESA SUPERIOR DELANTERA
				Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés	
				Apro:		Escala: 1:5
				Espe-L Automotriz		
				Lámina N° 17		
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:			

N6



				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A500		
				± 0,0001m	8 N			
					Fecha:	Nombre:	MESA INFERIOR DELANTERA	
				Dib:	10/01/13	Cruz - Mesias		
				Rev:	10/01/13	Ing. Manjarrés		
				Apro:			Escala: 1:5	
				Espe-L Automotriz		Lámina N° 18		
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:					

N6



				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A500	
				± 0,0001m	7 N		
					Fecha:	Nombre:	MESA SUPERIOR TRASERA
				Dib:	10/01/13	Cruz - Mesias	
				Rev:	10/01/13	Ing. Manjarrés	
				Apro:			Escala: 1: 5
							Lámina N° 20
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:	Espe-L Automotriz			

1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

C

D

E

F

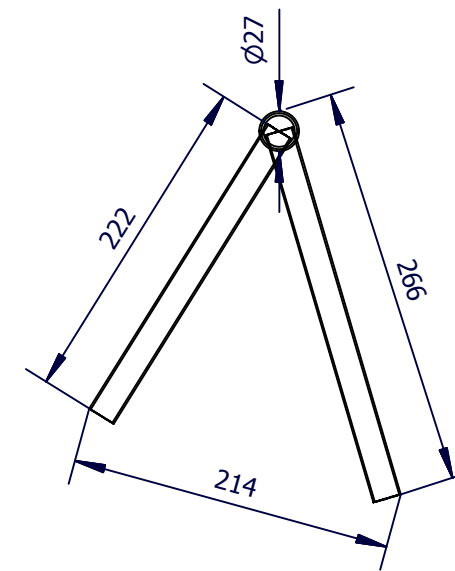
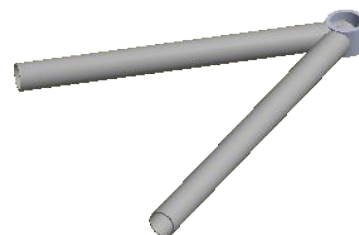
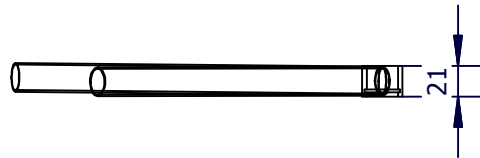
A

B

C

D

E



				Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A500	
				$\pm 0,0001m$	7 N		
				Fecha:	Nombre:	MESA INFERIOR TRASERA	Escala: 1:5
				Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias		
				Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés		
				Apro:			
				Espe-L Automotriz		Lámina N° 19	
Edi- ción:	Modifi- cación:	Fecha:	Nombre:				

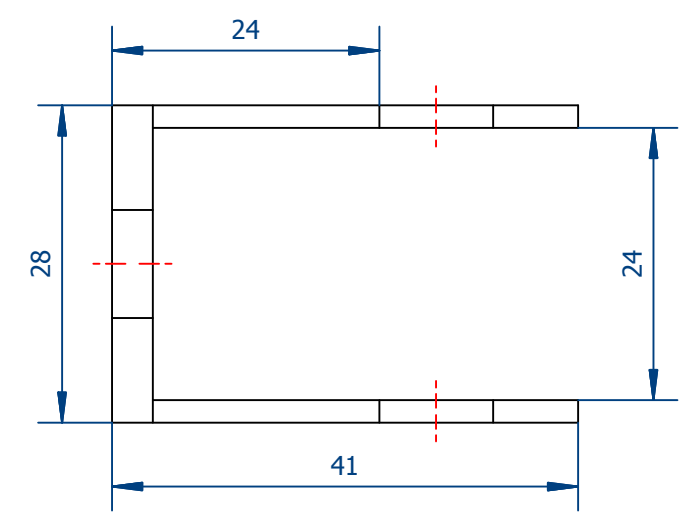
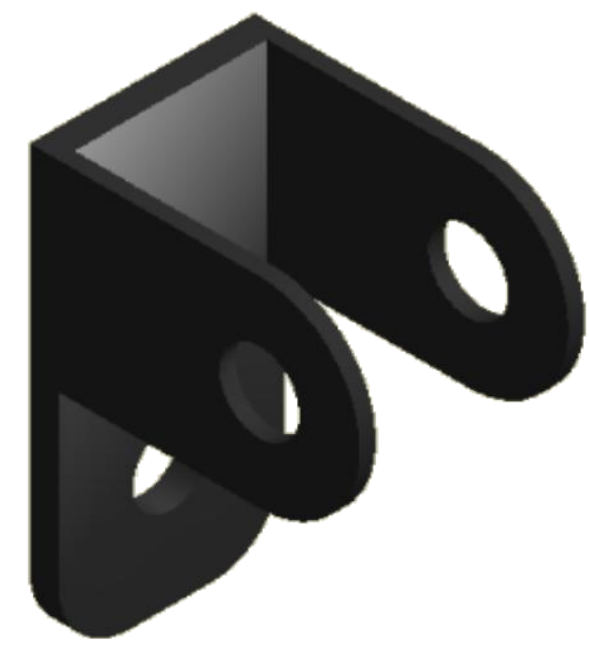
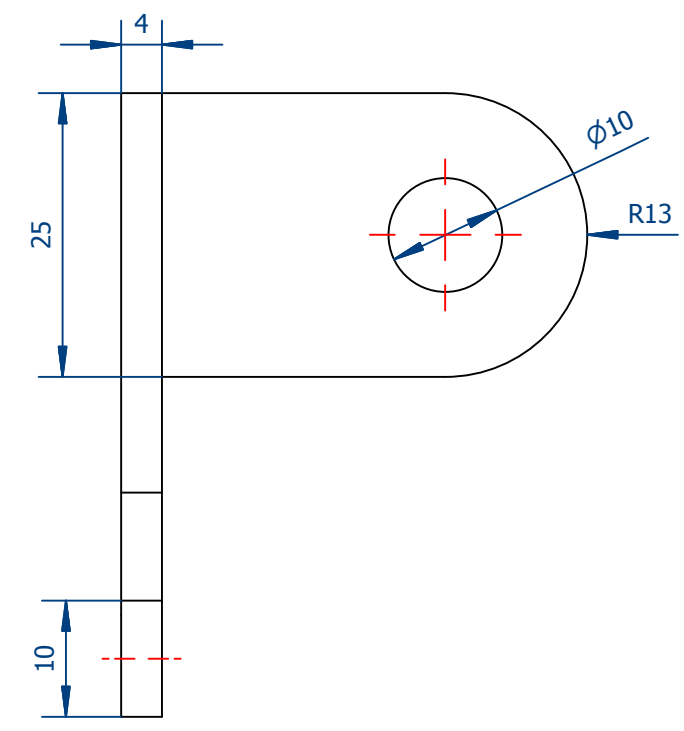
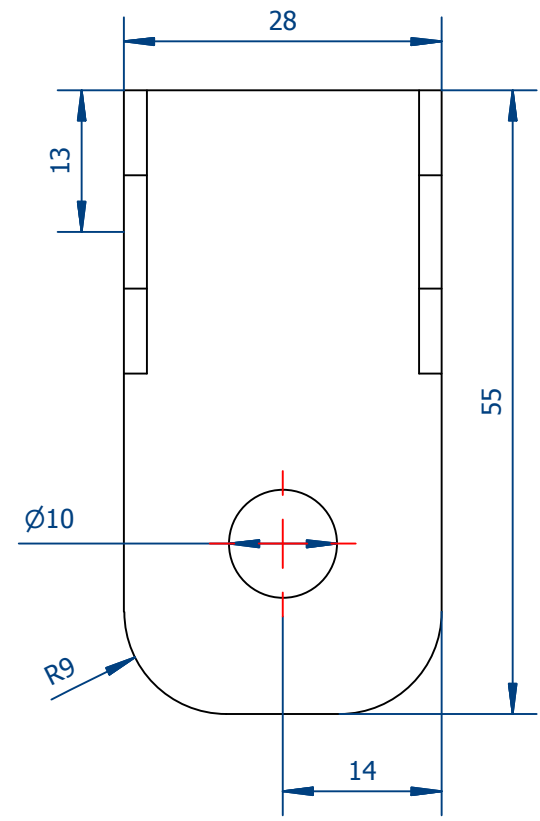
1

2

3

4

N6



			Tolerancias:	Pesos:	Acero ASTM A36	
			±0,0001	3,5 N	ANCLAJE DIRECCIÓN	
			Fecha:	Nombre:	Escala:	
			Dib:	10/01/13 Cruz - Mesias	1: 1	
			Rev:	10/01/13 Ing. Manjarrés		
			Apro:			
			Espe-L Automotriz		Lámina N° 21	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			

**ANEXO B – ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACERO
UTILIZADO EN LA CONTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DEL
PROTOTIPO**

Catálogos

Este documento contiene las especificaciones técnicas correspondiente al tipo de acero utilizado en el diseño de los sistemas de suspensión, dirección y frenos.

ACERO ESTRUCTURAL USO CONSTRUCCION

Calidad del Acero Norma ASTM A 36 / A 36M-94

Tolerancias Dimensionales Norma ASTM A6/A6M-94 y EN 10163/2-91

Normas Americanas ASTM

Composición química

Designación ASTM	Grade	Espesor (mm)	C (Máx)	Mn	P (Max)	S (Max)	Si
A 36 / A 36 M - 94	-	< 20	0.25	-	0.04	0.05	0.40 (max)
	-	20 - 40	0.24	0.80 - 1.20	0.04	0.05	0.40 (Max)
	-	40 - 65	0.26	0.80 - 1.20	0.04	0.05	0.15 - 0.40
	-	65 - 100	0.27	0.85 - 1.20	0.04	0.05	0.15 - 0.40
A 283 / A 283 M - 93	C	< 40	0.24	0.90 (Max)	0.035	0.04	0.40 (Max)
	C	>40	0.24	0.90 (Max)	0.034	0.04	0.15 - 0.40
A 529 / A 529M - 94	50		0.27	1.35 (Max)	0.040	0.05	0.40 (Max)
A 573 / A 573M - 93	70	<13	0.27	0.85 - 1.20	0.035	0.04	0.15 - 0.40
	0	13 - 40	0.28	0.85 - 1.20	0.035	0.04	0.15 - 0.40

Normas Americanas ASTM

Propiedades Mecánicas

DESIGNACION ASTM	Grade	Lim. elástico (N/mm)	Resist. a Tracción (Rm)	Alargamiento (Mín)		Resilencia (Min)			
				Min MPa.	Mpa.	%		Cº	J
						8"	2"		
A36 / A 36M - 94	-	250	400 - 550	20	23	-	-		
A 283 / A 283M - 93	C	205	380 - 515	22	25	-	-		
A 529 / A 529M - 94	50	345	485 - 690	18	21	-	-		
A 573 / A 573M - 93	70	290	485 - 620	18	21	-	-		

Normas Europeas EN

Composición química

DESIGNACION		DESOXIDACION	TIPO DE ACERO	ANALISIS DE COLADA (% en peso)									
Simbólica (s/EN 10027-1)	Numérica (Nº EN 10027-2)			C Max			Mn	Si	P	S	N	CEV Max	
				e < 16	16/40	e > 40	MAXIMO				< 40	> 40	
S 235 JR	1.0037	-	BS	0.17	0.20	-	1.40	-	0.045	0.045	0.009	0.35	-
S 235 JO	1.0114	FN	QS	0.17	0.17	0.17	1.40	-	0.040	0.040	0.009	0.35	0.38

S 275 JR	1.0044	FN	BS	0.21	0.21	0.22	1.50	-	0.045	0.045	0.09	0.40	0.42
S 275 JO	1.0143	FN	QS	0.18	0.18	0.18	1.50	-	0.040	0.040	0.009	0.40	0.42
S 355 JR	1.0045	FN	BS	0.24	0.24	0.24	1.60	0.55	0.045	0.045	0.009	0.45	0.47
S 355 JO	1.0553	FN	QS	0.20	0.20	0.22	1.60	0.55	0.040	0.040	0.009	0.45	0.47

FN = Acero no efervescente
BS = Acero de base
QS = Acero de calidad

Normas Europeas EN Propiedades Mecánicas

DESIGNACION		Límite Elástico Superior (S/espesor)					Resistencia (Rm n/mm ²)	Alargamiento (L=5d)			Energía (Kv Min J) Espesor > 10/100		
Simbólica (s/EN 10027-1)	Númerica (Nº EN 10027-2)	< 16	16/40	40/63	63/80	80/100	<100	<40	40/63	63/100	Temp	Media	Indiv
S 235 JR	1.0037	235	225	-	-	-	340/470	24	-	-	20	27	19
S 235 JO	1.0114	234	225	215	215	215	340/470	24	23	22	0	27	19
S 275 JR	1.0044	275	265	255	245	235	410/560	20	19	18	20	27	19
S 275 JO	1.0143	275	265	255	245	235	410/560	20	19	18	0	27	19
S 355 JR	1.0045	355	345	335	325	315	490/630	20	19	18	20	27	19
S 355 JO	1.0553	355	345	335	325	315	490/630	20	19	18	0	27	19

Peso teórico por lámina en Kg.

ANCHO Y LARGO	ESPESOR						
	6	8	10	13	16	19	22
2.400 X 12.000	1.382,40	1.843,20	2.304,00	2.995,20	3.686,40	4.377,61	5.068,80
2.400 X 6.000	691,20	921,61	1.152,00	1.497,60	1.843,20	2.188,80	2.534,40
2.400 X 1.200	-	-	-	299,52	368,64	437,76	506,88

ANCHO Y LARGO	ESPESOR						
	25	31	38	50	65	75	100
2.400 X 12.000	5.760,00	7.142,40	8.755,20	-	-	-	-
2.400 X 6.000	2.880,00	3.571,20	4.377,60	5.760,00	-	-	-
2.400 X 1.200	576,00	714,24	875,52	1.152,00	-	-	-
2.500 X 5.000	-	-	-	-	6.500,00	7.500,00	10.000,00
2.500 X 1.250	-	-	-	-	1.62500	1.875,00	2.500,00

ASTM A500

Cold-Formed ERW Round, Square and Rectangular Structural Steel Tubing in Grades B And C.

All Independence Tube structural tubing is produced in accordance with the mechanical and chemical property requirements of ASTM A500, Grades B & C.

Chemical Composition	Grade B	Grade C
Carbon, max %	0.26	0.23
Manganese, max %	----	1.35
Phosphorus, max %	0.04	0.04
Sulphur, max %	0.05	0.05
Copper, when copper steel is specified, min %	0.20	0.20

Mechanical Properties - Shapes	Grade B	Grade C
Tensile Strength, min psi	58,000	62,000
Yield Strength, min psi	46,000	50,000
Elongation in 2" min	23%*	21%**
*.180" wall and over		
**.120" wall and over		

Mechanical Properties -Rounds	Grade B	Grade C
Tensile Strength, min psi	58,000	62,000
Yield Strength, min psi	42,000	46,000
Elongation in 2" min	23%*	21%**
*.180" wall and over		
**.120" wall and over		

Outside Dimension Tolerances for Square and Rectangle Structural Tubing

Largest Outside Dimension (in)	Plus/minus*
2-1/2" and under	0.020
2-1/2" to 3-1/2"	0.025
3-1/2" to 5-1/2"	0.030
5-1/2" and over	1%

* Tolerance includes allowance for convexity or concavity. For rectangular tubing having a ratio of outside large to small flat dimension less than 1.5, and for square tubing, the tolerance on small flat dimension shall be identical to the large flat dimension tolerance. For rectangular tubing having a ratio of outside large to small flat dimension in the range of 1.5 to 3.9 inclusive, the tolerance on small flat dimension shall be 1.5 times the large flat dimension tolerance. For rectangular tubing having a ratio of outside large to small flat dimension greater than 3.0, the tolerance on small flat dimension shall be 2.0 times the permissible variations in large flat dimension.

NOTES:

Straightness: .025" times the number of ft of total length

Squareness of sides: Deviation from 90° by ±2% max

Radius of Corners: The radius of any outside corner shall not exceed 3.0 times the specified wall thickness.

Wall Thickness: ±10% of nominal wall thickness, as measured at the center of the flat.

Permissible Variations in Twist for Square and Rectangular Structural Tubing

Specified Outside Large Flat Dimension	Maximum twist in 3 feet
Over 1-1/2" to 2-1/2"	0.062"
Over 2-1/2" to 4"	0.075"
Over 4" to 6"	0.087"
Over 6" to 8"	0.100"
Over 8"	0.112"



Your 1st Choice in Steel Tubular Products

Call your Account Representative for floor stock availability or go on-line at www.independencetube.com.

6226 West 74th Street
Chicago, IL 60638
1-800-376-6000
1-708-563-1950 (FAX)
www.independencetube.com

August 2009

ANEXO C – DIAGRAMAS DE DISEÑO, PROCESO Y ENSAMBLAJE

DIAGRAMAS DE PROCESOS

Este documento contiene diagramas de diseño, proceso y ensamblaje correspondiente a los sistemas de suspensión, dirección y frenos que han sido desarrollados.

DIAGRAMA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

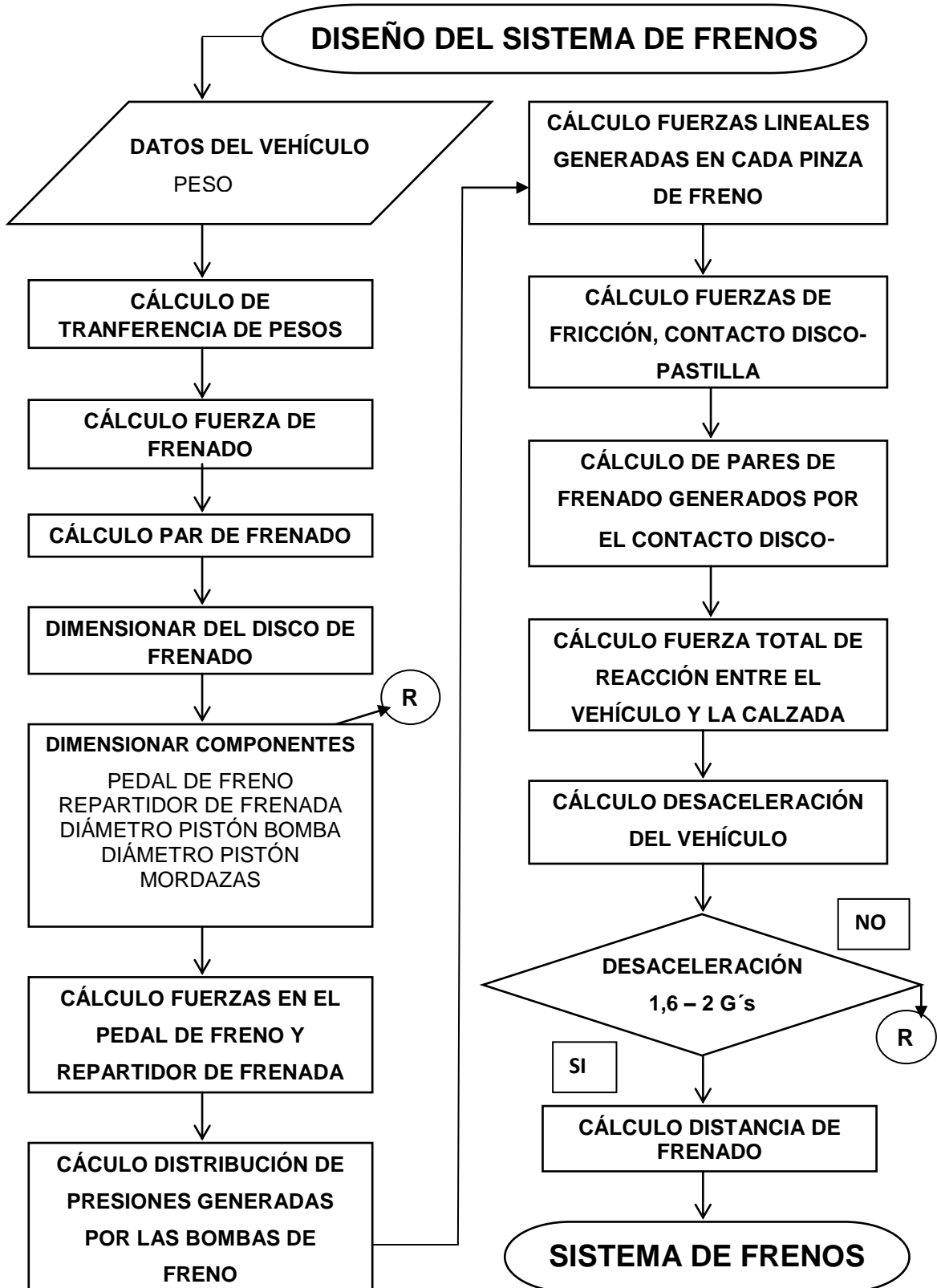


DIAGRAMA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

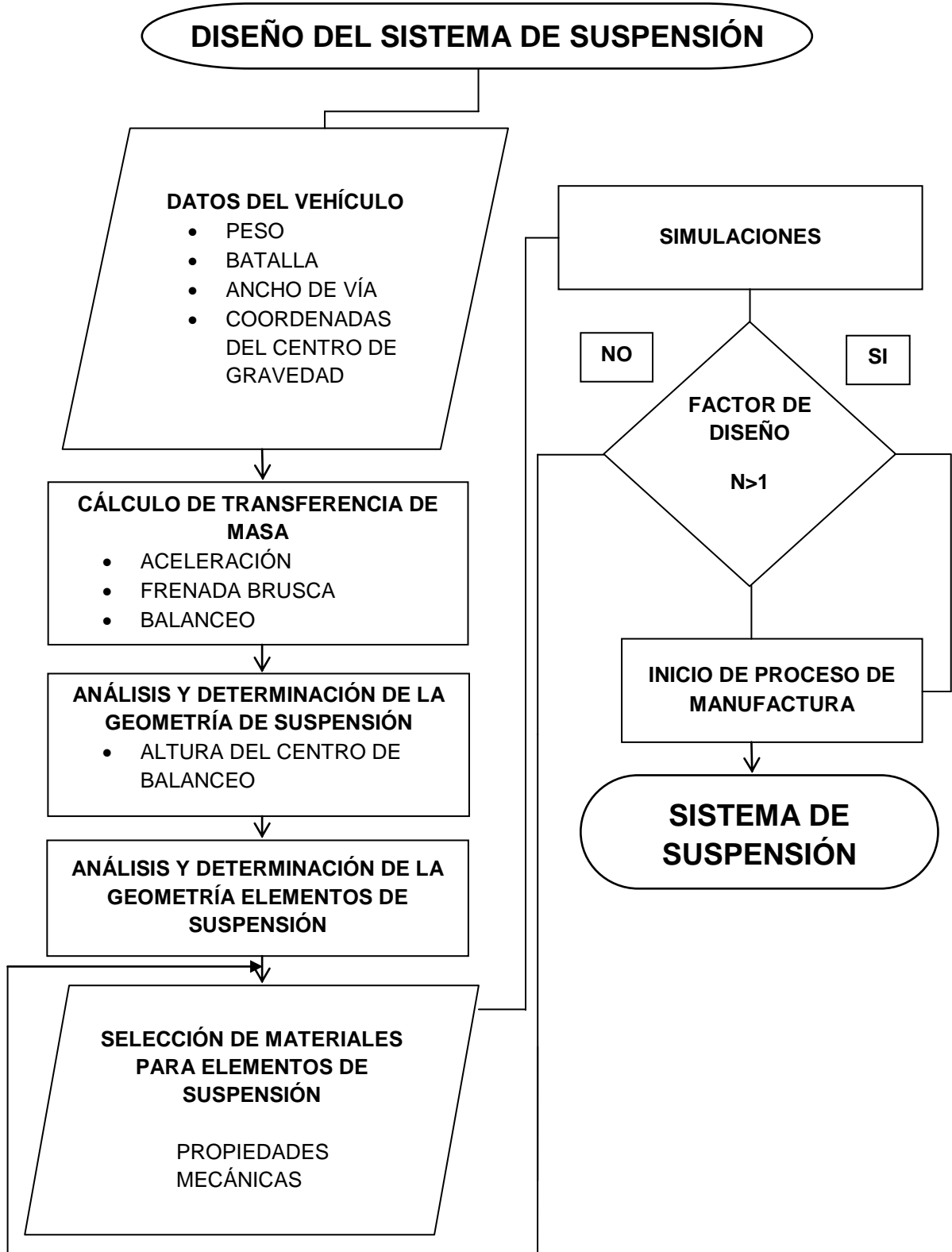


DIAGRAMA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

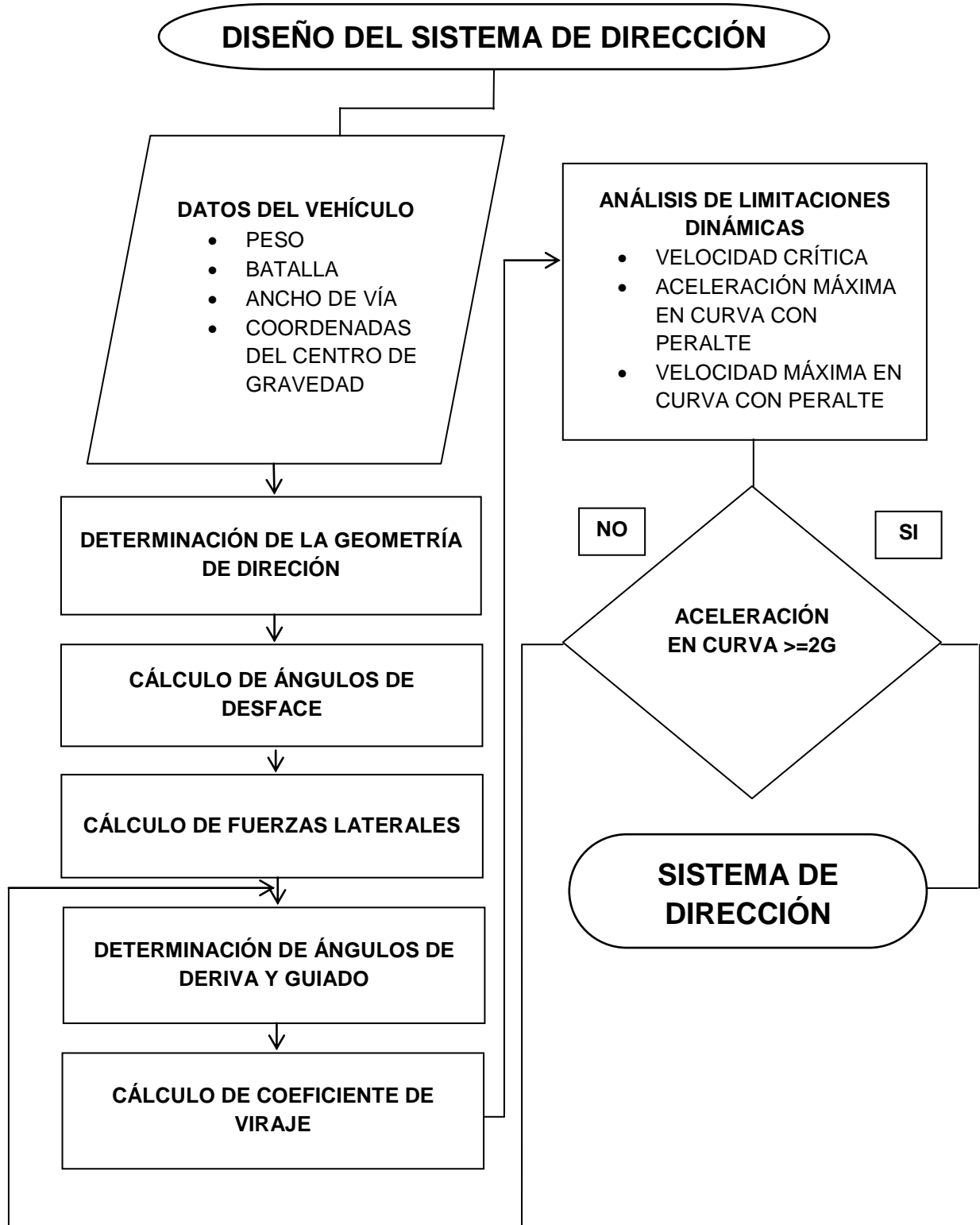
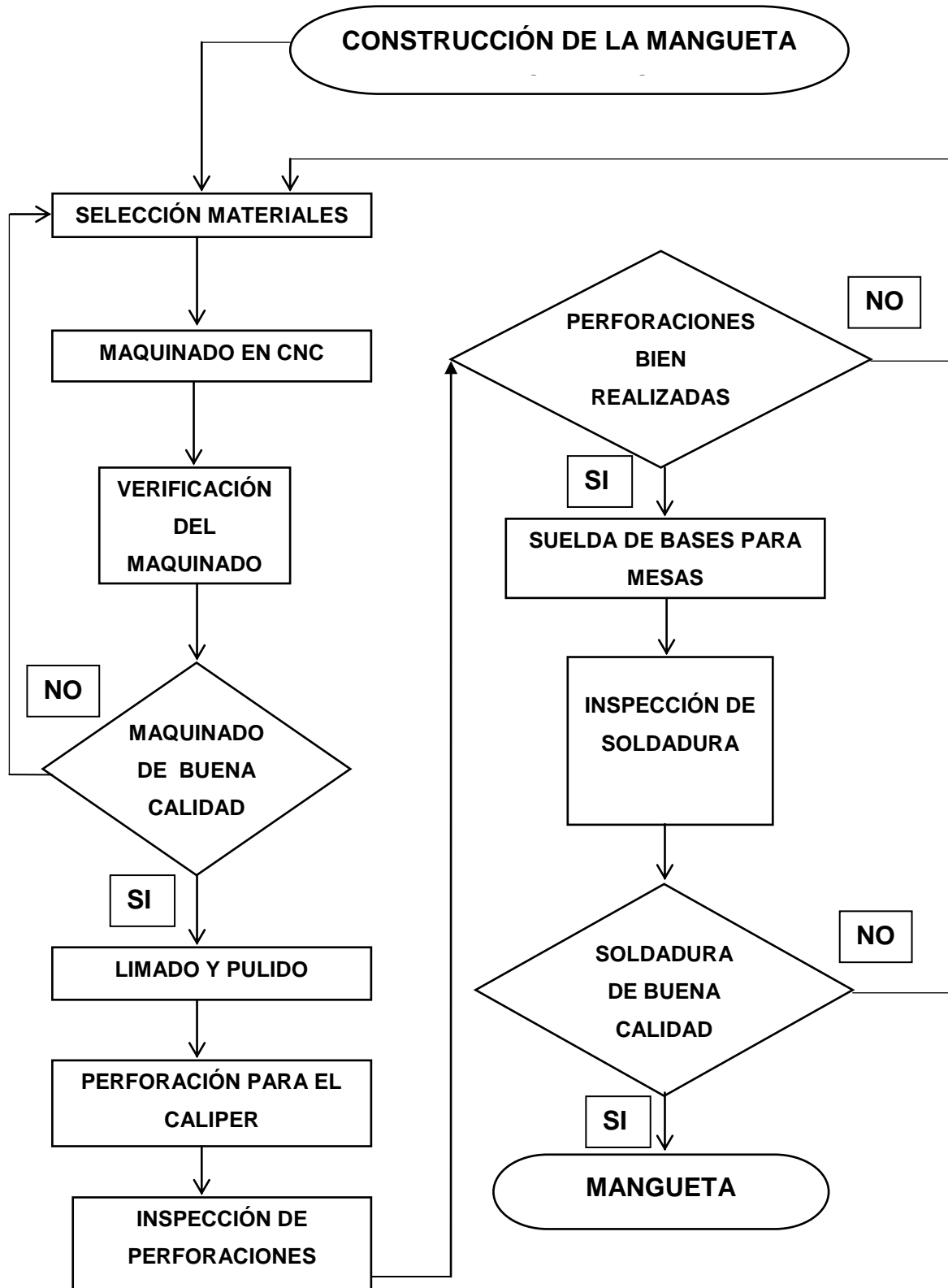
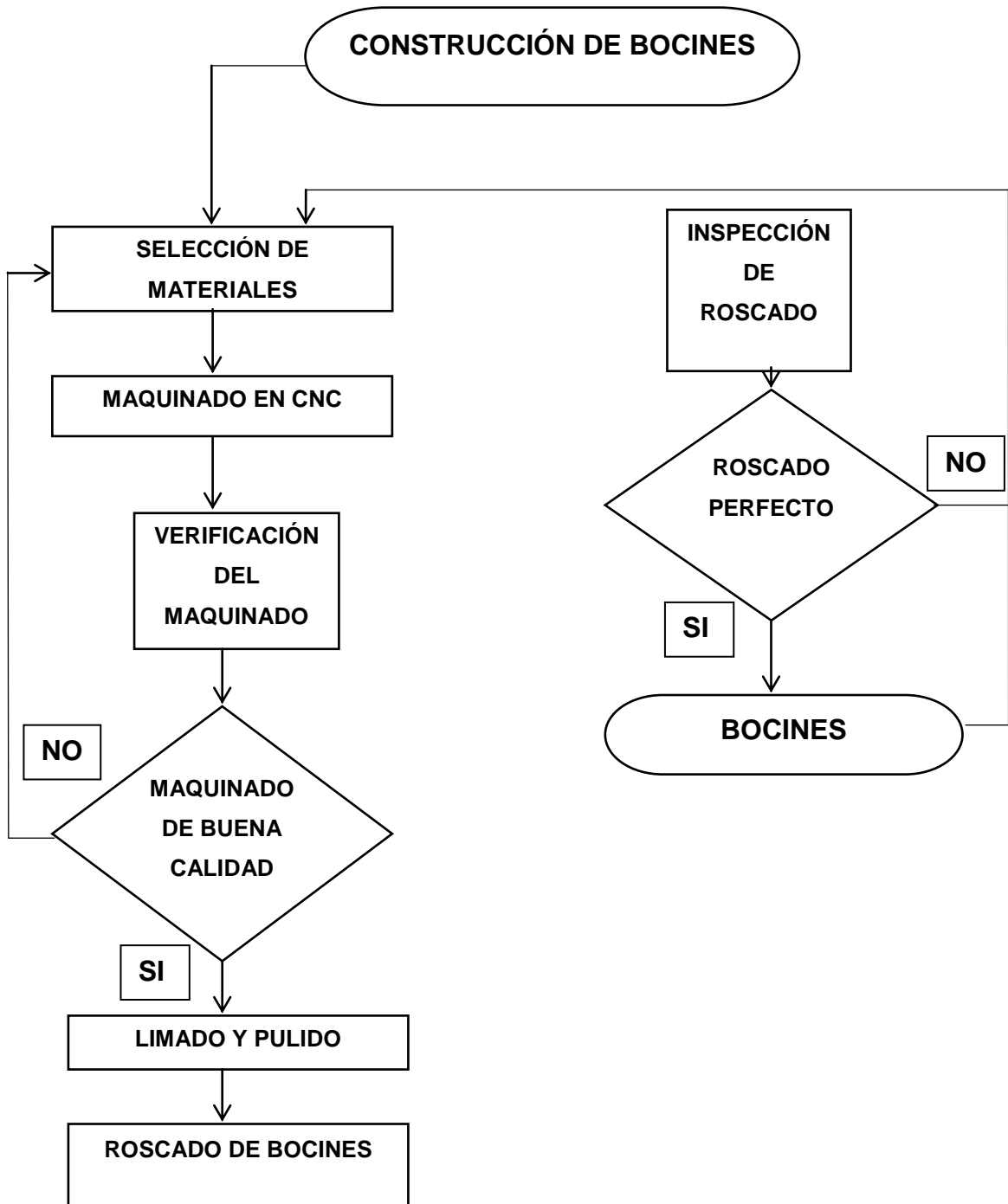


DIAGRAMA DE PROCESOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

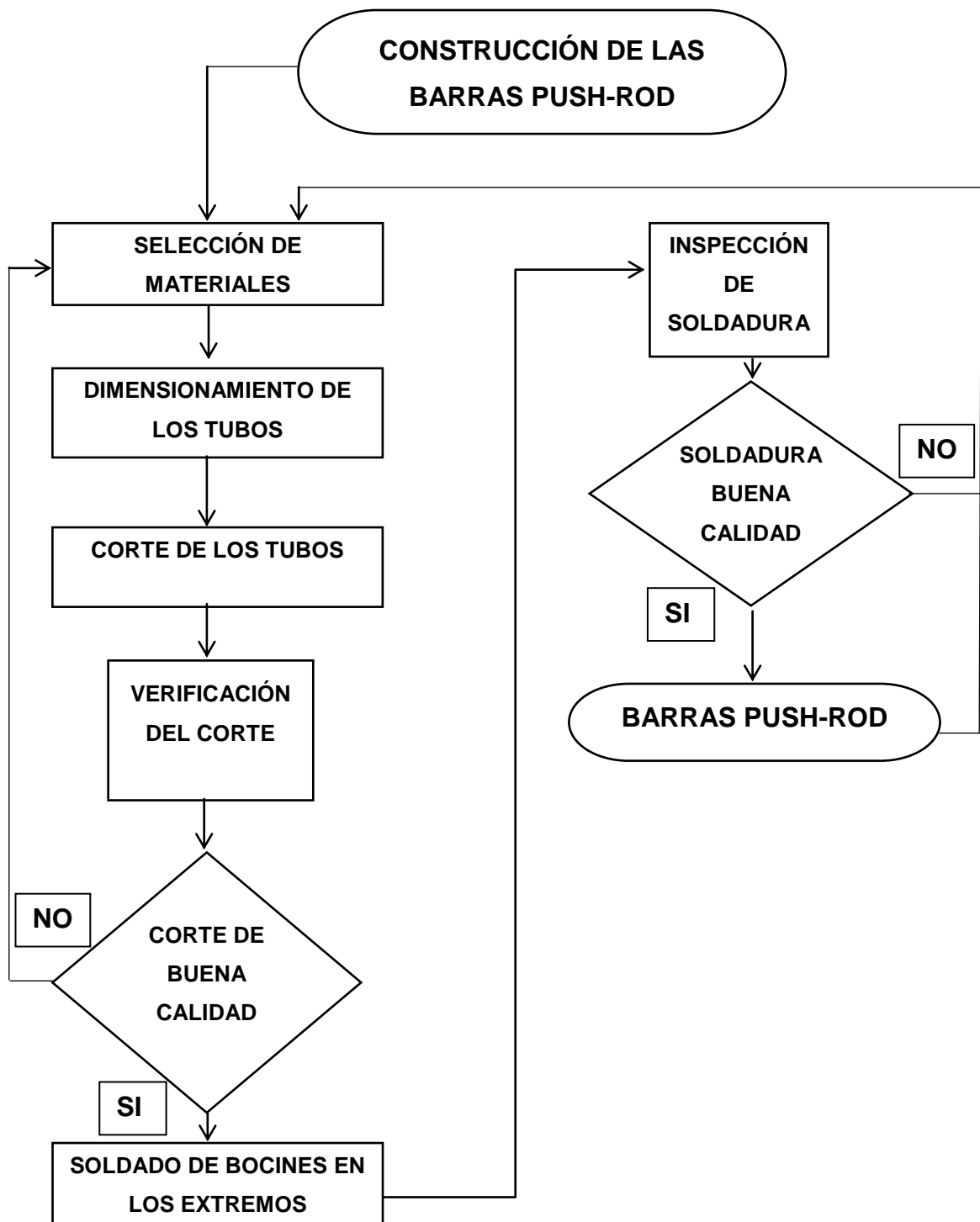
Proceso 1: Mangueta



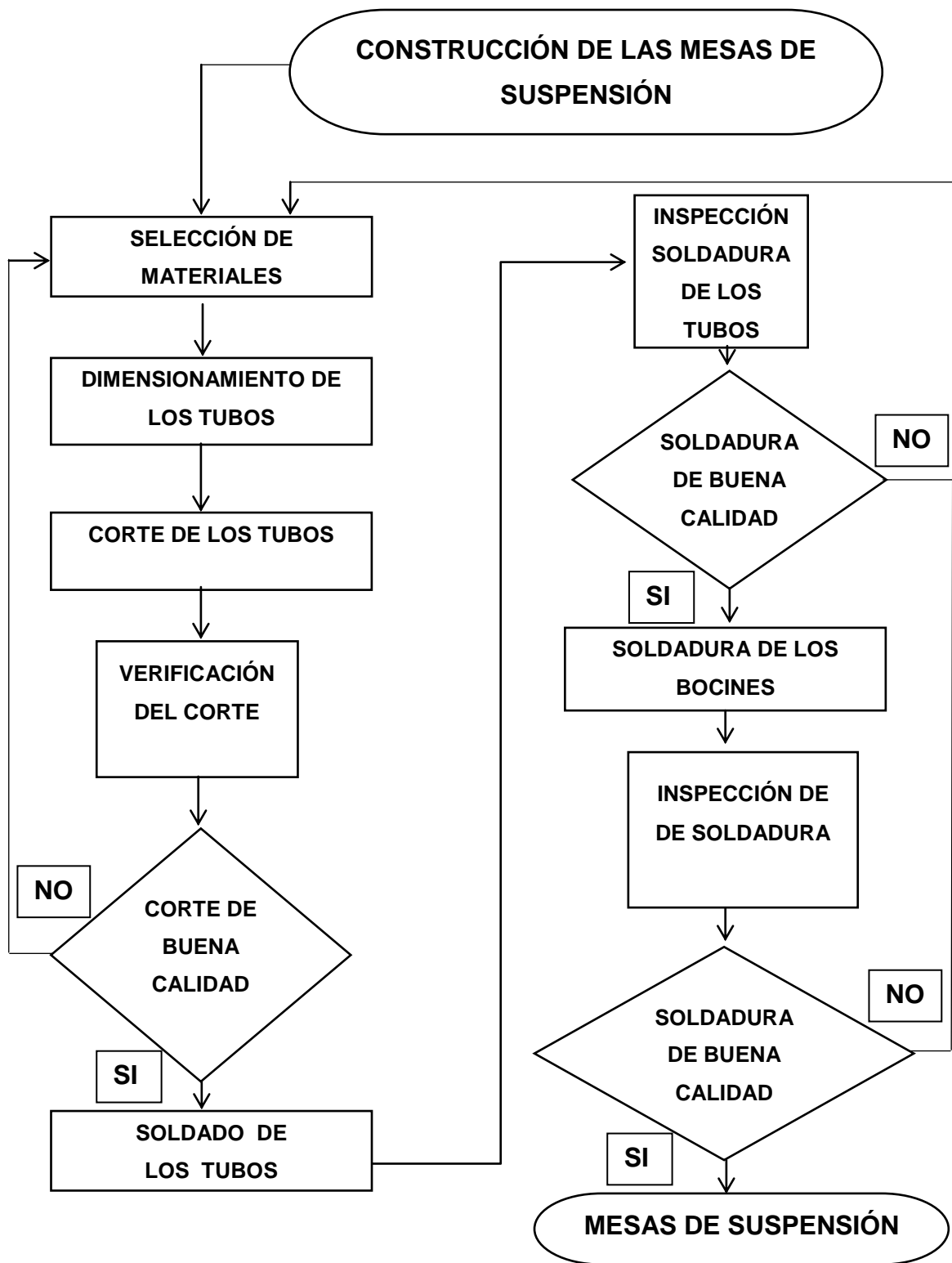
Proceso 2: Bocines



Proceso 3: Barras push-rod



Proceso 4: Mesas de suspensión



Proceso 5: Rockers

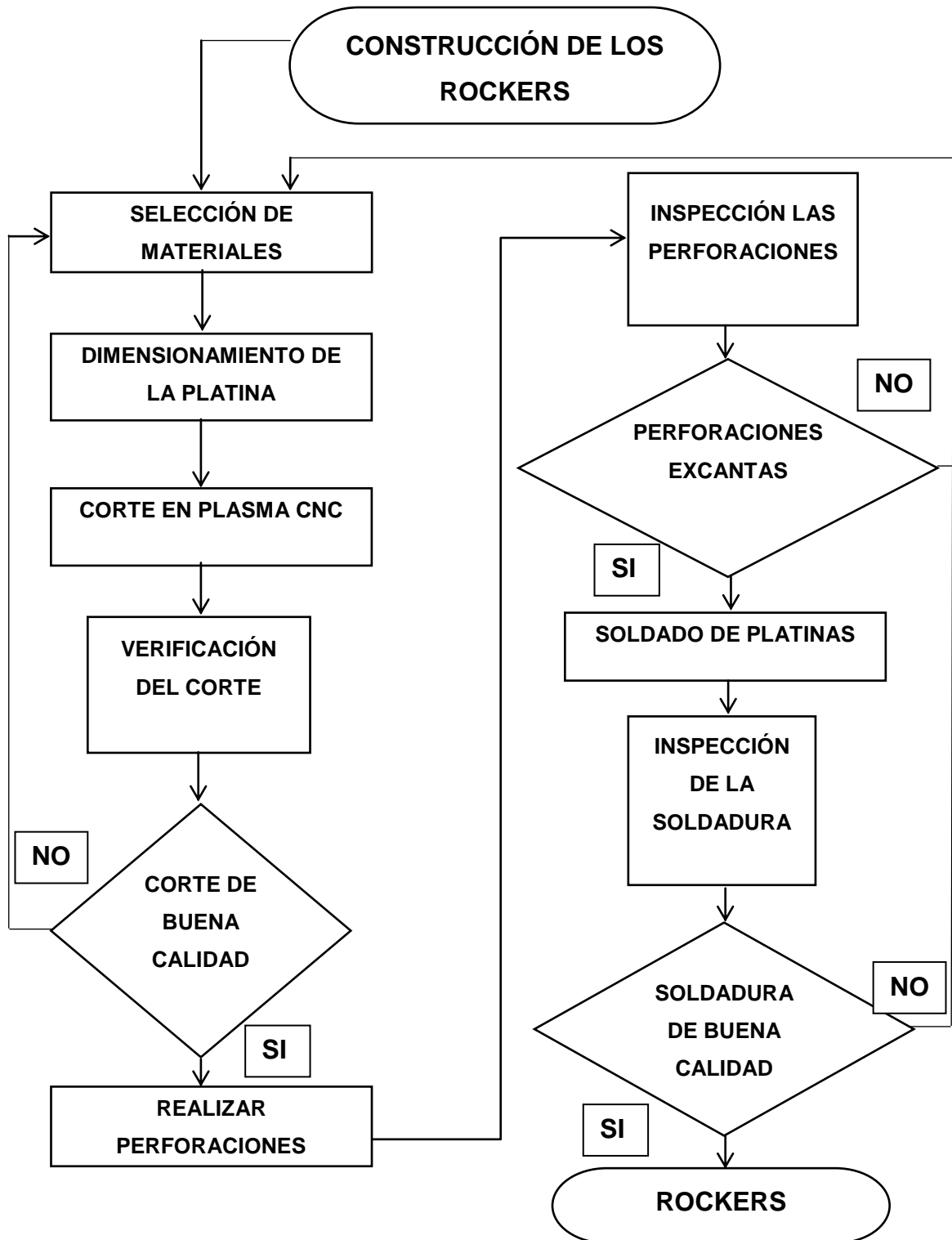


DIAGRAMA DE ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

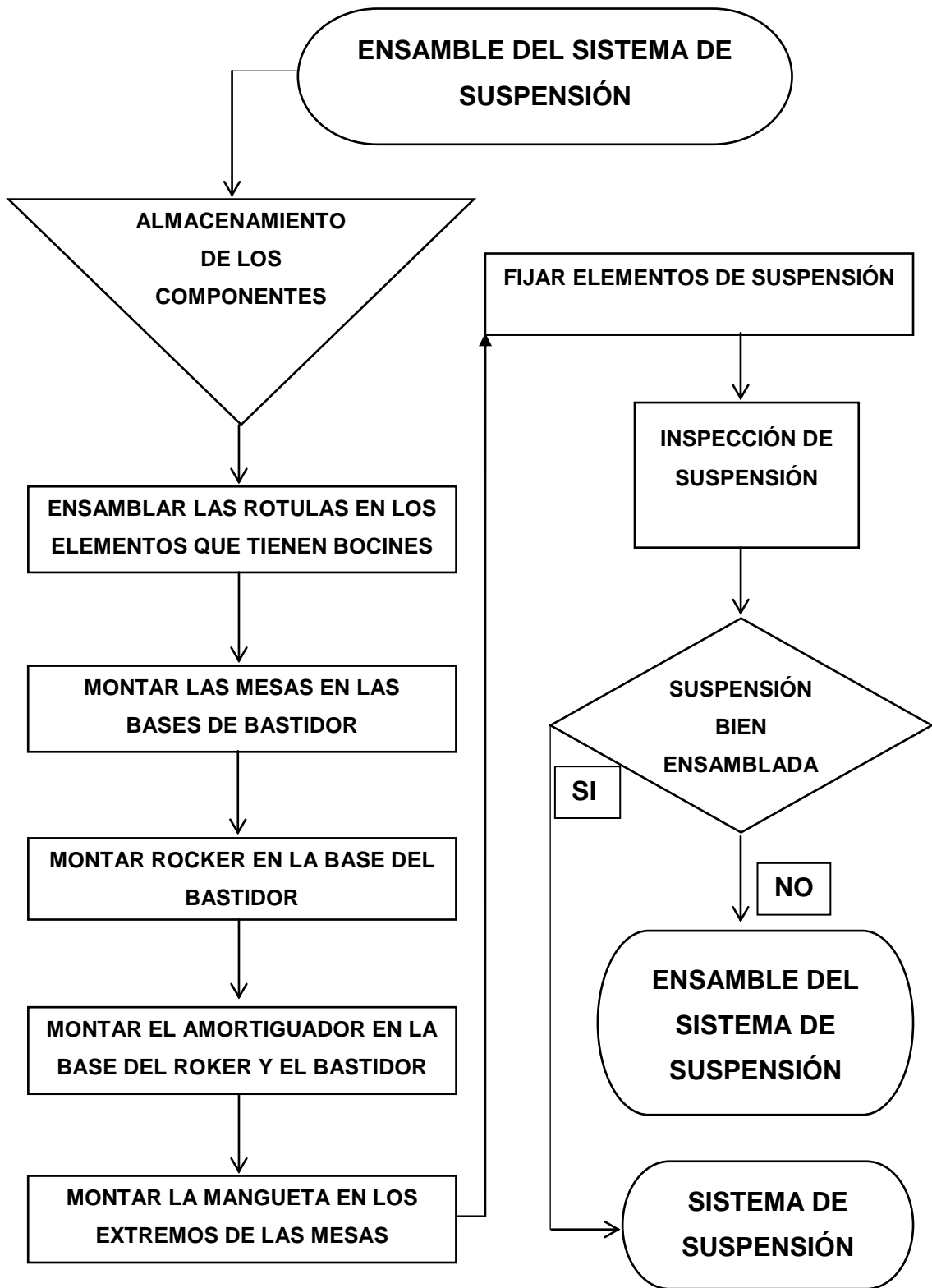
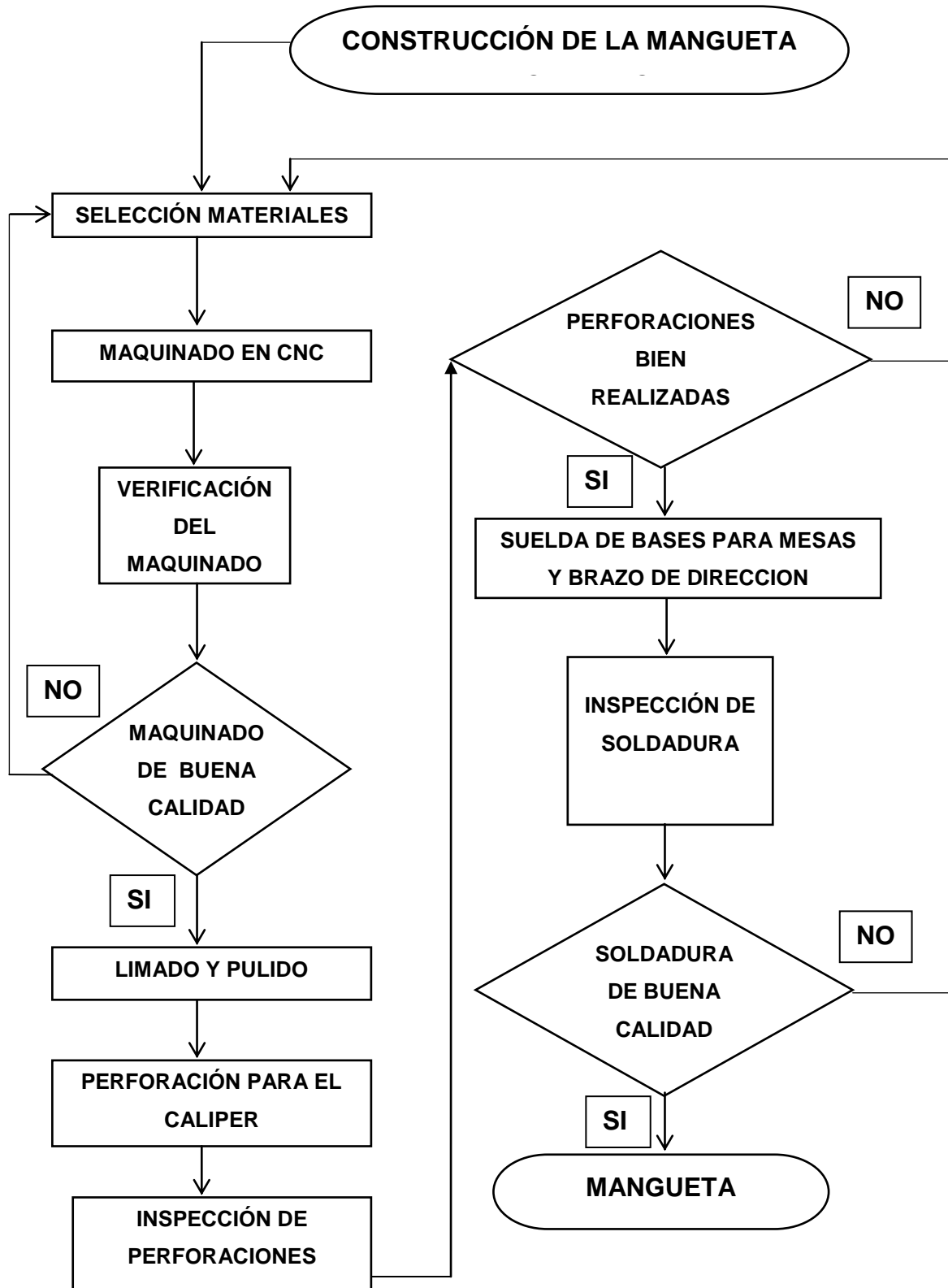
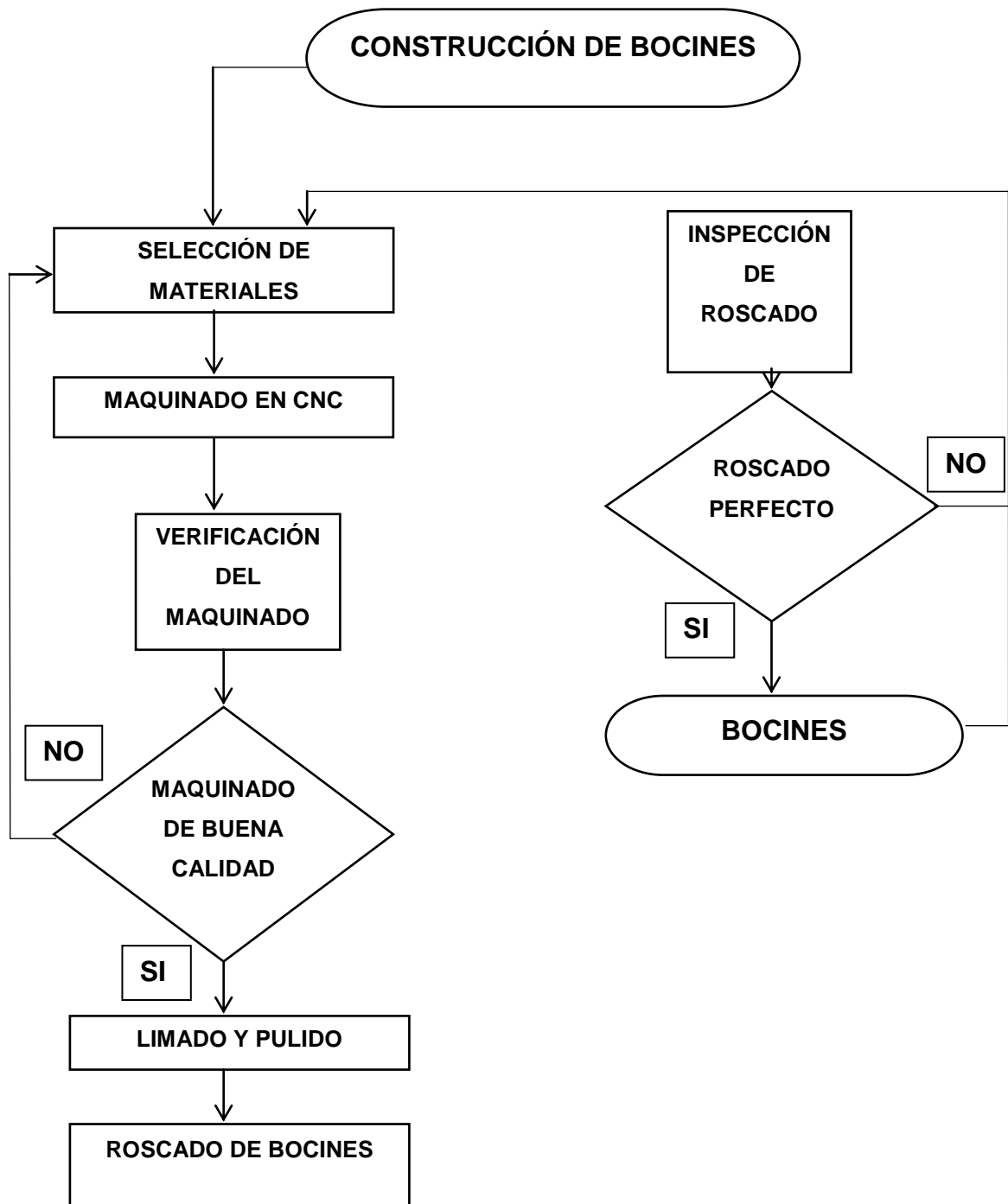


DIAGRAMA DE PROCESOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

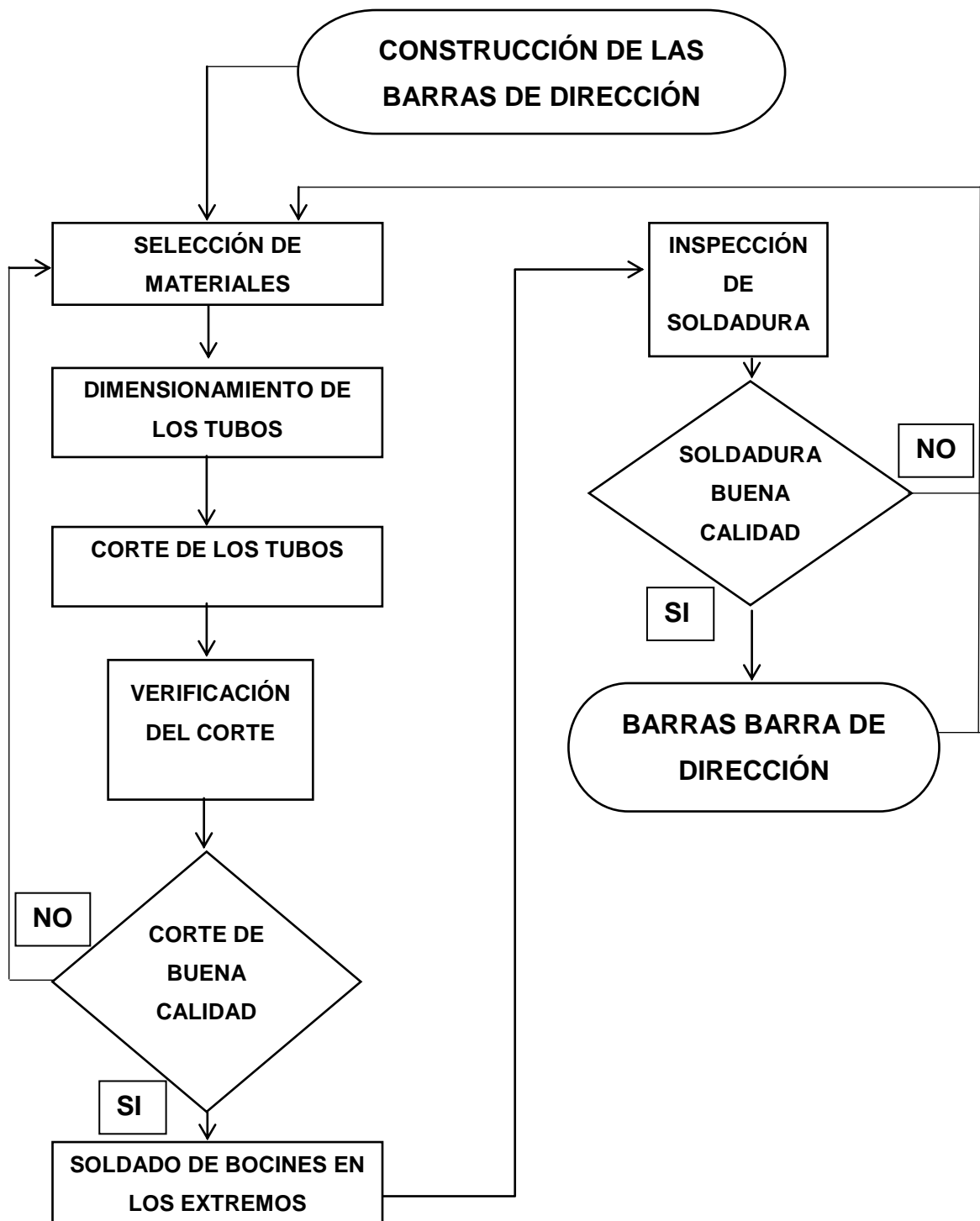
Proceso 1: Mangueta



Proceso 2: Bocines



Proceso 3: Barras de dirección



Proceso 4: Acople de dirección

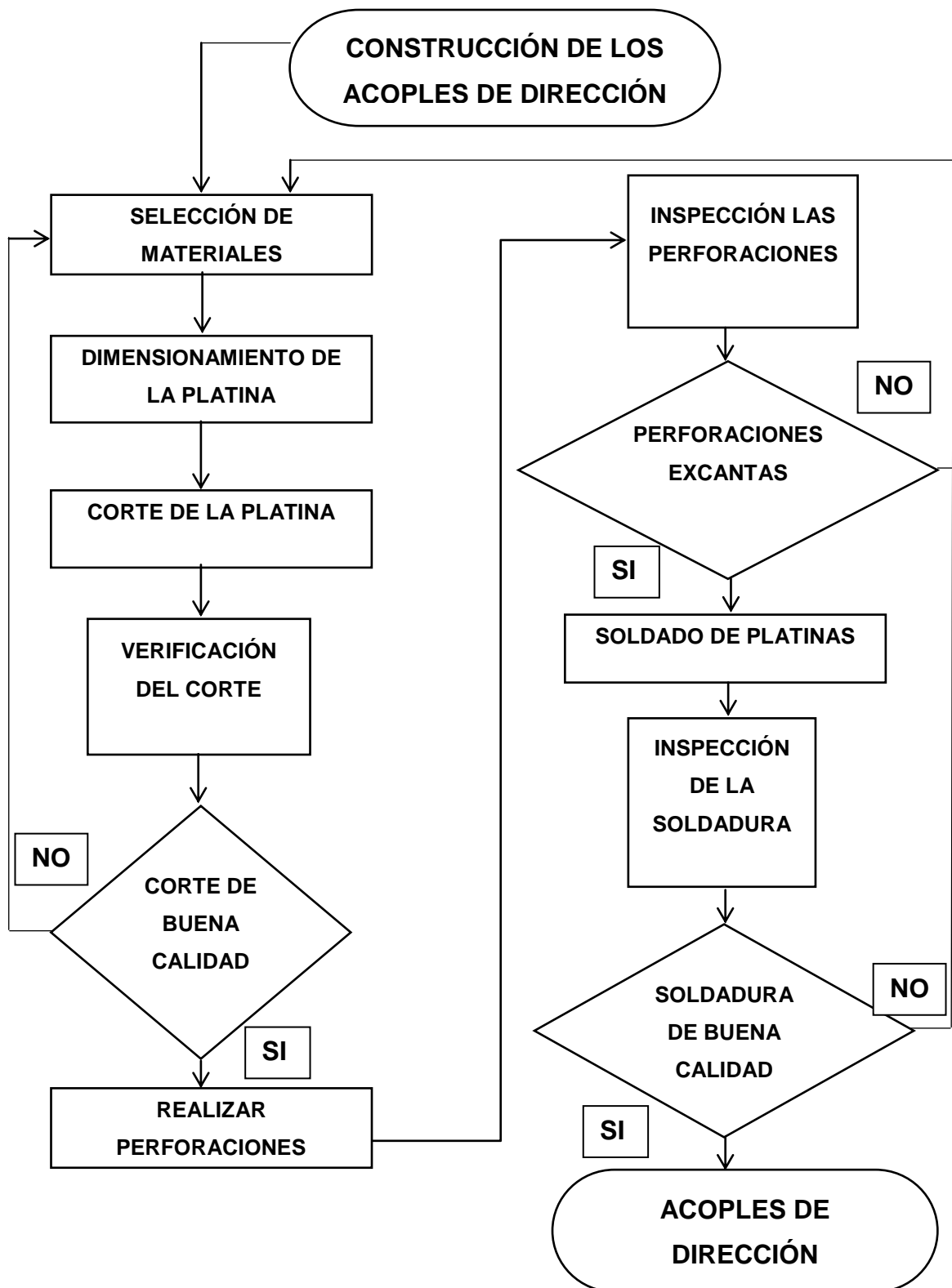


DIAGRAMA DE ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

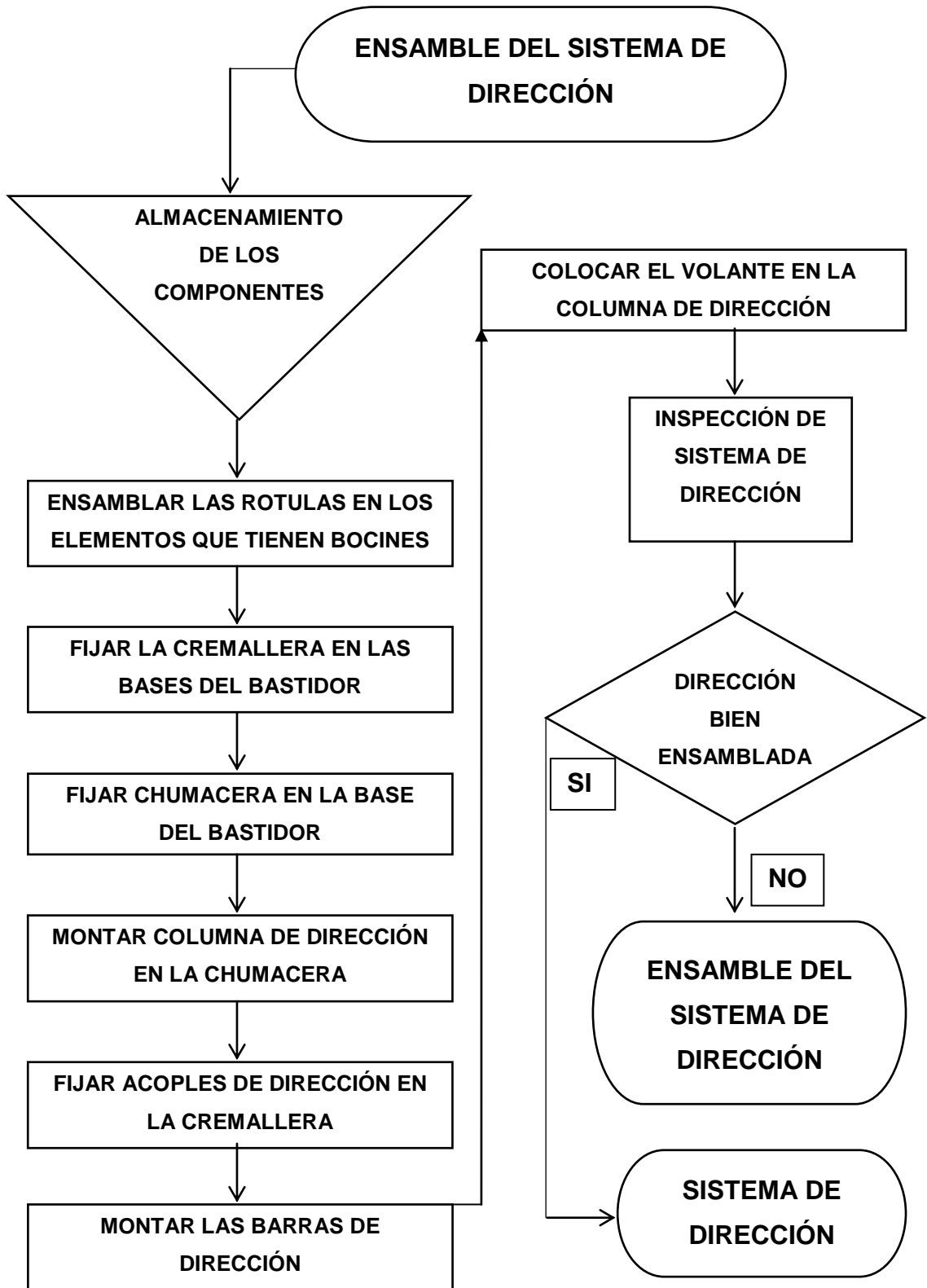
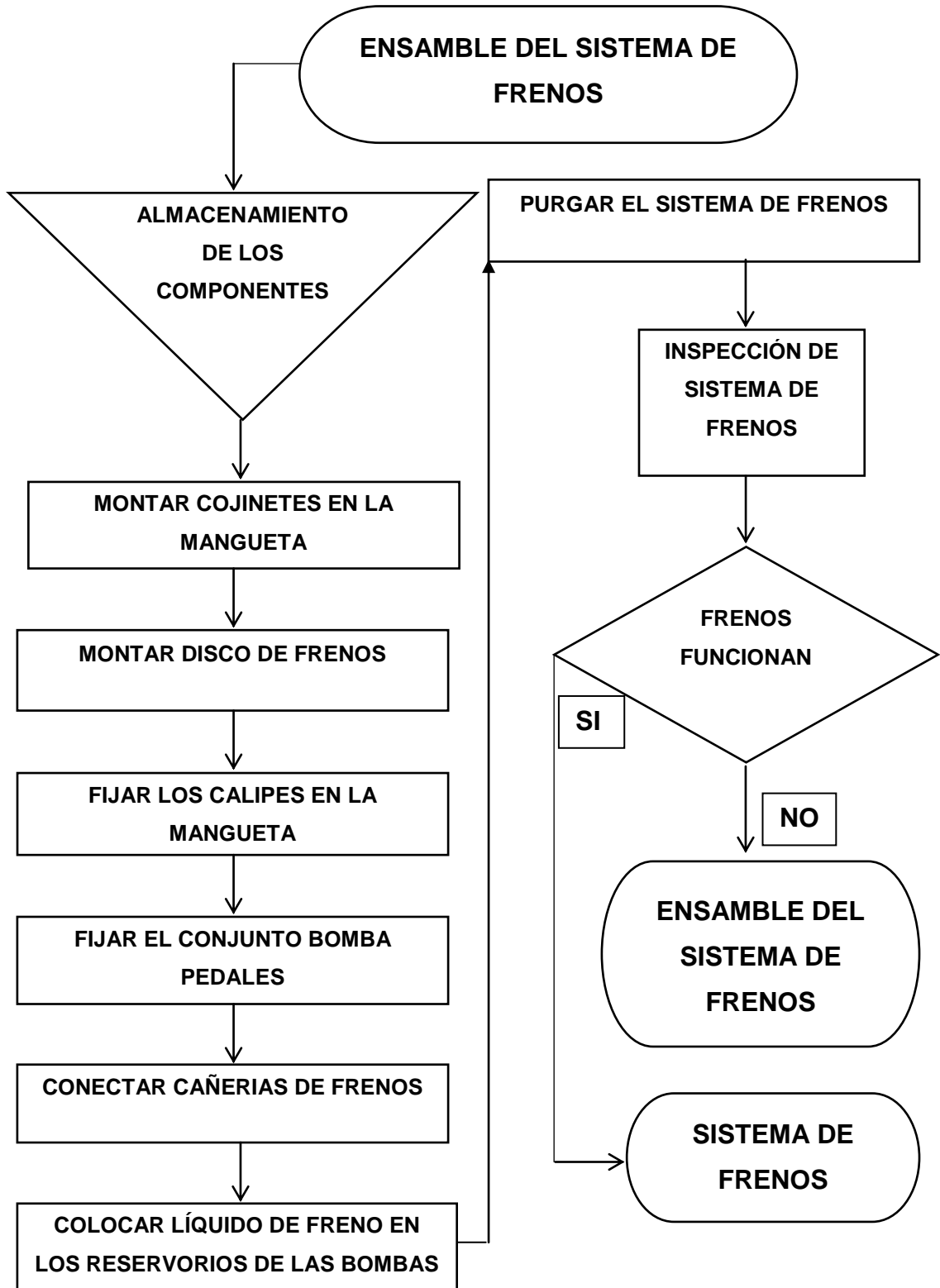


DIAGRAMA DE ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE FRENOS



**ANEXO D – ARTÍCULO DE REVISTA “DISEÑO
CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS
DE SUSPESIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE
COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012”**

Artículo de revista

Este documento contiene un artículo de revista correspondiente al proyecto realizado, donde se expone en una forma rápida el diseño y construcción de los sistemas de suspensión, dirección y frenos.

**DISEÑO CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN,
DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012**

Sr. Gabriel Arturo Cruz Castro
Sr. Diego Fernando Mesías Izurieta
Ing. Henry Iza
Ing. Félix Manjarrés

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n
Latacunga – Ecuador
Email:fernando_mesias_izurieta@hotmail.com
Email:gabocruz0108@hotmail.com

Resumen

En el presente trabajo se diseñarán los sistemas de suspensión dirección y frenos del vehículo de competencia Fórmula SAE 2012.

Se describen las tendencias de configuraciones de los sistemas para este tipo de vehículos y los parámetros de diseño a aplicar.

I.INTRODUCCIÓN

En general, los vehículos de Formula SAE son monoplazas que poseen un largo de aproximadamente 3 metros. Usan motores de 600 cc adoptados de motocicletas, de 4 tiempos y 4 cilindros, que llegan a una potencia de 70 CV.

Esta potencia es la encargada de mover un vehículo de menos de 300 Kg de masa y se regula mediante 6 marchas de cambio secuencial para conseguir aceleraciones de 0 a 100 Km/h en 4 segundos, y velocidades puntas de hasta 170 Km/h.

Observando todos estos datos, podemos ver que la conducción de un vehículo de dichas características no es ningún juego ya que se trata de coches nerviosos debido a su poco peso y gran aceleración.

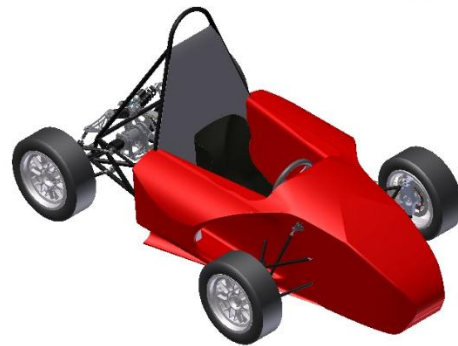


Figura 1. Prototipo Cotopaxi II

Se sabe que en las pruebas cronometradas se llegan a alcanzar fuerzas de hasta 2g. Todo ello nos hace comprender la necesidad de disponer de potentes frenos, dirección eficiente y suspensión de competición así como de arcos de seguridad delanteros y traseros. De hecho, el piloto debe vestir mono y casco ignífugos y tanto él como el propio vehículo deberán pasar unas duras pruebas de verificación de seguridad para poder competir.

II.GEOMETRÍA DEL VEHÍCULO

Antes de empezar con el diseño del vehículo es menester proyectar cuales son los objetivos del diseño, uno de esos objetivos y el más importante es trabajar

para disminuir la masa total del vehículo conjugando dos entes importantes geometría y materiales, la importancia de ello es que un auto liviano genera mejor comportamiento dinámico en pista y optimiza combustible, algo muy importante a la hora de puntuar en la competencia.

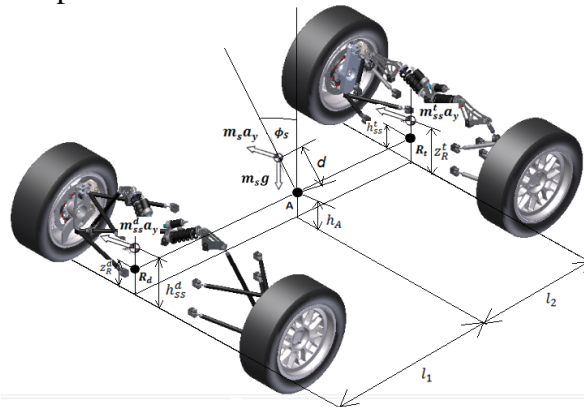


Figura 2. Geometría de Suspensión Cotopaxi II

Es muy importante proponer antes del diseño algunos factores como la distancia entre ejes del vehículo o batalla ya que este factor al igual que la altura del centro de gravedad infliere directamente en el performance del vehículo.

III.SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Conocidos ampliamente los conceptos pull-rod y push-rod dadas las características geométricas del vehículo y las características mecánicas de los tubos y sujeciones, se implementó el sistema de suspensión push-rod, en los dos ejes por las siguientes razones:

- En pull-rod, el sistema a tracción sufre esfuerzos más grandes en determinados puntos y por este motivo es más delicado.
- El mecanismo de accionamiento entre el cuerpo de la rueda y el amortiguador tiene más

complejidad que el sistema push-rod

- El sistema push-rod es más robusto, dándole fiabilidad al sistema de suspensión ante sollicitaciones extremas de aceleración, frenado y condiciones extremas en curvas.



Figura 3. Sistema de Suspensión Prototipo Cotopaxi II

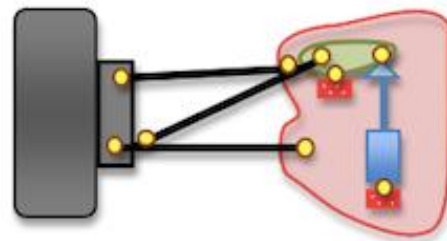


Figura 4. Sistema de Suspensión Push-Rod

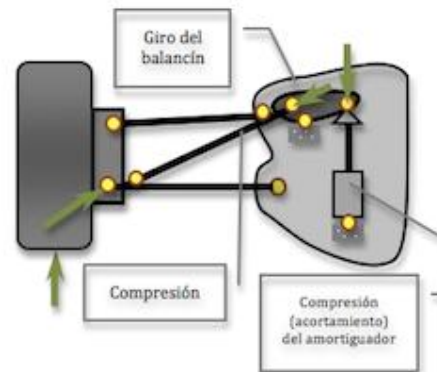


Figura 5. Dinámica de Funcionamiento de Sistema Push-Rod

Este tipo de suspensión es la que se venía usando por todos los equipos hasta el cambio de RBR. Consta principalmente de los 2 triángulos de suspensión, una

barra diagonal que trabaja a compresión y que empuja a su vez un balancín que acciona un conjunto muelle-amortiguador.

En este caso, al subir la rueda ante un impacto, giran los 2 triángulos, con estas se mueve la barra diagonal, que empuja el balancín de color verde que actúa a su vez sobre el amortiguador, haciendo que se comprima. Esto implica que la barra diagonal funcione a compresión, lo que le da nombre al sistema.

IV. SISTEMA DE DIRECCIÓN



Figura 6. Mecanismo de Dirección Cotopaxi II

El mecanismo que tenga el sistema de dirección para tener el efecto Ackermann o AntiAckermann es crítico para el buen pilotaje del monoplaza.

Los vehículos de pasajeros tienen una geometría de dirección entre dirección Ackermann y dirección paralela mientras que es común que los vehículos de carrera usen Ackermann negativo.

Al usar dirección Ackermann en los vehículos de pasajeros, u otros vehículos expuestos a aceleraciones laterales bajas, es seguro que todas las ruedas giren libremente porque las ruedas son direccionadas para tomar un centro de curvatura común.

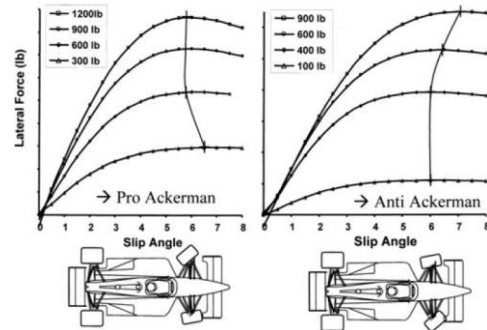


Figura 7. Condición Pro Ackerman y Anti Ackerman

Mientras que la razón de usar un Ackermann negativo (Anti Ackermann) en un vehículo de competición, es que en competencia se va a tener aceleraciones laterales muy elevadas y por la inercia que esto produce va a tener mejor asentamiento y adherencia al piso el neumático del exterior, por lo que usando anti Ackermann se va a tener una mejor respuesta en curva.



Figura 8. Geometría de Dirección Cotopaxi II

V. SISTEMA DE FRENOS

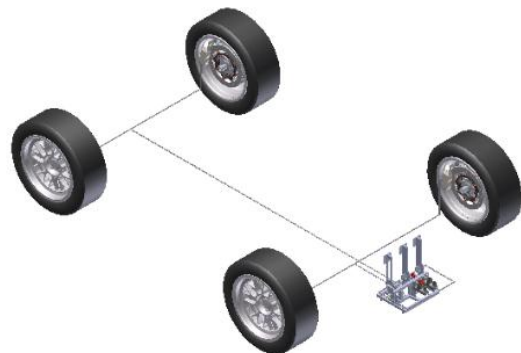
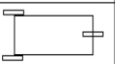
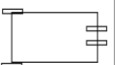



Figura 9. Sistema de Frenos Cotopaxi II

Los distintos equipos de Formula SAE instalan en su prototipo sistemas de freno de características similares y siempre basándose en la normativa impuesta en este sentido por la competición. En la normativa de la competición, ésta obliga a la realización de un sistema de freno que actúe en las cuatro ruedas y esté dirigido por un único mecanismo de control, además debe estar dotado de dos circuitos hidráulicos independientes de tal manera que si se produjera una avería en cualquier punto del sistema la frenada estaría asegurada en al menos dos de las cuatro ruedas además de que cada circuito deba tener su propio sistema de almacenamiento de fluido.

Tabla 1. Alternativas de Selección de Sistemas de Freno para FSAE

	TIPO DE SISTEMA	VENTAJAS	INCONVENIENTES
UN DISCO TRASERO		<ul style="list-style-type: none"> Menor coste Menor masa 	<ul style="list-style-type: none"> Frenada menos estable Esfuerzos en el diferencial Diámetro de disco mayor
DOS DISCOS TRASEROS INTERIORES		<ul style="list-style-type: none"> Frenada estable Menor masa no suspendida Diámetros de disco traseros menores Mayor refrigeración 	<ul style="list-style-type: none"> Mayor coste
DOS DISCOS TRASEROS EXTERNOS		<ul style="list-style-type: none"> Mayor estabilidad de la frenada Diámetros de disco traseros menores 	<ul style="list-style-type: none"> Mayor coste Aumento de las masas no suspendidas

La alternativa adoptada de un circuito hidráulico en dependiente para el primer y segundo eje con un solo con un control de distribución de presión y un solo accionamiento como indica la norma establecida por la fórmula SAE.

VI. ACCIONES DINÁMICAS

V.I.I TRANSFERENCIA DE MASA

a) ACELERACIÓN

Para realizar este análisis se realiza un promedio entre el tiempo mínimo y máximo obtenido en la prueba de

aceleración del evento Formula Student Germany 2011, de donde se toma como tiempo mínimo 3,811 segundos y máximo 5,80 segundos, generando un promedio de 4,80 segundos para recorrer una distancia de 75m.

Velocidad Alcanzada

$$v = \frac{\text{distancia recorrida}}{\text{tiempo promedio}} = \frac{75m}{4,8055s} = 15,61m/s$$

Aceleración Máxima

$$a = \frac{v^2}{2d_r} = \frac{\left(15,61 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 75m} = 1,62 \frac{m}{s^2}$$

$$w_a = \text{Transferencia de Masa}$$

$$a = \text{aceleración}$$

$$m = \text{masa total}$$

$$h = \text{altura del centro de masa}$$

$$l = \text{distancia entre ejes}$$

$$w_a = \frac{a \cdot m \cdot h}{l}$$

$$w_a = \frac{(1,62 \frac{m}{s^2}) \cdot (340kg) \cdot (0,334409m)}{1,57m}$$

$$w_a = 117,32 N$$

b) FRENADO

En el momento que se pisa el pedal de freno la energía mecánica se convierte en energía hidráulica, la misma que a su vez se convierte en energía mecánica para luego convertirse en energía calorífica y disiparse en el ambiente, esta acción ocasiona que los muelles del eje delantero

se compriman y los del trasero extiendan, provocando principalmente una transferencia de masa al eje delantero, que debe ser controlada de tal manera que la parte frontal del vehículo no choque contra el piso, y adicional a ello que la distribución de masas de los ejes y la fuerza hidráulica en el sistema de frenos sea precisa para que el vehículo pueda bloquear las cuatro ruedas y desplazarse linealmente.

w_f
= *transferencia de masa durante el frenado*

$$w_f = \frac{a_f \cdot m \cdot h}{l}$$

$$w_f = \frac{\left(15,68 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (340kg) \cdot (0,334409m)}{1,57m}$$

$$w_f = 1135,54N$$

CONCLUSIONES

- Para iniciar el diseño de un vehículo se deben plantear las metas ó objetivos que se desea plasmar en el vehículo, trabajar para disminuir masa es muy importante lo que conlleva a trabajar en análisis de materiales, geometría y procesos de manufactura.
- El diseño del vehículo se lo debe realizar en un programa de dibujo asistido por computadora y con los componentes que se va a incorporar al vehículo, para poder determinar exactamente donde está ubicado el centro de gravedad con la herramienta del software.
- La batalla el ancho de vía, la altura del centro de balanceo y del

centro de gravedad inciden en la dinámica del vehículo, maximizando o equilibrando las acciones de la transferencia de masa ante acciones como aceleración y frenado.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- LUQUE P., ÁLVAREZ, D., VERA C. (2008) *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Madrid, España: Thomson Editoriales.
- MILLIKEN W., MILLIKEN D. (1995) *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, U.S.A: SAE Internacional.

Latacunga, 08 de febrero del 2013

LOS AUTORES

Cruz Castro Gabriel Arturo

Mesías Izurieta Diego Fernando

EL DIRECTOR DE CARRERA

Ing. Juan Castro Clavijo

UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO

Dr. Rodrigo Vaca Corrales