

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“ANÁLISIS, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN VEHÍCULO DE ALTA MOVILIDAD TIPO BUGGY SEGÚN REGLAMENTO DE LA SAE PARA LA COMPETENCIA INTERUNIVERSITARIA “SAE MINI BAJA”

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

RAMIRO GERARDO OBANDO NAVAS

DIRECTOR: Ing. Alexis Ortiz

CODIRECTOR: Ing. Fernando Olmedo

Sangolquí, 2006-07-17

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “ANÁLISIS, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN VEHÍCULO DE ALTA MOVILIDAD TIPO BUGGY SEGÚN REGLAMENTO DE LA SAE PARA LA COMPETENCIA INTERUNIVERSITARIA “SAE MINI BAJA” fue realizado en su totalidad por Ramiro Gerardo Obando Navas, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Alexis Ortiz

DIRECTOR

Ing. Fernando Olmedo

CODIRECTOR

Sangolquí, 2006-07-17

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“ANÁLISIS, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN VEHÍCULO DE ALTA MOVILIDAD TIPO BUGGY SEGÚN REGLAMENTO DE LA SAE PARA LA COMPETENCIA INTERUNIVERSITARIA “SAE MINI BAJA”

ELABORADO POR:

Ramiro Gerardo Obando Navas

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

EL DECANO

Sangolquí, 2006-07-17

DEDICATORIA

Al Dr. José Obando, mi padre, por su amor infinito y su invaluable apoyo. Sus palabras guiaron mi carrera.

Al Arq. Orlando Navas, su espíritu siempre estuvo aquí. Y su huella nunca se borrara de mi vida.

A Verónica, por ocupar el lugar más especial en mi corazón.

AGRADECIMIENTOS

A mi madre, una mujer con tanto amor no puede ser una persona, tiene que ser un ángel. Por enseñarme el valor de vivir, de amar y de luchar.

A la Escuela Politecnica del Ejército, por haberme abierto las puertas, del mundo.

A todos los ingenieros de la Facultad de Ingeniería Mecánica, y en especial a quienes dirigieron este proyecto, el Ing Fernando Olmedo y el Ing Alexis Ortiz, siempre supieron ser un apoyo y una guía.

Al Crnl. Francisco Ortiz, sin su mano, nunca hubiese llegado hasta aquí.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vi
LISTADO DE FIGURAS	x
LISTADO DE TABLAS	xvi
LISTADO DE ECUACIONES	xvii
NOMENCLATURA	xx
RESUMEN	xxi
CAPÍTULO I. GENERALIDADES	23
1.1 Antecedentes	23
1.2 Definición del problema	24
1.3 Objetivo General	25
1.4 Objetivo del proyecto	25
1.5 Alcance del proyecto	26
CAPÍTULO II. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DEL REGLAMENTO SAE MINI BAJA 2006	27

2.1	Dimensionales	27
2.2	Funcionales	28
2.3	Parámetros de diseño	29
CAPÍTULO III. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS		36
3.1	Consideraciones generales	36
3.1.1	Función de la suspensión	36
3.1.2	Elementos de la suspensión	38
3.1.2.1	Brazos de suspensión	39
3.1.2.2	Articulación de la dirección	39
3.1.2.3	Bujes de hule	39
3.1.2.4	Rotulas	39
3.1.2.5	Resortes	40
3.1.2.6	Amortiguadores	41
3.1.3	Estilos de suspensión	43
3.1.3.1	Independiente	43
3.1.3.2	No independiente	43
3.1.3.3	Semi-independiente	44
3.2	Geometría de suspensión	44
3.2.1	Tipos de suspensiones según su geometría	49
3.2.1.1	Eje rígido	49
3.2.1.2	Ejes balanceados	50
3.2.1.3	Suspensión de eslabones	50
3.2.1.4	Tipo McPherson	51
3.2.1.5	Paralelogramo deformable	52
3.2.1.5.1	Doble brazo en A de igual longitud paralelos	53
3.2.1.5.2	Doble brazo en A de diferente longitud paralelos	54
3.2.1.5.3	Doble brazo en A de diferente longitud no paralelos	54
3.3	Análisis matemático	57
3.4	Selección de la alternativa mas optima	65
CAPÍTULO IV. DISEÑO CHASIS TUBULAR		77
4.1	Criterios sobre rigidez	77

4.1.1	Rigidez a flexión	78
4.1.2	Rigidez torsional	78
4.1.2.1	Triangularización	80
4.2	Criterios sobre el peso y su distribución	81
4.3	Criterios sobre el espacio	82
4.3.1	Piloto	83
4.3.2	Disposición del motor	85
4.3.3	Otros parámetros	87
4.4	Criterios sobre cargas aplicadas	87
4.4.1	Cargas internas	87
4.4.2	Cargas externas	88
4.5	Criterios sobre fabricación	90
4.5.1	Métodos de fabricación	90
4.5.2	Uniones	92
4.6	Análisis matemático del chasis	93
4.6.1	Diseño geométrico	94
4.6.2	Selección del material	98
4.7	Sistemas anexos	105
4.7.1	Sistema de dirección	105
4.7.2	Sistema de transmisión	107
4.7.3	Sistema de frenos	109
4.8	Planos	111
Planos (Laminas A2)		
CAPÍTULO V. ANÁLISIS DINÁMICO Y SIMULACIÓN		112
5.1	Respuesta dinámica	112
5.2	Simulación	128
CAPÍTULO VI. ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO		154
6.1	Determinación de costos de producción	154
CAPÍTULO VII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		159

7.1	Conclusiones	159
7.2	Recomendaciones	160
BIBLIOGRAFÍA		161
ANEXOS		162
Anexo A		
Anexo B		
Anexo C		
Anexo D		

LISTADO DE FIGURAS

Figura 2.1. Representación grafica del RRH	31
Figura 2.2. Soportes laterales diagonales LDB	32
Figura 2.3. Polígono superior RHO unido a la celda	32
Figura 2.4. Miembros de impacto lateral SIM	33
Figura 2.5. Celda de supervivencia completa	34
Figura 3.1. Elementos de la suspensión	38
Figura 3.2. Resortes helicoidales	40
Figura 3.3. Ley de Hook	41
Figura 3.4. Amortiguador telescopico	41
Figura 3.5. Ejemplo de suspensión frontal de un vehículo off road	44
Figura 3.6. Eje rígido con resortes	50
Figura 3.7. Ejes balanceados	50
Figura 3.8. Suspensión de eslabones	51
Figura 3.9. Tipo McPherson	52
Figura 3.10. Paralelogramo deformable	53
Figura 3.11. Doble brazo en A de igual longitud paralelos	53

Figura 3.12. Doble brazo en A de diferente longitud paralelos	54
Figura 3.13. Doble brazo en A de diferente longitud no paralelos	55
Figura 3.14. Movimiento de un punto en una trayectoria circular	58
Figura 3.15. Movimiento de un punto desfasado una distancia a	59
Figura 3.16. Aproximación de la suspensión del buggy	59
Figura 3.17. Cambio en el ángulo del neumático	61
Figura 3.18. Aproximación más real de una suspensión	64
Figura 3.19. Suspensión frontal final	69
Figura 3.20. Suspensión posterior final	70
Figura 3.21. Camber vs. Recorrido de la suspensión frontal	72
Figura 3.22. Scrub vs. Recorrido de la suspensión frontal	73
Figura 3.23. Altura del centro de roll vs. Recorrido de la suspensión frontal	73
Figura 3.24. Camber vs. Recorrido de la suspensión posterior	75
Figura 3.25. Altura del centro de roll vs. Recorrido de la suspensión posterior	76
Figura 4.1. Rigidez a flexión	78
Figura 4.2. Rigidez torsional	79
Figura 4.3. Estructura cuadrada sometida a torsión	80
Figura 4.4. Estructura cuadrada triangularizada	81
Figura 4.5. Dimensiones del piloto	85

Figura 4.6. Vista frontal del motor	86
Figura 4.7. Vista lateral del motor	86
Figura 4.8. Anclajes de sujeción de los brazos de la suspensión	93
Figura 4.9. Algoritmo de diseño	93
Figura 4.10. Piloto y motor en el chasis	94
Figura 4.11. Puntos de amarre de la suspensión	95
Figura 4.12. Vista frontal	96
Figura 4.13 Vista posterior	96
Figura 4.14. Vista superior	97
Figura 4.15. Vista lateral	97
Figura 4.16. Selección de parámetros en SAP 2000	99
Figura 4.17. Ubicación de restricciones	99
Figura 4.18. Ubicación de pivote	100
Figura 4.19. Definición de caso de carga	100
Figura 4.20. Asignación de fuerzas	101
Figura 4.21. Par torsional	101
Figura 4.22. Definición del perfil de tubo	102
Figura 4.23. Esquema extruido del chasis	102
Figura 4.24. Esquema deformado del chasis	103
Figura 4.25. Distribución de la demanda-capacidad de los elementos del chasis	103

Figura 4.26. Obtención de la deflexión de los nodos de control	104
Figura 4.27. Sistema de dirección directa	106
Figura 4.28. Articulación del volante de la dirección	106
Figura 4.29. Elementos de la transmisión	107
Figura 4.30. Dimensiones del sistema de transmisión de variación continua	108
Figura 4.31. Eje de salida conectado a los neumáticos	109
Figura 4.32. Diagrama de instalación del sistema de frenos	110
Figura 5.1. Modelo de la cuarta parte del vehículo	112
Figura 5.2. Código programa MATLAB® función step	116
Figura 5.3. Tiempo de amortiguación	117
Figura 5.4. Código programa MATLAB® función bode	118
Figura 5.5. Frecuencia natural	118
Figura 5.6. Modelo de la mitad del vehículo	119
Figura 5.7. Centro de gravedad	121
Figura 5.8. Código programa MATLAB® función step salto frontal	123
Figura 5.9. Tiempo de amortiguación salto frontal	124
Figura 5.10. Código programa MATLAB® función step salto posterior	124
Figura 5.11. Tiempo de amortiguación salto posterior	125
Figura 5.12. Diagrama en el SIMULINK®	126
Figura 5.13. Valores numéricos	127

Figura 5.14. Simulación del vehículo	135
Figura 5.15. Fuerza resultante en el eje X en el resorte frontal izquierdo	136
Figura 5.16. Fuerza resultante en el eje Y en el resorte frontal izquierdo	136
Figura 5.17. Fuerza resultante en el eje Z en el resorte frontal izquierdo	136
Figura 5.18. Fuerza resultante en el resorte frontal izquierdo	137
Figura 5.19. Fuerza resultante en el eje X en el resorte posterior derecho	137
Figura 5.20. Fuerza resultante en el eje Y en el resorte posterior derecho	137
Figura 5.21. Fuerza resultante en el eje Z en el resorte posterior derecho	138
Figura 5.22. Fuerza resultante en el resorte posterior derecho	138
Figura 5.23. Fuerza resultante en el eje X amortiguador frontal derecho	138
Figura 5.24. Fuerza resultante en el eje Y en el amortiguador frontal derecho	139
Figura 5.25. Fuerza resultante en el eje Z en el amortiguador frontal derecho	139
Figura 5.26. Fuerza resultante en el amortiguador frontal derecho	139
Figura 5.27. Fuerza resultante en el eje X en el amortiguador posterior derecho	140
Figura 5.28. Fuerza resultante en el eje Y en el amortiguador posterior derecho	140
Figura 5.29. Fuerza resultante en el eje Z en el amortiguador posterior derecho	140
Figura 5.30. Fuerza resultante en el amortiguador posterior derecho	141

Figura 5.31. Distribución del esfuerzo del brazo frontal de la suspensión	142
Figura 5.32. Distribución de la deformación del brazo frontal de la suspensión	142
Figura 5.33. Distribución del factor de seguridad del brazo frontal de la suspensión	143
Figura 5.34. Distribución del esfuerzo Von Mises del brazo posterior de la suspensión	144
Figura 5.35. Distribución de la deformación del brazo posterior de la suspensión	144
Figura 5.36. Distribución del factor de seguridad del brazo posterior de la suspensión	145
Figura 5.37. Diagrama de cuerpo libre del salto frontal	146
Figura 5.38. Distribución del porcentaje de carga del chasis en el salto frontal	146
Figura 5.39. Diagrama de cuerpo libre del salto posterior	147
Figura 5.40. Distribución porcentaje carga del chasis en salto posterior	147
Figura 5.42. Nuevo eje de coordenadas	150
Figura 5.43. Resultantes	151
Figura 5.44. Diagrama cuerpo libre mesa frontal	152
Figura 5.45. Resultantes mesa frontal	152

LISTADO DE TABLAS

Tabla 3.1. Ángulos principales de la suspensión	46
Tabla 3.2. Factores principales.	47
Tabla 3.3 Movimientos principales	48
Tabla 3.4. Criterios de diseño	55
Tabla 3.5. Hoja de datos de la suspensión frontal	70
Tabla 3.6. Hoja de datos de la suspensión posterior	74
Tabla 4.1. Medidas del piloto percentil 95°	84
Tabla 5.1. Símbolos del modelo de la cuarta parte del vehículo	113
Tabla 5.2. Símbolos del modelo de la mitad del vehículo	120
Tabla 5.3. Amortiguadores escogidos	128
Tabla 6.1. Costos de diseño	154
Tabla 6.2. Costos de maquinas y herramientas	154
Tabla 6.3. Costos de materia prima 1	155
Tabla 6.4. Costos de materia prima 2	156
Tabla 6.6. Costos de mano de obra	157
Tabla 6.7. Costo total	158

LISTADO DE ECUACIONES

Ecuación 3.1.	58
Ecuación 3.2.	58
Ecuación 3.3	59
Ecuación 3.4.	60
Ecuación 3.5.	61
Ecuación 3.6.	61
Ecuación 3.7.	62
Ecuación 3.8.	62
Ecuación 3.9.	62
Ecuación 3.10.	62
Ecuación 3.11.	62
Ecuación 3.12.	63
Ecuación 3.13.	63
Ecuación 3.14.	64
Ecuación 3.15.	65
Ecuación 4.1. Rigidez	77

Ecuación 4.2. Proporcionalidades de la rigidez	77
Ecuación 4.3. Rigidez torsional	79
Ecuación 4.4. Angulo de torsión	79
Ecuación 4.5. Esfuerzo flector	88
Ecuación 4.6. Calculo de la frecuencia natural	88
Ecuación 4.7. Valor de cálculo de una carga externa	89
Ecuación 4.8. Calculo de la rigidez torsional	105
Ecuación 5.1. Ecuación diferencial modelo cuarta parte del vehículo	113
Ecuación 5.2. Solución primera ecuación diferencial	114
Ecuación 5.3. Solución segunda ecuación diferencial	115
Ecuación 5.4. Simplificación de términos	115
Ecuación 5.5. Solución para la función step	115
Ecuación 5.6. Solución al sistema de suspensión frontal	119
Ecuación 5.7. Calculo del centro de gravedad	121
Ecuación 5.8. Valores obtenidos en Solidworks del chasis	121
Ecuación 5.9. Ecuación diferencial modelo mitad del vehículo	122
Ecuación 5.10. Solución de las ecuaciones diferenciales modelo mitad del vehículo	122
Ecuación 5.11. Simplificación de términos segundo modelo	122
Ecuación 5.12. Solución para la función step salto frontal	123
Ecuación 5.13. Solución para la función step salto posterior	123

Ecuación 5.14. Solución al sistema de suspensión frontal	125
Ecuación 5.15. Conservación de la energía	148
Ecuación 5.16. Constante del resorte teórica	149
Ecuación 5.17. Fuerza máxima	149
Ecuación 5.18. Transferencia de carga lateral	149
Ecuación 5.19. Calculo fuerza Ax	150
Ecuación 5.20. Calculo F _{Ax} y F _{Ay}	150
Ecuación 5.21. Resultantes	151
Ecuación 5.22. Resultantes mesa frontal	152

NOMENCLATURA

SAE: Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros para la movilización avanzada en tierra, mar, aire y espacio)

WRC: World Rally Championship (Campeonato mundial de rally)

VAN: Valor Actual Neto

TIR: Tasa Interna de Retorno

Dive. Ingles. Recorrido vertical que se traslada el chasis

Steer: Ingles. Movimiento de los neumáticos por acción de la dirección

Roll: Ingles. Rolido o ángulo que gira un vehículo en torno a su eje longitudinal

ATV: All Terrain Vehicle (Vehículos todo terreno)

SAP: Software para análisis estructural

CVT: Continuos Variable Transmision (Transmisión de Variación continua)

RESUMEN

El proceso formativo de los estudiantes demanda practicas laborales y profesionales en situaciones reales, antes de obtener el titulo de ingeniero, para de esta forma, crear una cultura de competitividad en la educación, pues es este factor el que determina si un profesional será útil a si mismo y a la sociedad.

La única forma de saber si un organismo es competitivo, es comparándolo con los demás de su clase, y no se puede realizar una comparación confiable sin contar con el aporte de instituciones internacionales, que dispongan de culturas y tecnología diferente, y que posean estándares altos en su desempeño y desarrollo. Con este objetivo la SAE crea la competencia MINI BAJA, basada en la competencia internacional BAJA, una de las más grandes pruebas de diseño automotriz a nivel profesional, que congrega a cientos de pilotos, con sus vehículos todo terreno, y a grandes instituciones auspiciantes en todo el mundo.

Dicha competencia, se ha convertido a lo largo de los años, en un referente, para la industria automotriz, en avances tecnológicos y de diseño, en la construcción de vehículos en serie, pues es en estas pruebas en donde se realizan avances significativos en el desarrollo de los vehículos, con el fin de realizar los tiempos mas cortos, y darle a los vehículos la resistencia y maniobrabilidad necesaria para superar las pruebas que tienen lugar a lo largo del territorio de los Estados Unidos, cruzando los caminos mas difíciles, en fuertes pruebas de larga duración, tomando en cuenta que las pistas en las que se desarrolla el Campeonato BAJA son de las mas difíciles, incluso que las del Campeonato mundial de Rally (WRC).

La MINI BAJA nace con el fin de recrear los proyectos del mundo real, en los estudiantes universitarios, y sembrar en ellos el espíritu de competitividad y trabajo en equipo, pues estos dos puntos son los más importantes para triunfar, no solo en esta prueba, sino también, en la vida.

Los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la ESPE, se vieron en la necesidad de ingresar en esta competencia en representación, no solo de la Escuela, sino también del país, pues cabe destacar que, en representación del Ecuador, nunca a ingresado un equipo, e incluso, en representación de América Latina, existen únicamente representantes de México, Brasil, Argentina y Venezuela.

Por eso se desea, mediante la ejecución de este proyecto, abrir una nueva puerta en el desarrollo profesional de los estudiantes, la competencia internacional íteruniversitaria de conocimientos, habilidades y destrezas, representadas en el diseño mecánico y planeación estratégica de mercadeo del producto.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.6 Antecedentes

La competencia ínteruniversitaria “MINI BAJA” auspiciada por la SAE es una de las pruebas mas importantes de diseño automotriz. Tuvo su inicio en el año de 1976 en la Universidad de Carolina del Sur, bajo la dirección del Dr. John F. Stevens en los Estados Unidos, y hoy tiene presencia en varios países de América Latina, África y Asia, no solo con equipos participantes, sino con competencias propias, en México, Brasil, Sudáfrica y Corea.

Cada universidad participante esta representada por equipos, conformados únicamente por alumnos de las carreras afines a este ámbito y un profesor tutor, el objetivo de esta competencia es simular proyectos reales de diseño de ingeniería, cada equipo tiene la oportunidad de diseñar, construir y probar un prototipo de vehículo de alta movilidad, conocido popularmente como buggy, y vender el proyecto a una empresa ficticia para que, esta manufacture un volumen de 4000 unidades al año a un costo individual de USD 3000 como máximo.

Por lo tanto, el equipo debe trabajar en los siguientes aspectos:

- ❖ Análisis y diseño
- ❖ Estudio económico-financiero
- ❖ Simulación virtual
- ❖ Búsqueda de auspiciantes
- ❖ Construcción
- ❖ Puesta a punto
- ❖ Transporte del equipo y del vehículo al lugar de la prueba

La competencia consiste en una serie de pruebas las cuales proporcionan a los jueces la información necesaria y conveniente de la eficiencia y funcionalidad del prototipo, así como también de sus características principales. Los jueces

consideran para el puntaje final, el diseño del vehículo, el costo de manufactura, y los puntos obtenidos en las pruebas, las cuales son:

- ❖ Estáticas
 - Frenado
 - Potencia
- ❖ Dinámicas
 - Aceleración
 - Maniobrabilidad
 - Pendiente
 - Rock Crawling (Lecho de rocas)
 - Carrera de resistencia todo terreno

1.7 Definición del problema

El presente proyecto de grado comprende los tres primeros aspectos: análisis y diseño del vehículo, estudio económico financiero del costo de manufactura y simulación virtual del prototipo. Se va a realizar el diseño cumpliendo las restricciones que estipula el Reglamento de la Competencia SAE “MINI BAJA” para el año 2006, y además considerando como uno de los limitantes principales el costo.

El diseño del vehículo comprende:

- Sistema de suspensión
- Chasis Tubular
- Descripción de los sistemas anexos

Para el análisis económico financiero:

- Determinación de costos de producción

Finalmente, la simulación del prototipo se realizara en el software de diseño Cosmos Motion, para comprobar el diseño del chasis, la geométrica de la suspensión, y el cálculo de esfuerzos de los elementos constitutivos.

1.8 Objetivo General

El objetivo general del presente proyecto es establecer un procedimiento técnico para la construcción de un vehículo de alta movilidad tipo buggy según el reglamento de la SAE del año 2006 para la competencia SAE MINI BAJA.

1.9 Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto se basa en los siguientes puntos:

- Analizar el reglamento y determinar los parámetros principales, tanto dimensionales, funcionales y de diseño para la construcción del vehículo.
- Diseñar, basándose en las restricciones que constan en el reglamento de la SAE para la competencia SAE Mini Baja del año 2006, la geometría de la suspensión que se requerirá para que el vehículo pueda superar exitosamente las diferentes pruebas ofreciendo el máximo confort, facilidad de manejo y seguridad para el conductor.
- Diseñar el chasis del vehículo, basándose en las restricciones que constan en el reglamento de la SAE para la competencia SAE Mini Baja del año 2006, utilizando una estructura tubular.
- Realizar un análisis dinámico y la simulación virtual del vehículo mediante el uso del programa Solid Works y Cosmos para verificar los cálculos de diseño mediante la aplicación de cargas externas similares a las que experimentara al enfrentarse a cada prueba de la competencia.

1.10 Alcance del proyecto

Este proyecto comprende el diseño y análisis de un vehículo de alta movilidad tipo buggy según el reglamento para la competencia ínter universitaria SAE “Mini Baja”, la simulación del mismo utilizando Solid Works y Cosmos, y el estudio económico financiero para su construcción.

CAPÍTULO II

DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DEL REGLAMENTO

SAE MINI BAJA 2006

Para empezar con el diseño del vehículo, es necesario estudiar cuales son las restricciones que tiene el reglamento de la competencia a la que se desea ingresar, para, en base a estos parámetros, hacer un diseño que cumpla con dicho reglamento, y además, se debe tomar en cuenta las restricciones presentes para la competencia, y las recomendaciones que realiza la SAE. Para esto se ha dividido en tres tipos principales de parámetros los que el reglamento expresa, dimensionales, funcionales y de diseño.

Los parámetros dimensionales comprenden las medidas y dimensiones que el vehículo debe cumplir, no solo en sus dimensiones exteriores, sino también interiores y con respecto al piloto, así como dimensiones exigidas para seguridad que todos los vehículos deben respetar. Los parámetros funcionales abarcan los sistemas que debe tener el vehículo. Los parámetros de diseño, son datos técnicos, como los materiales que se deben usar, la resistencia que debe soportar, entre otros, y son los que mayor atención recibirán con el fin de cumplir con el objetivo del presente proyecto.

1.11 Dimensionales

Los parámetros dimensionales que el reglamento exige que se cumplan son:

- ❖ El vehículo puede tener 4 o mas llantas en línea recta, pero están prohibidos los vehículo de 3 llantas.
- ❖ Debe ser capaz de llevar a una persona de 1903 mm. de estatura y de peso 113,4 Kg.

- ❖ Existe solo la restricción para el ancho del vehículo, el cual no debe ser mayor que 1625 mm., el largo no tiene restricción, mas se debe considerar que las pistas están diseñadas para un vehículo con un largo máximo de 2743 mm.
- ❖ Las pistas son de tipo todo terreno, por lo que estarán compuestas por: rocas, arena, saltos, troncos, caminos inclinados, lodo y charcos de agua y pueden estar combinados, y además en cualquier tipo de clima, incluyendo lluvia, nieve y hielo o piso congelado.

1.12 Funcionales

Los parámetros funcionales que constan en el reglamento son:

- ❖ Puntos para remolque (towing hitch points), cada vehículo debe tener puntos para ser remolcado y para remolcar, que funcionaran cuando el vehículo deba realizar las pruebas de potencia y tracción y para cuando se quede atascado y deba ser arrastrado para sacarlo del problema, deben estar ubicados a lo largo del eje longitudinal. Deben estar rígidamente unidos al chasis principal del vehículo y deben permitir que toda la estructura pueda pivotear.

El delantero debe ser:

1. Un parachoques delantero tubular suficientemente fuerte para levantar el peso del carro sin deformación permanente y con un diámetro exterior máximo de 25,4 mm. al cual se pueda adherir centralmente un gancho.
2. Ó un anclaje (hitch plate) que cumpla los requerimientos del punto 23.3 del reglamento para el año 2006 (Anexo A), el cual esta diseñado para plegarse o pivotear, y que se debe encontrar en un punto donde, durante una colisión frontal, no afecte en ningún sentido.

El posterior debe ser:

3. Un anclaje (hitch plate) que cumpla los requerimientos del punto 23.3 del reglamento para el año 2006 (Anexo A).

- Sistema de frenos, el auto debe estar equipado con un sistema de frenos hidráulico que actúe en las cuatro ruedas y que debe ser operado por un solo pie. El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas en condiciones estáticas y dinámicas y en superficies pavimentadas y no pavimentadas. Es necesario que el vehículo posea por lo menos dos sistemas hidráulicos independientes para que en caso de una gotera o falla en cualquier punto en el sistema, se mantenga el poder de frenado eficaz en por lo menos dos ruedas. Cada sistema hidráulico tendrá su propia reserva de fluido a través de depósitos separados.

1.13 Parámetros de diseño

Los parámetros de diseño pueden ser considerados como los más importantes para el objetivo del presente proyecto, por esto son los que más atención han requerido, de aquí se obtiene como los más importantes los siguientes:

- ❖ El chasis del vehículo debe usar como material tubería sin costura de acero SAE 1018 o uno que tenga características similares o superiores.
- ❖ Celda de supervivencia (roll cage), el propósito de la celda de supervivencia es proveer un espacio tridimensional mínimo que encierra al piloto. La celda debe ser diseñada y fabricada para prevenir cualquier falla de la integridad tanto del piloto como de sí misma, y debe respetar los siguientes dimensiones:
 - El casco del piloto debe estar separado de la celda 152,4 mm. tanto de la parte superior como de los lados de la cabina, como mínimo, excluyendo esta separación del asiento y de los apoyos de seguridad.
 - El torso, rodillas, hombros, codos, manos y brazos deben tener un mínimo de 76,2 mm. de separación de la celda y de los planos que entre sí forman los tubos.
 - Elementos de la celda de supervivencia:

1. La celda de supervivencia debe estar formada de las siguientes partes principales:
 - Polígono posterior (Rear Roll Hoop RRH)
 - Soportes laterales diagonales (Lateral Diagonal Bracing LDB)
 - Polígono superior (Roll Hoop Overhead members RHO)
 - Soportes frontales (Front Bracing members FBM)
 - Miembros cruzados laterales (Lateral Crossmember LC)
2. Los miembros adicionales deben ser de acero y tener un espesor mínimo de 0,89 mm. y un diámetro exterior mínimo de 2.54 cm., y se clasifican en:
 - Miembros inferiores del marco (Lower Frame Side LFS)
 - Miembros de impacto lateral (Side Impact Member SIM)
 - Soporte adicional frontal (Fore/Aft Bracing FAB)

Nota. Cuando se dan las dimensiones mínimas se debe medir a la línea del centro de los miembros, y cuando se da una separación para el piloto, se define por los bordes externos de los miembros de la celda de supervivencia.

3. Todos los miembros de la celda de supervivencia que tienen un radio de curvatura mayor a 152 mm. no pueden ser más largos que 711 mm. sin apoyo.

Nota. Para tomar las dimensiones del piloto se refiere al miembro más grande del equipo al 95-percentil, vestido para la competencia y llevando un casco.

4. Polígono posterior (RRH). Debe estar formado por un máximo de 4 secciones, dos miembros horizontales llamados LC (lateral crossmembers), superior e inferior, y dos miembros verticales continuos, sin ningún corte, pueden ser tubos continuos, formando así un cuadrado, los vértices de este cuadrado se definen según su posición, ya sea superior o inferior, y el lado en el que se encuentran, izquierdo o derecho, los superiores son B y los inferiores A, los del lado derecho tienen subíndice R y los del lado izquierdo L, si se usan

tubos doblados, los puntos BR y BL se formaran al final superior de cada curvatura. Se debe formar un ángulo máximo de +/-20 grados en la línea recta q une los puntos A con los B, y debe tener un ancho mínimo de 736 mm. a 686 mm. sobre el asiento del piloto.

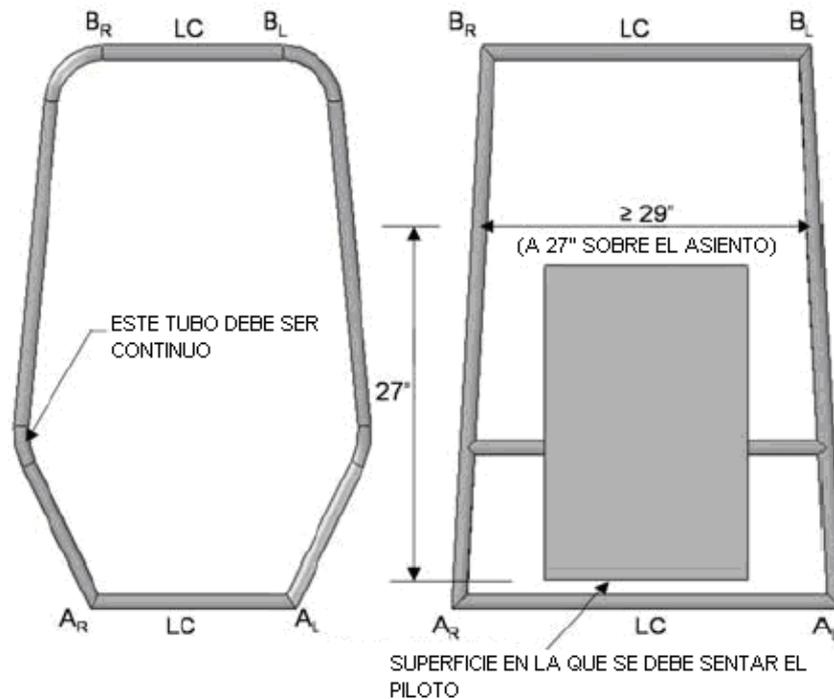


Figura 2.1. Representación gráfica del RRH

5. Soportes laterales diagonales (LDB). Deben empezar a 127 mm. verticalmente por debajo de los puntos BL o BR y se extiende diagonalmente a un punto no más lejos que 127 mm. sobre el punto AR o AL respectivamente. El ángulo vertical entre el RRH y el LDB debe ser no menor de 20 grados.

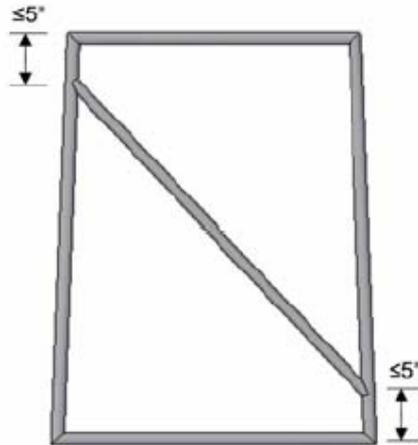


Figura 2.2. Soportes laterales diagonales LDB

6. Polígono superior (RHO). Los miembros del RHO se unirán el RRH dentro de 51 mm. vertical o lateralmente de los puntos B y se extiende horizontalmente a los puntos C. El RHO se localizará sobre el asiento del piloto a un mínimo de 1041 mm. Los puntos C deben localizarse adelante del asiento del piloto por un mínimo de 305 mm. Los puntos C deben estar unidos por un LC horizontal.

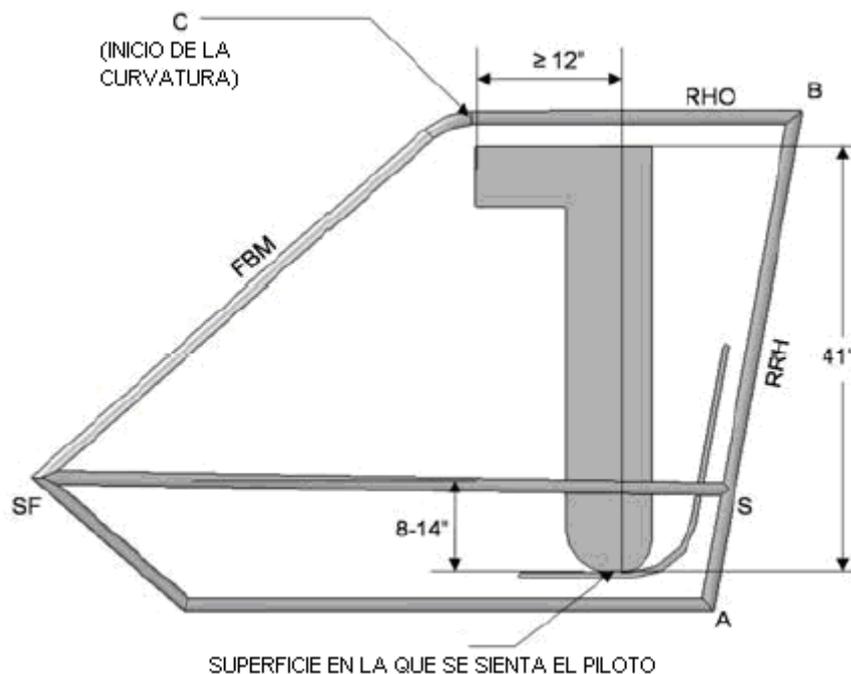


Figura 2.3. Polígono superior RHO unido a la celda

7. Miembros inferiores del marco (LFS). Los LFS unirán el RRH con dos LC y se extenderán hacia delante, delante de los talones del piloto y de ahí a otro LC.
8. Miembros de impacto lateral (SIM). Los miembros de impacto laterales unirán el RRH en los puntos S y se extenderán horizontalmente a los puntos SF al frente de los pies del piloto. El SIM estará entre 203 mm. y 356 mm. (medido verticalmente) sobre el área del asiento en contacto con el piloto. NOTA: Los pies del piloto deben estar detrás del plano creado por los puntos AFRL y SFRL. Si el tubo entre SFRL está debajo de los pies del piloto, una barra adicional se requerirá sobre los pies del piloto. (El objetivo de esto es proteger los pies del piloto de un accidente o de una posible intrusión de otro vehículo).

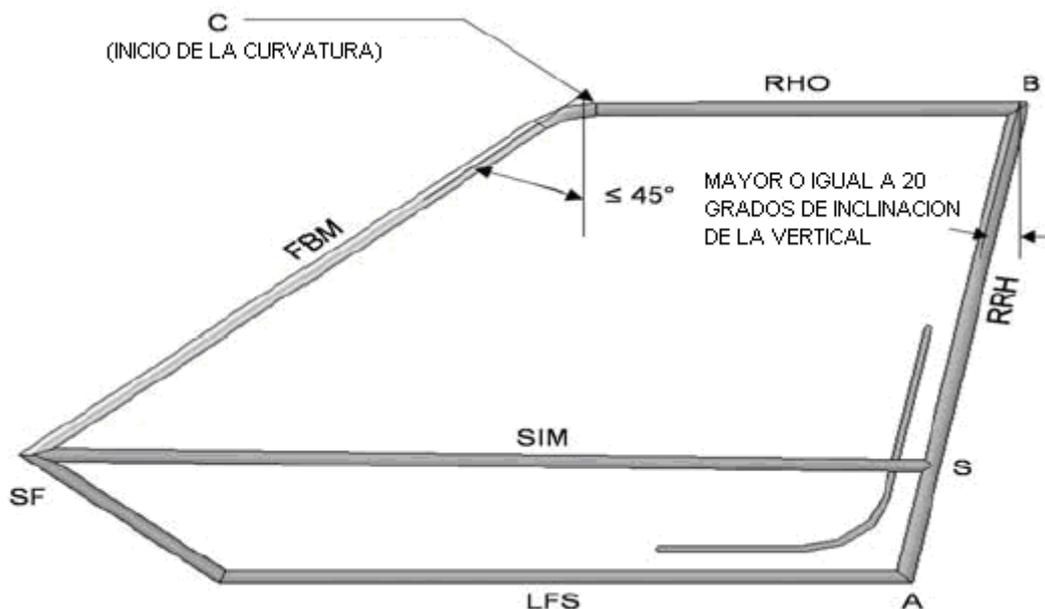


Figura 2.4. Miembros de impacto lateral SIM

9. Soportes frontales (FBM). Los FBM unirán el RHO, el SIM y el LFS. La parte superior de los FBM (FBMUP) debe extenderse hacia abajo y delante y unir los puntos C en el RHO al SIM o detrás de los puntos SF. El ángulo entre el FBMUP y la vertical debe ser menor de 45 grados.

10. Soporte adicional frontal (FAB). El RRH puede asegurarse en el frente y/o atrás. Este debe asegurarse en los dos lados, tanto izquierdo como derecho. De una vista lateral, el aseguramiento debe ser triangularizado, con la longitud máxima de cualquier miembro que no exceda 1016 mm. entre los puntos de unión. Un tubo doblado no puede exceder 813 mm. entre los puntos de unión.

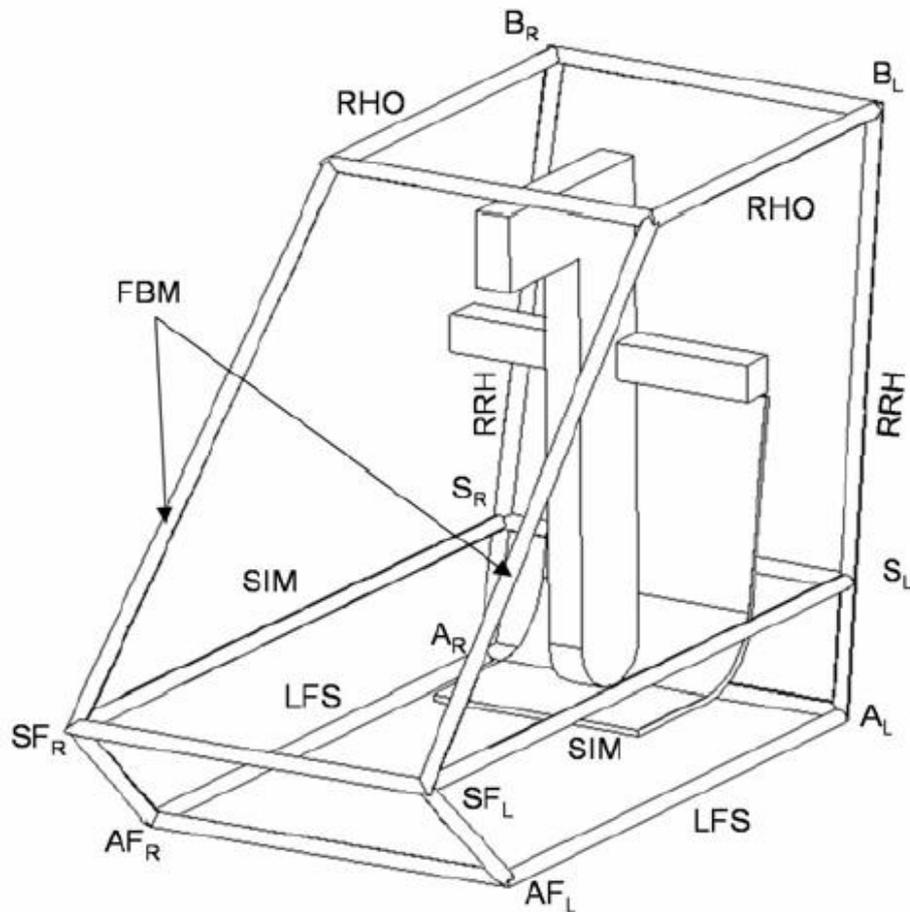


Figura 2.5. Celda de supervivencia completa

- Espacio de seguridad de la cabeza del piloto. La celda de seguridad debe extenderse un mínimo de 1041 mm. sobre la superficie donde se debe sentar el piloto hasta la parte mas baja de los tubos superiores.
- Diseño de la celda de supervivencia. Los materiales que se deben usar deben tener al menos las siguientes características:

1. Tubería de acero redonda con un diámetro externo de 25 mm. y un espesor de pared de 3,05 mm. y contenido de carbono de por lo menos 0.18%.
2. Miembros de Acero con características iguales al acero 1018 con una sección cruzada redonda de 25 mm. y un espesor de pared de 3,05 mm., para el acero SAE 1018 los valores característicos son: $S_y = 370$ MPa, $E=205$ GPa. (E = módulo de elasticidad, S_y = esfuerzo de fluencia).

CAPÍTULO III

ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Este capítulo abarca todo lo que se refiere al sistema de suspensión del vehículo, esto se debe a que la selección de este sistema, así como su geometría, define la forma y distribución del chasis tubular; por esto, se va a empezar por definir que es la suspensión de un vehículo, cuales son sus partes, que clases de suspensiones existen, cual es la mas apropiada para un vehículo Mini Baja, además se debe delimitar cuales son los factores que definen el diseño de una suspensión, factores como camber, caster, convergencia, ángulo de kingpin y radio de slip; después, considerando lo anterior, se va a realizar el diseño geométrico del sistema mediante el método mas apropiado, para así finalmente obtener un diseño que nos permita continuar con el vehículo.

1.14 Consideraciones generales

1.14.1 Función de la suspensión

El sistema de suspensión de un vehículo tiene una función principal, absorber las desigualdades del terreno. Como consecuencia de esto, se obtiene una mejora en la protección del piloto, un adecuado confort y, mantiene las ruedas siempre en contacto con el piso para obtener la mayor tracción posible, evita una inclinación excesiva del vehículo en una curva así como la inclinación excesiva en la parte delantera durante un frenado, controla la dirección del

vehículo, mantiene una alineación correcta de las ruedas, y finalmente mantiene una altura optima con respecto al piso.

Para cumplir estos objetivos, la suspensión deberá tener dos propiedades importantes: elasticidad y amortiguación. Por esto, un sistema de suspensión esta formada por dos partes principales, el resorte y el amortiguador. El resorte sirve para atenuar las desigualdades y cargas que se ejercen sobre el vehículo por el terreno cumpliendo así una función elástica, por su parte, el amortiguador controla la oscilación normal de la suspensión sin oponerse al juego normal de sus muelles, absorbe la energía excedentaria desarrollada no sólo por los muelles y resortes, sino también por los neumáticos, y limitan los rebotes de cada rueda. Así se evita la transmisión de vibraciones perjudiciales a la carrocería y la pérdida de adherencia entre los neumáticos y la carretera.

Las características en el manejo dependen del chasis y del diseño de la suspensión, por un lado una suspensión blanda proporciona un suave desplazamiento y gran confort en el manejo, y por otro lado, una suspensión dura proporciona un desplazamiento firme y tenso y brinda una gran calidad de tracción manteniendo los neumáticos en contacto con el terreno. El comportamiento del vehículo depende también de la geometría de suspensión, pues mediante el reglaje es posible cambiar las características del auto, los dos fenómenos más importantes que dependen de este sistema son los que tienen lugar en una curva, subvirador (understeer) y sobrevirador (oversteer).

Sobrevirador es la condición del vehículo cuando este necesita menos del ángulo necesario de viraje para tomar una curva, la parte trasera del vehículo tiende a derrapar y salirse de trayectoria hacia fuera de la curva.

Subvirador es la condición del vehículo cuando este necesita mas del ángulo necesario de viraje para tomar una curva, el vehículo tiende a irse hacia fuera en una curva y la parte delantera de este no entra en trayectoria.

En el diseño de la suspensión se debe considerar en primer lugar el peso del vehículo el cual se divide en dos partes denominadas:

- ❖ Masa suspendida. Es la que esta integrada por todos los elementos cuyo peso es soportado por el bastidor o chasis, a través de los muelles del automóvil, lo cual incluye carrocería, estructura, motor, componentes de transmisión y todos los que estos contienen.
- ❖ Masa no suspendida. Lo forma las partes entre los muelles y la superficie del camino, incluyendo llantas, frenos, ruedas, partes de la dirección, montaje del eje trasero.

El enlace entre las dos masas es materializado por el sistema de suspensión en si, y el peso de los elementos de esta se dividen entre los dos, es decir, la mitad del peso de la suspensión será masa suspendida, y la otra mitad, no suspendida.

1.14.2 Elementos de la suspensión

Un sistema de suspensión esta formado principalmente por las siguientes partes:

- ❖ Conjunto elástico
- ❖ Conjunto de amortiguación
- ❖ Sistemas constructivos

El conjunto elástico lo componen en la mayoría de vehículos las ballestas, barras de torsión y muelles helicoidales o resortes, cónicos o cilíndricos. El conjunto de amortiguación esta formado por los amortiguadores en general. Los sistemas constructivos lo componen todos los elementos que forman el mecanismo, como son los brazos, rotulas, bujes, y elementos que mejoran el comportamiento de este como las barras estabilizadoras y transversales.

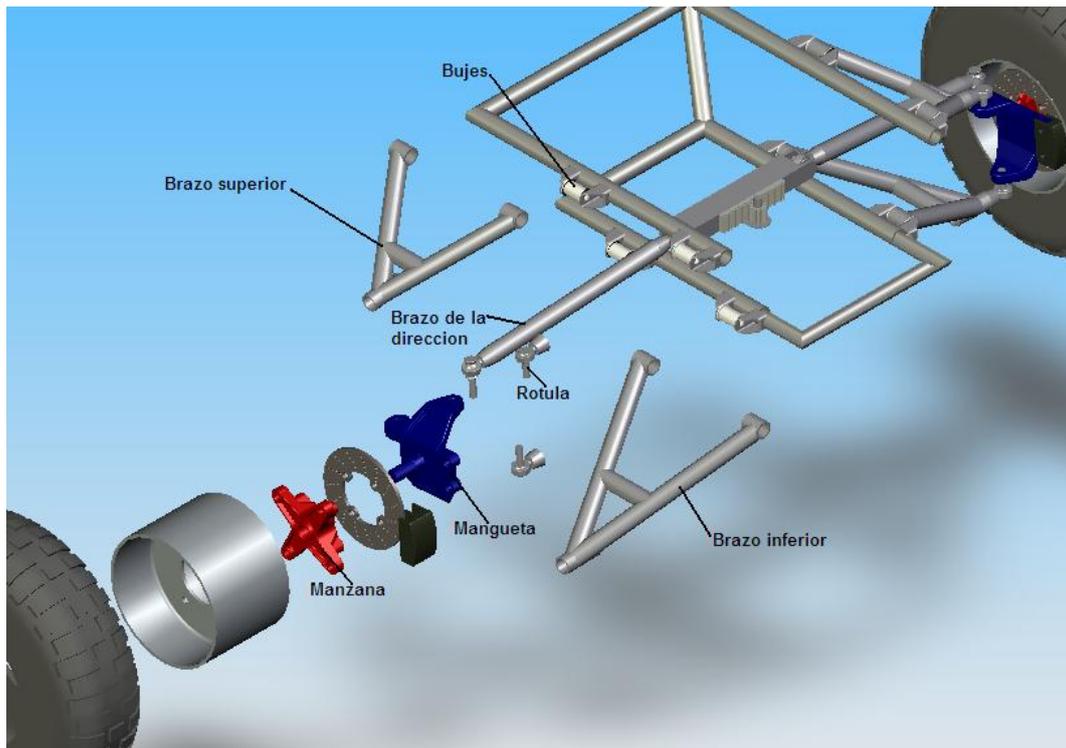


Figura 3.1. Elementos de la suspensión

1.14.2.1 Brazos de suspensión

Son miembros estructurales que conectan la articulación de la rueda con el chasis. Estos oscilan en sus dos extremos para permitir el movimiento vertical.

1.14.2.2 Articulación de la dirección

También conocidos como uniballs, son elementos conformados por una esfera que se encuentra dentro de una coraza lubricada, la que permite el giro libre en las tres dimensiones, la esfera posee un agujero en el que se coloca un eje y la coraza se une al brazo de control mediante una rosca, como se encuentra en la figura 3.2.



Figura 3.2. Uniballs

Sirve para soportar el eje del muñón o eje de la rueda, de este punto depende la velocidad de respuesta que va a tener las ruedas al movimiento del volante por parte del piloto, y también depende la fuerza que se debe ejercer para manejar el auto.

1.14.2.3 Bujes de hule

Estos permiten la acción oscilatoria vertical de los brazos de control, los cauchos se utilizan entre los brazos de control, los protectores, los estabilizadores y los amortiguadores. Ayudan a absorber los golpes de la carretera, permiten algún movimiento y reducen el ruido.

Los bujes de los brazos de control están colocados a presión o atornillados en los extremos interiores de los brazos, permitiendo el movimiento oscilatorio del brazo sobre el eje o sobre un perno fijo en el chasis.

La gran mayoría de bujes son de tipo de caucho torsional. De acuerdo a si el brazo se mueve hacia arriba o hacia abajo, se deforma el caucho que hay dentro de las corazas de los bujes interiores y exteriores, eliminando la fricción entre las partes de metal.

1.14.2.4 Rótulas

Sirven para el viraje del automóvil, cuando debe tomar una curva, permitiendo la acción oscilatoria entre los extremos de los brazos de control. La rotula sobre el brazo de control con el muelle de la suspensión se denomina articulación de bola de transporte de peso.

Cuando la unión de la dirección se conecta por encima del brazo de control se denomina articulación de bola de tensión. Esta en tensión por que el peso del automóvil trata de empujar la rotula desde el nudillo.

Cuando el brazo de control esta arriba del nudillo de la dirección, empuja la rotula hacia la unión. Lo cual comprime la coyuntura de bola y por ello se le denomina articulación de bola de compresión.

1.14.2.5 Resortes

Son los elementos que soportan el peso del automóvil, pues los elementos anteriores conforman el mecanismo que permite el movimiento de las ruedas en la dirección vertical, por lo tanto, los resortes son los elementos que soportan las cargas que ejerce el vehículo cuando esta en movimiento y amortigua estas cargas.

Los resortes tipo muelle helicoidal son los más utilizados en los automóviles actuales, se emplean tanto en la suspensión delantera como la trasera. Un resorte en espiral es una varilla de acero enrollada. La presión requerida para comprimir el resorte es el coeficiente del resorte. El coeficiente del resorte es calculado para hacerlo compatible con cada automóvil; en algunos casos especiales esto es distinto de derecha a izquierda. Los resortes cónicos o de coeficiente variable proporcionan tasas distintas de compresión de resorte, es decir, amortiguación variable progresiva.



Figura 3.3. Resortes helicoidales

Los resortes se clasifican en función de la deflexión bajo una carga dada, la ley de Hook indica que una fuerza aplicada a un resorte hace que este se comprima en proporción directa a la fuerza aplicada. Al retirarse la fuerza, el resorte regresa a su posición original, en caso que no sea sobrecargado. Los automóviles más pesados requieren resortes más rígidos, es decir, que la fuerza que requieren para deformarse es mayor. Los resortes están diseñados para soportar en forma adecuada la carga y proporcionar al mismo tiempo una conducción suave y blanda como sea posible.

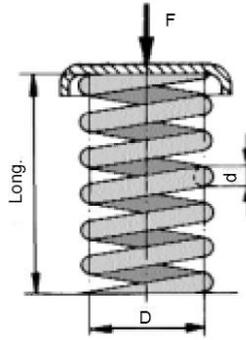


Figura 3.4. Ley de Hooke

1.14.2.6 Amortiguadores

Los amortiguadores son elementos que sirven para neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento elástico al adaptarse a las irregularidades del terreno transformando la energía que almacena el resorte en calor.

Los amortiguadores se pueden clasificar en diferentes tipos:

- 1) Según su sentido de trabajo:
 - a) Amortiguadores de simple efecto: sólo amortiguan en un sentido.
 - b) Amortiguadores de doble efecto: amortiguan en extensión y compresión.
- 2) Según el fluido de amortiguación:
 - a) Amortiguadores de gas.
 - b) Amortiguadores hidráulicos.

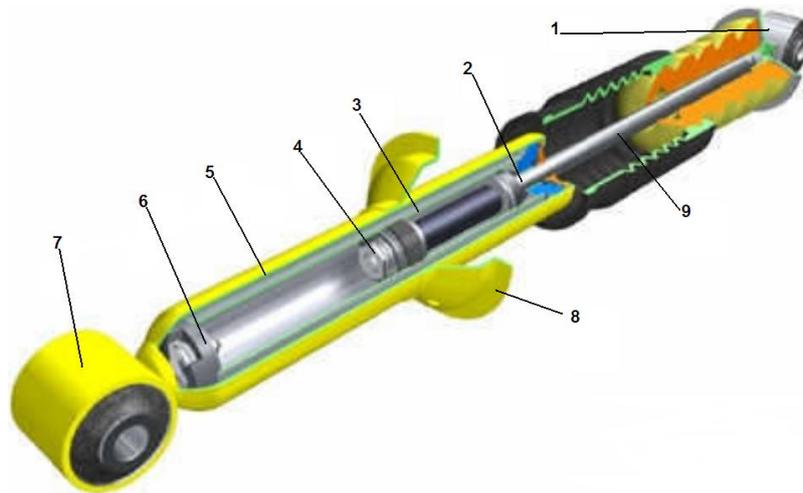


Figura 3.5. Amortiguador telescópico

Partes del gráfico:

- | | |
|------------------------------|-------------------------------|
| 1) Articulación de fijación. | 6) Válvulas de amortiguación. |
| 2) Retén. | 7) Articulación de fijación. |
| 3) Cubrebarros. | 8) Tubo interior. |
| 4) Pistón y válvulas. | 9) Vástago. |
| 5) Tubo exterior. | |

Los amortiguadores de doble efecto, hidráulicos y telescópicos, actualmente los más utilizados, se componen de dos tubos concéntricos (8 y 5), sellados por el extremo superior con el retén (2), a través del cual pasa el vástago (9), determinado en el extremo de fuerza por el anillo (1), que se une al bastidor, y que lleva un tercer tubo abierto (3), denominado cubrebarros. El vástago (9) termina en el pistón (4), con orificios calibrados y válvulas dentro del tubo interior (8). En el extremo del tubo interior (8) se encuentran las válvulas de amortiguación (6) en compresión. El amortiguador se une por (7) al eje o rueda.

Los elementos más importantes son:

- ❖ El pistón (4), que sirve para controlar los esfuerzos de frenado en extensión.
- ❖ Las válvulas (6), que sirven para controlar los esfuerzos de frenado en compresión.

- ❖ El retén (2), que sirve para evitar la fuga del aceite.

Su funcionamiento es el siguiente: cuando el amortiguador se comprime, parte del aceite que se encuentra en la cámara intermedia (6) pasa a la cámara superior (1), a través de las válvulas (5) situadas en el pistón. El resto del aceite pasa a la cámara inferior (4), a través de las válvulas (7), que limitan el paso de aceite, amortiguando la compresión. Cuando se produce el efecto de expansión, el aceite pasa de la cámara superior y de la cámara inferior a la cámara intermedia, a través de las válvulas (5) y (7). El paso por las válvulas (5) provoca el efecto de amortiguación en expansión.

La diferencia que existe con respecto a los amortiguadores de simple efecto consiste en que estos últimos sólo amortiguan en un sentido; es decir, cuando se produce el efecto de expansión o compresión (depende del sentido de amortiguación), el aceite situado en las cámaras no circula a través de los pasos calibrados; por tanto, no amortiguan en uno de los sentidos.

El amortiguador de gas se basa en el principio del movimiento de un pistón en un tubo lleno de aceite, que, en uno de los extremos, tiene una pequeña cantidad de nitrógeno a una presión de 2,5 MPa. Un pistón flotante separa el gas del aceite, evitando que ambos se mezclen. Cuando el pistón desplaza el aceite durante la compresión, este aceite comprime un poco más el nitrógeno. El gas se ve, por tanto, sometido a variaciones de volumen, actuando como un muelle.

La presión continua ejercida por el gas sobre el aceite, por medio del pistón flotante, asegura una respuesta instantánea y un funcionamiento más silencioso de las válvulas del pistón. Además, esta presión evita los fenómenos que provoca la aparición de espuma en el aceite, que pueden hacer, momentáneamente, ineficaz la amortiguación.

1.14.3 Estilos de suspensión

1.14.3.1 Independiente

Una suspensión independiente consiste en que, cada rueda esta conectada al automóvil de forma separada con las otras del mismo eje, lo cual permite que estas se muevan hacia arriba y hacia abajo sin afectar a las del lado opuesto. La suspensión independiente se puede utilizar en las cuatro ruedas.

1.14.3.2 No independiente

En una suspensión no independiente las ruedas izquierda y derecha están conectadas al mismo eje sólido. Cuando una rueda se mueve hacia arriba o hacia abajo, hace que la rueda del lado opuesto se incline en su parte superior hacia afuera o hacia adentro. Normalmente es utilizada en la parte trasera de algunos automóviles con tracción trasera y en algunos automóviles en la parte delantera con tracción de cuatro ruedas.

1.14.3.3 Semi-independiente

Es utilizada en algunos automóviles de tracción delantera, lo cual permite un movimiento independiente limitado de cada rueda, al transmitir una acción de torsión al eje sólido de conexión.

1.15 Geometría de suspensión

Para entender la geometría de una suspensión es necesario primero entender los términos principales, los conceptos, y las variables que intervienen en su diseño, la figura siguiente es una vista frontal de una suspensión de doble brazo en A, que es la mas apropiada para un vehículo tipo mini baja, debido a que mantiene la altura necesario del piso del vehículo con el suelo, le da la independencia necesaria a cada rueda para los caminos difíciles, y otras ventajas que serán analizadas mas adelante, las partes más importantes en la geometría son:

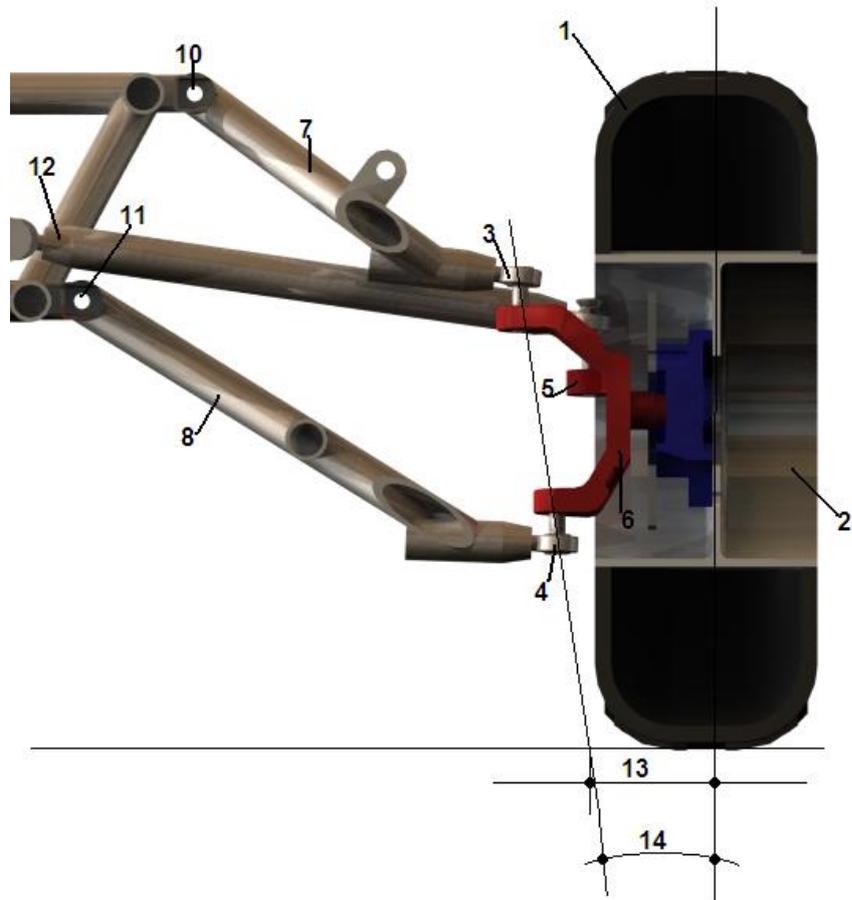
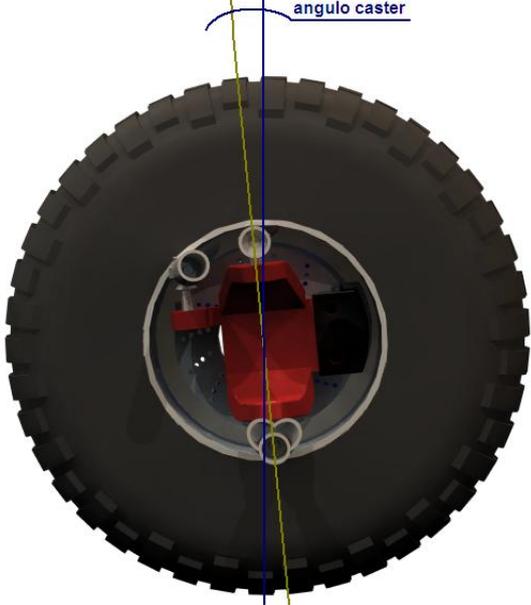
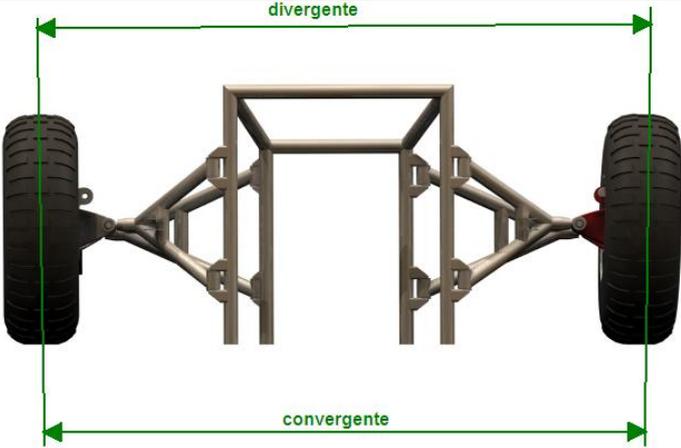


Figura 3.6. Ejemplo de suspensión frontal de un vehículo off road

1. Neumático
2. Aro
3. Rotula superior
4. Rotula inferior
5. Rotula de la dirección
6. Mangueta
7. Brazo superior
8. Brazo inferior
9. Centro de roll
10. Buje superior del chasis
11. Buje inferior del chasis
12. Brazo de la dirección
13. Radio scrub
14. Angulo kingpin

La posición de las ruedas se define por 3 ángulos principales:

<p>Angulo de camber.- en una vista frontal del vehículo, es el que se forma entre el neumático y la normal con el piso, es la inclinación de la llanta con respecto a la normal con el piso, para vehículos todo terreno se recomienda mantener el valor entre 0,5 y 1 grados.</p>	
<p>Angulo de caster.- en una vista lateral del vehículo, el ángulo de caster es el que se forma entre la línea que une los puntos de pivote donde se fijan los brazos de suspensión, es decir las rotulas, y la normal con el piso, se recomienda mantener el valor entre 3 a 7 grados.</p>	
<p>Angulo de steer.- en una vista superior del vehículo, es el ángulo formado por los planos medios de las ruedas con el eje longitudinal del vehículo, puede ser convergente o divergente según si las líneas de</p>	

prolongación de las ruedas se acercan o alejan, respectivamente.	
--	--

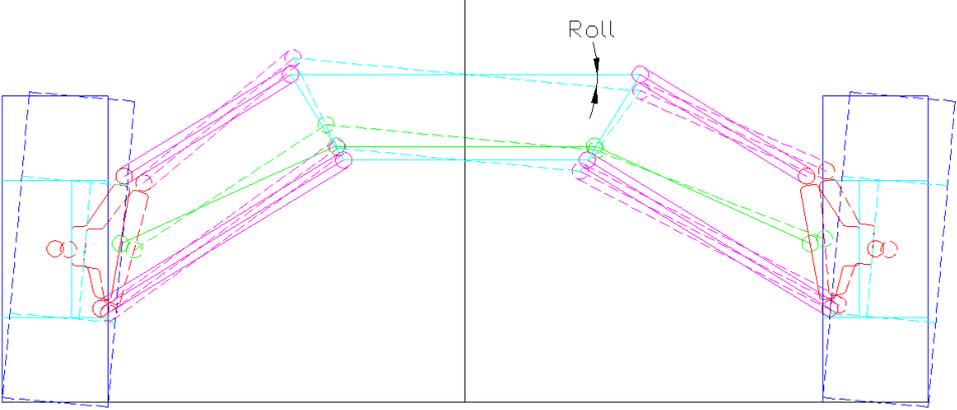
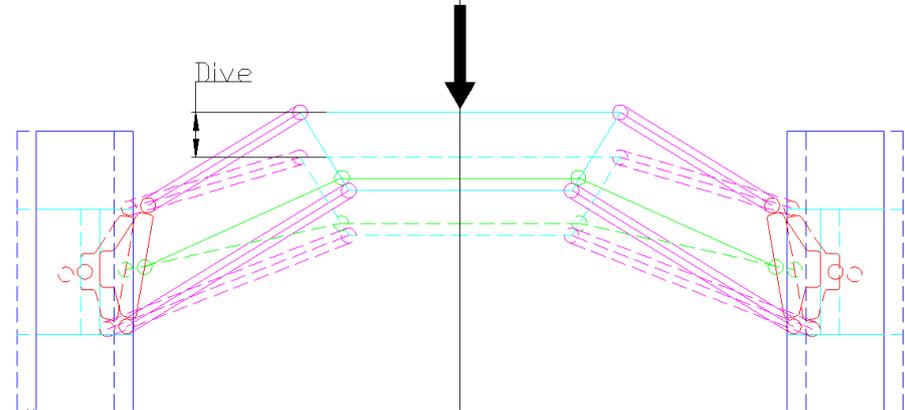
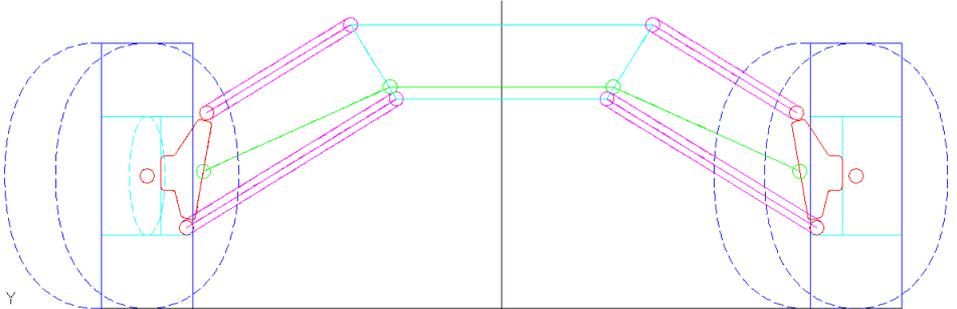
Tabla 3.1. Ángulos principales de la suspensión

Los principales factores que se deben considerar en una suspensión son:

Batalla	Distancia entre el eje delantero y el posterior
Trocha	Distancia entre los centros de las ruedas
Radio de la rueda	Distancia entre el eje de la rueda y el piso.
Offset del aro	Distancia entre el eje de la rueda y la superficie del aro
Distancia entre rotulas	Distancia entre la rotula superior e inferior de la mangueta
Angulo kingpin	Angulo formado por la línea que une las rotulas y el eje de la rueda, se recomienda mantenerlo entre 8 y 10 grados.
Radio scrub	Distancia entre el punto donde se corta la línea de las rotulas con el piso y el centro de la rueda
Buje superior del chasis	Punto donde se une el brazo superior de la suspensión con el chasis
Buje inferior del chasis	Punto donde se une el brazo inferior de la suspensión con el chasis
Longitud de giro de los brazos	Distancia entre el centro de la rueda, hasta donde se intersecan las prolongaciones de los brazos
Altura del centro de roll	Altura desde el piso del eje longitudinal respecto al cual gira el chasis.
Ganancia de camber	Cambio en el ángulo de camber que beneficia la tracción de las ruedas
Angulo roll	Angulo que gira el cuerpo del chasis en una curva en torno al eje longitudinal del chasis
Centro de gravedad	Punto en el que se concentran las cargas y fuerzas del chasis.

Tabla 3.2. Factores principales.

Los 3 principales movimientos que puede tener el chasis y que dependen del sistema de suspensión son:

<p>Roll.- es el ángulo que puede girar el chasis en torno al eje longitudinal que atraviesa el centro de roll.</p>	
<p>Dive.-es la distancia vertical que el chasis puede subir o bajar desde su posición estática inicial.</p>	
<p>Steer.- es el movimiento de las ruedas ocasionado por la</p>	

dirección.	
------------	--

Tabla 3.3 Movimientos principales

1.15.1 Tipos de suspensiones según su geometría

Existen diferentes tipos de sistemas de suspensión definidos por su geometría, debido a que esta característica define el comportamiento del vehículo, las prestaciones en frenado y aceleración, y la velocidad con que se tomara una curva, además de la deformación permisible del chasis.

1.15.1.1 Eje rígido

Consiste de un eje rígido en el cual está las dos ruedas, y tienen un sistema de amortiguación basado en ballestas o en resortes, es una suspensión dependiente.

Ventajas:

- ❖ Resistencia y Rigidez
- ❖ Control del camber, este permanece invariable

Desventajas

- ❖ Alto peso no amortiguado
- ❖ Dificultad en el manejo en terrenos difíciles y en general en cualquier terreno que no sea liso y plano
- ❖ Las fuerzas que afectan a una rueda afectan a la otra y eso produce mucha inestabilidad y problemas de tracción
- ❖ Dificultad en la dirección
- ❖ Ocupa mucho espacio

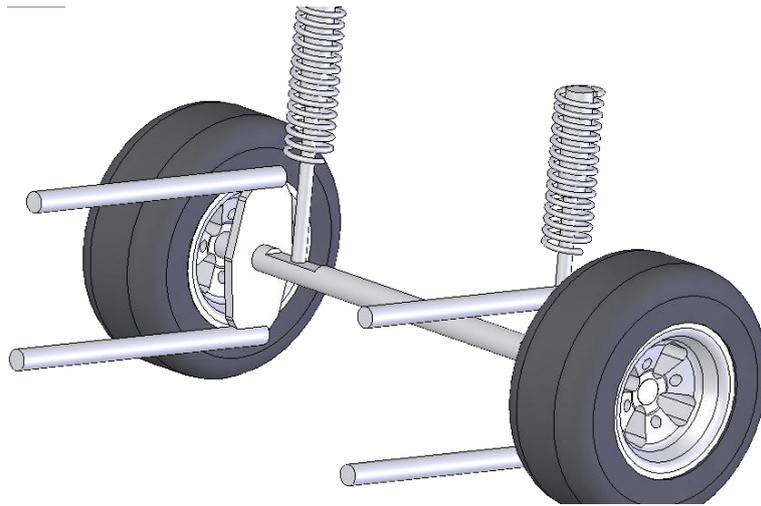


Figura 3.7. Eje rígido con resortes

1.15.1.2 Ejes balanceados

Este sistema tiene un pivote cerca del centro del eje que permite que cada llanta se balancee y rote con respecto a este punto, es una suspensión semi-independiente.

Desventajas

- ❖ Existe una pérdida marcada de tracción durante una curva, fenómeno conocido como jacking



Figura 3.8. Ejes balanceados

1.15.1.3 Suspensión de eslabones

Esta formado por dos brazos que sujetan los discos de las ruedas hasta el eje rígido, es una suspensión semi-independiente.

Desventajas

- ❖ Problemas con las curvas pronunciadas.
- ❖ Los brazos tienden a doblarse cuando soportan cargas fuertes.
- ❖ Cuando se encuentran en caminos difíciles se produce gran cantidad de vibraciones.
- ❖ El ángulo de camber varía demasiado cuando el vehículo gira o se inclina, y se produce una pérdida muy alta de adherencia de los neumáticos al piso en estos eventos.
- ❖ Los brazos deben ser muy fuertes y por lo tanto pesados.

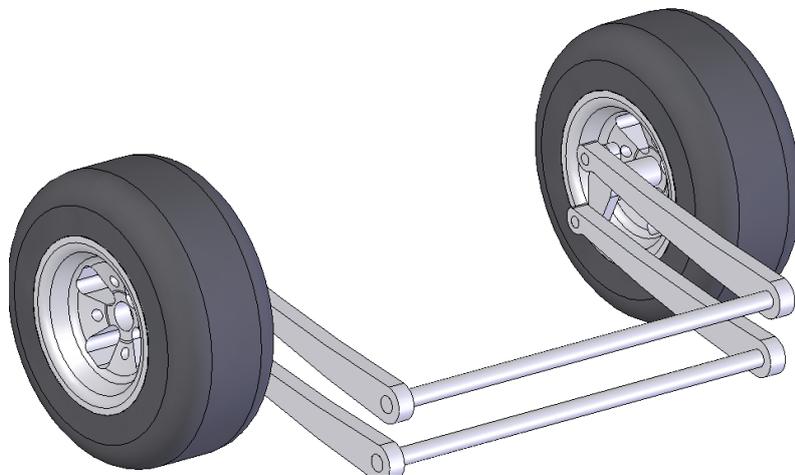


Figura 3.9. Suspensión de eslabones

1.15.1.4 Tipo McPherson

Son las más comúnmente utilizadas en nuestro medio en vehículos compactos y pequeños, consiste en un brazo que contiene en si resorte, amortiguación y brazo de control, y esta unido a otro brazo que le da la movilidad en la dirección vertical, es una suspensión independiente.

Ventajas

- ❖ Barato y de fácil fabricación

Desventajas

- ❖ No permite la utilización de neumáticos de ancho de rodadura grande sin aumentar el radio de scrub
- ❖ La ganancia en el ángulo de camber es limitada, y esta sujeta a una variación en los componentes, y no únicamente a un ajuste en el reglaje.

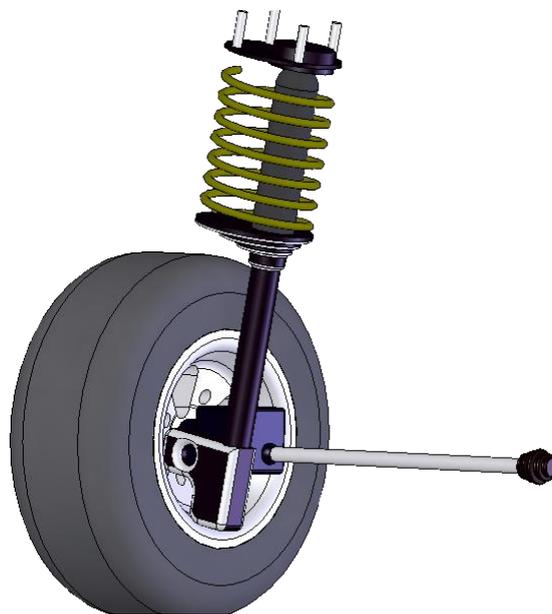


Figura 3.10. Tipo McPherson

1.15.1.5 Paralelogramo deformable

Es un mecanismo de cuatro barras no Grashoff¹ en las que dos de ellas, generalmente las que están en posición vertical son el chasis y las llantas, y las otras dos que las unen son los brazos de la suspensión, es una suspensión independiente. Este mecanismo es el que le da el movimiento a las ruedas con respecto al vehículo, por lo que se debe analizar las posibilidades en la variación de dicho mecanismo.

¹ Mecanismo de cuatro barras, en las que una de ellas puede girar 360 grados sin interferir en el movimiento de las demás.

Es lógico pensar que es mas fácil cambiar la disposición de los eslabones que constituyen los brazos de suspensión antes que los eslabones que conforman el chasis y la rueda para buscar una mejora en las prestaciones del sistema, y una reducción en los defectos, por eso este tipo de suspensiones se clasifican según la longitud e inclinación de estos, en brazos de igual longitud paralelos, de diferente longitud paralelos y de diferente longitud no paralelos, además, los brazos tienen forma de A en donde la punta de esta se une a la mangueta en las rotulas y las dos barras inferiores se unen al chasis con los bujes.

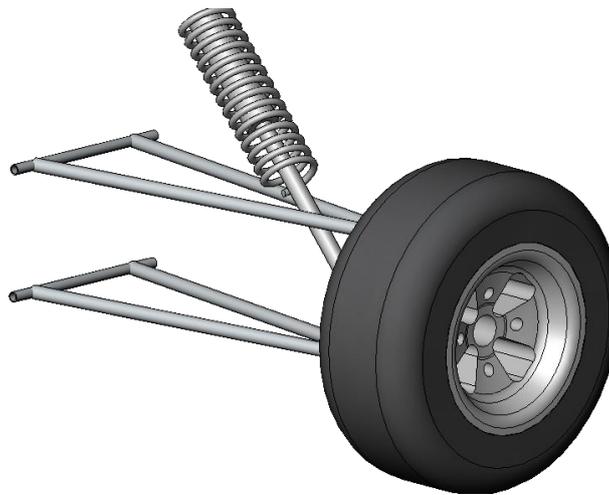


Figura 3.11. Paralelogramo deformable

1.15.1.5.1 Doble brazo en A de igual longitud paralelos

Ofrece un control rígido lo que se traduce en un control total de la deflexión durante las curvas, asegurando así que la alineación de la dirección y de las ruedas permanezca constante siempre. Por esto es muy usada en la parte frontal de muchos vehículos.

No existe una ganancia en el ángulo de camber, por lo que se pierde mucha adherencia en las curvas, pues cuando el chasis gira en ángulo roll, las ruedas también lo hacen girando el mismo ángulo, esta se a convertido en la principal causa para no utilizar brazos iguales, y se a encontrado que la forma para que exista ganancia de camber en las curvas es cambiando la longitud de los brazos.

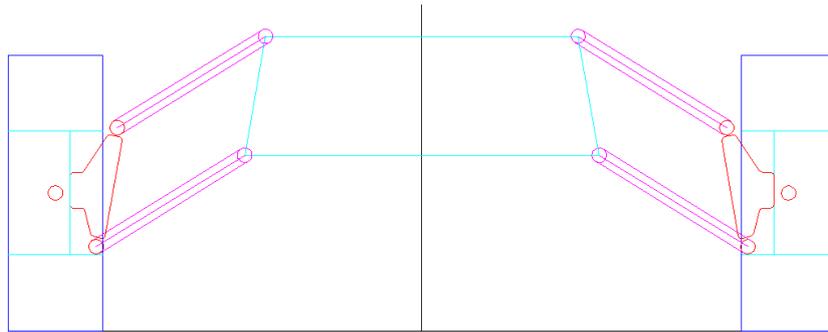


Figura 3.12. Doble brazo en A de igual longitud paralelos

1.15.1.5.2 Doble brazo en A de diferente longitud paralelos

El dar una longitud menor al brazo superior con respecto al inferior, hace que la parte superior de la mangueta y de la rueda cambien de posición antes que la parte inferior cuando se comprime la suspensión, esto hace que se genere un control en la ganancia de camber cuando el auto gira en ángulo roll, en el evento de una curva, esta ventaja geométrica es muy apreciada principalmente en los sistemas de suspensión posteriores en donde siempre es importante tener la mayor tracción posible especialmente en las salidas de una curva.

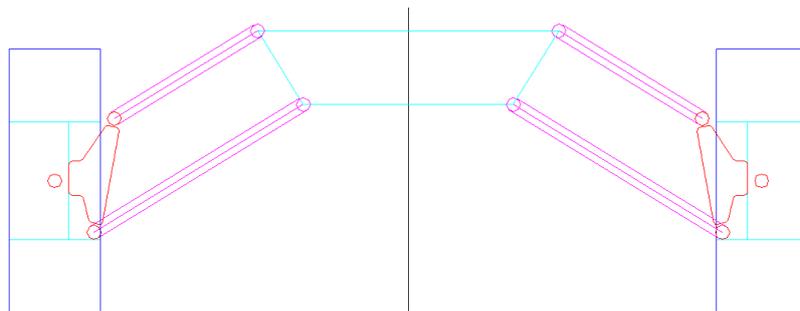


Figura 3.13. Doble brazo en A de diferente longitud paralelos

1.15.1.5.3 Doble brazo en A de diferente longitud no paralelos

Esta configuración es la que da lugar a la longitud de giro de brazo, los criterios de selección se describen a continuación, es importante aclarar que cuando esta longitud es pequeña se consigue una ganancia rápida de camber cuando se comprime la suspensión, pero puede disminuir considerable la acción

amortiguadora del sistema cuando este se esta comprimiendo, y se debe tomar una decisión, si es suficiente la ganancia de camber en una curva como para sacrificar en amortiguación, o si por el contrario, la ganancia de camber es tan pequeña que no justifica la perdida de amortiguación.

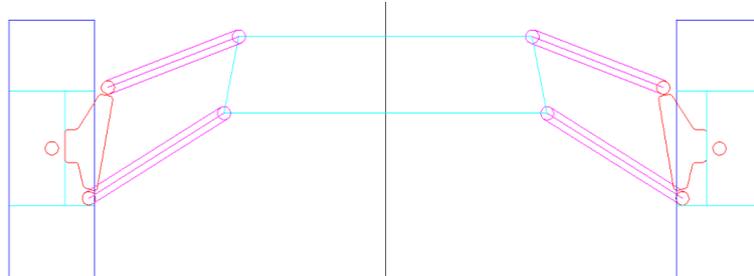


Figura 3.14. Doble brazo en A de diferente longitud no paralelos

Para diseñar un sistema de suspensión no existe una regla definida, ni una respuesta correcta o incorrecta, cualquier diseño que funcione en la practica, que haga que el vehículo responda como se quiere y principalmente que haga que este tome una curva a la mayor velocidad posible, esta correcto, en base a esto, se han obtenido, tras años de practica, una serie de criterios de diseño para todos los valores antes descritos que pueden ser variados, ya sea en su longitud o en ángulo, para obtener la mejor aproximación de un sistema de suspensión excelente, utilizando los siguientes criterios (ADAMS Herb, CHASSIS ENGINEERING, HPBooks):

Tabla 3.4. Criterios de diseño

Nombre	Rango aceptable	Ventajas	Desventajas
Trocha	Debe cumplir la relación $\frac{Batalla}{Trochad} = 1,66a1,707$ $\frac{Trochad}{Trochap} = 1,056a1,025$	Aumentar la trocha mejora la estabilidad, disminuye la transferencia de peso en una curva	Aerodinámica, Espacio
Offset del aro	Que permita que la mayor parte de los	Optimizar espacio	Offset hacia fuera del vehículo puede

	elementos estén dentro del aro.		presentar problemas en la dirección
Distancia entre rotulas	La mayor longitud posible	Una distancia mayor disminuye las cargas resultantes	La limitación es el espacio interior del aro
Angulo kingpin	Entre 8 a 10 grados	Mayor ángulo mejora la dirección	Angulo grande problemas en dirección en curvas
Radio scrub	La menor longitud posible	Si fuera cero no se requeriría fuerza para mover la dirección	Saltos y curvas ejercen torques en la dirección que son proporcionales al radio scrub
Brazo inferior	Lo mas largo posible	Disminuye el cambio del ángulo en el movimiento de los miembros de la suspensión	Brazos muy largos pueden estorbar en la correcta ventilación del motor
Brazo superior	Debe cumplir la relación $\frac{b_{inf}}{b_{sup}} = 1,4a1,6$	Un brazo pequeño significa una ganancia de camber rápido en el movimiento de la suspensión	Controla el movimiento del roll center durante rotación y movimiento del chasis
Longitud de giro de brazo	Compromiso, se obtiene de datos	Longitud mayor significa movimiento suave de las ruedas, menor significa	Longitud mayor significa poca ganancia de camber, menor significa

		mas ganancia de camber	movimiento errático de las ruedas
Altura de roll center	Se debe mantener el roll center lo más bajo posible, lo ideal seria que se encuentre a nivel del piso.	Amortiguadores mas rígidos evitan que se aumente este ángulo	
Ganancia de camber	Cero camber máxima tracción	Camber negativo prepara a la rueda a dar la máxima tracción en una curva, reduce el ángulo de roll	Camber positivo no es recomendable
Angulo roll	Mantenerlo al mínimo	Un cambio mínimo ayuda a mantener constante el ángulo de camber	Una cambio grande produce camber positivo y eso reduce la tracción en una curva

1.16 Análisis matemático

Para realizar el cálculo del comportamiento de un sistema de suspensión se debe seguir el siguiente método de cálculo:

Empezamos considerando como un punto (1) se mueve siguiendo una trayectoria circular hasta un punto (2), observando el cambio en las coordenadas z y y como se demuestra en el siguiente grafico.

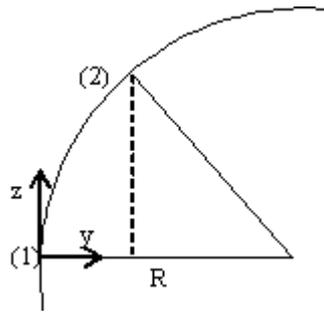


Figura 3.15. Movimiento de un punto en una trayectoria circular

Utilizando las formulas de una circunferencia tenemos:

$$\begin{aligned}
 z^2 + (y - R)^2 &= R^2 \\
 \Rightarrow z^2 + y^2 - 2yR + R^2 &= R^2 \\
 \Rightarrow 2yR - y^2 &= z^2
 \end{aligned}$$

Ecuación 3.1.

Para resolver la ecuación para y podríamos utilizar la ecuación cuadrática, pero esto nos daría una ecuación muy compleja, y como estamos considerando pequeños cambios en la coordenada y , el término y al cuadrado se convierte prácticamente en despreciable, por lo tanto es posible realizar la siguiente aproximación:

$$\begin{aligned}
 2yR &\approx z^2 \\
 \Rightarrow y &\approx \frac{z^2}{2R}
 \end{aligned}$$

Ecuación 3.2.

Ahora observemos que sucede si introducimos un offset al punto (1) de valor a :

Figura 3.17 Aproximación de la suspensión del buggy

Los puntos (1) y (2) representan a las rotulas superior e inferior respectivamente, los puntos azules representan los bujes fijos en el chasis, los radios R1 y R2 son los brazos de suspensión superior e inferior, las distancias a y b son las longitudes de desfase que sirven para aproximar el sistema a la ecuación 3.1, la altura h es la separación entre rotulas, la altura H es la separación entre la rotula superior y el piso, y el punto (3) es el que define el movimiento del neumático, la distancia t es la trocha.

En particular, estamos interesados en el movimiento de los puntos (1), (2) y (3), y queremos deducir como estos puntos se van a comportar para un valor de z en el punto (3) dado, pues un valor positivo corresponde a un viaje positivo de la suspensión en la dirección vertical. La variación horizontal en la ubicación del punto (3) es el radio scrub, y es este fenómeno el que debemos disminuir en la medida de lo posible. Usando la ecuación 1 tenemos que:

$$y_1 = \frac{z^2}{2R} - \frac{za}{R}$$
$$y_2 = \frac{z^2}{2R} - \frac{zb}{R}$$

Ecuación 3.4.

Ahora, también existe una relación entre y_1 , y_2 y y_3 , cuando observamos que le sucede a la llanta cuando existe un viaje positivo, la rueda gira un ángulo, que es el ángulo de camber, que se puede relacionar con la posición relativa de los 3 puntos principales, y considerando que este ángulo es otro factor que debemos mantener controlado, se debe deducir una relación para calcularlo a partir del viaje de la suspensión.

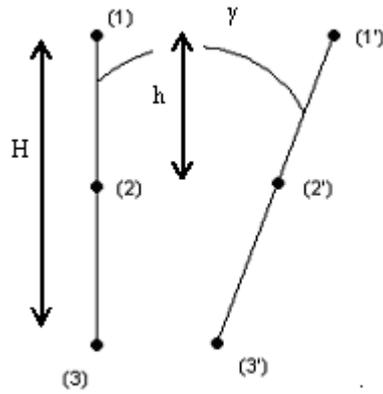


Figura 3.18. Cambio en el ángulo del neumático

Asumiendo que es así como se mueven los puntos de acuerdo a las observaciones, se deducen dos aspectos muy importantes, utilizando igualdad de triángulos:

$$\frac{y_2 - y_3}{H - h} = \frac{y_1 - y_3}{H}$$

$$\Rightarrow y_3 = \frac{H}{h} y_2 - \frac{(H - h)}{h} y_1$$

Ecuación 3.5.

Podemos hacer una aproximación asumiendo que el cambio de ángulo es despreciable

$$\Rightarrow \gamma \approx \frac{y_1 - y_2}{h}$$

Ecuación 3.6.

Reemplazando las ecuaciones 2 y 3 con las expresiones obtenidas antes para y_1 y y_2 obtenemos

$$\Rightarrow y_3 = \frac{z^2}{2h} \left[\frac{H}{R_2} - \frac{(H-h)}{R_1} \right] + \frac{z}{h} \left[\frac{(H-h)a}{R_1} - \frac{Hb}{R_2} \right]$$

$$\Rightarrow \gamma = \frac{z^2}{2h} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + \frac{z}{h} \left(\frac{b}{R_2} - \frac{a}{R_1} \right)$$

Ecuación 3.7.

Además, usando los argumentos geométricos de Milliken se encuentra una relación muy importante entre el scrub y la altura del centro de roll, h_{RC} :

$$h_{RC} = \left(\frac{-dy_3}{dz} \right) \frac{t}{2}$$

Ecuación 3.8.

Sacando la derivada de la expresión para el radio scrub, y_3 y usando eso en la ecuación para la altura del centro de roll se concluye que:

$$\Rightarrow \frac{dy_3}{dz} = \frac{z}{h} \left[\frac{H}{R_2} - \frac{(H-h)}{R_1} \right] + \frac{1}{h} \left[\frac{(H-h)a}{R_1} - \frac{Hb}{R_2} \right]$$

Ecuación 3.9.

$$\Rightarrow h_{RC} = \frac{t}{2h} \left[\frac{Hb}{R_2} - \frac{(H-h)a}{R_1} \right]$$

Ecuación 3.10.

Finalmente,

$$\Rightarrow \frac{d\gamma}{dz} = \frac{z}{h} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + \frac{1}{h} \left(\frac{b}{R_2} - \frac{a}{R_1} \right)$$

Ecuación 3.11.

Ahora se introduce en el calculo las constantes de suspensión derivadas por Maurice Olley ("suspensión and Handling", 1937):

$$\begin{aligned}
 P_1 &= \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \\
 Q_1 &= \frac{a}{R_1} - \frac{b}{R_2} \\
 P_2 &= \frac{H}{R_2} - \frac{(H-h)}{R_1} \\
 Q_2 &= \frac{Hb}{R_2} - \frac{(H-h)a}{R_1}
 \end{aligned}$$

Ecuación 3.12.

Reescribiendo las ecuaciones anteriores en función de estas constantes nos queda:

$$\begin{aligned}
 y &= \frac{P_1 z^2 / 2 - Q_1 z}{h} \\
 \frac{dy}{dz} &= \frac{P_1 z - Q_1}{h} \\
 y_3 &= \frac{1}{h} [P_2 z^2 / 2 - Q_2 z] \\
 \frac{dy_3}{dz} &= \frac{1}{h} [P_2 z - Q_2] \\
 \Rightarrow h_{xc} &= \frac{-t}{2h} [P_2 z - Q_2]
 \end{aligned}$$

Ecuación 3.13.

Esto completa el análisis de un modelo simple de suspensión, pero se debe realizar una aproximación mas real a un sistema de suspensión, añadiendo distancias de separación entre la llanta y las rotulas, en el grafico estas distancias son d y e, esta inclinación de la mangueta genera el ángulo de kingpin.

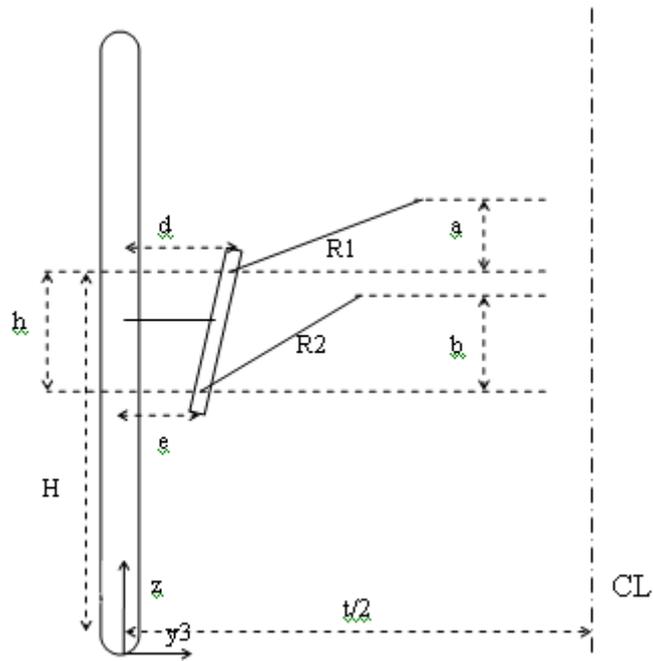


Figura 3.19. Aproximación más real de una suspensión

Para obtener las expresiones necesarias se debe introducir nuevas constantes:

$$\begin{aligned}
 U_1 &= \frac{d}{R_1} - \frac{e}{R_2} \\
 V_1 &= \frac{ad}{R_1} - \frac{be}{R_2} \\
 U_2 &= \frac{He}{R_2} - \frac{(H-h)d}{R_1} \\
 V_2 &= \frac{Hbe}{R_2} - \frac{(H-h)ad}{R_1}
 \end{aligned}$$

Ecuación 3.14.

Usando estas constantes, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\gamma = \frac{P_1 z^2 / 2 - Q_1 z}{h + V_1 + U_1 z}$$

$$\frac{d\gamma}{dz} = \frac{P_1 z - Q_1 - \gamma U_1}{h + V_1 + U_1 z}$$

$$y_3 = \frac{1}{h} [P_2 z^2 / 2 - Q_2 z - \gamma (U_2 z + V_2)]$$

$$\frac{dy_3}{dz} = \frac{1}{h} \left[P_2 z - Q_2 - U_2 \gamma - \frac{d\gamma}{dz} (U_2 z + V_2) \right]$$

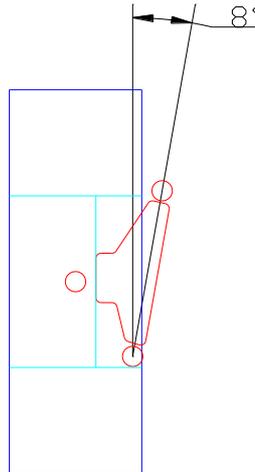
$$h_{RC} = -\frac{t}{2h} \left[P_2 z - Q_2 - U_2 \gamma - \frac{d\gamma}{dz} (U_2 z + V_2) \right]$$

Ecuación 3.15.

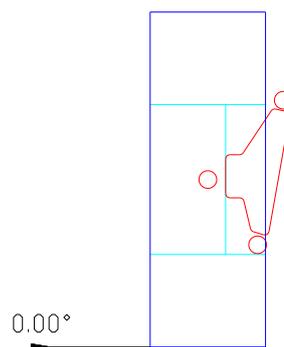
1.17 Selección de la alternativa mas optima

El sistema de suspensión escogido es:

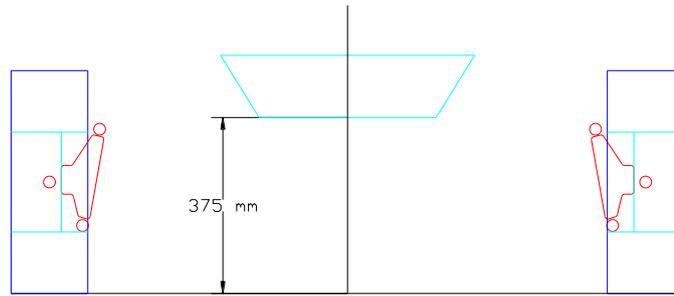
- Sistema independiente en las cuatro ruedas, debido a que el vehículo debe recorrer caminos difíciles, así como saltos de longitud y altura medianos.
- Paralelogramo deformable en las cuatro ruedas, debido a que es el que ofrece mayor recorrido de la suspensión.
- Brazos paralelos de diferente longitud en las ruedas posteriores, para obtener ganancia de camber en las curvas y en los saltos.
- Brazos paralelos de diferente longitud en las ruedas frontales, para mantener los neumáticos alineados frente a saltos e irregularidades del camino, y obtener ganancia de camber en las curvas.
- Muelles helicoidales cilíndricos, porque son los que ocupan menor espacio y tienen un peso aceptable, en conjunto con amortiguadores de doble acción tipo telescopios.
- Angulo de kingpin de 8 grados en los neumáticos frontales, para mantener al mínimo el radio de scrub y facilitar la conducción, y de 10 grados en los neumáticos posteriores para cumplir con la recomendación.



- Angulo de camber de 0,5 grados en todas las ruedas, para preparar al neumático a dar la máxima tracción posible en una curva.

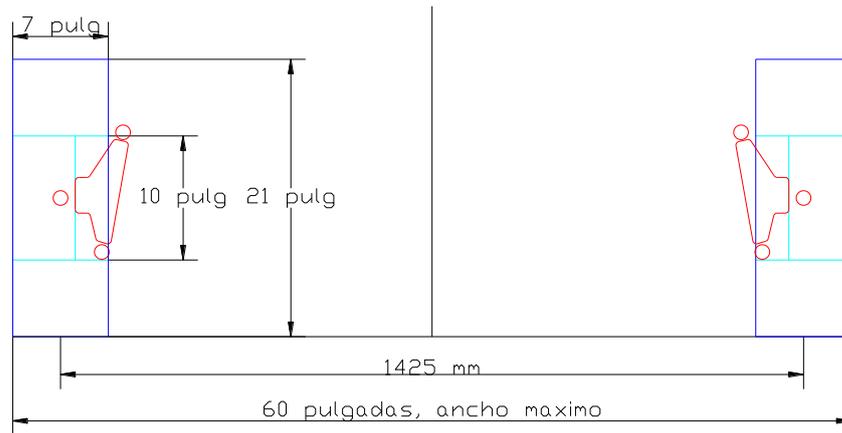


- Angulo de caster de 5 grados, tanto en los neumáticos frontales como posteriores, para brindar una ventaja mecánica al momento de conducir, en el volante, y ayudar a alinear los neumáticos automáticamente al momento de terminar un salto.
- Altura del piso de 375 mm, según recomendación del reglamento, para no tener problemas con los obstáculos, que en el caso de las pruebas de rock crawling y enduro son de altura cercana a 350 mm.

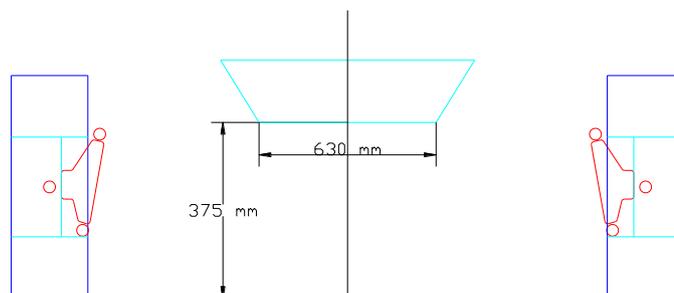


- Neumáticos de dimensión 21-7-10 para la parte frontal, y 20-10-9 para la parte posterior, diseñados para vehículos ATV o cuadrones, debido a que son las dimensiones mas usadas en nuestro medio para estos vehículos, y poseen un tamaño recomendado para caminos difíciles, saltos, y también dan buenas prestaciones en velocidad en circuitos. La dimensión de los neumáticos es muy importante pues es a partir de esta que, todo el diseño de la geometría empieza. La dimensión 21-7-10 significa, para neumáticos de esta categoría únicamente, 21 pulgadas de diámetro exterior, 7 pulgadas de ancho y rin 10. Así mismo 20-10-9 significa, 20 pulgadas de diámetro exterior, 10 de ancho, y 9 de rin.
- Longitud de trocha frontal de 1425 mm, debido a que existe en el reglamento la limitación para el ancho del vehículo. Para obtener este valor se realizo un grafico en AUTOCAD® colocando dos rectángulos², que representan los neumáticos, con la altura y el ancho correspondientes, y separados entre las caras exteriores 60 pulgadas, midiendo finalmente, la trocha resultante, tomando el valor preferencial, esto se realiza porque mientras mas ancho es el vehículo mas ventajas se tiene en estabilidad en la conducción y en la dirección al momento de curvar, por esto se toma un valor cercano al máximo para empezar desde este punto el diseño, para dejarlo libre a posteriores rediseños, sin descuidar el dejar un espacio de tolerancia de 4 pulgadas para posibles elementos adicionales.

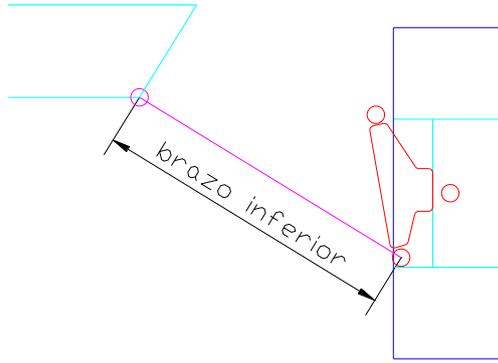
²Método de diseño tomado del libro ADAMS Herb, CHASSIS ENGINEERING, HPBooks.



- Para continuar con el diseño geométrico, se debe dibujar un rectángulo que represente el chasis, en el grafico anterior, que va a tener de ancho, el necesario para que se puedan instalar todos los elementos de los sistemas anexos como frenos, dirección, y además los pedales del freno y acelerador, según las limitaciones del reglamento, que dicen que aproximadamente debe existir entre los pies y el chasis una separación de 7 pulgadas como mínimo, de esta limitación se deriva que, el ancho del chasis será 630 mm y estará a una altura de 375 mm, que es la altura respecto al piso.



- Después, de los vértices inferiores del rectángulo anterior se traza una línea que una este punto con el punto de la mangueta que se encuentra dibujada unida al neumático, y así se obtiene la longitud del brazo inferior.

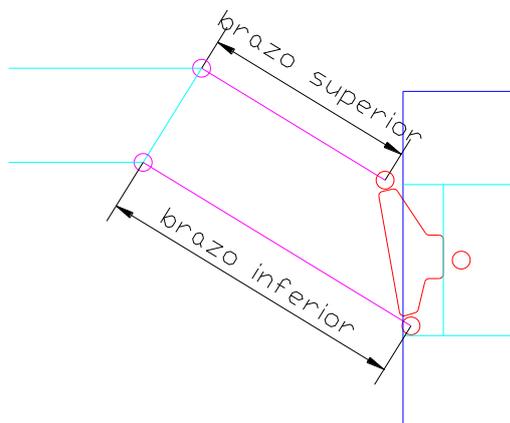


- Para obtener la longitud del brazo superior, se dibuja una línea que parte de la rotula superior de la mangueta, paralela al brazo inferior, en el caso de la suspensión frontal, y que posea de longitud la que resulte de la recomendación, que dice que $\frac{\text{Longitudbrazo inf}}{\text{Longitudbrazo sup}} = 1,4$. Se va a tomar el valor de 1,4 porque este nos da la máxima longitud aceptable del brazo superior, debido a que si la diferencia de longitudes no es muy grande el cambio de ángulo de camber se puede controlar.

$$\text{Longitudbrazo inf} = 475\text{mm}$$

$$\text{Longitudbrazo sup} = \frac{\text{Longitudbrazo inf}}{1,4}$$

$$\text{Longitudbrazo sup} = 339\text{mm}$$



- Finalmente, del punto superior del ultimo brazo dibujado, se traza una línea al punto superior del brazo inferior, y así se crea el dibujo del chasis en el que van a ir fijos estos elementos.

- Para obtener la trocha posterior, se sigue la recomendación descrita en la tabla 3.4.
- De aquí, se dibuja, de igual forma, un rectángulo separado del piso la misma distancia que la parte frontal, y de ancho el del motor, mas 10 cm. a cada lado, para dejar espacio a los elementos constitutivos de la transmisión, y darle espacio al equipo para repararlo o cambiarlo.
- De aquí es fácil encontrar la longitud del brazo inferior posterior, siguiendo los mismos pasos descritos anteriormente, y de ahí, se dibuja una línea, que constituye el brazo superior, que será convergente, no paralelo, con el inferior, y que se desvía del paralelismo 3 grados, para obtener la ganancia de camber requerida, la cual se comprobaba mas adelante, en la tabla de datos obtenida en el programa de suspensiones.

❖ Suspensión frontal

- Altura del piso = 375 mm
- Brazo superior = 339 mm
- Brazo inferior = 475 mm
- Trocha = 1425 mm
- Angulo kingpin = 8°
- Camber = 0°
- Caster = 5°

❖ Suspensión posterior

- Altura del piso = 375 mm
- Brazo superior = 277 mm
- Brazo inferior = 388 mm
- Trocha = 1290 mm
- Angulo kingpin = 10°
- Camber = 0°
- Caster = 5°

Para analizar esta suspensión mediante las formulas analizadas en el apartado 3.3 se utilizo³ un programa en Excel, en el cual, las entradas serán las dimensiones de la suspensión requeridas (Anexo A, plano 2) y de salidas se tendrán tablas de datos que muestran la variación del ángulo de camber, la altura del centro de roll y la variación del scrub, para analizar si esta variación es perjudicial, o por el contrario, es beneficiosa para una conducción optima y una movimiento del vehículo confortable al enfrentarse a irregularidades del camino.

Tabla 3.5. Hoja de datos de la suspensión frontal

Entradas							
a	b	d	e	h	H	R1	R2
170.04	194.95	42.79	37.21	145.45	345.75	439.3	475.09
Constantes de Olley							
P1	Q1	P2	Q2	U1	V1	U2	V2
0.000	-0.023	0.272	64.346	0.019	1.294	7.570	1961.697
Salidas							
recorrido	camber	rata de camber	posición	scrub	rata de scrub	altura del centro de roll	camber
z	γ (rad)	dy/dz (rad)	y3	y3	$dy3/dz$	hRC	γ (grados)
300.0	0.097	0.000	-51.229	51.229	0.108	-76.845	5.58
290.0	0.093	0.000	-52.168	52.168	0.090	-63.917	5.31
280.0	0.088	0.000	-52.928	52.928	0.072	-50.982	5.04
270.0	0.083	0.000	-53.509	53.509	0.053	-38.041	4.78
260.0	0.079	0.000	-53.911	53.911	0.035	-25.092	4.52
250.0	0.075	0.000	-54.133	54.133	0.017	-12.137	4.28
240.0	0.070	0.000	-54.175	54.175	-0.001	0.825	4.03
230.0	0.066	0.000	-54.038	54.038	-0.019	13.794	3.80
220.0	0.062	0.000	-53.720	53.720	-0.038	26.770	3.56
210.0	0.058	0.000	-53.222	53.222	-0.056	39.753	3.34
200.0	0.054	0.000	-52.545	52.545	-0.074	52.743	3.12
190.0	0.051	0.000	-51.686	51.686	-0.092	65.741	2.91
180.0	0.047	0.000	-50.647	50.647	-0.111	78.745	2.70
170.0	0.044	0.000	-49.428	49.428	-0.129	91.757	2.50
160.0	0.040	0.000	-48.027	48.027	-0.147	104.776	2.30
150.0	0.037	0.000	-46.445	46.445	-0.165	117.802	2.11
140.0	0.034	0.000	-44.683	44.683	-0.184	130.836	1.93
130.0	0.031	0.000	-42.738	42.738	-0.202	143.876	1.75
120.0	0.028	0.000	-40.613	40.613	-0.220	156.925	1.58
110.0	0.025	0.000	-38.305	38.305	-0.239	169.981	1.42

³ Programa tomado de la dirección <http://www.mae.cornell.edu/moonbuggy/2004/buggy.html>

100.0	0.022	0.000	-35.816	35.816	-0.257	183.044	1.26
90.0	0.019	0.000	-33.145	33.145	-0.275	196.115	1.11
80.0	0.017	0.000	-30.291	30.291	-0.294	209.193	0.96
70.0	0.014	0.000	-27.255	27.255	-0.312	222.279	0.82
60.0	0.012	0.000	-24.037	24.037	-0.330	235.373	0.69
50.0	0.010	0.000	-20.636	20.636	-0.349	248.475	0.56
40.0	0.008	0.000	-17.052	17.052	-0.367	261.584	0.44
30.0	0.006	0.000	-13.285	13.285	-0.386	274.701	0.32
20.0	0.004	0.000	-9.335	9.335	-0.404	287.826	0.22
10.0	0.002	0.000	-5.202	5.202	-0.422	300.959	0.11
0.0	0.000	0.000	-0.885	0.885	-0.441	314.100	0.02
-10.0	-0.001	0.000	3.615	3.615	-0.459	327.248	-0.07
-20.0	-0.003	0.000	8.299	8.299	-0.478	340.405	-0.15
-30.0	-0.004	0.000	13.168	13.168	-0.496	353.570	-0.23
-40.0	-0.005	0.000	18.220	18.220	-0.515	366.743	-0.30
-50.0	-0.006	0.000	23.457	23.457	-0.533	379.925	-0.36
-60.0	-0.007	0.000	28.878	28.878	-0.552	393.114	-0.42
-70.0	-0.008	0.000	34.484	34.484	-0.570	406.312	-0.47
-80.0	-0.009	0.000	40.275	40.275	-0.589	419.518	-0.51
-90.0	-0.010	0.000	46.251	46.251	-0.607	432.733	-0.55
-100.0	-0.010	0.000	52.412	52.412	-0.626	445.956	-0.58
-110.0	-0.010	0.000	58.759	58.759	-0.644	459.187	-0.60
-120.0	-0.011	0.000	65.291	65.291	-0.663	472.427	-0.62
-130.0	-0.011	0.000	72.009	72.009	-0.682	485.676	-0.63
-140.0	-0.011	0.000	78.913	78.913	-0.700	498.933	-0.63
-150.0	-0.011	0.000	86.003	86.003	-0.719	512.199	-0.62
-160.0	-0.011	0.000	93.280	93.280	-0.738	525.474	-0.61
-170.0	-0.010	0.000	100.742	100.742	-0.756	538.757	-0.59
-180.0	-0.010	0.000	108.392	108.392	-0.775	552.050	-0.57
-190.0	-0.009	0.000	116.228	116.228	-0.793	565.351	-0.54
-200.0	-0.009	0.000	124.252	124.252	-0.812	578.661	-0.50

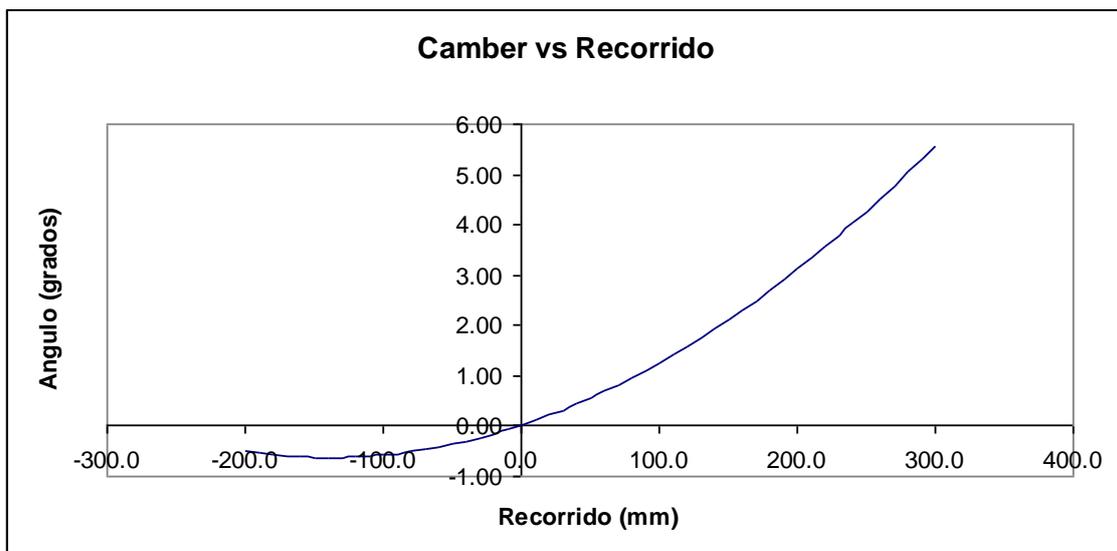


Figura 3.20. Camber vs. Recorrido de la suspensión frontal

En el grafico del cambio del ángulo de camber podemos comprobar que, en el movimiento vertical positivo, este valor permanece casi invariable, aumentando hasta 2 grados como máximo, lo que nos garantiza una conducción controlada en cambios de altura bruscos, y caídas, mientras que, en el movimiento negativo vertical, este ángulo tiende a cambiar drásticamente, pero en el rango aceptable que permite en si el movimiento del mecanismo, este ángulo mantiene un valor controlable, ahora esto no se convierte en un inconveniente pues el único momento en que esta posición se de será en el instante en que el vehículo este en el aire en el evento de un salto, y este movimiento se vería restringido debido a que los brazos estarían sujetos y casi fijos en la posición inicial por los amortiguadores y sujetarían en el lugar preciso e los neumáticos para recibir el impacto al tocar el piso.

El mecanismo nos presenta la ventaja de ganancia de camber al cambiar el recorrido de la suspensión, fenómeno que es muy útil en una curva, para obtener la mayor tracción posible del neumático, manteniendo un compromiso entre la inclinación del neumático con el movimiento del mecanismo, sin que este se vea interferido por una inclinación excesiva.

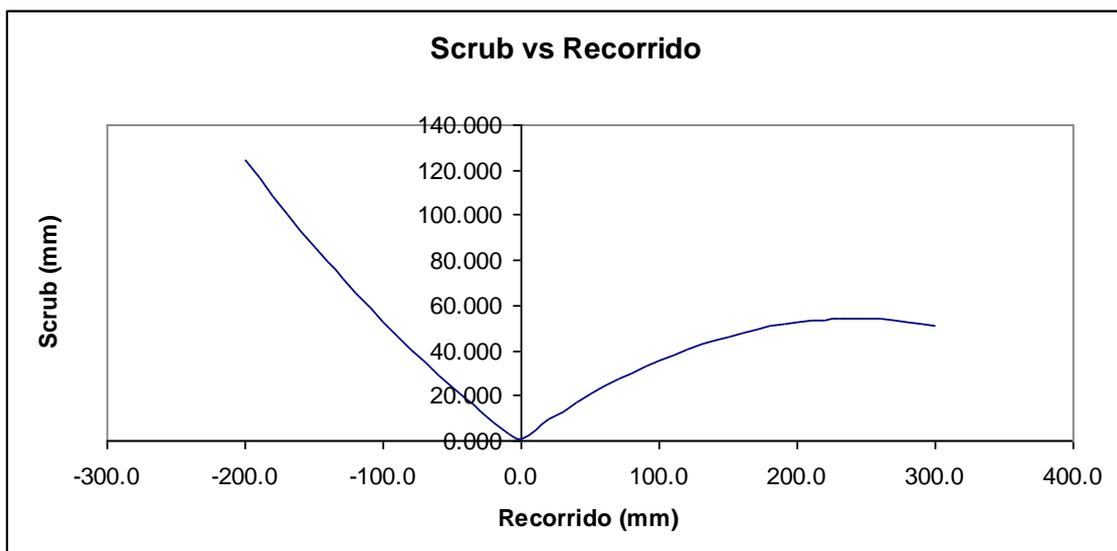


Figura 3.21. Scrub vs. Recorrido de la suspensión frontal

Este grafico nos dice que este valor aumenta cuando la suspensión se comprime, lo que nos da como resultado una dificultad en la maniobrabilidad en ese instante, y exige por parte del piloto mayor fuerza para dirigir al vehículo y mover al volante, pero, aquí es donde actúa el reglaje de los amortiguadores, que son los que deben garantizar que este instante se lo mas corto posible.

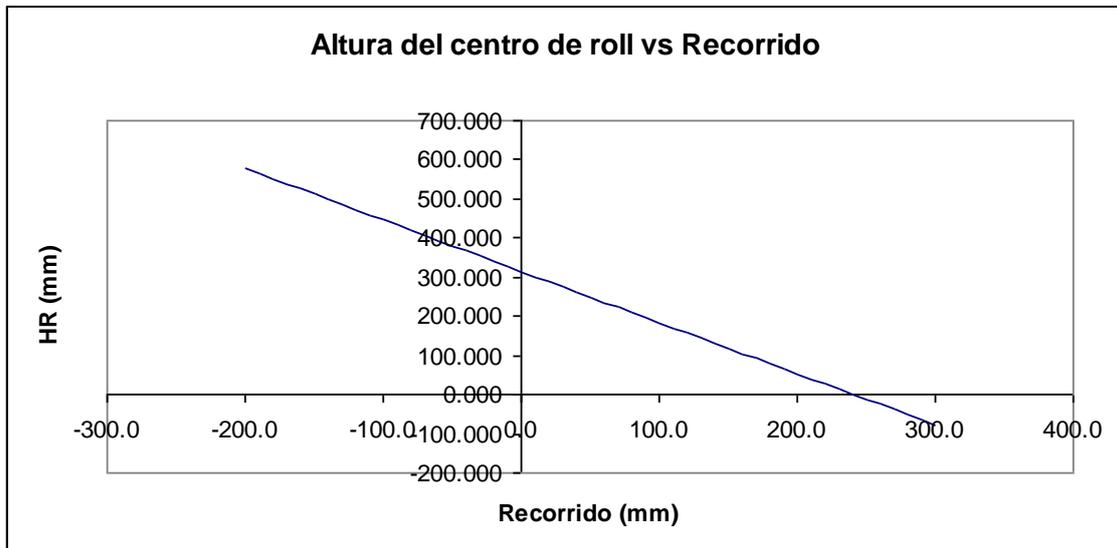


Figura 3.22. Altura del centro de roll vs. Recorrido de la suspensión frontal

Este grafico es importante analizarlo en conjunto con el mismo grafico de la suspensión posterior, y esta altura debe permanecer menor en todo momento, que la del sistema posterior, pues esto ayuda a poder tomar una curva con facilidad y que el vehículo no sea sobrevirador, es decir que la parte posterior derrape en una curva; ahora, un exceso en la diferencia de las dos alturas produciría el efecto contrario, subvirador.

Tabla 3.6. Hoja de datos de la suspensión posterior

Entradas							
a	b	d	e	h	H	R1	R2
172.83	194.69	43.15	36.87	185.45	360.55	327.22	388.41
Constantes de Olley							
P1	Q1	P2	Q2	U1	V1	U2	V2
0.000	0.027	0.393	88.241	0.037	4.310	11.135	2672.665
Salidas							
recorrido	camber	rata de camber	posición	scrub	rata de scrub	altura del centro de	camber

						roll	
z	γ (rad)	dy/dz (rad)	y3	y3	dy3/dz	hRC	γ (grados)
300.0	0.069	0.001	-49.261	49.261	0.146	-93.894	3.94
290.0	0.063	0.001	-50.577	50.577	0.125	-80.898	3.62
280.0	0.058	0.001	-51.694	51.694	0.105	-67.888	3.31
270.0	0.052	0.001	-52.614	52.614	0.085	-54.863	3.01
260.0	0.047	0.000	-53.334	53.334	0.065	-41.823	2.72
250.0	0.043	0.000	-53.854	53.854	0.045	-28.768	2.45
240.0	0.038	0.000	-54.175	54.175	0.024	-15.698	2.19
230.0	0.034	0.000	-54.296	54.296	0.004	-2.613	1.94
220.0	0.030	0.000	-54.216	54.216	-0.016	10.488	1.70
210.0	0.026	0.000	-53.935	53.935	-0.037	23.605	1.48
200.0	0.022	0.000	-53.454	53.454	-0.057	36.737	1.27
190.0	0.019	0.000	-52.770	52.770	-0.077	49.885	1.08
180.0	0.016	0.000	-51.884	51.884	-0.098	63.048	0.90
170.0	0.013	0.000	-50.796	50.796	-0.118	76.228	0.73
160.0	0.010	0.000	-49.506	49.506	-0.139	89.425	0.57
150.0	0.008	0.000	-48.012	48.012	-0.159	102.637	0.43
140.0	0.005	0.000	-46.314	46.314	-0.180	115.866	0.30
130.0	0.003	0.000	-44.413	44.413	-0.200	129.112	0.19
120.0	0.002	0.000	-42.307	42.307	-0.221	142.374	0.09
110.0	0.000	0.000	-39.996	39.996	-0.241	155.654	0.00
100.0	-0.001	0.000	-37.480	37.480	-0.262	168.950	-0.07
90.0	-0.002	0.000	-34.758	34.758	-0.283	182.264	-0.13
80.0	-0.003	0.000	-31.831	31.831	-0.303	195.595	-0.18
70.0	-0.004	0.000	-28.697	28.697	-0.324	208.944	-0.21
60.0	-0.004	0.000	-25.356	25.356	-0.345	222.311	-0.22
50.0	-0.004	0.000	-21.808	21.808	-0.365	235.695	-0.22
40.0	-0.004	0.000	-18.052	18.052	-0.386	249.097	-0.21
30.0	-0.003	0.000	-14.088	14.088	-0.407	262.518	-0.18
20.0	-0.002	0.000	-9.916	9.916	-0.428	275.956	-0.14
10.0	-0.002	0.000	-5.534	5.534	-0.449	289.414	-0.09
0.0	0.000	0.000	-0.943	0.943	-0.470	302.890	-0.02
-10.0	0.001	0.000	3.857	3.857	-0.491	316.384	0.07
-20.0	0.003	0.000	8.869	8.869	-0.511	329.898	0.17
-30.0	0.005	0.000	14.091	14.091	-0.532	343.431	0.29
-40.0	0.007	0.000	19.524	19.524	-0.553	356.983	0.42
-50.0	0.010	0.000	25.168	25.168	-0.575	370.555	0.56
-60.0	0.013	0.000	31.025	31.025	-0.596	384.146	0.72
-70.0	0.016	0.000	37.095	37.095	-0.617	397.757	0.90
-80.0	0.019	0.000	43.378	43.378	-0.638	411.388	1.09
-90.0	0.023	0.000	49.874	49.874	-0.659	425.040	1.30
-100.0	0.027	0.000	56.584	56.584	-0.680	438.712	1.52
-110.0	0.031	0.000	63.509	63.509	-0.701	452.404	1.76
-120.0	0.035	0.000	70.649	70.649	-0.723	466.117	2.02
-130.0	0.040	0.000	78.004	78.004	-0.744	479.851	2.29
-140.0	0.045	-0.001	85.575	85.575	-0.765	493.606	2.58

-150.0	0.050	-0.001	93.363	93.363	-0.787	507.383	2.88
-160.0	0.056	-0.001	101.367	101.367	-0.808	521.181	3.20
-170.0	0.062	-0.001	109.589	109.589	-0.829	535.000	3.53
-180.0	0.068	-0.001	118.029	118.029	-0.851	548.842	3.88
-190.0	0.074	-0.001	126.688	126.688	-0.872	562.705	4.25
-200.0	0.081	-0.001	135.565	135.565	-0.894	576.591	4.64

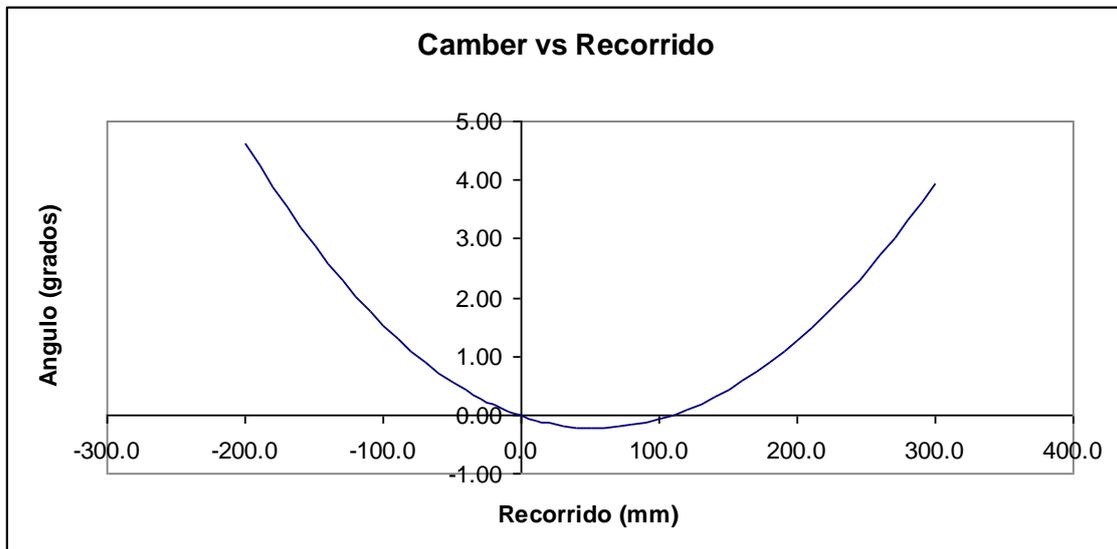


Figura 3.23. Camber vs. Recorrido de la suspensión posterior

Analizando esta grafica encontramos que cuando la suspensión posterior esta comprimida, el ángulo de camber aumentara hasta casi los 4 grados, esto seria beneficioso al salir de una curva, que es en donde mas se comprime la suspensión posterior, pues tendríamos una gran superficie de contacto entre el neumático y el piso y tendríamos gran tracción, en el evento de un salto, el cambio de camber seria casi instantáneo e imperceptible, dependiendo del reglaje de los amortiguadores, y la variación en la tracción seria imperceptible.

Es innecesario analizar la grafica de la variación del scrub en la suspensión posterior, pues esta no interfiere en la dirección y este valor únicamente sirve para analizar este aspecto.

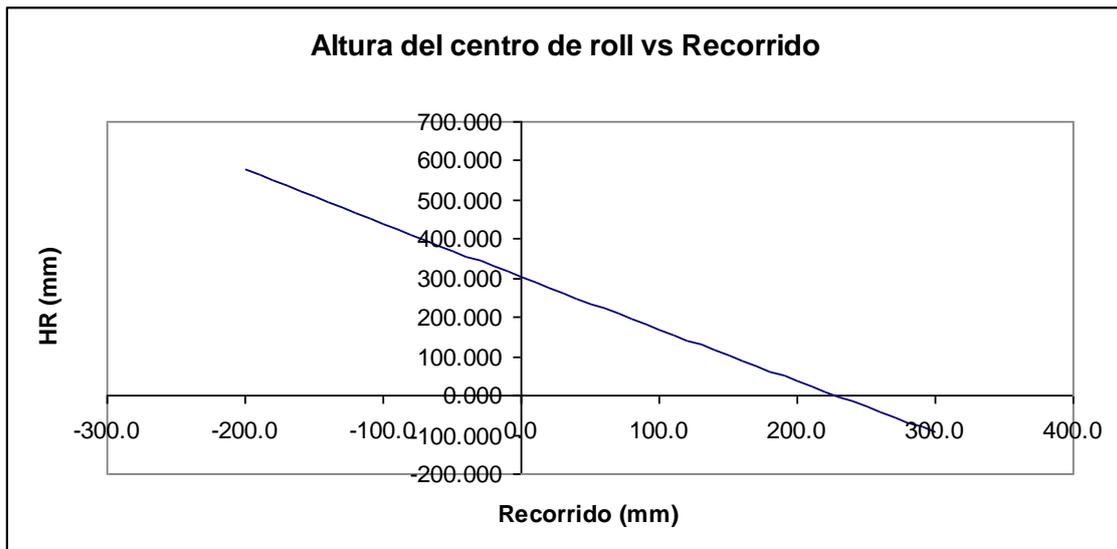


Figura 3.24. Altura del centro de roll vs. Recorrido de la suspensión posterior

Comparando esta figura con su equivalente de la suspensión frontal, vemos que siempre se mantiene la altura del centro de roll posterior mas alto que la altura del centro de roll frontal, y esta variación no es mayor, casi en ningún punto, de 5 cm., lo que nos dice que vamos a tener una respuesta aceptable del vehículo al momento de curvar, y que no vamos a tener el efecto de sobrevirador, y como la variación no es muy grande, y permanece casi constante, tampoco se va a presentar el efecto subvirador.

CAPÍTULO IV

DISEÑO CHASIS TUBULAR

Este capítulo comprende el diseño de la estructura tubular del buggy, considerando en primer lugar, las restricciones que nos da el reglamento, en segundo lugar, todos los criterios y parámetros importantes que deben ser considerados para la fabricación de un vehículo todo terreno, y finalmente, limitando el diseño a los métodos de fabricación existentes en nuestro país, y a los materiales disponibles.

1.18 Criterios sobre rigidez

El objetivo principal de un chasis es el de conectar rígidamente los sistemas de suspensión delanteros y traseros, ofreciendo también puntos de amarre para todos los sistemas que actúan en el vehículo y dando protección al piloto frente a accidentes o colisiones.

Por esta razón, este debe deformarse lo mínimo posible, debido a que cuando la deformación ha sido considerable, presentara problemas de interferencia en el movimiento de los mecanismos y sistemas, e incluso podría causar heridas al piloto, es difícil que un chasis alcance tensiones del orden de la tensión última o rotura.

La expresión de la rigidez es:

$$K = \frac{P}{\Delta}$$

Donde: P es la carga aplicada y Δ es la deformación

Ecuación 4.1. Rigidez

Además se cumplen las siguientes proporcionalidades:

$$K \propto E \cdot I \text{ y } K \propto E \cdot A$$

Ecuación 4.2. Proporcionalidades de la rigidez

Donde E es el modulo de elasticidad o modulo de Young, I es el momento de inercia, y A es el área de la sección, de aquí se deduce que a mayor inercia, área transversal y modulo de Young, mayor será la rigidez.

Principalmente existen dos tipos de rigidez que se deben considerar: rigidez a flexión y torsional, que consideran las cargas básicas que afectan al chasis, la rigidez estructural, es un calculo mas avanzado que considera las vibraciones causadas por el motor y por cualquier otros fenómeno externo y cuyos efectos deben ser considerados.

1.18.1 Rigidez a flexión

Se refiere a cuanto se pandea el chasis debido al peso del piloto, de los elementos que conforman el vehículo, y del peso mismo del chasis, la experiencia dice que es un fenómeno poco importante y cuyos efectos son casi despreciables.

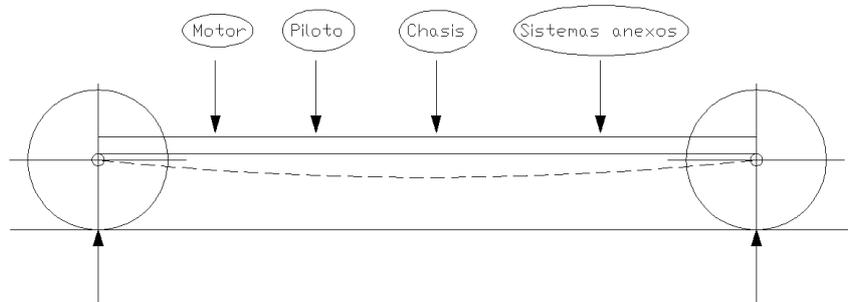


Figura 4.1. Rigidez a flexión

1.18.2 Rigidez torsional

Se refiere a cuanto se deforma el chasis debido a la acción de una carga asimétrica, por ejemplo, cuando una de las llantas delanteras cae en un bache mientras que las demás no, esta es la característica más importante en cuanto a rigidez.

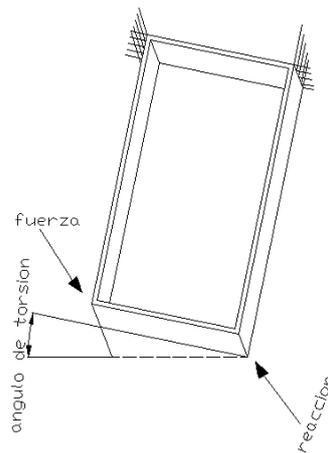


Figura 4.2. Rigidez torsional

Para cada competencia existe un valor promedio de rigidez torsional que todos los vehículos deben cumplir, esto depende del par torsor máximo al cual pueda estar sometido, este par deformara el chasis un ángulo, y es este ángulo el que

se debe escoger como máximo que de al vehículo una deformación que no afecte en el funcionamiento correcto y en el movimiento de todos los sistemas internos del vehículo. Según fuentes consultadas una rigidez torsional aceptable para un MINI BAJA es de 150 kg.m/°⁴.

Para calcular la rigidez torsional se utilizan las siguientes formulas:

$$K_c = \frac{T}{\phi}$$

Ecuación 4.3. Rigidez torsional

Donde T es el torque aplicado y ϕ es el ángulo de torsión

$$\phi = \arctan\left(\frac{\delta}{d}\right)$$

Ecuación 4.4. Angulo de torsión

Donde δ es la deflexión de la estructura debida a la carga de torsión y d es la distancia entre el eje longitudinal y uno de los extremos laterales del chasis.

Ahora, como siempre sucede en el diseño, escoger el valor de rigidez torsional es un compromiso relacionado directamente con el peso de la estructura, mientras mas alto es la rigidez, mas alto es el peso, por eso se debe tomar una relación de eficiencia que relacione los dos parámetros y encontrar el valor mas indicado.

1.18.2.1 Triangularización

Cuando se ejerce una fuerza como se ilustra en la figura siguiente en una estructura cuadrada, esta se deforma debido a que cada nudo absorbe la carga en forma de momento flector, y ninguna de las barras absorbe la carga en

➤ ⁴ UNZUETA Luís, DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA DISEÑAR EL CHASIS TUBULAR DE UN VEHÍCULO FORMULA SAE/STUDENT, España, Donosita 2002.

forma de fuerza axial, este problema se resuelve al fijar una barra transversal que cruce entre dos nudos no consecutivos, pues esta barra será la que absorba dicho momento en forma de fuerza axial, y como la deformación debida a fuerzas axiales es menor que la que resulta de momentos flectores y torsores, la rigidez torsional será mayor.

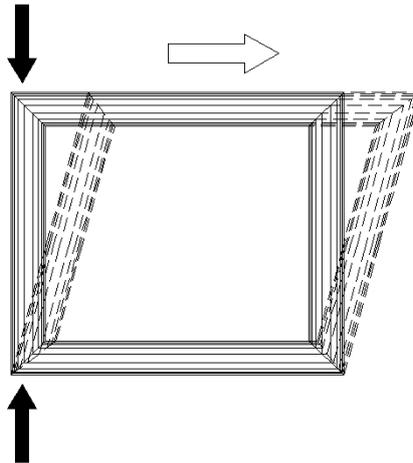


Figura 4.3. Estructura cuadrada sometida a torsión

Cabe acotar que es mejor someter a dichas barras a fuerzas de tracción antes que de compresión para evitar problemas de pandeo, pues un tubo tiene una sección mucho menor en comparación con su longitud, y esto da una esbeltez muy pequeña, y el pandeo podría presentarse incluso antes que la deformación de todo el sistema debido a los momentos.

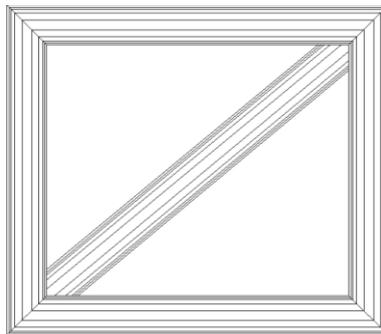


Figura 4.4. Estructura cuadrada triangularizada

Existen ciertos criterios que se deben tener en cuenta en el diseño de un chasis:

- ❖ Existen elementos que aportan rigidez al chasis sin ser parte integrante del mismo, como el motor, estos elementos y el aporte en la rigidez que brindan se debe tener en cuenta.
- ❖ Si bajamos el modulo de elasticidad E al cambiar el material de los tubos, para mantener la rigidez torsional constante se deben aumentar el diámetro exterior de los tubos para que así aumenten el área transversal A y el momento de inercia I .
- ❖ Los elementos que producen cargas muy altas deben ser amarrados al chasis en puntos triangularizados, entre ellos están los brazos de suspensión y el motor.
- ❖ Mientras más largo es un elemento sin apoyos, mayor debería ser su momento de inercia I y su área transversal A , para mantener así constante la rigidez torsional.
- ❖ Un chasis debe tener una rigidez torsional que no permita que sus modos de vibración coincidan con los de la suspensión, para así evitar la resonancia.

1.19 Criterios sobre el peso y su distribución

La distribución del peso en un vehículo de las características de un MINI BAJA, es importante, pero se coloca en un segundo plano, debido a que otros factores son más determinantes en la conducción y en la respuesta del vehículo en caminos difíciles y tortuosos como son los en los que estará compitiendo el vehículo, por esto, las consideraciones mas importantes que se deben tomar en cuanto al peso y su distribución son:

- Cuanto mas liviano sea el chasis, sin sacrificar la rigidez, mejor será el aprovechamiento de la potencia del motor.
- Conviene ubicar el centro de gravedad lo más bajo posible para evitar el roll en curvas o en irregularidades del camino.
- Es recomendable balancear el peso en las cuatro ruedas lo mejor que se pueda, dándole un poco más de peso a las ruedas posteriores, las motrices, para que esto ayude a salir de atascamientos en lodo o charcos, y dándole libertad suficiente a las ruedas posteriores para

darle al piloto una maniobrabilidad sencilla y que exija poca aplicación de fuerza en el volante.

1.20 Criterios sobre el espacio

En las necesidades de espacio se debe tener en cuenta los siguientes aspectos:

- ❖ En el diseño del bastidor para el motor se debe dejar suficiente espacio para los elementos que se utilicen para transmitir el torque del motor a los neumáticos motrices.
- ❖ Se debe diseñar suficiente espacio para realizar mantenimiento preventivo y predictivo del motor antes de una prueba, y también reparaciones de emergencia durante las competencias.
- ❖ La longitud del asiento se determina por la longitud y el ángulo de las piernas y el torso.
- ❖ La línea de visión se utiliza para determinar la altura del aro frontal.
- ❖ El reglamento obliga a que, el piloto pueda evacuar, en menos de 5 segundos el habitáculo, usando ropa de competencia y el cinturón de seguridad, por esto, se debe considerar la facilidad para abandonar el vehículo en el menor tiempo posible en caso de un accidente.

1.20.1 Piloto

El principal aspecto a considerarse en el diseño de un chasis es el piloto, por esto, el diseño tiene que brindar a este el confort ideal para soportar varias horas de conducción sin sufrir dolores por causa de una mala postura, también, debe ofrecer facilidad para la conducción, y para el control de los pedales, y por ultimo, brindar la seguridad necesaria frente a cualquier eventualidad o accidente de la competencia.

El caso especial de este diseño, es que este vehículo tiene como finalidad la diversión familiar y esparcimiento personal, mas no, ser un vehículo de competencia netamente, por ser este el objetivo principal de la competencia SAE MINI BAJA, este es el motivo por el cual se van a tomar varias decisiones

importantes que afecten muchas variables en detrimento de la efectividad del diseño, para hacer del confort del piloto prioridad.

El asiento del piloto es diseñado de acuerdo a plantillas DIN o SAE corporales, en las cuales están descritos las dimensiones corporales según la forma percentil, para hombres se utiliza las 5^a, 60^a y 95^a percentil, mientras que para mujeres se usa la 1^a, 5^a y 95^a percentil, por ejemplo, la 60^a percentil quiere decir que 60% de la población tiene medidas corporales mas pequeñas que las que están dadas en las plantillas, mientras que 40% de la gente tiene medidas mas grandes, para el caso de la competencia SAE MINI BAJA se utilizara, por reglamento, la plantilla 95^a percentil como base.

Los puntos de referencia en las dimensiones corporales son la cadera, la rodilla, el talón, el hombro y el codo, y las longitudes principales son las del antebrazo, brazo, torso, muslo, pierna y pie, especial importancia tiene la distancia vertical entre el piso y la cadera y la dimensión de la cabeza, pues se debe considerar el tamaño de esta usando un casco, y el habitáculo, según el reglamento, debe tener una separación mínima de la cabeza de 127 mm., a continuación se encuentra un grafico en el cual se describen dichas longitudes y los valores que tome para este diseño, las distancias están en milímetros:

Tabla 4.1. Medidas del piloto percentil 95°

Nombre	Valor
Longitud del pie	300 mm
Angulo del pie con la pierna	90°
Longitud de la pierna	530 mm
Longitud del muslo	510 mm
Altura del piso a la cadera	200 mm
Longitud del torso	550 mm
Inclinación del torso respecto a la vertical	15°

Longitud del antebrazo	350 mm
Inclinación del antebrazo con respecto a la horizontal	10°
Longitud del brazo	300 mm
Diámetro del casco	350 mm

Las dimensiones que constan en la tabla anterior son las de una persona de 190 cm. de altura, que es la limitación que el reglamento pone en el tamaño del piloto, considerando las proporciones, como la cadera se encuentra aproximadamente a una longitud medida desde la punta de la cabeza, igual a 2/3 del alto total de la persona, igual ocurre con el muslo, que es 2/3 de la longitud total de la pierna, el antebrazo, 2/3 del brazo completo, y el brazo tiene la misma longitud que el pie, finalmente el casco por lo general tiene un diámetro exterior aproximadamente 5 cm. mas que la cabeza.

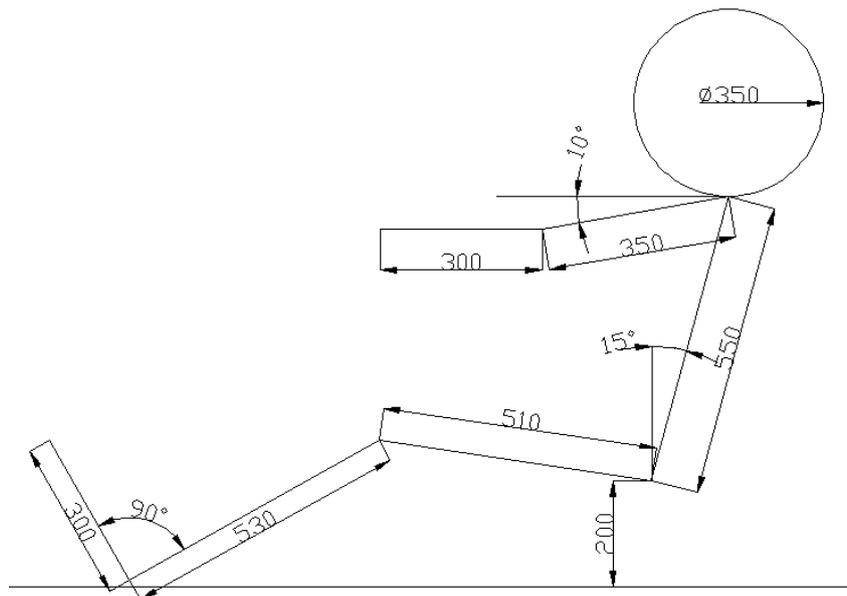


Figura 4.5. Dimensiones del piloto

1.20.2 Disposición del motor

El MINI BAJA se caracteriza por ser un vehículo ligero y barato, y de fácil conducción, por lo que no posee en la mayoría de casos, de caja de cambios, debido a que se utilizan los sistemas automáticos de transmisión como

sistemas de poleas variables, ni de diferencial, porque no es recomendable usarlo en vehículos todo terreno.

Se puede diseñar un vehículo con motor delantero y tracción ya sea en las ruedas delanteras, o en las cuatro ruedas, pero esto no se usa debido a que el vehículo, en esta disposición, se haría demasiado largo, y como es para solo una persona, este exceso de espacio no se justifica por mas que las ventajas sean apreciables, además el costo aumentaría en muchos aspectos, y finalmente, las pistas en las que el vehículo va a competir, están diseñadas para vehículos de máximo 2438.4 mm y esto si se convierte en una gran limitación.

Por esto se decidió ubicar al motor en la parte trasera del vehículo, separado del habitáculo del piloto por una lamina de seguridad de acero, el eje de salida del motor se ubicara de acuerdo al diseño del sistema de transmisión, pero de este se obtendrá el eje de salida que ira unido a las llantas traseras, por lo tanto, será de transmisión trasera, dejando a las llantas delanteras la dirección, para ubicar en un grafico las dimensiones del motor son las que se ilustran a continuación:

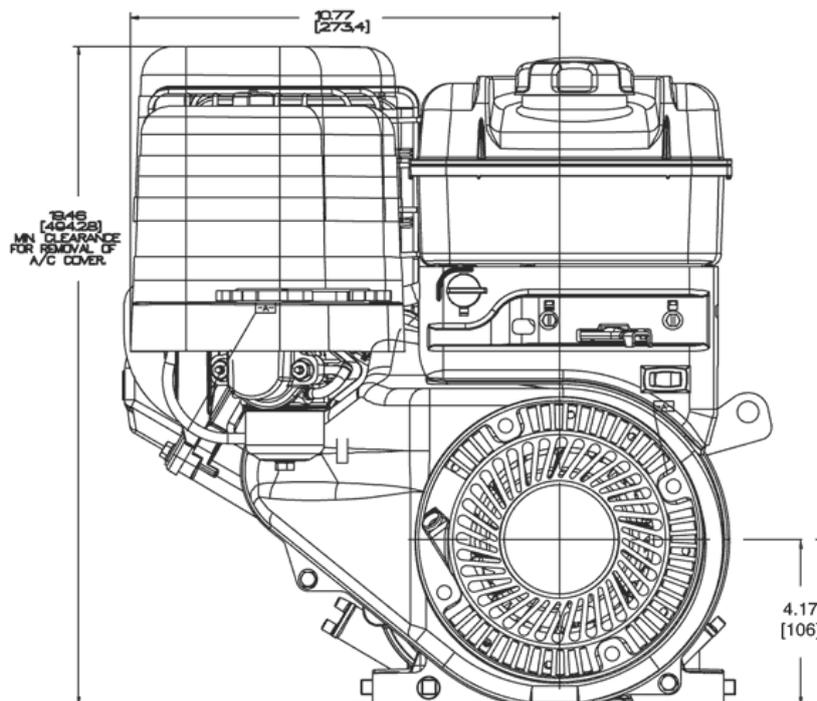


Figura 4.6. Vista frontal del motor

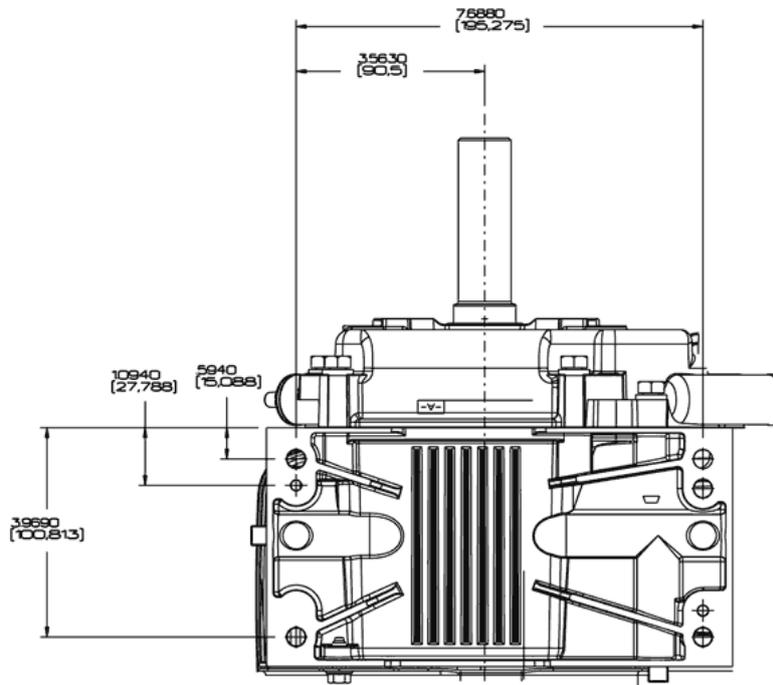


Figura 4.7. Vista lateral del motor

1.20.3 Otros parámetros

El principal de los parámetros que no se mencionaron es el sistema de suspensión, cuya geometría se abarco en el capítulo 3, en este diseño ya esta considerado la dimensión de las ruedas, los brazos de suspensión, las barras en las que van fijos los brazos, la dimensión de los amortiguadores y resortes, la separación del piso del vehículo con respecto al suelo, las dimensiones de batalla y vía, entre otros.

El sistema de dirección que se va a utilizar es directo, las razones se citan mas adelante en el titulo sistemas anexos, en donde se explica porque se escoge este sistema. Esta distribución debe estar dispuesta de tal manera que ahorre espacio, sin quitarle movilidad al piloto ni interferir en el movimiento de la suspensión, además, tiene que estar diseñado para que el movimiento del volante sea fácil, exija la menor fuerza posible para el movimiento de las

ruedas y de la respuesta de estas mas rápida posible frente al mando del piloto.

1.21 Criterios sobre cargas aplicadas

1.21.1 Cargas internas

Son cargas que se originan por el propio peso del vehículo y por la carga transportada, por esto tienen dirección vertical y someten al chasis a esfuerzos de flexión, actuando este como una viga simplemente apoyada en los ejes de los neumáticos.

Para el calculo se deben colocar las fuerzas provenientes de cada uno de los elementos mas importantes en un diagrama linear, en el que el chasis se representa por una viga, calcular el momento flector máximo y de ahí sacar el esfuerzo flector máximo para asegurar de esta forma la resistencia del chasis.

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$$

Ecuación 4.5. Esfuerzo flector

M = momento flector

y = distancia desde el eje neutro

I = momento de inercia

Además es importante saber que el cálculo de la deflexión del chasis debido al esfuerzo flector sirve para calcular la frecuencia natural del chasis, para así evitar que esta se sincronice con las vibraciones producidas por los elementos del vehículo y evitar daños de esta forma.

$$n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

g = gravedad

δ = deflexión máxima

Ecuación 4.6. Calculo de la frecuencia natural

1.21.2 Cargas externas

Las cargas externas son las que provienen de elementos que no forman parte del vehículo, pero con los cuales este va a interactuar, entre las mas importantes están, las irregularidades del camino, en el caso de un vehículo MINI BAJA, charcos, troncos, piedras, huecos en el camino, saltos de gran longitud y altura... Que afectan de forma inesperada al vehículo durante la conducción, también la aceleración, frenado brusco y la conducción en una curva, todos estos eventos dependen de la velocidad que el vehículo posea en el momento en que suceden.

La aerodinámica también tiene influencia sobre el chasis, pues a mayor velocidad el aire empuja al vehículo hacia el piso, y el chasis debe estar preparado para soportar estas cargas.

Es difícil predecir exactamente a que cargas externas estará sometido el chasis, y peor aun en que punto de este se aplicaran estas fuerzas, por esto, es recomendable diseñar el chasis considerando el peor de los eventos, a la máxima velocidad que pueda desarrollar el vehículo.

En general los puntos de aplicación de los esfuerzos son:

- ❖ Amarres de la suspensión
- ❖ Amarres donde se ubiquen los elementos con mas peso del vehículo, como puntos del cinturón de seguridad y amarres del motor.

Se pueden clasificar las cargas según su aplicación en el tiempo, en cargas permanentes o internas y cargas variables o externas, como se encuentran divididas en este capitulo, pero aquí se le da un trato especial a dichas cargas, considerando su variación en el tiempo y un coeficiente de seguridad.

Hay que tener en cuenta la variabilidad de la aceleración con el tiempo durante el evento, y no solo hacer la media aritmética entre el valor máximo y mínimo. En general el valor característico se indica como F_k .

Este valor característico se multiplica por un coeficiente parcial de seguridad γ_F que deberá considerar la carga y los eventos que en ella influyen, como desviaciones favorables de la magnitud de las cargas, una modelación imprecisa de la maniobra o una incertidumbre en la evaluación de las cargas, de sus efectos y del estado límite considerado, así se obtiene el valor de cálculo de la carga:

$$F_d = \gamma_F \cdot F_k$$

Ecuación 4.7. Valor de cálculo de una carga externa

Así para obtener el valor de dicho coeficiente se necesitaría una larga historia de eventos relacionados que den efectos parecidos, para así relacionarlos y tratar de comprenderlos en un solo valor, o mediante evaluaciones estadísticas de datos experimentales y observaciones de campo, que se desarrollarían dentro de la teoría probabilística de la fiabilidad.

En general, los coeficientes más conservadores que se podrían utilizar para el diseño de perfiles, y principalmente para simplificar el cálculo son:

- ❖ Cargas permanentes $\gamma_G = 1.33$
- ❖ Cargas variables $\gamma_Q = 1.5^5$

1.22 Criterios sobre fabricación

1.22.1 Métodos de fabricación

Para la construcción del chasis del vehículo se utilizarán dos procesos principales, corte y soldado de tubos.

En el corte el problema principal es que se van a tener que cortar los extremos de los tubos, que en sí ya son complicados por ser cilíndricos, en ángulos diferentes, y además se deberán realizar cortes que no son rectos sino

➤ ⁵ VACA Diego, DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA DISEÑAR Y CONSTRUIR EL HABITÁCULO Y CHASIS TUBULAR PARA UN VEHÍCULO PROTOTIPO DE COMPETENCIA, Proyecto de grado, ESPE, Marzo 2003.

circulares, para poder empatar dichos extremos con otro tubo y soldarlos, si se consigue una perfecta unión entre los tubos, la soldadura resultara sencilla, barata, rápida y se obtendrán cordones de muy buena calidad, y el aporte de material seria el mínimo requerido.

Para cortar los tubos se debe conseguir una herramienta que tenga una sierra circular, para trabajar con un taladro, y se deberá diseñar una mesa que ubique dicha herramienta en un ángulo preciso con el tubo, la fije fuertemente, y corte el tubo, existen este tipo de mesas en el mercado nacional.

Así, después de conseguir cortar los extremos de los tubos en el ángulo deseado y con la forma cilíndrica que se necesita, el problema mayor es la soldadura, para lo que se cuenta con los diferentes tipos de soldadura existentes en el mercado, pero debido a que en el reglamento para la competencia solo se permite utilizar soldadura tipo MIG y TIG, serán estas dos objeto de estudio para este capítulo.

En primer lugar la soldadura MIG, o soldadura con electrodo consumible y protección gaseosa, es un proceso semiautomático de soldadura, utiliza como material de aporte un hilo electrodo continuo fusible que se alimenta automáticamente por la pistola a una velocidad regulable, y con una protección gaseosa que también es suministrada por la boquilla, dando al operador únicamente el trabajo de controlar la separación de la boquilla y la velocidad de avance, lo que la hace de fácil aprendizaje, las ventajas mas apreciables de este método son:

- ❖ Debido a que no existe escoria, el proceso de limpieza se reduce significativamente, y esto disminuye en gran cantidad el costo total.
- ❖ fácil especialización, por ser un proceso semiautomático, y también de rápida acción.
- ❖ Debido a que es un proceso rápido, se disminuye las deformaciones, cambios en la estructura granular del metal, o del tamaño de grano, entre otros fenómenos ocasionados por la sobre exposición del material base al calor, así como se disminuyen las tensiones residuales.

- ❖ Posee buenas características de penetración, lo que permite juntas más unidas y cordones de menor espesor.

El espesor mínimo que se recomienda para este método es el de 3 mm de pared en tubos y perfiles.⁶

El método TIG, es el siguiente en la lista de métodos de soldadura para tubería, TIG significa soldadura con electrodo de tungsteno y protección gaseosa, y se diferencia del anterior porque el hilo no existe, solo la protección gaseosa, y la junta se une únicamente con su propio material, en casos excepcionales se utiliza varillas de material de aporte, pero esto sucede cuando la junta tiene espesores muy grandes y se requiere rellenarla.

Como aportación para la soldadura TIG se utilizan electrodos especiales que contienen en su composición gran cantidad de antioxidantes para evitar las proyecciones, conseguir soldaduras más sanas y proteger el electrodo de tungsteno, y estos son en general del mismo espesor que el tubo que se va a soldar.

Este método requiere gran habilidad por parte del operador, mucha capacitación y práctica, es por esto que es considerado como el mejor método de soldadura, pues las uniones que se obtienen son los más fuertes y con menos defectos entre todos los métodos existentes, y el daño a los alrededores de la junta es el mínimo.

1.22.2 Uniones

Se van a utilizar dos tipos principales de juntas, empernadas y soldadas. En general, los elementos del chasis estarán unidos por soldadura, pero los demás elementos del vehículo estarán unidos al chasis por pernos, empezando por el motor, se deberán construir anclajes en la tubería en donde se fijaran los pernos que sostienen al motor, colocando soportes de caucho para que absorban las vibraciones y evitando que estas se transmitan al chasis causando problemas.

⁶ ADAMS Herb, CHASSIS ENGINEERING, HPBooks.

El siguiente elemento que se deberá unir es el sistema de suspensión, en donde los brazos estarán unidos al chasis mediante bujes que permitan su oscilación en dirección vertical, también para estos se deberán construir anclajes en donde irán fijos dichos elementos.

También para la dirección se utilizarán anclajes en donde se fijan los puntos de sujeción de este sistema, con sus respectivos agujeros. En general, la utilización de dichos anclajes se da en casi todos los elementos que se vayan a unir en el chasis, por lo que su análisis se hace necesario, primero se debe diseñar como es que estos elementos funcionaran, segundo, si serán capaces de soportar las cargas que los sistemas unidos a ellas generan, y finalmente si su construcción es factible.

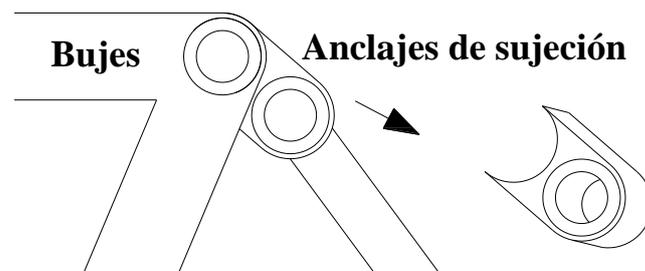


Figura 4.8. Anclajes de sujeción de los brazos de la suspensión

1.23 Análisis matemático del chasis

Se va a seguir, en el diseño del chasis, el siguiente algoritmo:

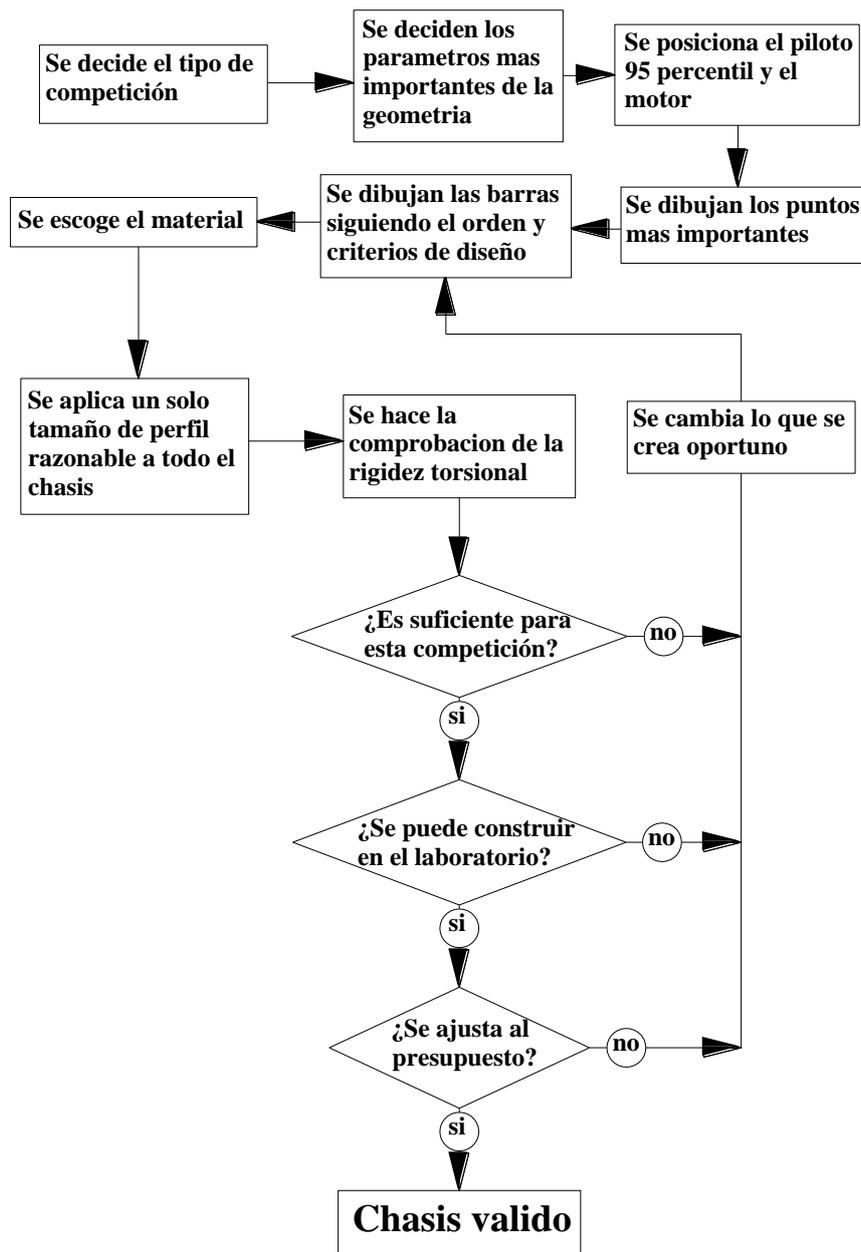


Figura 4.9. Algoritmo de diseño

1.23.1 Diseño geométrico

Para realizar el diseño geométrico, se va a empezar considerando las limitaciones del reglamento para la competencia, por lo que se empezara diseñando primero el polígono posterior (RRH), el soporte diagonal (LDB), el polígono superior (RHO), los miembros inferiores del marco (LFS), miembros cruzados laterales (LC), los miembros de impacto lateral (SIM), soportes frontales (FBM), soportes adicionales frontales (FAB), y de ahí dibujar los elementos restantes, entre los que se encuentran los amarres para la

suspensión, para el motor, la transmisión, el asiento del piloto, la dirección, entre otros.

En primer lugar se debe empezar ubicando el piloto y el motor dentro de un marco que respete las distancias de separación de este con la cabina:

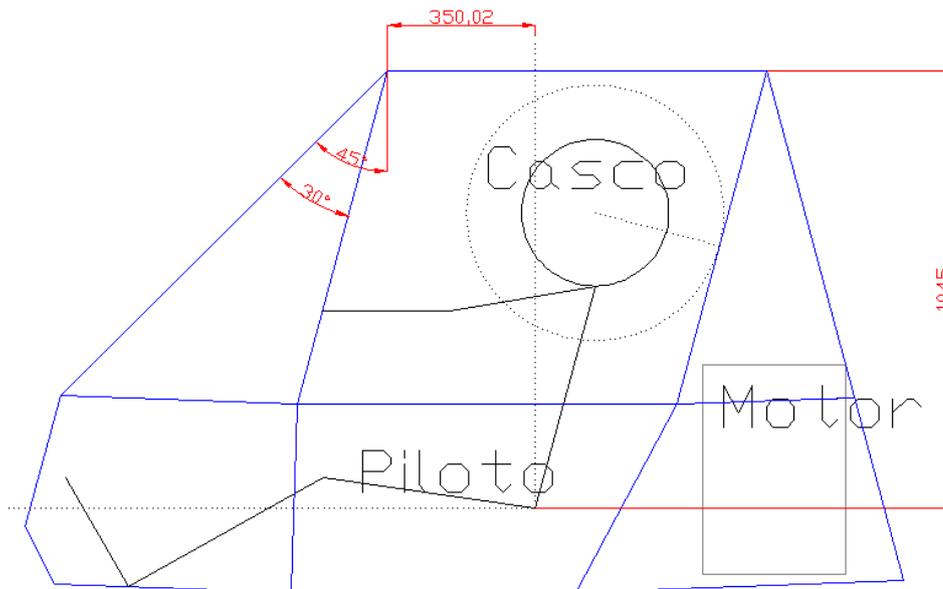


Figura 4.10. Piloto y motor en el chasis

Se ubica el dibujo del piloto, sección 4.3.1 Piloto, y se ubica un cuadrado que contenga por completo al motor para estar seguro de que los dos estarán bien distribuidos dentro del chasis. Se empezó dibujando el RRH, a la misma inclinación de la espalda del piloto y a una distancia que respete la separación de la cabeza del piloto, de ahí se continua dibujando el piso del auto o LFD que pase por el talón, y el techo o RHO que se encuentre a la altura mínima que exige el reglamento.

El FBM se encuentra a un ángulo de 45° con respecto a la vertical dividido en dos partes para dar lugar a la parte frontal del buggy que esta dibujada para en ella empotrar la suspensión, las barras SIM se ubican para protección del piloto cruzando todo el chasis.

A continuación se dibujan los puntos de amarre de la suspensión tanto delantera como trasera:

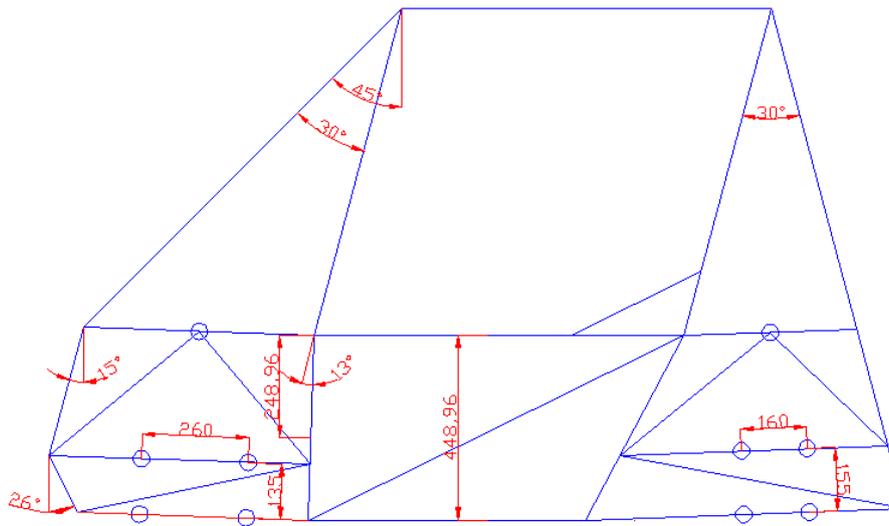


Figura 4.11. Puntos de amarre de la suspensión

Se colocan también las barras cruzadas de protección en los espacios vacíos que quedan. En la punta de los dos triángulos que se ven en el gráfico van fijos la parte superior de los amortiguadores, por esto se realiza una triangularización de ese espacio vacío para darle una sujeción fija a estos elementos. El siguiente paso es darle el ancho al vehículo, para eso se utiliza las dimensiones del sistema de suspensión como base, y como limite el reglamento dice que no puede sobrepasar un ancho de 64 in:

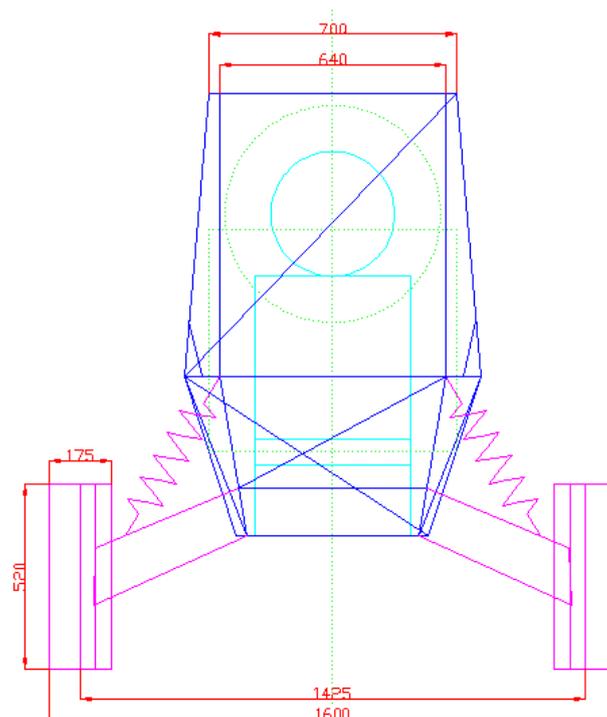


Figura 4.12. Vista frontal

Primero la parte frontal en donde se ubica al piloto, usando la plantilla antes diseñada, y en la parte posterior usando un cuadrado con las medidas exteriores del motor para ubicarlo correctamente:

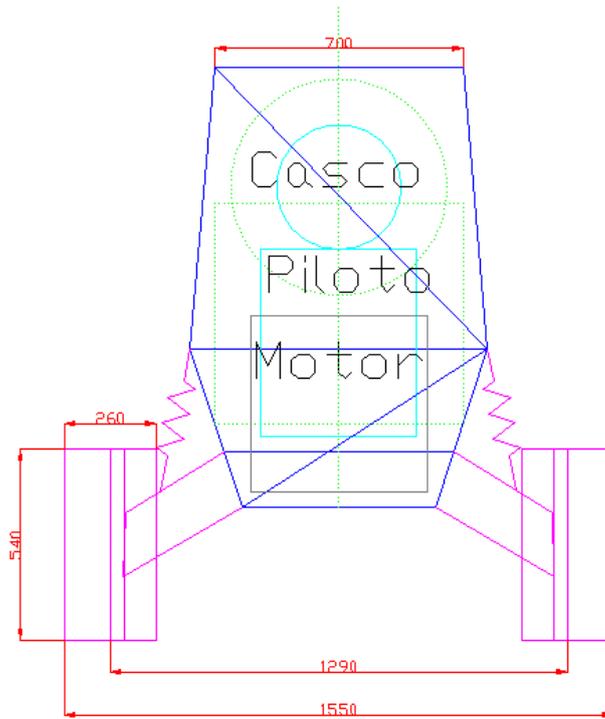


Figura 4.13 Vista posterior

De ahí se desarrolla una vista superior para obtener las longitudes de los elementos faltantes:

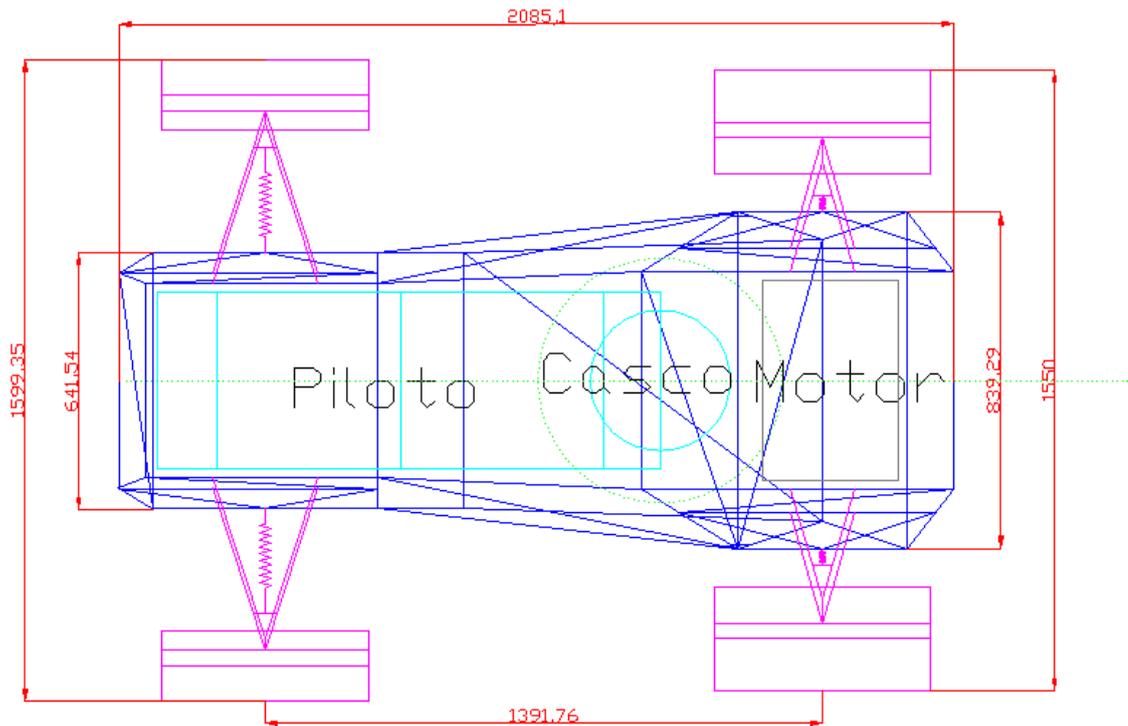


Figura 4.14. Vista superior

Para finalmente obtener el diseño en tres dimensiones que será sometido a pruebas en el programa SAP 2000.

1.23.2 Selección del material

Para seleccionar el material, se debe calcular la rigidez torsional, con un valor de referencia, y encontrar el material que nos de dicha rigidez, o superior, respetando la relación rigidez/peso, y cumpliendo con el requisito del reglamento que dice que debe ser un acero SAE 1018 o superior, para esto se va a utilizar el software SAP 2000.

Para encontrar la rigidez torsional de un chasis existen muchos métodos, pero el que se va a utilizar será el siguiente:

- ❖ Fijar al chasis con dos restricciones en los puntos de amarre de los amortiguadores posteriores.
- ❖ Poner una restricción en la parte frontal del chasis, que sea únicamente en la dirección vertical, para aislar la torsión en el chasis.

- ❖ Aplicar en los puntos de amarre de los amortiguadores frontales una par que produzca un torque determinado.
- ❖ Medir la deflexión de los nodos de control.

El principio de este método es doblar el vehículo, y medir el ángulo que este se dobla, para así relacionar estos dos valores y encontrar una rigidez torsional. El torque que se va a aplicar será de 2000 lb.in o 23091 kg.mm, la distancia entre el eje de torsión y el punto de aplicación del par es 258 mm, por lo tanto el par que se debe aplicar es de 88,90 kg.

Los nodos de control son los extremos del elemento frontal, es decir, los puntos AFR y AFL, y en medio de este elemento es en donde se aplica la restricción de traslación vertical.

Para utilizar el programa SAP 2000 se sigue el siguiente procedimiento:

1. Importar el grafico lineal del chasis de AUTOCAD, escogiendo el sistema de unidades Kg,mm,K y la dirección positiva del eje Z, y escogiendo en la opción frames el nombre del layer en el que este dibujado el chasis:

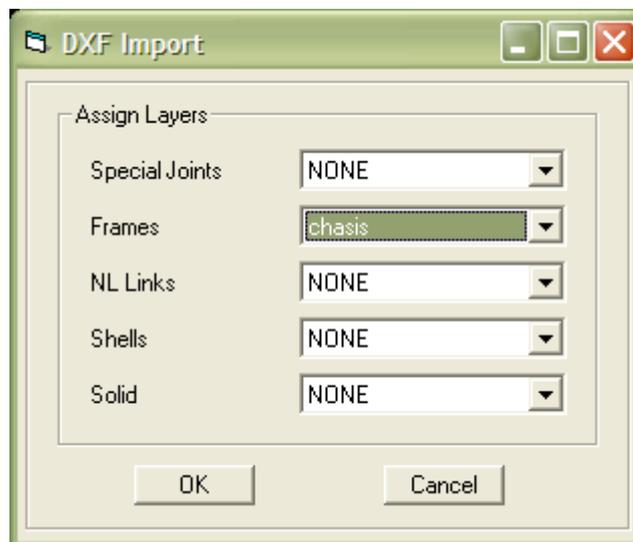


Figura 4.15. Selección de parámetros en SAP 2000

2. Asignar las restricciones en los amarres de la suspensión posterior:

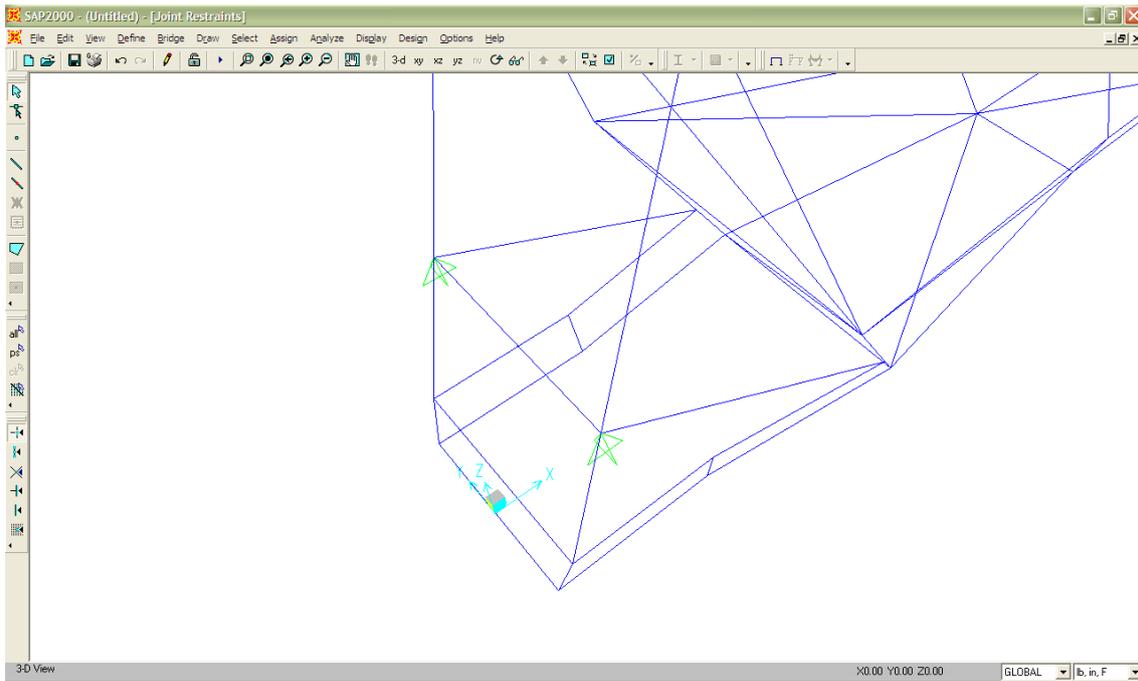


Figura 4.16. Ubicación de restricciones

3. Asignar la restricción frontal:

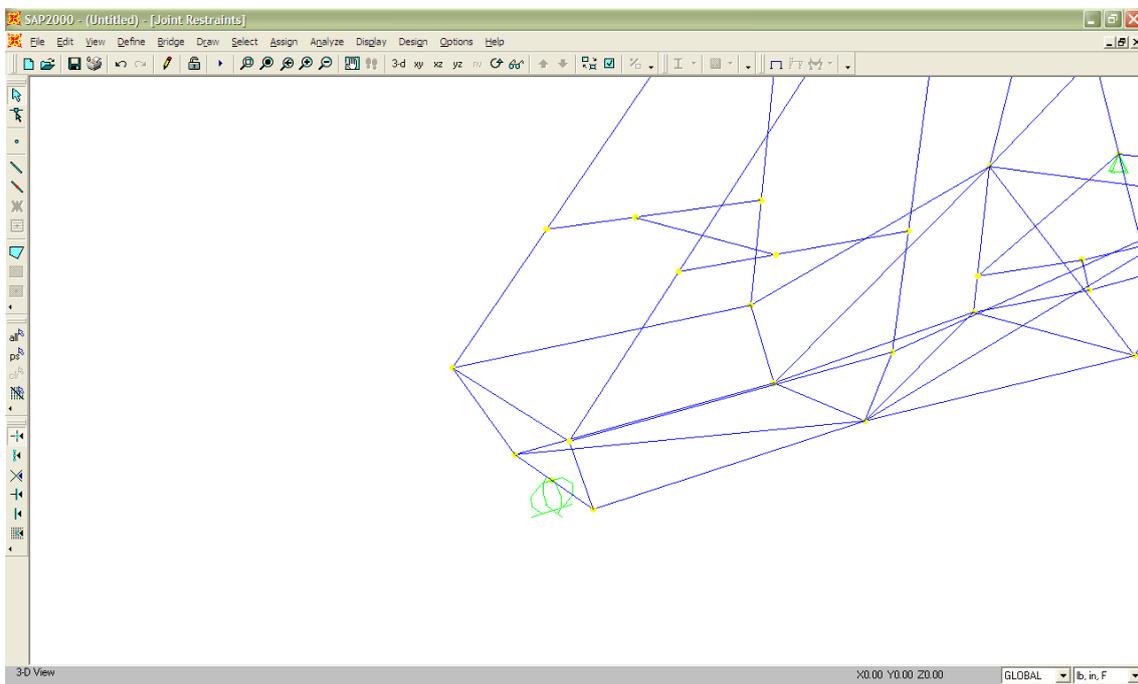


Figura 4.17. Ubicación de pivote

4. Crear un caso de carga para analizar la rigidez torsional:

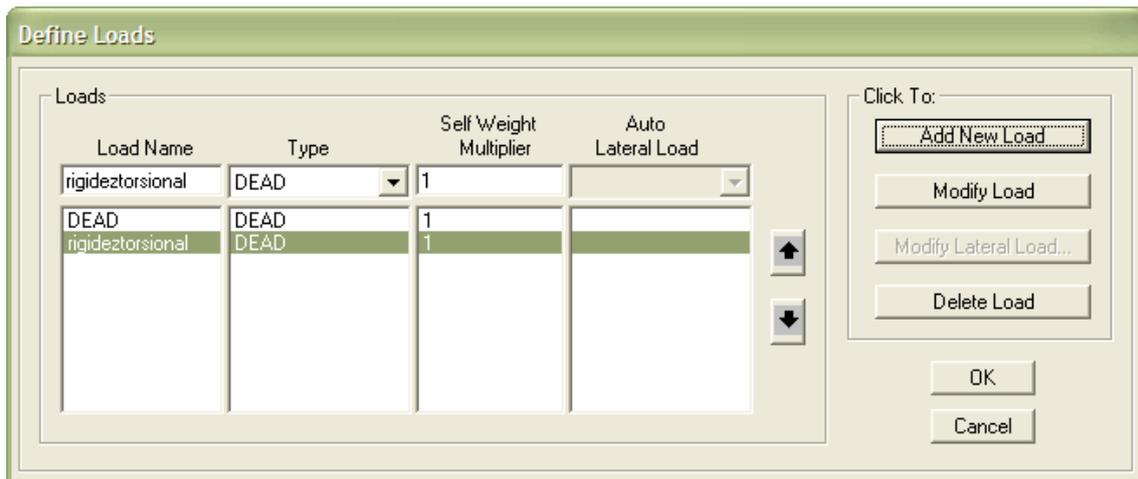


Figura 4.18. Definición de caso de carga

- Asignar las cargas, en la dirección vertical Z en los amarres de la suspensión frontal, en el caso de carga rigidez torsional, en el un extremo positivo y en el otro negativo:

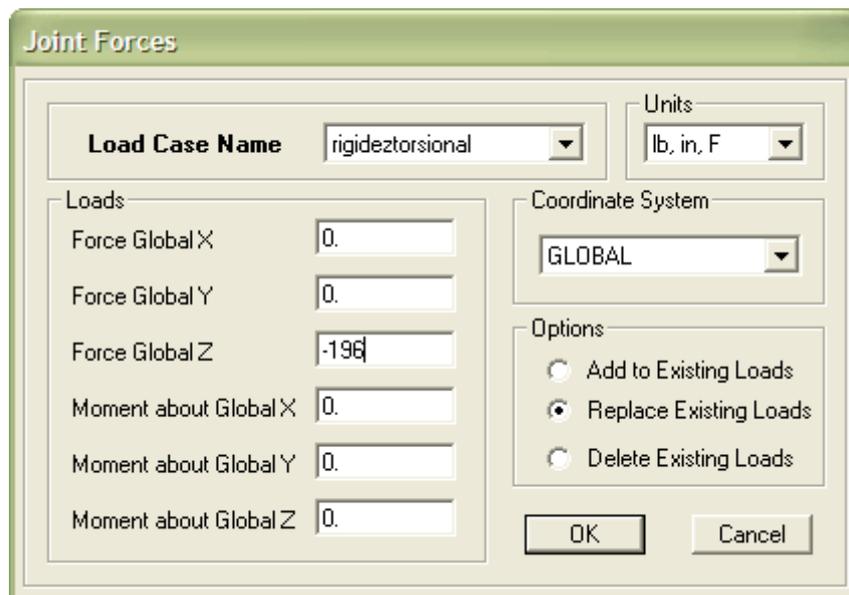


Figura 4.19. Asignación de fuerzas

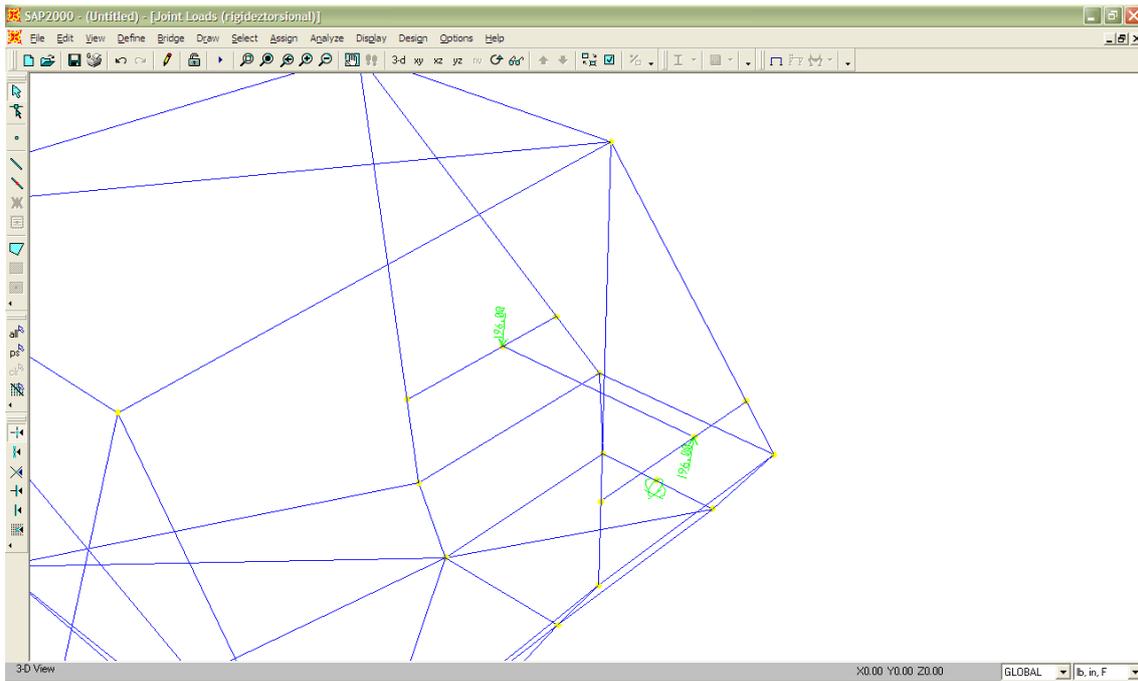


Figura 4.20. Par torsional

6. Asignar un perfil y un material a los elementos, el cual será de acero de diámetro 1 pulgada cedula 40, que tiene diámetro exterior 1.3 in y de espesor 0.25 in:

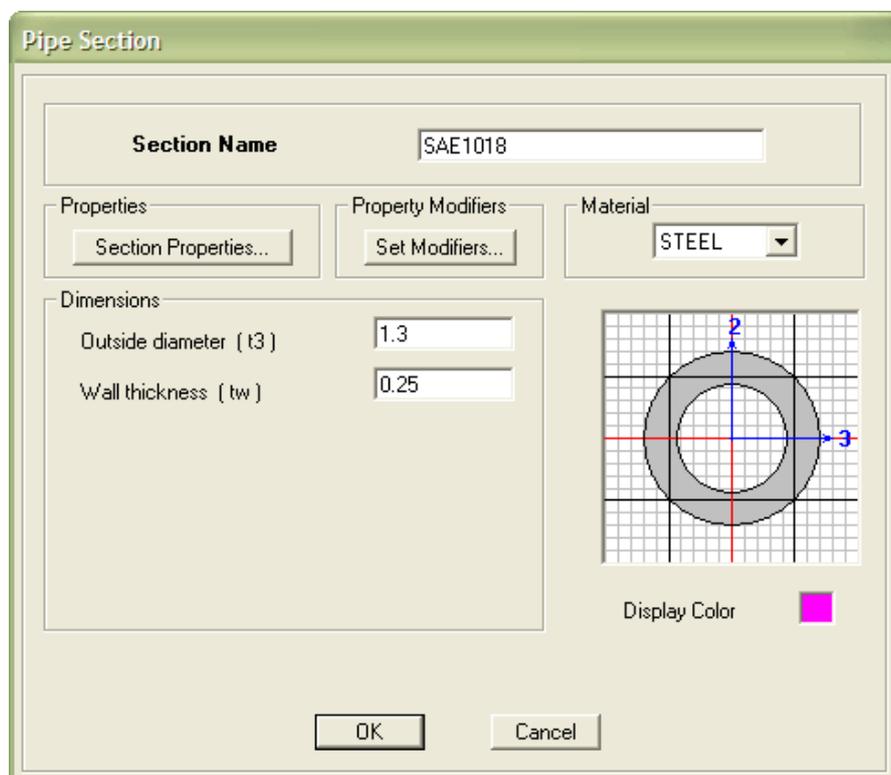


Figura 4.21. Definición del perfil de tubo

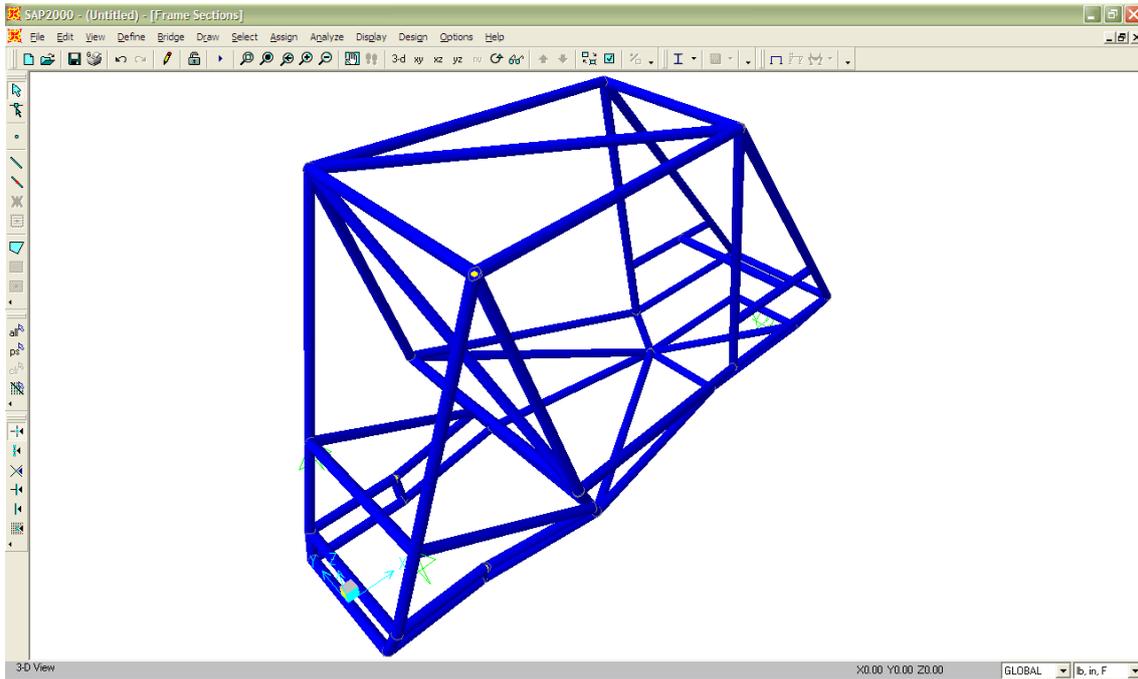


Figura 4.22. Esquema extruido del chasis

7. Correr el análisis:

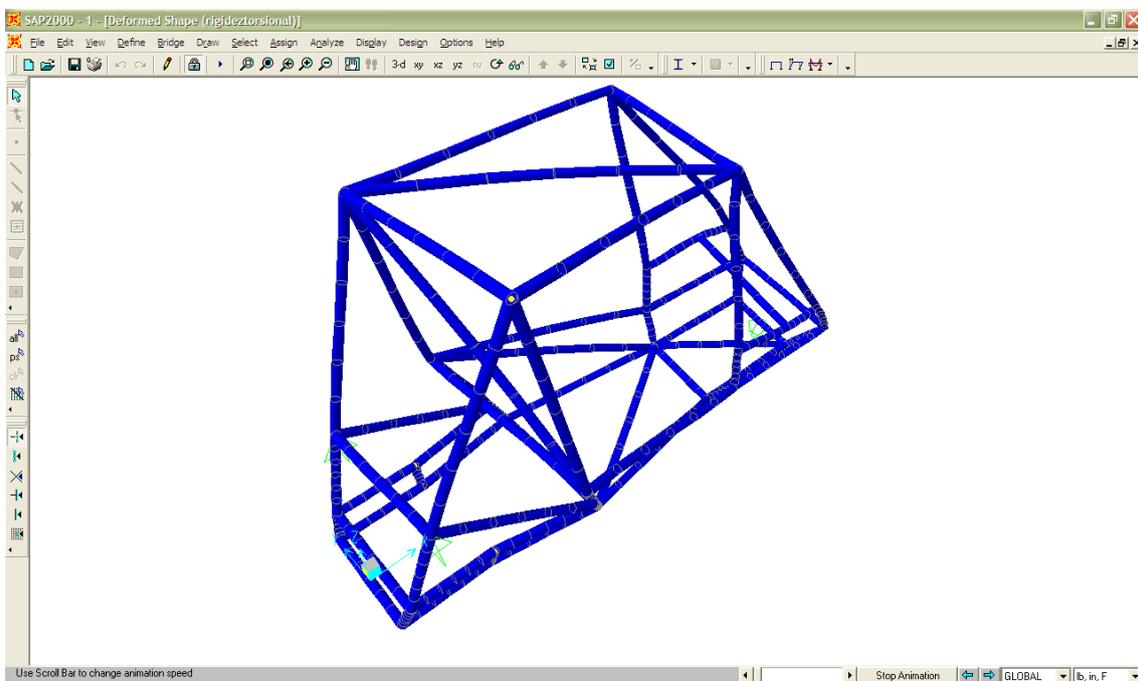


Figura 4.23. Esquema deformado del chasis

8. Ejecutar el asistente de diseño para verificar que los elementos no se encuentran sobrecargados:

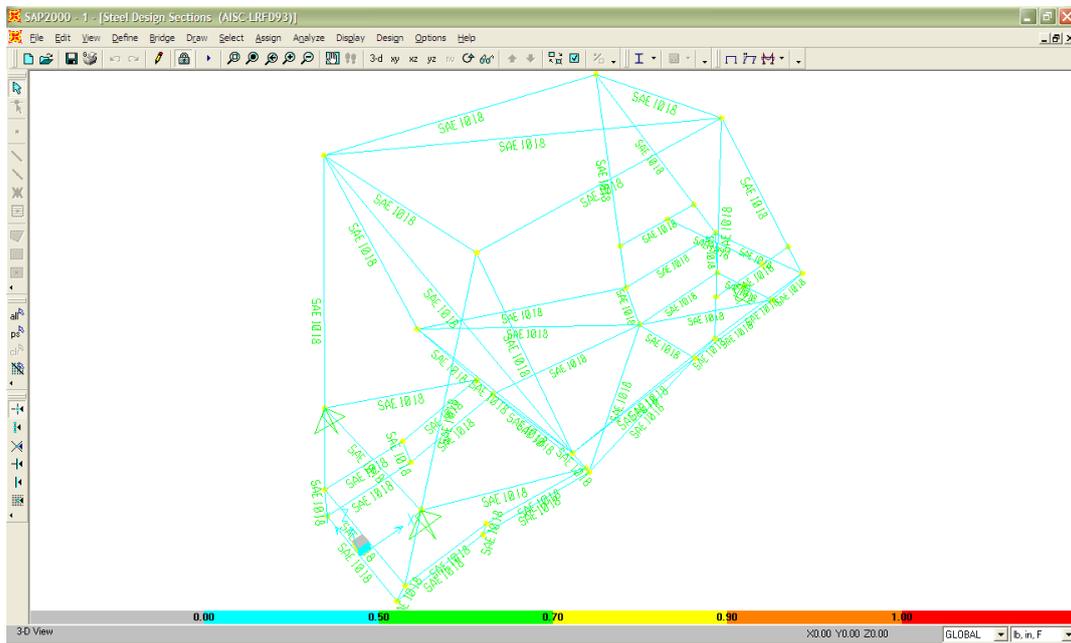


Figura 4.24. Distribución de la demanda-capacidad de los elementos del chasis

9. Después de observar, según el código de colores, que todos los elementos del chasis están trabajando por debajo del 50% de su capacidad, o en otras palabras, que el diseño tiene un coeficiente de seguridad mayor a 2^7 , estamos en capacidad de asumir que el ángulo que se deforma nos dará como resultado el valor de la rigidez torsional del chasis:

⁷ Diseño de Maquinas de Robert Norton, Pág. 21

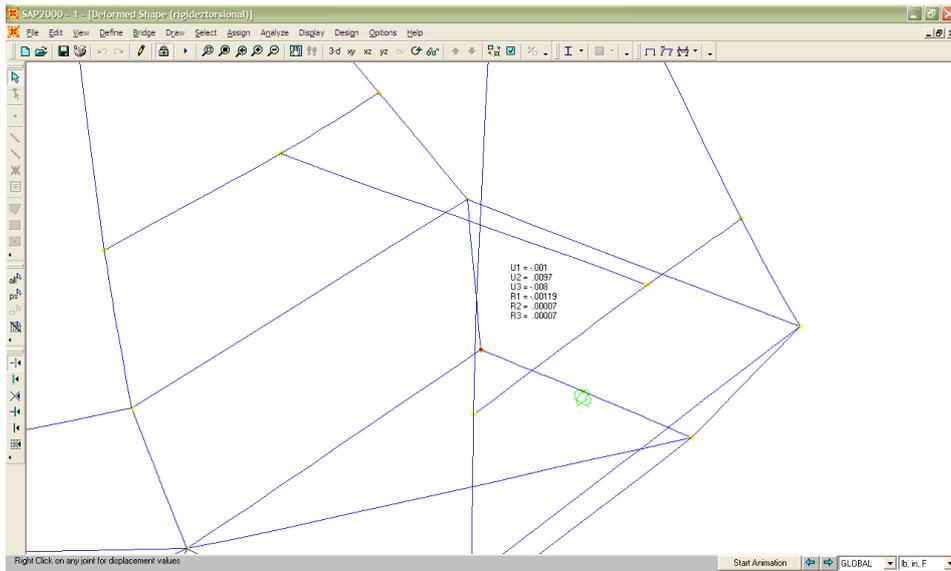


Figura 4.25. Obtención de la deflexión de los nodos de control

10. Después de medir la deflexión de los nodos de control y tomar la mas alta para el calculo, obtenemos el siguiente valor de rigidez torsional, en los datos que nos da el programa, el que corresponde a la deflexión en el eje Z es U3, los demás U son las deflexiones en los dos ejes restantes y los valores de R son los valores de rotación en los diferentes ejes:

Rigidez torsional aceptable = 150 kgm/d

$$F := 196.8b$$

$$D := 10.16n$$

$$T := F \cdot D$$

$$T = 1.999 \times 10^3 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$\delta := 0.008n$$

$$d := 6.4n$$

$$\phi := \text{atan}\left(\frac{\delta}{d}\right)$$

$$\phi = 0.072 \text{deg}$$

$$K_c := \frac{T}{\phi}$$

$$K_c = 321.652 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{deg}}$$

Ecuación 4.8. Calculo de la rigidez torsional

Obtenemos un valor de 322 kg.m/° de rigidez torsional, lo que es el doble del valor aceptable, y considerando que utilizamos las dimensiones mínimas permitidas para la competencia, utilizamos el material recomendado, que sería el límite inferior en el rango de materiales a escoger, y utilizamos un método de análisis que es recomendado para encontrar la rigidez torsional en competencias, podemos asumir que el diseño es satisfactorio y el material del tubo que se va a utilizar en el diseño de los elementos y de los refuerzos será acero de transmisión AISI1018 con $S_y=370\text{MPa}$ (53.7ksi) y $E=205\text{GPa}$ (29700ksi), con 1" de diámetro nominal, SCH 40.

1.24 Sistemas anexos

1.24.1 Sistema de dirección

El sistema más básico, y el elegido para el vehículo SAE MINI BAJA es la dirección directa, en donde, los brazos de la dirección, que se encuentran unidos en un extremo a las manguetas mediante los uniballs, se conectan a un plato, también mediante uniballs, el cual está soldado a la columna de la dirección, así de esta manera, al mover el volante, este gira el plato, provocando que los neumáticos también giren, en el mismo sentido.

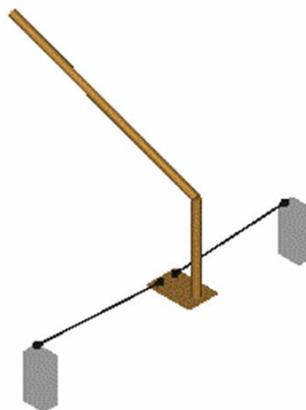


Figura 4.26. Sistema de dirección directa

La mayor ventaja de este sistema es la sensibilidad, pues al mas mínimo movimiento del volante, existirá un movimiento en los neumáticos, y la mayor desventaja es que no existe ventaja mecánica, lo que produce que el control sea duro y el movimiento exija fuerza por parte del conductor, aspecto que puede ser reducido mediante el uso apropiado del ángulo de caster, además, los brazos de la dirección deben ser de longitud relativamente grande, lo que produce que estos sean muy esbeltos.

Para diseñar las manguetas y los puntos en donde se fijan los brazos de la dirección se debe tener en cuenta la relación que existe entre el eje posterior y frontal:

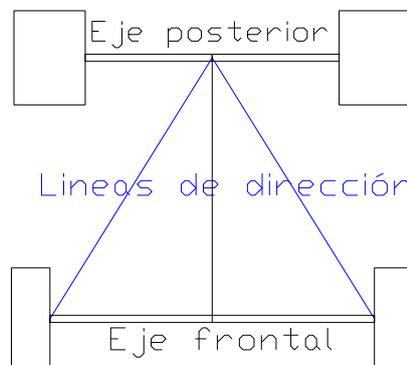


Figura 4.27. Líneas de dirección

Los brazos deben ir fijos en un punto de la línea que une el centro del eje posterior con los puntos exteriores del eje frontal, mientras mas se aleja del eje frontal, mayor será el brazo de palanca y menor será el esfuerzo que se debe realizar para girar el volante, pero esto daría como resultado dimensiones no muy convenientes de las manguetas, por lo que se debe mantener un compromiso entre dimensiones y ventaja mecánica.

El plato se encuentra fijo al eje del volante, el cual es vertical, por esto, para ponerlo en la inclinación necesaria para que el piloto lo tome con sus manos, se debe colocar una articulación tipo cruceta para cambiar la dirección del eje, como se encuentra en la figura 4.28:



Figura 4.28. Articulación del volante de la dirección

1.24.2 Sistema de transmisión

El sistema de transmisión que se utilizara consta de las siguientes partes:

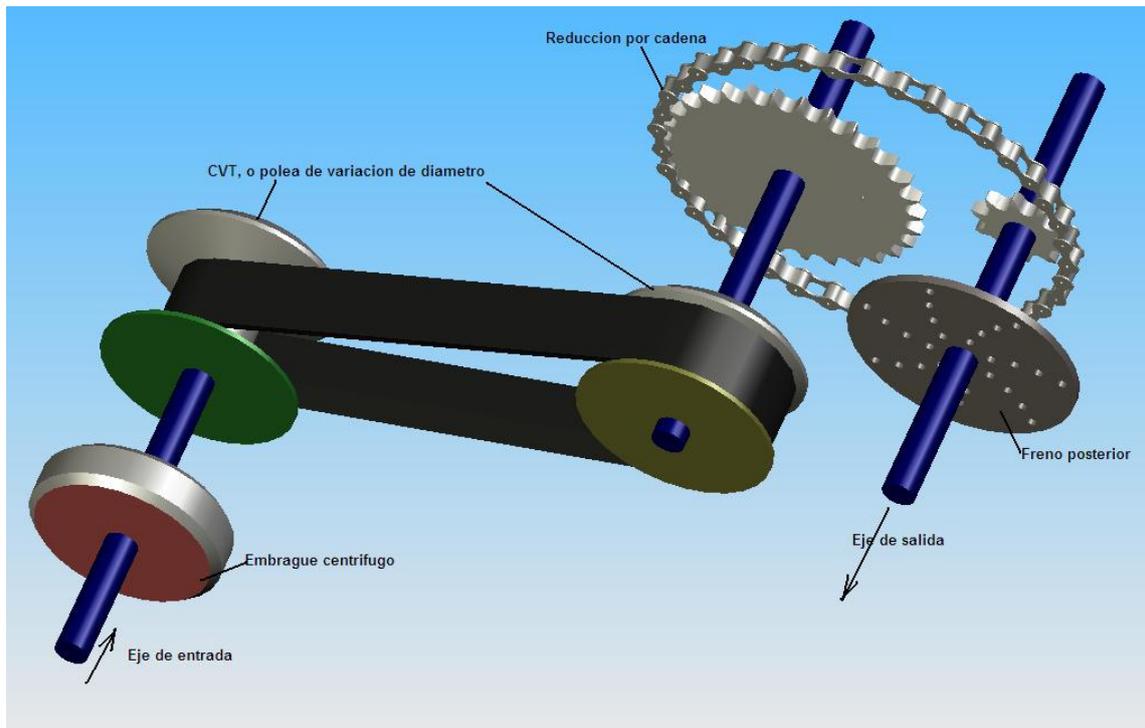


Figura 4.29. Elementos de la transmisión

1. Un embrague centrífugo que funciona por un mecanismo activado por la fuerza centrífuga generada por el giro del motor, y que, a menor revolución mantiene separado el eje de salida del motor del sistema de transmisión, y a medida que suben las revoluciones, va conectando dicho eje con el mecanismo de transmisión.
2. Un CVT, o un sistema de transmisión de variación continua, que funciona mediante poleas de diámetro variable y que controla la aceleración del vehículo.

Dicho sistema funciona mediante un mecanismo que cambia el diámetro de la polea conductora, aumentándolo, y disminuyendo el diámetro de la polea conducida a medida que aumenta las revoluciones del motor, para así mantener constante la longitud de la banda, que no puede ser alterada, manteniendo constante la distancia entre los centros de las poleas, pero cambiando la relación de transmisión, lo que da como resultado una aceleración constante.

3. Un sistema de reducción mediante cadenas, que conectan el eje de salida del CVT con el eje de las llantas posteriores, el cual a su vez se conecta con dichas llantas mediante crucetas que ponen en la dirección requerida al eje de salida de potencia para acoplarlo con los neumáticos posteriores, como se encuentra en la figura 4.31.

El ángulo máximo que necesita una articulación de cruceta para funcionar es de 15 grados, entre el eje del homocinético del neumático y el eje que viene de la cadena, esta articulación es necesaria para que se pueda mover los neumáticos y el eje no interfiera en ese movimiento, y únicamente funcione como motriz transmitiendo torque.

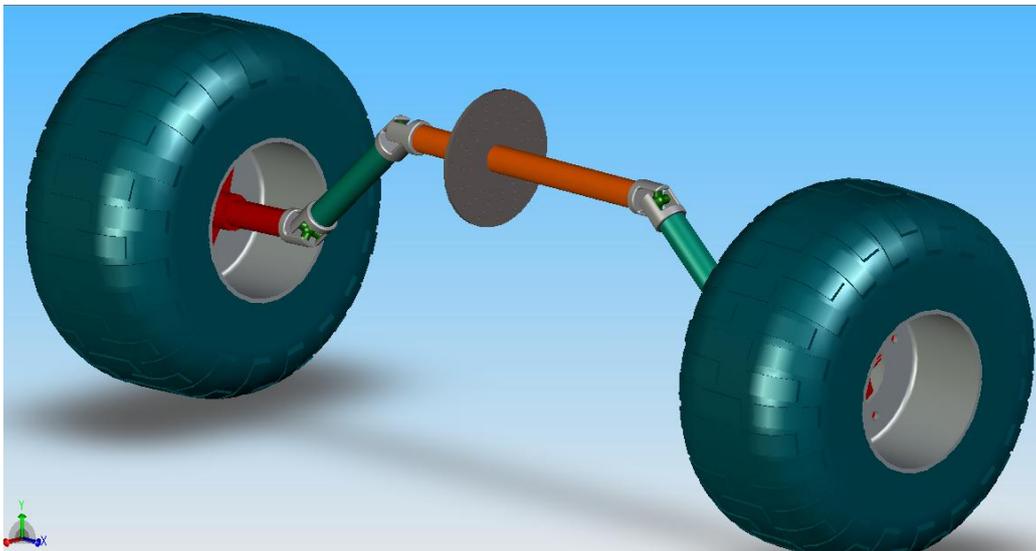


Figura 4.30. Eje de salida conectado a los neumáticos

En la figura 4.31 se puede observar en primer lugar el eje de color naranja, es el eje conducido, en este se encuentra fijo el disco de freno, y la catarina, la

cual transmite el torque; en segundo lugar, los brazos de color verde, los cuales son telescopios, es decir, pueden cambiar de longitud, y están unidos al eje principal por rotulas, las cuales cambian la dirección del torque, en un máximo de inclinación de 15 grados, finalmente, se encuentran los homocinéticos, que solo los elementos de color rojo, que están unidos al neumático, para transmitir la potencia al piso.

1.24.3 Sistema de frenos

Se debe usar un sistema de frenos mediante discos y zapatas, las cuales serán accionadas por un circuito hidráulico independiente para el lado anterior y posterior, en los neumáticos frontales se usara un disco por cada llanta, y para el lado posterior se usara un disco para el eje de transmisión, el cual al frenar dicho eje, frenara a las dos ruedas traseras. A continuación se encuentra el diagrama, con los elementos necesarios:

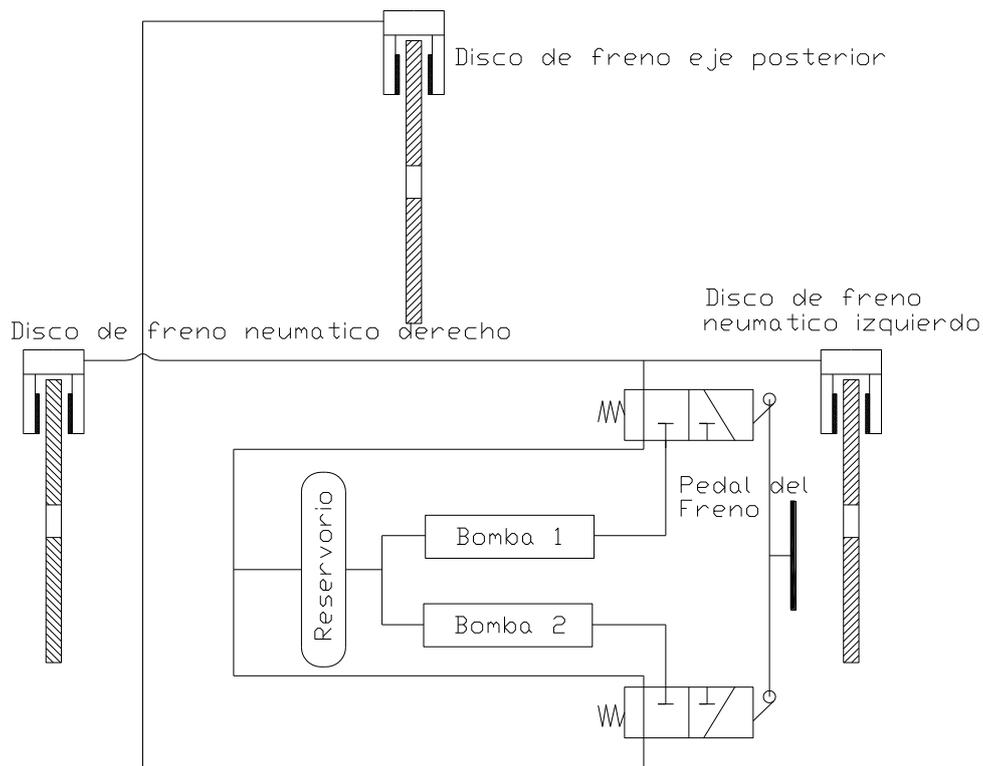


Figura 4.31. Diagrama de instalación del sistema de frenos

La válvula será el pedal, el cual acciona al mismo tiempo los dos circuitos, conectando el actuador, en este caso las mordazas, a la bomba, para así aplicar presión sobre los discos, y detener el movimiento de estos.

El freno de disco frontal estará acoplado a la manzana y girará en torno al eje de la mangueta, mientras que las mordazas estarán sujetas a la mangueta mediante dos puntos de sujeción. El peso del conjunto de disco mordaza recomendados para un MINI BAJA es de 35 libras, y es este valor el que se usara en el capítulo 5 para realizar los cálculos de las masas no suspendidas.

El mecanismo del pedal del freno será uno simple, similar al utilizado en la mayoría de los autos, que accionara cada uno de los dos circuitos en un solo movimiento para así frenar las dos porciones del vehículo al mismo tiempo.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DINÁMICO Y SIMULACIÓN

1.25 Respuesta dinámica

Para analizar la respuesta dinámica del sistema vamos a crear un modelo aproximado del vehículo, en donde, la masa M_s representa el peso del vehículo o masa suspendida, las masas M_u son las masas no suspendidas, o el peso de los neumáticos, mas los aros, mas los frenos, y demás elementos que se encuentran en los extremos externos de los brazos de suspensión, los resortes K son los muelles helicoidales del sistema de amortiguación, así como los amortiguadores C ; y los resortes K_t son la representación grafica de la propiedad elástica de los neumáticos.

El siguiente paso es obtener las ecuaciones de equilibrio del modelo, como son sumatoria de fuerzas y momentos iguales a cero, y de esta forma relacionar en ecuaciones diferenciales, las variables más importantes, el tiempo de amortiguación del modelo en función de una separación de los neumáticos del piso. El objetivo principal es encontrar el valor de la constante de amortiguación necesario para amortiguar el sistema en un tiempo corto sin que se presenten problemas, para esto, se parte de valores de amortiguación conocidos y recomendados.

El valor de las constantes de los resortes se los obtiene realizando un análisis de conservación de energías, en el punto superior cuando el vehículo esta en la parte mas alta del salto, en donde toda la energía que tiene es potencial, igualándolo al punto dos, en donde toda esa energía se convirtió en cinética, y es absorbida por el resorte. Los valores de las masas son conocidos, y la longitud del salto también, por lo tanto la única incógnita es la constante C de amortiguación.

Al resolver estas ecuaciones diferenciales, encontramos las funciones que relacionan el desplazamiento vertical del vehículo, con la vibración que se produce entre la masa suspendida y la masa no suspendida, esto significa que, obtendremos el tiempo que oscila el vehículo debido a la acción de los resortes, y la amplitud de dicha oscilación, de acuerdo a un salto, puede ser este pequeño, como un bache en el camino, una piedra o un charco, o grande, como el salto que se va a analizar. Al observar los videos de la competencia podemos advertir que, los saltos más fuertes que sufren la suspensión y el chasis, en el circuito son de máximo un metro de altura, por lo que utilizaremos esta medida para realizar los cálculos como evento extremo.

Para encontrar el valor del amortiguador frontal utilizaremos el modelo de la cuarta parte del vehículo, que representa la cuarta parte frontal, y para encontrar el valor del amortiguador posterior, utilizaremos la variación en el giro del chasis en torno al centro de gravedad, y para esto se usara el segundo modelo que representa la mitad del auto, que relaciona las dos suspensiones, frontal y posterior.

El vehículo de construcción en serie que mas se asemeja a un MINI BAJA es el ATV o cuadron, pues los dos son para una persona, poseen motores de 300 CC en promedio, con potencias de entre 10 y 15 hp, son para terrenos difíciles, especialmente diseñados para dar saltos grandes en altura y longitud, con sistemas de suspensión de tipo paralelogramo deformable, independiente, y sistemas de transmisión de cadena, y lo que es mas importante, el peso de un cuadron es muy semejante al peso de un MINI BAJA, por lo tanto, la primera posibilidad para escoger los amortiguadores serán los de cuadron.

En esta clasificación, los mas usados para competencia son los amortiguadores de gas, que son amortiguadores de tipo telescopico, que utilizan gas nitrógeno para refrigerar el aceite, y así mantener una amortiguación constante a lo largo de la competencia, impidiendo que el aceite pierda viscosidad, y con la posibilidad de ajustar la constante de amortiguación a los requerimientos del piloto, específicamente, al peso de este.

La capacidad de variar la constante de amortiguación esta presente en los cuadrones debido a que cada vehículo de este tipo tiene que estar ajustado exactamente al peso del piloto, pues si este utiliza una suspensión que no este regulado para el, considerando no solo su peso corporal, sino también el peso de su equipo de protección, casco, botas, guantes, y otros aditamentos importantes, sino para alguien mas pesado, el sistema de suspensión va a provocar que el vehículo salte demasiado, pues estaba regulado para amortiguar mas peso, y en cualquier momento uno de estos saltos podrían proyectarlo fuera del ATV provocando un terrible accidente, es por esto la importancia de tener la posibilidad de ajustar las constantes de acción de los amortiguadores, pues así, vamos a tener la constante necesaria para amortiguar el peso del vehículo y el peso del piloto que conduce, en el tiempo necesario para que este pueda reaccionar correctamente y maniobrar, y no soltarse del manubrio.

Otro punto importante de los amortiguadores de gas es que, a pesar de tener un precio alto, ofrecen un ahorro de tiempo y de dinero, debido a que se los puede utilizar para diferentes pruebas sin tener que cambiarlos, caso contrario se necesitaría un juego para cada piloto, y un juego para cada prueba, si este

fuera el caso, se debería adquirir por lo menos 10 juegos de amortiguadores para una prueba de MINI BAJA, pues se debe inscribir un piloto y un suplente, y cada uno de ellos debería tener cinco juegos de amortiguadores para cada una de las 5 pruebas principales.

Esto es, sin considerar que el gas pretende mantener constante la temperatura del aceite del amortiguador, y por lo tanto, este funciona mas tiempo en condiciones estables, pues uno que no posee refrigeración externa, a medida que transcurre el tiempo, va a ir perdiendo su capacidad de amortiguar, debido a que el aceite se va calentando, y la constante de amortiguación va a ir disminuyendo.

La regulación de la constante brinda un rango amplio de posibilidades, pues, un mismo amortiguador se puede usar para todas las pruebas, para la mas difícil, el Rock Crawl⁸, en la que se necesita que el recorrido de la suspensión sea el mas amplio y suave, y para la mas rápida, como es el Circuito de Enduro, en donde se requiere una suspensión semi-rígida, para obtener la mayor tracción y velocidad posible.

Al momento de adquirir un amortiguador, la forma mas fácil de calcular su constante de amortiguación es la siguiente, se cuelga el punto superior de un punto fijo, y se fija en el punto inferior una carga X, se lo comprime al máximo y se suelta para que la carga descomprima el amortiguador, y se toma el tiempo en el que se demora hasta llegar al punto de máxima expansión, por ejemplo, si usamos un peso de 10 Kg., en un amortiguador con un recorrido de 50 mm, y este se demora 1.5 minutos en expandirse por completo, realizando el calculo tenemos que:

⁸ Prueba consistente en cruzar un recorrido aproximado de 200 metros en una pista cubierta de rocas de entre 30 y 40 cm. de diámetro.

$$F = C \cdot V$$

$$C = \frac{F}{V}$$

$$C = \frac{10\text{Kg} \cdot 9.8 \frac{m}{s^2}}{\frac{50\text{mm}}{90s}}$$

$$C = 176.4 \frac{N \cdot s}{mm}$$

Ecuación 5.1. Constante de amortiguación

En donde F es la fuerza aplicada, C es la constante de amortiguación y V es la velocidad con la que se descomprime el amortiguador.

La constante del amortiguador será 176.4 Ns/mm. Por lo tanto, en este proceso vamos a encontrar esta constante, tanto para la parte frontal como posterior, y al adquirir el amortiguador, utilizando una misma carga X, vamos a regular el tiempo en el que se descomprima el amortiguador, y así regularemos la constante, y obtendremos las características teóricas.

Para comprobar que los valores que se toman para constantes de amortiguadores y resortes son correctas, se analizo el documento provisto por la empresa ELKA⁹, fabricante de amortiguadores para vehículos de alta movilidad, para la adquisición correcta de amortiguadores, en donde se explico que para ajustarlos se debe respetar los siguientes limites, en primer lugar que al instalarlos estos no se compriman, bajo la acción unicamente del peso del vehículo, mas de 80 o 90 mm como máximo, pues en general, el muelle y el amortiguador trabajan en conjunto, y no se pueden calibrar el uno en independencia del otro.

Segundo, cuando el piloto se suba en el, usando todo el peso que va a llevar en la competencia, es decir, equipo de seguridad, casco, protectores y botas, estos no deben comprimirse mas de 20 mm, si esto es correcto, no merecen ajuste, caso contrario, se deben tensar los resortes para darle mas rigidez al sistema, mediante un mecanismo de rosca que hace que al girar el soporte de

⁹ Anexo F

los muelles estos se compriman, a medida que sube dicho soporte por acción de la rosca.

Si el amortiguador se comprime menos de lo recomendado, se debe mover la rosca al sentido contrario, para eliminar tensión en los muelles, y así darle más suavidad al sistema. Es sumamente necesario ajustar el nivel del vehículo, el cual debe estar paralelo al piso, ajustando la distancia que se comprimen los amortiguadores frontales y posteriores como conjunto, las cuales deben llevar al vehículo al punto de equilibrio horizontal. Esto es importante pues una inclinación del vehículo hacia la parte frontal, provocaría en un salto que el piloto pudiese ser lanzado hacia la parte frontal del vehículo, en cambio, una inclinación posterior provocaría que, en una trepada o subida pronunciada el vehículo pudiera volcarse hacia la parte de atrás.

Primero vamos a modelar la cuarta parte del vehículo, cuyo grafico es el siguiente:

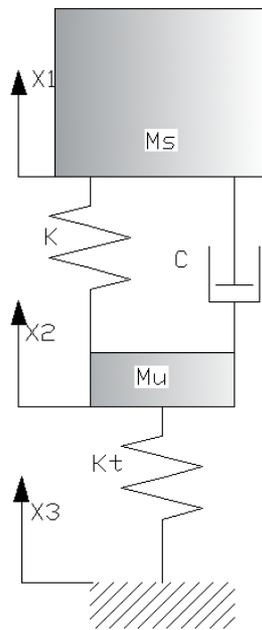


Figura 5.1. Modelo de la cuarta parte del vehículo

Los símbolos de la figura anterior se definen como:

X1	Desplazamiento desde el equilibrio de la masa suspendida
X2	Desplazamiento desde el equilibrio de la masa no suspendida
X3	Desplazamiento desde el piso
Ms	Masa suspendida
Mu	Masa no suspendida
K	Constante del resorte
C	Constante del amortiguador
Kt	Constante de amortiguación del neumático

Tabla 5.1. Símbolos del modelo de la cuarta parte del vehículo

Ahora debemos encontrar las ecuaciones diferenciales que representan el modelo, las cuales son:

$$\begin{aligned} \sum F &= M_s \cdot \ddot{X}_1 \\ M_s \cdot \ddot{X}_1 &= -K(X_1 - X_2) - C(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \\ M_u \cdot \ddot{X}_2 &= K(X_1 - X_2) + C(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - K_t(X_2 - X_3) \end{aligned}$$

Ecuación 5.2. Ecuación diferencial modelo cuarta parte del vehículo

El siguiente paso es obtener la transformada de Laplace de las ecuaciones diferenciales. La solución de las ecuaciones diferenciales de la ecuación 5.1 es la siguiente:

$$\begin{aligned} M_s \cdot S^2 \cdot X_1(S) + K \cdot X_1(S) - K \cdot X_2(S) + C \cdot S \cdot X_1(S) - C \cdot S \cdot X_2(S) &= 0 \\ (M_s \cdot S^2 + C \cdot S + K) \cdot X_1(S) - (C \cdot S + K) \cdot X_2(S) &= 0 \end{aligned}$$

Ecuación 5.3. Solución primera ecuación diferencial

$$\begin{aligned} M_u \cdot S^2 \cdot X_2(S) - K \cdot X_1(S) + K \cdot X_2(S) - C \cdot S \cdot X_1(S) + C \cdot S \cdot X_2(S) + \\ + K_t \cdot X_2(S) - K_t \cdot X_3(S) &= 0 \\ -(C \cdot S + K) \cdot X_1(S) + (M_u \cdot S^2 + C \cdot S + K + K_t) \cdot X_2(S) - K_t \cdot X_3(S) &= 0 \end{aligned}$$

Ecuación 5.4. Solución segunda ecuación diferencial

$$\begin{aligned}
A &= (Ms \cdot S^2 + C \cdot S + K) \\
B &= (C \cdot S + K) \\
C &= (Mu \cdot S^2 + C \cdot S + K + Kt) \\
D &= Kt \\
A \cdot X1(S) - B \cdot X2(S) &= 0 \\
-B \cdot X1(S) + C \cdot X2(S) - D \cdot X3(S) &= 0
\end{aligned}$$

Ecuación 5.5. Simplificación de términos

$$\frac{X1(S)}{X3(S)} = \frac{B \cdot D}{A \cdot C - B^2}$$

Ecuación 5.6. Solución para la función step

Para modelar el sistema utilizaremos el software MATLAB®, y en este la función *step*, que sirve para dar un rango de valores a la variable independiente, empezando desde una excitación provocada, que representara un salto, en esta función analizaremos el tiempo que se demora en amortiguarse el sistema, y la amplitud de dicha oscilación, que representa la rigidez del amortiguador, la cual si es muy alta, puede llegar a romper los brazos de suspensión en donde están fijos los amortiguadores.

Después utilizaremos la función bode, que sirve para encontrar a que velocidad de giro del neumático, tendremos la vibración natural del sistema, dándonos una idea de en que áreas debemos trabajar, y a que velocidad no es recomendable trabajar.

Para encontrar la constante K de los resortes vamos a considerar la teoría de conservación de la energía, en el punto 1 vamos a tener unicamente energía potencial, pues es el punto mas alto que alcanza en el salto el vehículo, toda esta energía, en el punto 2 se va a convertir en energía cinética, y el elemento encargado de absorberla es el resorte, por lo que la formula queda como sigue:

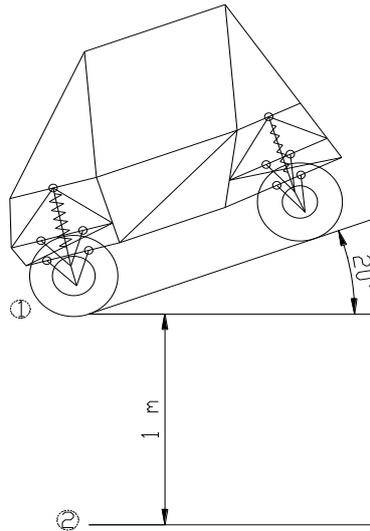


Figura 5.2. Salto 1 metro inclinación 20 grados

$$E_{p1} = E_{p2}$$

$$m \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \cdot k \cdot d^2$$

$$K = \frac{2 \cdot m \cdot g \cdot h}{d^2}$$

Ecuación 5.7. Conservación de la energía

En donde m es la masa de la mitad del vehículo, h la altura, y d la deflexión del resorte.

$$K = \frac{2 \cdot 305 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1 \text{ m}}{(0.3 \text{ m})^2}$$

$$K = 66422,22 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$K \approx 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ecuación 5.8. Constante del resorte teórica

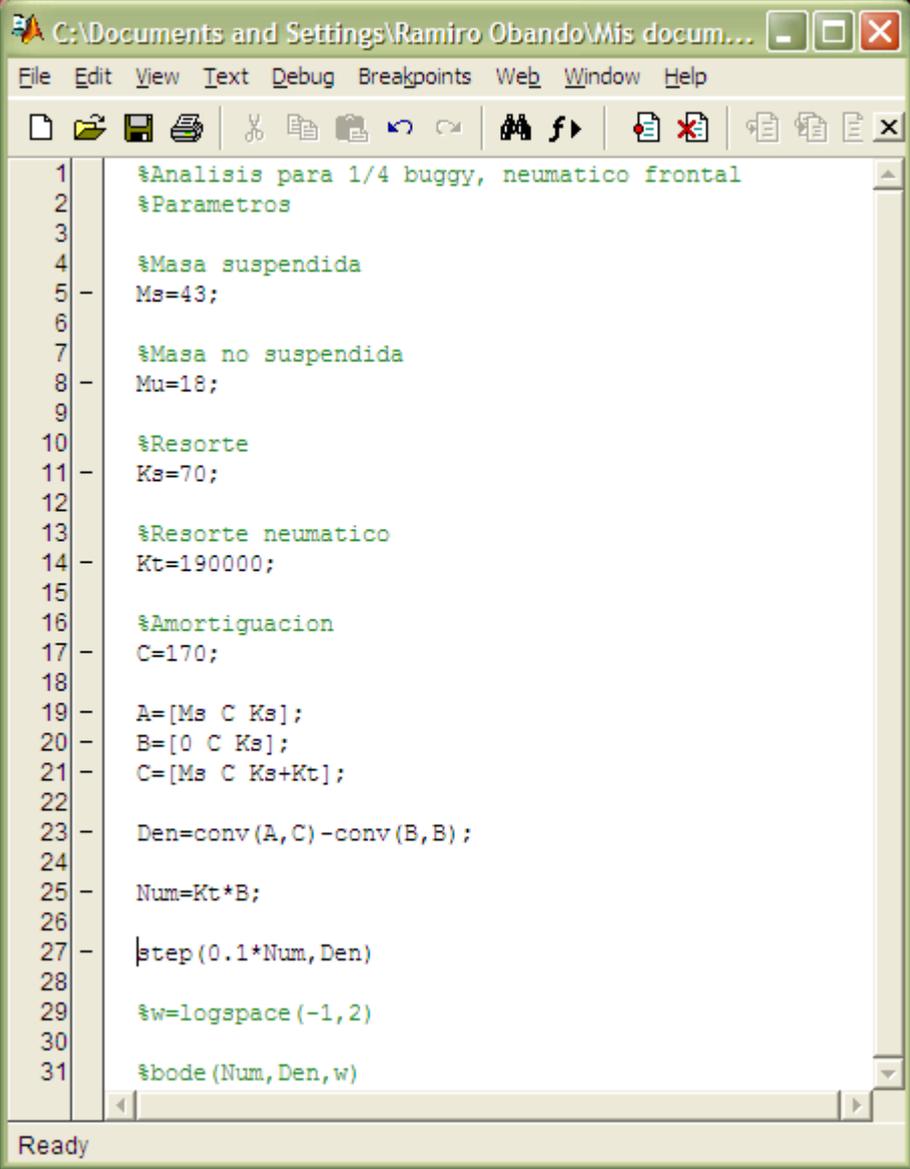
De aquí encontramos la fuerza máxima aplicada al elemento elástico, es decir, a cada rueda, la cual será tomada únicamente como referencia:

$$F = k \cdot d$$

$$F = \frac{1}{2} \cdot 67,8 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} \cdot 30 \text{ cm}$$

$$F = 1017 \text{ Kg}$$

Ecuación 5.9. Fuerza máxima



```
1 %Análisis para 1/4 buggy, neumático frontal
2 %Parametros
3
4 %Masa suspendida
5 Ms=43;
6
7 %Masa no suspendida
8 Mu=18;
9
10 %Resorte
11 Ks=70;
12
13 %Resorte neumático
14 Kt=190000;
15
16 %Amortiguación
17 C=170;
18
19 A=[Ms C Ks];
20 B=[0 C Ks];
21 C=[Ms C Ks+Kt];
22
23 Den=conv(A,C)-conv(B,B);
24
25 Num=Kt*B;
26
27 step(0.1*Num,Den)
28
29 %w=logspace(-1,2)
30
31 %bode(Num,Den,w)
```

Figura 5.3. Código programa MATLAB® función step

El cálculo de la masa suspendida está descrito más adelante, en la explicación del segundo modelo, la masa no suspendida se obtiene de sumar el peso del neumático, más el aro y más la mangueta, elementos que están dibujados en el Solidworks, y de los que se obtuvo su peso. Para llegar al valor de 170 en la constante del amortiguador, se empezó por ubicar un valor de amortiguación recomendado para sistemas de suspensión de vehículos de este peso, dato que se averiguó en la página Web del programa MATLAB® (<http://www.mathworks.com>) en la que realizan ejemplos de cálculos de

sistemas mecánicos, valor que fue de 150, y de ahí se debió aumentar con intervalos de 5 hasta alcanzar un tiempo de amortiguación aceptable, observando el grafico, finalmente el grafico seleccionado fue el siguiente, por presentarnos un tiempo de amortiguación rápido con una única oscilación fuerte, o pico.

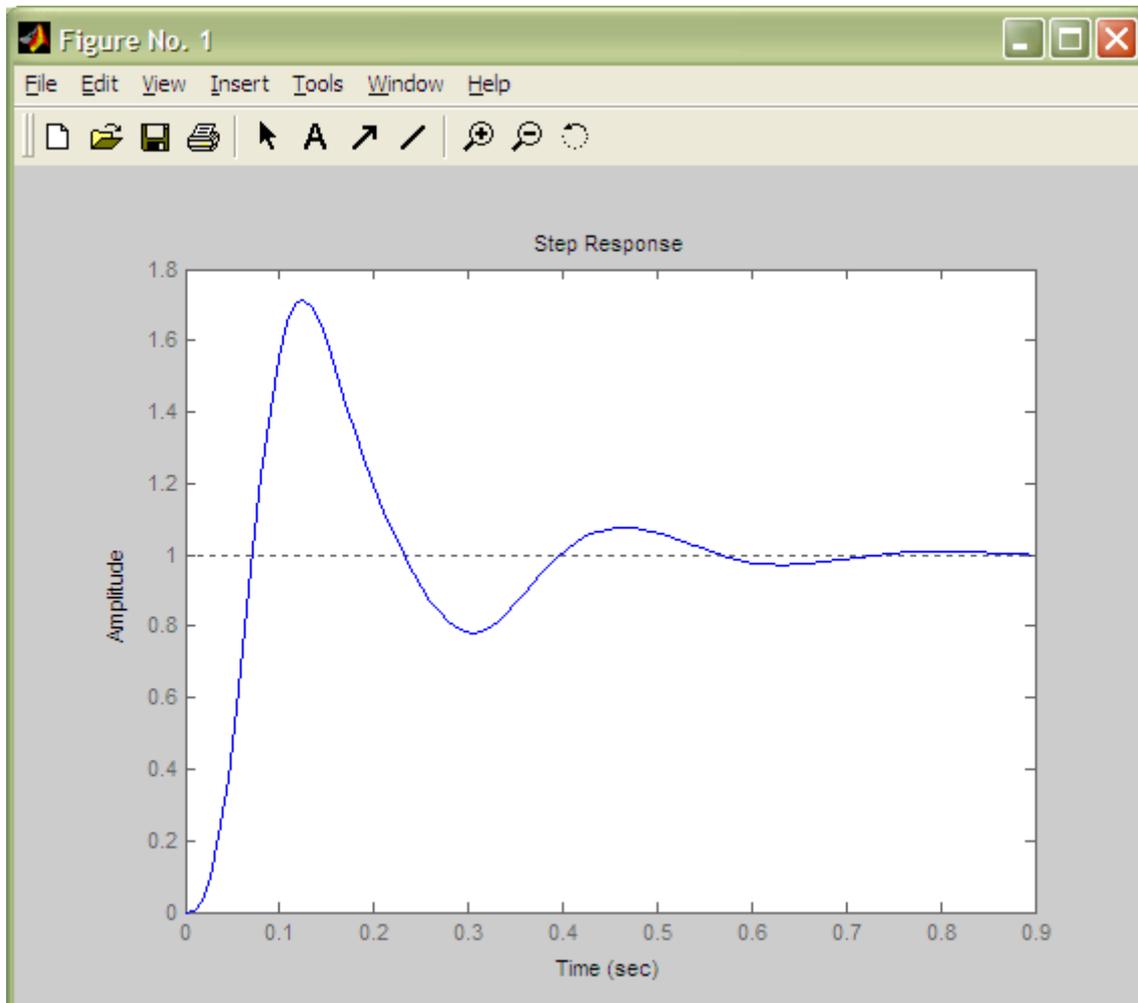


Figura 5.4. Tiempo de amortiguación

Este grafico nos dice que en un segundo prácticamente se habrá amortiguado por completo el salto, existiendo una oscilación grande que va a alcanzar 0.7 la longitud de la interferencia, seguido de una oscilación que alcanzara 0.2 de la longitud de la interferencia, amortiguándose por completo con pequeñas oscilaciones que no alcanzan ni el 0.1 de la longitud de la oscilación.

```
C:\Documents and Settings\Ramiro Obando\Mis docum...
File Edit View Text Debug Breakpoints Web Window Help
[Icons]
1 %Análisis para 1/4 buggy, neumático frontal
2 %Parametros
3
4 %Masa suspendida
5 Ms=43;
6
7 %Masa no suspendida
8 Mu=18;
9
10 %Resorte
11 Ks=70;
12
13 %Resorte neumático
14 Kt=190000;
15
16 %Amortiguación
17 C=170;
18
19 A=[Ms C Ks];
20 B=[0 C Ks];
21 C=[Ms C Ks+Kt];
22
23 Den=conv(A,C)-conv(B,B);
24
25 Num=Kt*B;
26
27 %step(0.1*Num,Den)
28
29 w=logspace(-1,2)
30
31 bode(Num,Den,w)
Ready
```

Figura 5.5. Código programa MATLAB® función bode

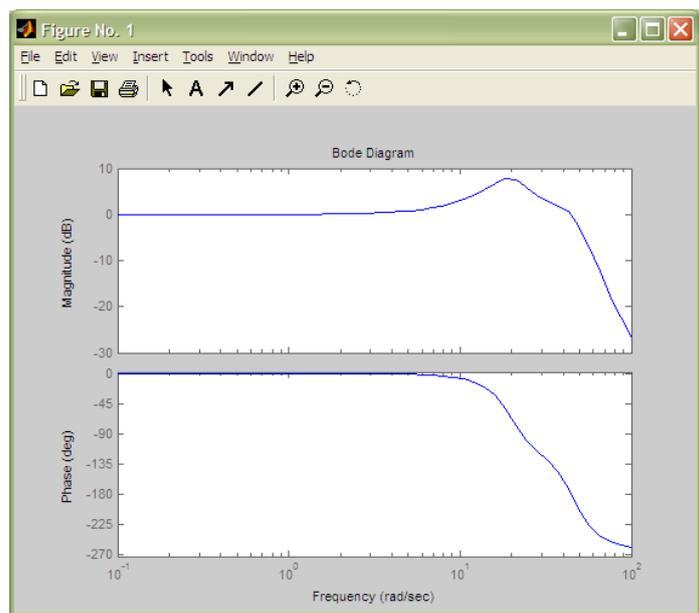


Figura 5.6. Frecuencia natural

La figura 5.6. nos indica el punto en el que va a existir resonancia, y se obtiene de multiplicar la velocidad de giro del neumático, por la longitud de separación promedio de las interferencias del camino, este producto no debe ser igual a 20 radianes sobre segundo, el primer pico, y el segundo a 45 radianes sobre segundo; debido a que todas las pistas en las que el vehículo va a competir son diferentes, existirán diferentes longitudes entre las interferencias del camino, y por lo tanto, se debe analizar para cada pista, que velocidad no es recomendable.

Las constantes del resorte y amortiguador, para la suspensión frontal son la siguiente:

$$K_f = 70 \frac{N}{mm}$$

$$C_f = 170 \frac{N \cdot s}{mm}$$

Ecuación 5.10. Solución al sistema de suspensión frontal

Al encontrar los valores de los constantes de resorte y amortiguación de la suspensión frontal, debemos encontrar los mismos de la suspensión posterior, para esto usaremos el siguiente modelo, que representa la mitad del auto:

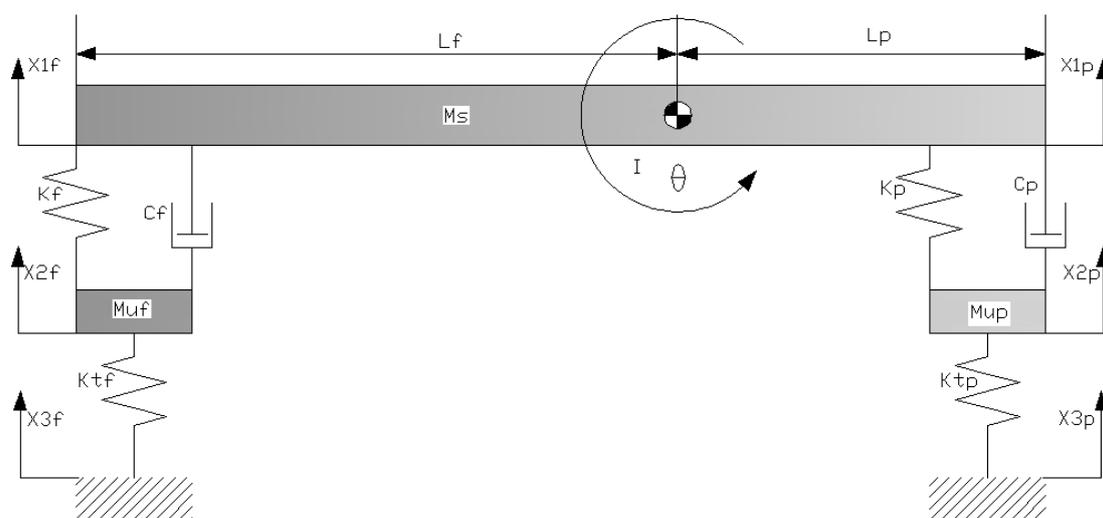


Figura 5.7. Modelo de la mitad del vehículo

Usando el sufijo f para frontal y p para posterior, los símbolos de la figura anterior se definen como:

X1	Desplazamiento desde el equilibrio de la masa suspendida
X2	Desplazamiento desde el equilibrio de la masa no suspendida
X3	Desplazamiento desde el piso
Ms	Masa suspendida
Mu	Masa no suspendida
K	Constante del resorte
C	Constante del amortiguador
Kt	Constante de amortiguación del neumático
I	Inercia del vehículo alrededor del centro de gravedad
Θ	Angulo de giro del vehículo sobre el centro de gravedad
Lf	Distancia entre el neumático y el centro de gravedad

Tabla 5.2. Símbolos del modelo de la mitad del vehículo

Para encontrar el centro de gravedad, en primer lugar encontramos el centro de gravedad solo del chasis, utilizando la opción *Medir propiedades físicas* del vehículo, a continuación se realiza el diagrama de cuerpo libre colocando en un rectángulo el punto en donde se concentra el peso del piloto, el cual es de 190 lb o 86 Kg como máximo (Anexo B, reglamento), y el peso del motor, el cual es 250 lb o 113.40 Kg.

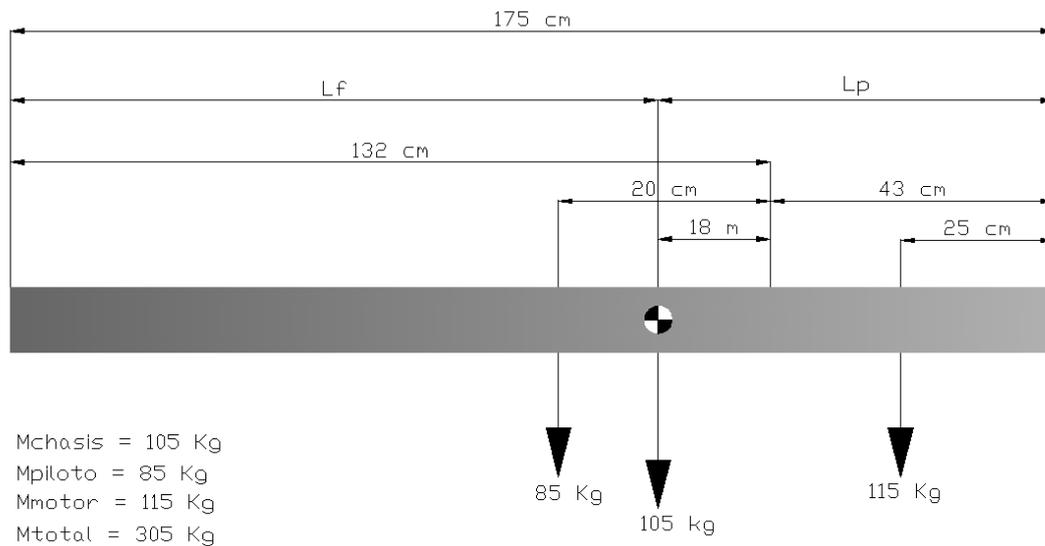


Figura 5.8. Centro de gravedad

Calculamos entonces la distancia del centro de gravedad del sistema:

$$MT \cdot CG = 115 \cdot 25 + 105 \cdot 61 + 85 \cdot 63$$

$$CG = \frac{115 \cdot 25 + 105 \cdot 61 + 85 \cdot 63}{305}$$

$$CG = 47 \text{ cm}$$

Ecuación 5.11. Calculo del centro de gravedad

$$\% f = 27\%$$

$$\% p = 73\%$$

$$M_{sf} = 86 \text{ Kg}$$

$$M_{sp} = 218 \text{ Kg}$$

$$I = 15784 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Ecuación 5.12. Valores obtenidos en Solidworks del chasis

Las ecuaciones diferenciales son las siguientes, cabe acotar que el método de cálculo es el mismo que se uso anteriormente:

$$\begin{aligned}
\sum F &= M_{sf} \times \ddot{X}_1 \\
M_{sf} \times \ddot{X}_1 f &= -K_f(X_{1f} - X_{2f}) - C_f(\dot{X}_1 f - \dot{X}_2 f) \\
M_{sp} \times \ddot{X}_1 p &= -K_p(X_{1p} - X_{2p}) - C_p(\dot{X}_1 p - \dot{X}_2 p) \\
M_{uf} \times \ddot{X}_2 f &= -K_{tf}(X_{2f} - X_{3f}) + K_f(X_{1f} - X_{2f}) + C_f(\dot{X}_1 f - \dot{X}_2 f) \\
M_{up} \times \ddot{X}_2 p &= -K_{tp}(X_{2p} - X_{3p}) + K_p(X_{1p} - X_{2p}) + C_p(\dot{X}_1 p - \dot{X}_2 p) \\
\sum M_{CG} &= I \cdot \ddot{\theta} \\
I \cdot \ddot{\theta} &= L_f(K_f(X_{1f} - X_{2f}) + C_f(\dot{X}_1 f - \dot{X}_2 f)) - L_p(K_p(X_{1p} - X_{2p}) + C_p(\dot{X}_1 p - \dot{X}_2 p))
\end{aligned}$$

Ecuación 5.13. Ecuación diferencial modelo mitad del vehículo

$$\begin{aligned}
X_{1f}(S) \cdot (M_{sf} \cdot S^2 + C_f \cdot S + K_f) - X_{2f}(S) \cdot (C_f \cdot S + K_f) &= 0 \\
X_{1p}(S) \cdot (M_{sp} \cdot S^2 + C_p \cdot S + K_p) - X_{2p}(S) \cdot (C_p \cdot S + K_p) &= 0 \\
X_{1f}(S) \cdot (C_f \cdot S + K_f) - X_{2f}(S) \cdot (M_{uf} \cdot S^2 + C_f \cdot S + K_f + K_{tf}) + X_{3f}(S) \cdot (K_{tf}) &= 0 \\
X_{1p}(S) \cdot (C_p \cdot S + K_p) - X_{2p}(S) \cdot (M_{up} \cdot S^2 + C_p \cdot S + K_p + K_{tp}) + X_{3p}(S) \cdot (K_{tp}) &= 0 \\
X_{1f}(S) \cdot (L_f \cdot C_f \cdot S + L_f \cdot K_f) - X_{2f}(S) \cdot (L_f \cdot C_f \cdot S + L_f \cdot K_f) - \\
- X_{1p}(S) \cdot (L_p \cdot C_p \cdot S + L_p \cdot K_p) + X_{2p}(S) \cdot (L_p \cdot C_p \cdot S + L_p \cdot K_p) - \theta(S) \cdot (I \cdot S^2) &= 0
\end{aligned}$$

Ecuación 5.14. Solución de las ecuaciones diferenciales mitad del vehículo

$$\begin{aligned}
A &= (L_f \cdot C_f \cdot S + L_f \cdot K_f) \\
B &= (L_p \cdot C_p \cdot S + L_p \cdot K_p) \\
C &= (I \cdot S^2) \\
D &= (C_f \cdot S + K_f) \\
E &= (M_{uf} \cdot S^2 + C_f \cdot S + K_f + K_{tf}) \\
F &= (K_{tf}) \\
G &= (C_p \cdot S + K_p) \\
H &= (M_{up} \cdot S^2 + C_p \cdot S + K_p + K_{tp}) \\
I &= (K_{tp}) \\
J &= (M_{sf} \cdot S^2 + C_f \cdot S + K_f) \\
K &= (M_{sp} \cdot S^2 + C_p \cdot S + K_p) \\
J \cdot X_{1f}(S) - D \cdot X_{2f}(S) &= 0 \\
K \cdot X_{1p}(S) - G \cdot X_{2p}(S) &= 0 \\
D \cdot X_{1f}(S) - E \cdot X_{2f}(S) + F \cdot X_{3f}(S) &= 0 \\
G \cdot X_{1p}(S) - H \cdot X_{2p}(S) + I \cdot X_{3p}(S) &= 0 \\
A \cdot X_{1f}(S) - A \cdot X_{2f}(S) - B \cdot X_{1p}(S) + B \cdot X_{2p}(S) - C \cdot \theta(S) &= 0
\end{aligned}$$

Ecuación 5.15. Simplificación de términos segundo modelo

$$X3p(S) = 0$$

$$\frac{\theta(S)}{X3f(S)} = \frac{ADF - AJF}{EJC - D^2C}$$

Ecuación 5.16. Solución para la función step salto frontal

$$X3f(S) = 0$$

$$\frac{\theta(S)}{X3p(S)} = -\left(\frac{BGI - BKI}{HKC - G^2C}\right)$$

Ecuación 5.17. Solución para la función step salto posterior

Aquí también se utiliza la función *step* para analizar la amortiguación del movimiento angular total del vehículo, en torno al centro de gravedad, para así analizar que suspensión requerimos en la parte posterior, para disminuir al máximo esta oscilación, sin llegar a extremos en la dureza de los amortiguadores, para, al igual que en el caso anterior, evitar que esta rompa los amarres de los amortiguadores a los brazos de la suspensión o al chasis¹⁰.

```

1  %Análisis 1/2 buggy
2  %Parametros (sufijos f=frontal y p=posterior)
3
4  %Masa suspendida
5  Msf=42; Msp=110;
6
7  %Masa no suspendida
8  Muf=23; Mup=27;
9
10 %Resorte
11 Kf=40000; Kp=40000;
12
13 %Amortiguacion
14 Cf=2700; Cp=2700;
15
16 %Resorte neumatico
17 Ktf=190000; Ktp=190000;
18
19 %Inercia
20 I=15784;
21
22 %Distancia desde el centro de gravedad
23 Lf=114; Lp=61;
24
25 A=[0 Lf*Cf Lf*Kf];
26 B=[0 Lp*Cp Lp*Kp];
27 C=[I 0 0];
28 D=[0 Cf Kf];
29 E=[Muf Cf Kf+Ktf];
30 F=[0 0 Ktf];
31 G=[0 Cp Kp];
32 H=[Mup Cp Kp+Ktp];
33 I=[0 0 Ktp];
34 J=[Msf Cf Kf]; K=[Msp Cp Kp];
35
36 %si X3p=0, salto frontal
37 L=conv(D,F); M=conv(J,F); N=conv(E,J); O=conv(D,D); Num=conv(A,L)-conv(A,M); Den=conv(C,N)-conv(C,O);
38 step(Num,Den)
39
40 %si X3f=0, salto posterior
41 %L=conv(G,I); M=conv(K,I); N=conv(H,K); O=conv(G,G); Num=conv(B,L)-conv(B,M); Den=conv(C,N)-conv(C,O);
42 %step(Num,Den)

```

¹⁰ Comprobación del método de cálculo mediante programación lógica en el Anexo I.

Figura 5.9. Código programa MATLAB® función step salto frontal

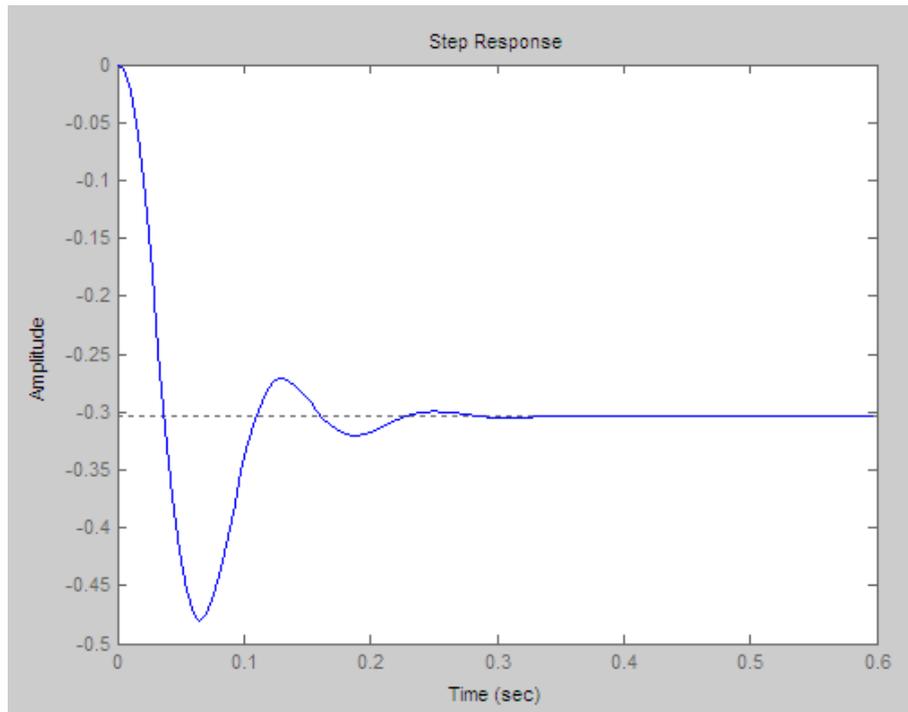


Figura 5.10. Tiempo de amortiguación salto frontal

```

1  %Análisis 1/2 buggy
2  %Parametros (sufijos f=frontal y p=posterior)
3
4  %Masa suspendida
5  Maf=42; Map=110;
6
7  %Masa no suspendida
8  Muf=23; Mup=27;
9
10 %Resorte
11 Kf=40000; Kp=40000;
12
13 %Amortiguacion
14 Cf=2700; Cp=2700;
15
16 %Resorte neumatico
17 Ktf=190000; Ktp=190000;
18
19 %Inercia
20 I=15784;
21
22 %Distancia desde el centro de gravedad
23 Lf=114; Lp=61;
24
25 A=[0 Lf+Cf Lf*Kf];
26 B=[0 Lp+Cp Lp*Kp];
27 C=[I 0 0];
28 D=[0 Cf Kf];
29 E=[Muf Cf Kf+Ktf];
30 F=[0 0 Ktf];
31 G=[0 Cp Kp];
32 H=[Mup Cp Kp+Ktp];
33 I=[0 0 Ktp];
34 J=[Maf Cf Kf]; K=[Map Cp Kp];
35
36 %si X3p=0, salto frontal
37 %L=conv(D,E); M=conv(J,E); N=conv(E,J); O=conv(D,D); Num=conv(A,L)-conv(A,M); Den=conv(C,N)-conv(C,O);
38 %step(Num,Den)
39
40 %si X3f=0, salto posterior
41 L=conv(G,I); M=conv(K,I); N=conv(H,K); O=conv(G,G); Num=conv(B,L)-conv(B,M); Den=conv(C,N)-conv(C,O);
42 %step(Num,Den)

```

Figura 5.11. Código programa MATLAB® función step salto posterior

La figura 5.9 nos indica que si el vehículo tiene un salto y aterriza con la parte frontal, podemos asumir que la oscilación se va a amortiguar en 1 segundo como máximo, en este caso la oscilación se refiere al ángulo que esta girando el vehículo con respecto al eje que cruza el centro de gravedad, por lo tanto, los valores del eje de las ordenadas son radianes.

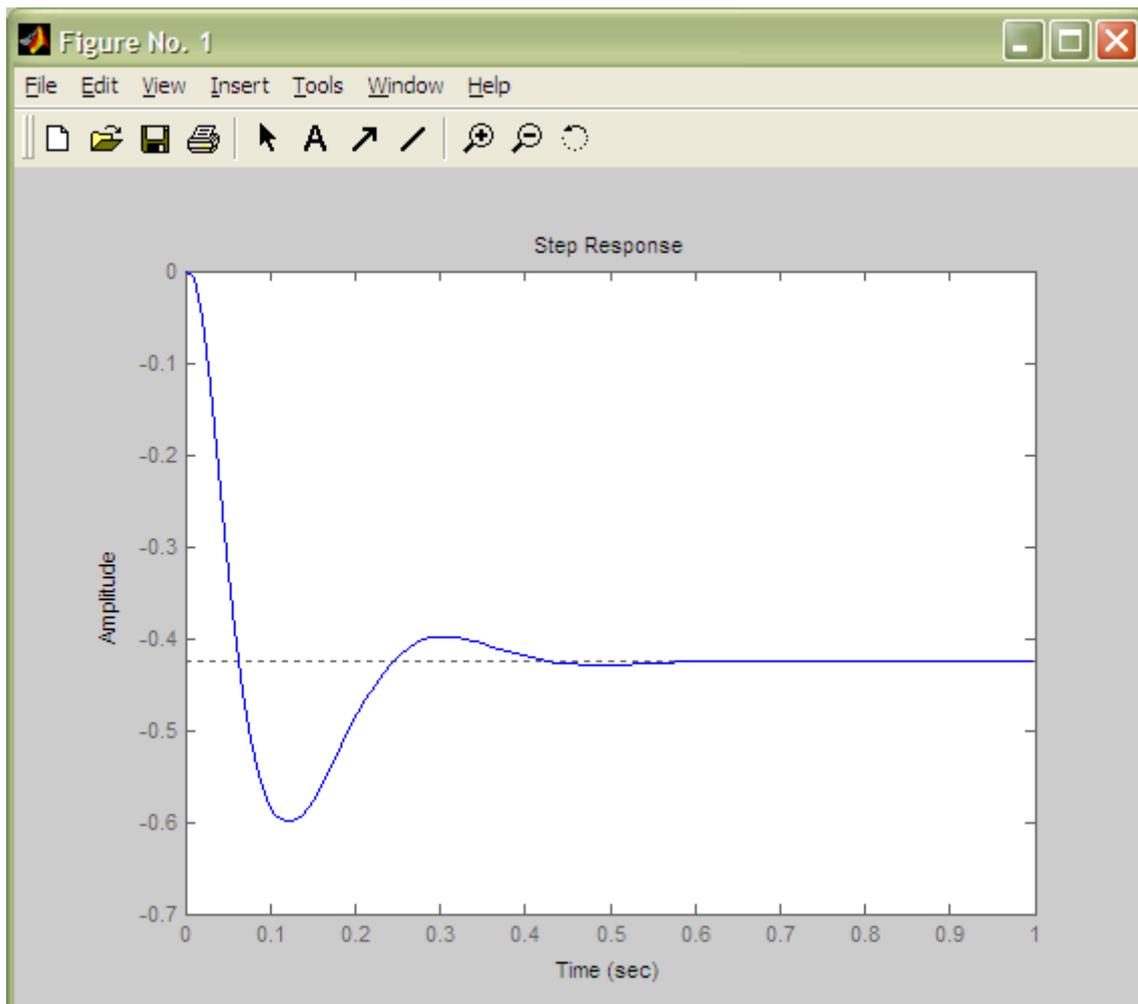


Figura 5.12. Tiempo de amortiguación salto posterior

La figura 5.12 nos indica que si el vehículo aterriza, después de un salto, con el neumático posterior, se va a amortiguar en un segundo y medio como máximo, en el cuadro de valores, pusimos un valor de 170 para la amortiguación frontal, y 270 para la amortiguación posterior, y así obtuvimos esta respuesta, lo que quiere decir, que la suspensión posterior debe ser mas rígida que la frontal en

este caso, porque la mayor cantidad del peso se encuentra en la parte posterior, pues el centro de gravedad esta mas cerca de la parte trasera que del frente, así los valores que obtuvimos para la suspensión posterior son los siguientes:

$$K_f = 70 \frac{N}{mm}$$

$$C_f = 270 \frac{N \cdot s}{mm}$$

Ecuación 5.18. Solución al sistema de suspensión posterior

El siguiente paso consiste en encontrar amortiguadores y resortes que existan en el mercado, y que cumplan con las constantes obtenidas teóricamente, para esto, se visito varias empresas dedicadas a la venta de amortiguadores y resortes, y obtuvimos como respuesta que este tipo de partes, con estas constantes, no existen en el mercado nacional, se deben buscar en el exterior, e importarlas bajo pedido, para lo cual nos recomendaron buscar en las empresas Öhlins shock absorbers ATV, Elka suspensión, Koni shocks y Eibach springs, los cuales son para vehículos ATV.

Se escogió finalmente los siguientes elementos:

Elemento	Características / marca
Amortiguadores frontales	Longitud máxima 15.88", longitud mínima 10.75", paso 5.13", longitud para resorte 12", ajustable a gas, constante de amortiguación $C_f = 170 \frac{N \cdot s}{mm}$, marca KONI
Amortiguadores posteriores	Longitud máxima 11.26", longitud mínima 8.74", paso 2.52", longitud para resorte 12", ajustable a gas, constante de amortiguación $C_f = 270 \frac{N \cdot s}{mm}$, marca KONI

Tabla 5.3. Amortiguadores escogidos

1.26 Simulación

Se va a realizar una simulación completa del vehículo en el programa Cosmos Motion, el evento que se estudiara será un salto del vehículo mini baja, de una altura de 1 metro, y que aterrizara primero con los neumáticos frontales.

El primer paso para realizar la simulación es introducir el vehículo dibujado en Solidworks en el programa Cosmos Motion, para lo cual se debe activar el complemento Cosmos motion en la barra de herramientas-complementos.

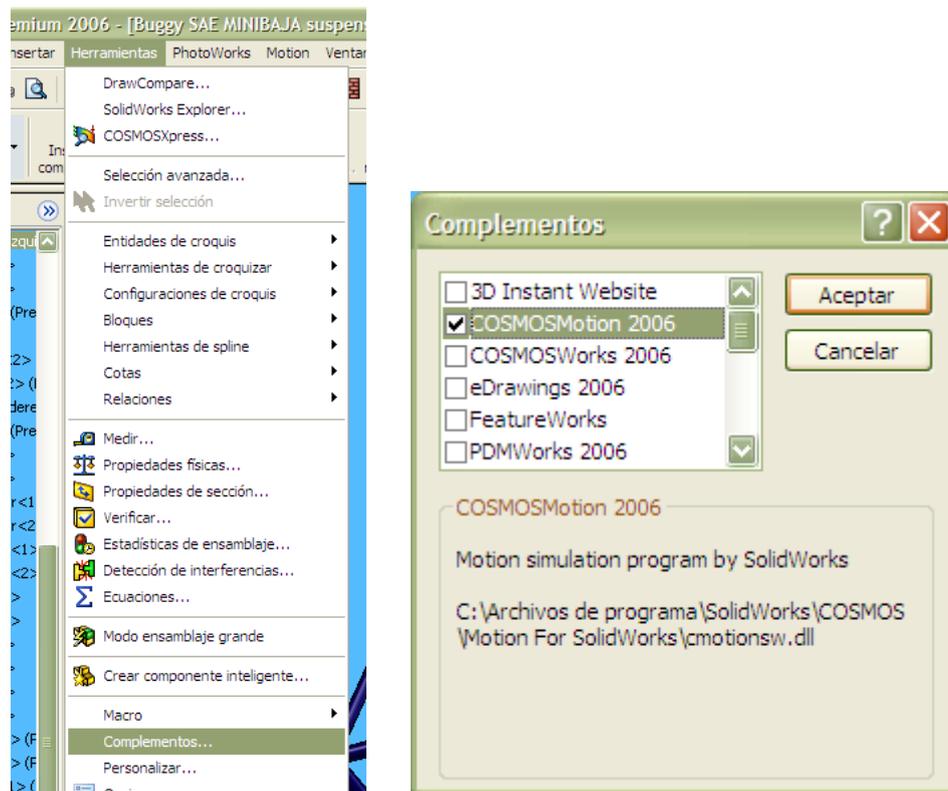


Figura 5.13. Complemento Cosmos Motion

A continuación, el programa se encarga de transportar las restricciones y las interpreta de acuerdo a como fue ensamblado el modelo, por ejemplo, cuando a dos superficies cilíndricas se las hizo concéntricas, y después las caras laterales de estas se las hizo coincidentes, el programa las interpreta como una

bisagra. Cuando se hacen concéntricas dos superficies esféricas, el software interpreta esto como una rotula.

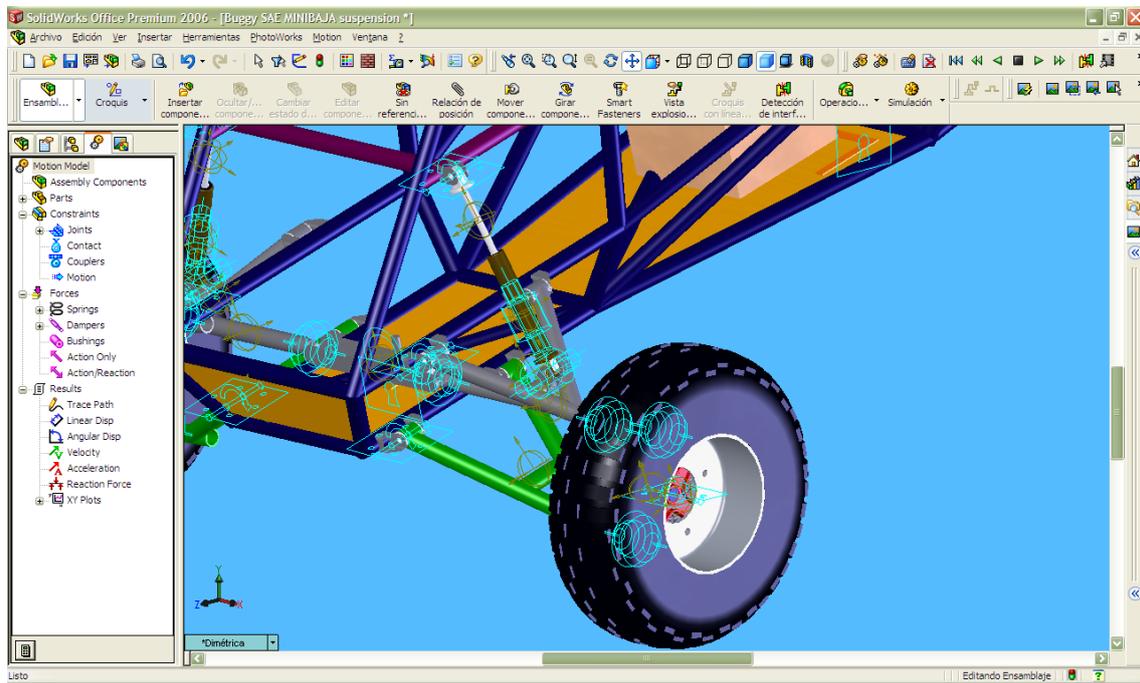


Figura 5.14. Restricciones interpretadas por el programa

El siguiente paso es dibujar un elemento que represente el piso, y ubicarlo a 1 metro de distancia de los neumáticos, y dar la característica de fijo a este, y cambiar a todos los elementos del vehículo a móviles:

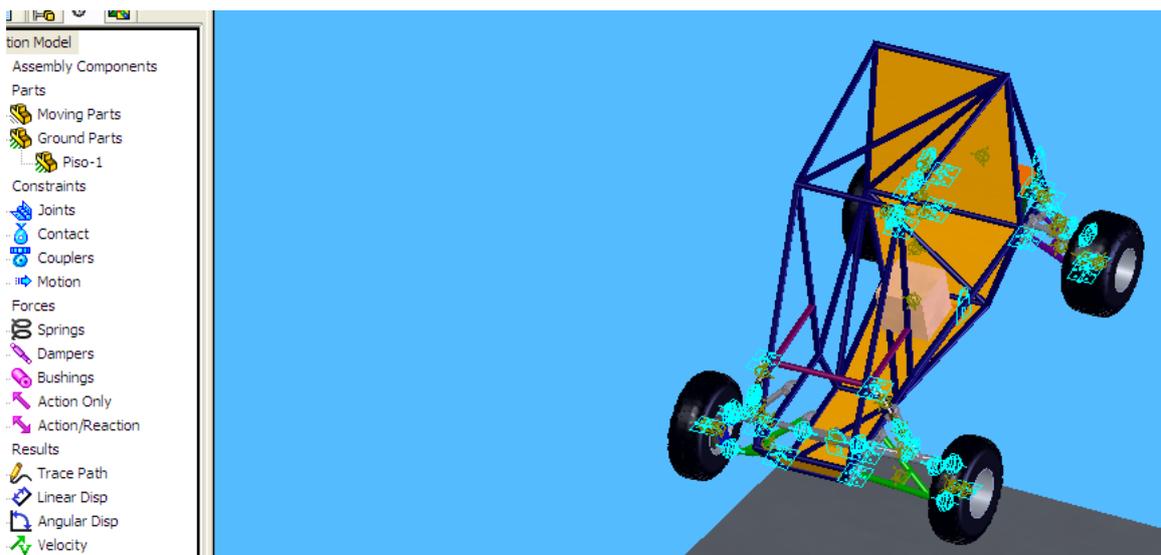


Figura 5.15. Ground parts

Se debe definir el contacto que va a existir entre el piso y el vehículo, no es necesario definir contactos entre los elementos propios del vehículo porque todos estos ya fueron determinados en el momento en que se importó el modelo, el contacto se debe definir entre los cuatro neumáticos y el piso, el contacto debe ser 3d, y se debe realizar uno por uno.

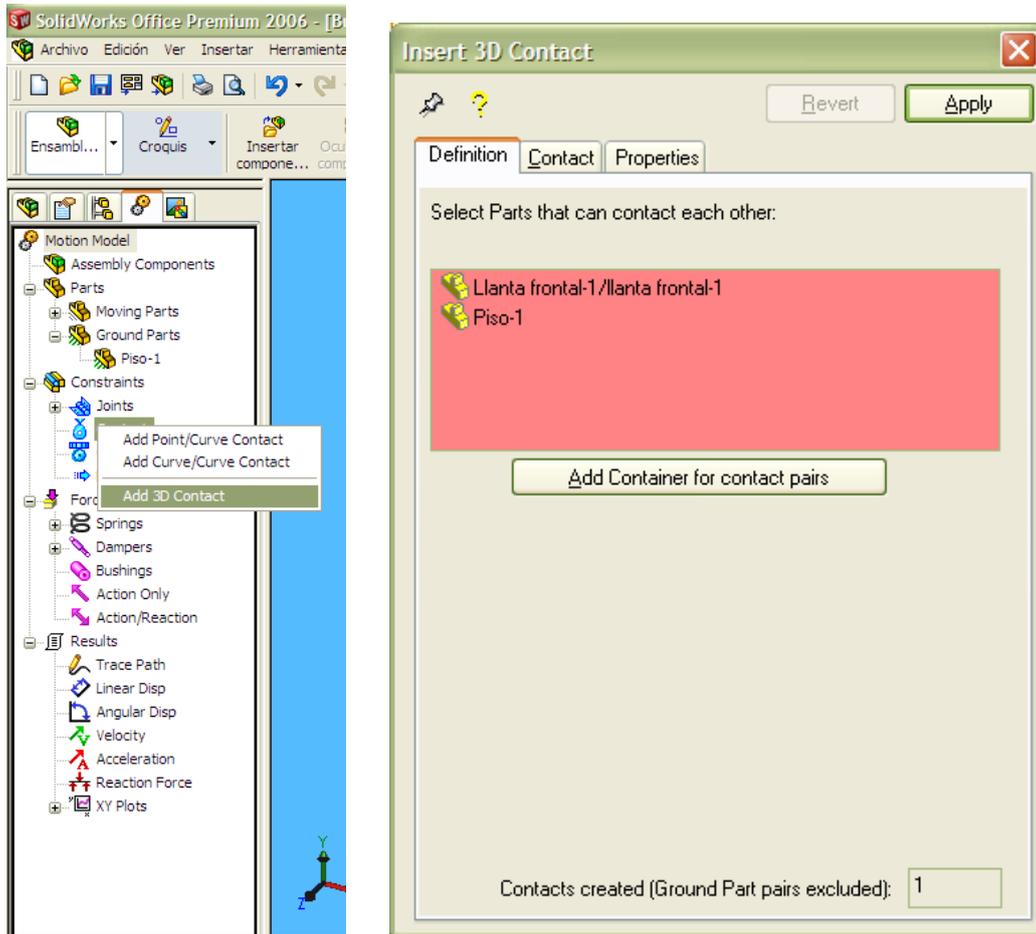


Figura 5.16. Contacto 3d

Finalmente se debe rotar 20 grados el vehículo en torno al eje de los neumáticos frontales, para así provocar que el vehículo caiga e posición frontal:

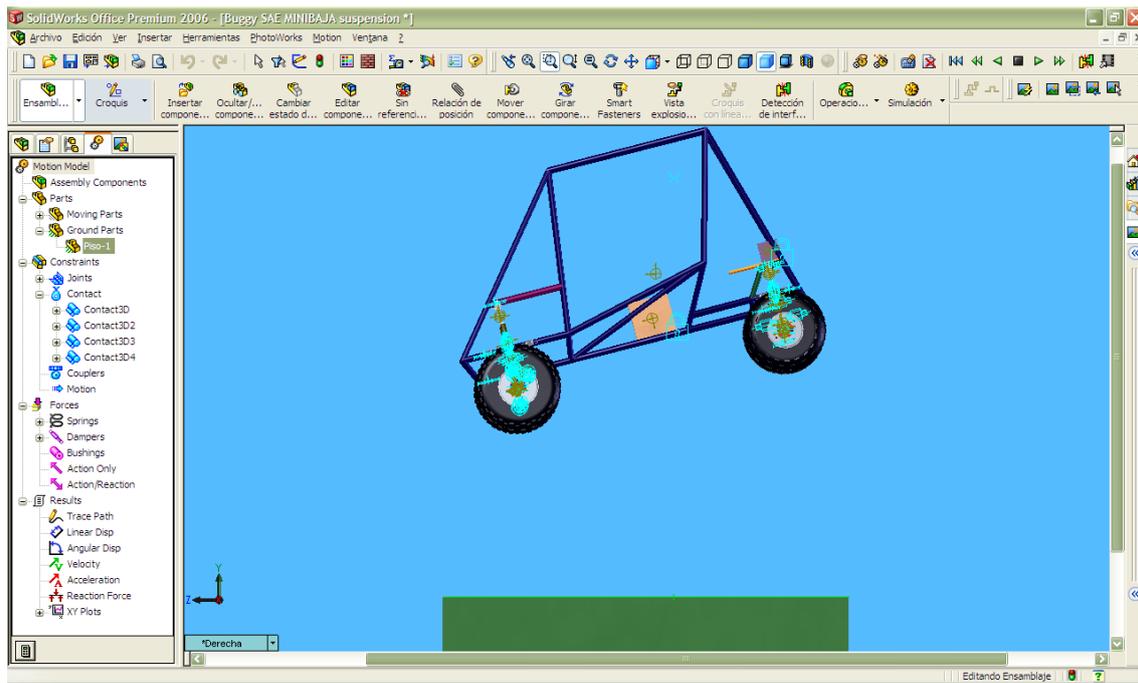


Figura 5.17. Distancia e inclinación del vehículo

Ahora es necesario añadir los resortes y amortiguadores, uno por uno, según las características ya determinadas antes, utilizando las caras del dibujo que representa un amortiguador para crear los límites, se debe añadir en forma separada los amortiguadores y los resortes, y definir todas las características como diámetro de la varilla que forma el resorte, diámetro externo de este, y constantes, en el caso del muelle, y solo constantes en el caso de los amortiguadores.

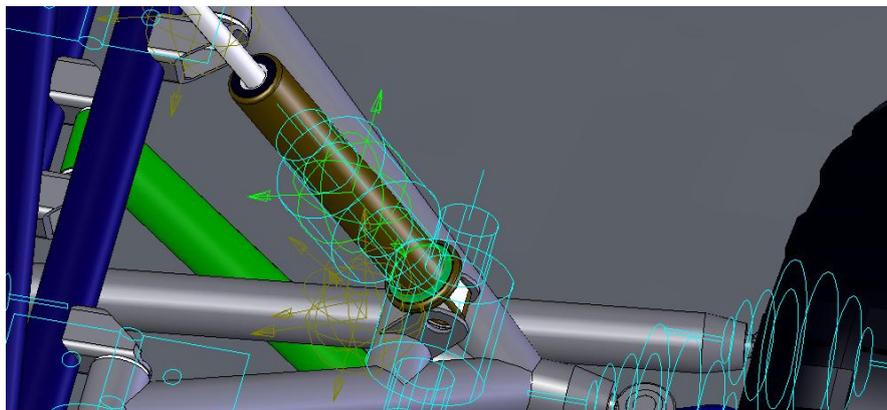


Figura 5.18. Limite inferior del muelle

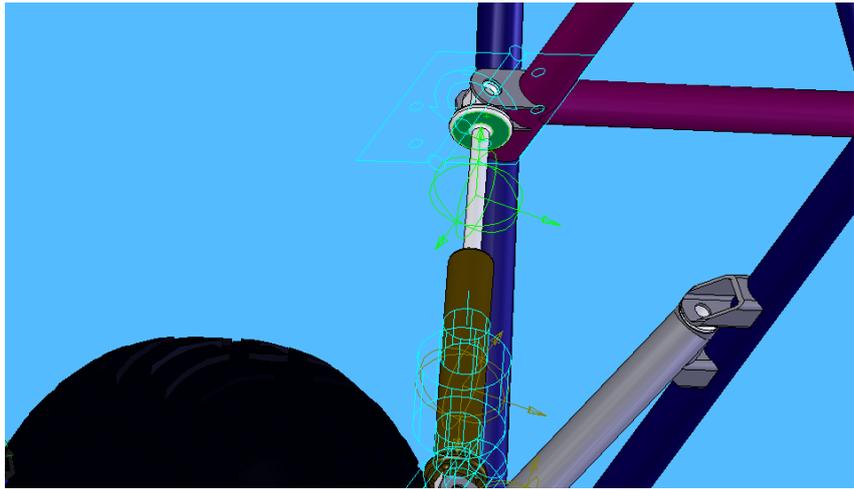


Figura 5.19. Limite superior del muelle

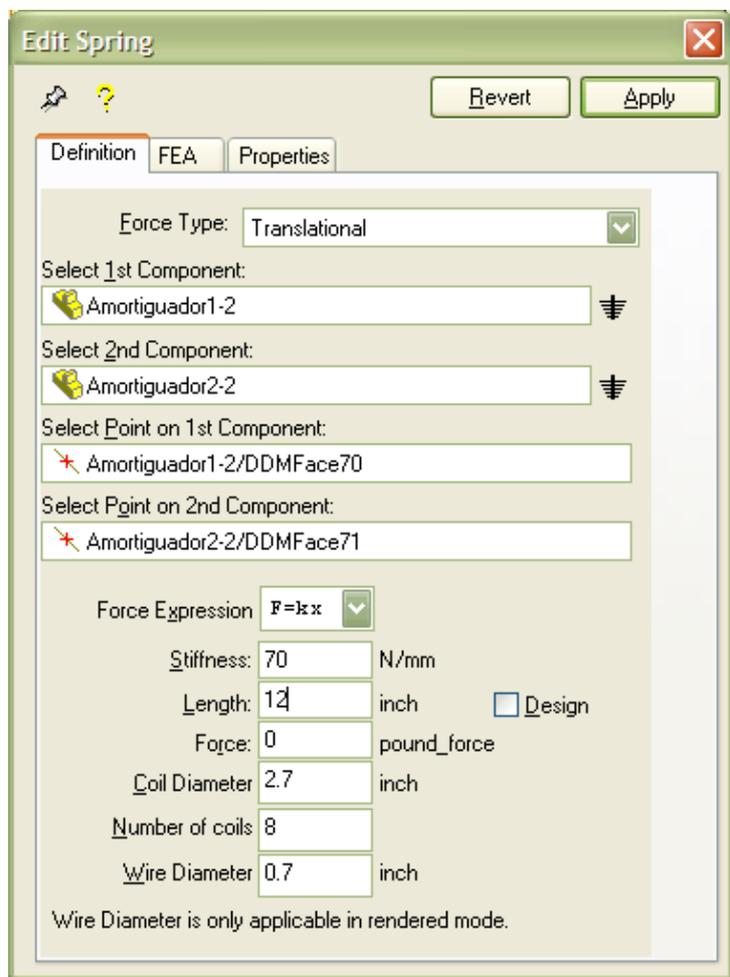


Figura 5.20. Datos para muelle frontal izquierdo

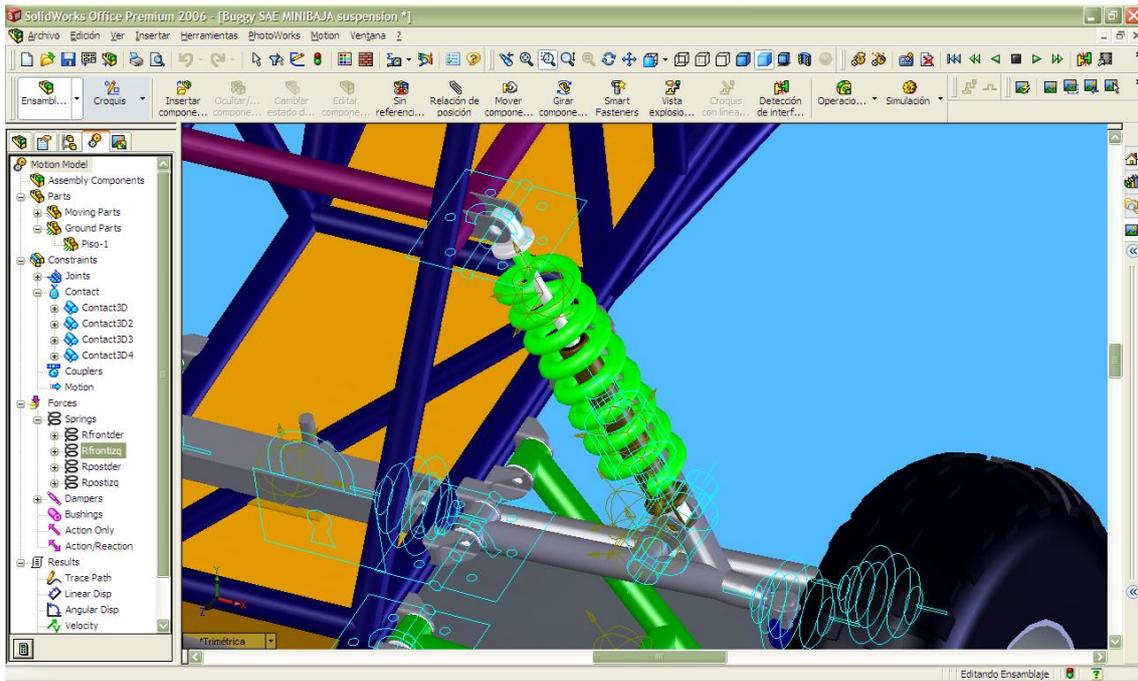


Figura 5.21. Muelle helicoidal izquierdo frontal

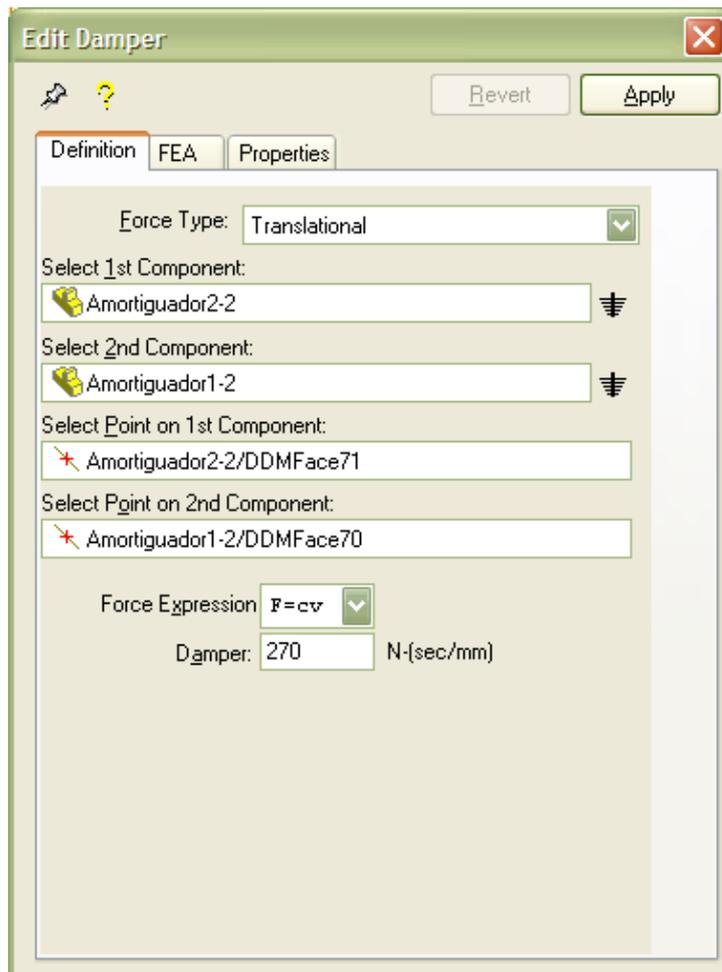


Figura 5.22. Datos para amortiguador frontal izquierdo

Finalmente se ejecuta el programa, y se graban los resultados en un video, para analizarlos posteriormente, para esto se escoge la opción grabar en archivo avi:

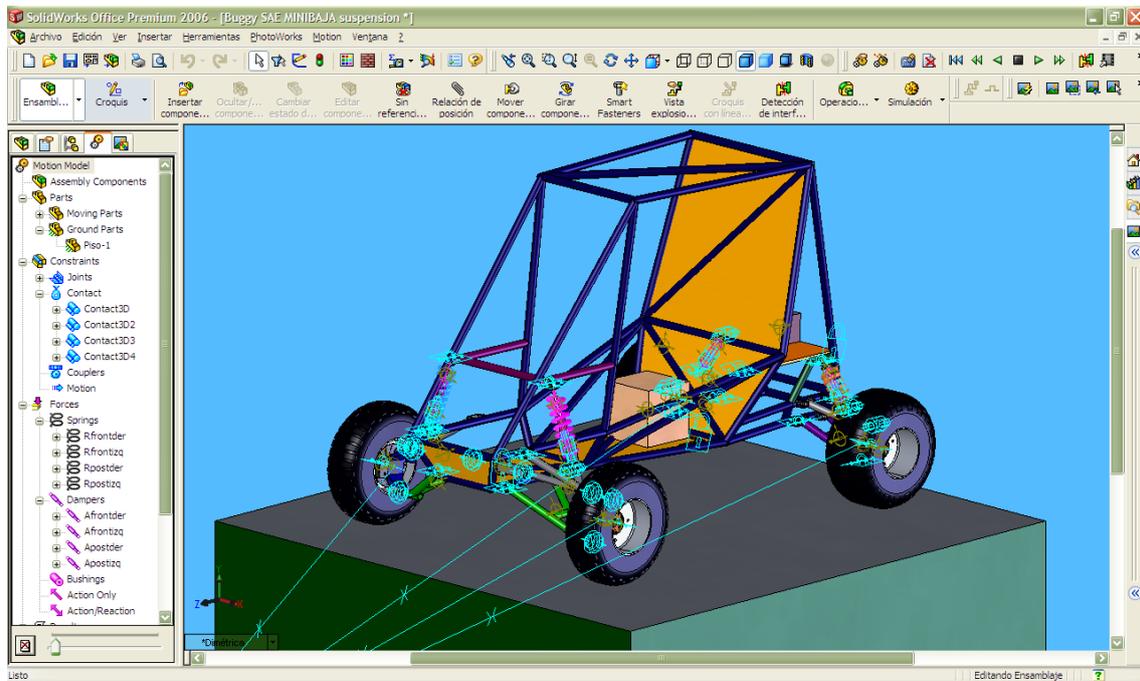


Figura 5.23. Simulación del vehículo

Se pueden obtener reacciones en cada elemento, y transportar cada parte del vehículo del Motion al Works para hacer análisis de esfuerzos, además se pueden obtener graficos dinámicos de las reacciones de los amortiguadores y muelles en el tiempo, para analizar el comportamiento del chasis.

Para esto se deben activar en la opción Reactions los graficos, que pueden ser en las tres dimensiones, y además un grafico con la magnitud total.

Las reacciones que se obtienen en los amarres de la suspensión delantera y trasera debido a los resortes son las que se encuentran en los siguientes graficos, cabe acotar que se tomo los valores más altos entre el resorte izquierdo y derecho tanto adelante como atrás, para trabajar con los valores críticos en los análisis estructurales del chasis en el sap:

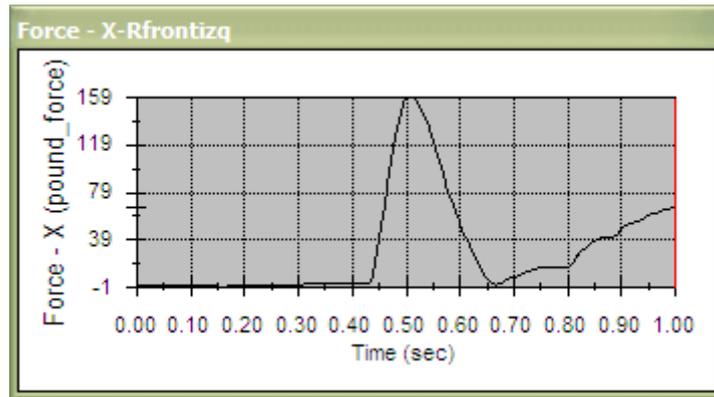


Figura 5.24. Fuerza resultante en el eje X en el resorte frontal izquierdo

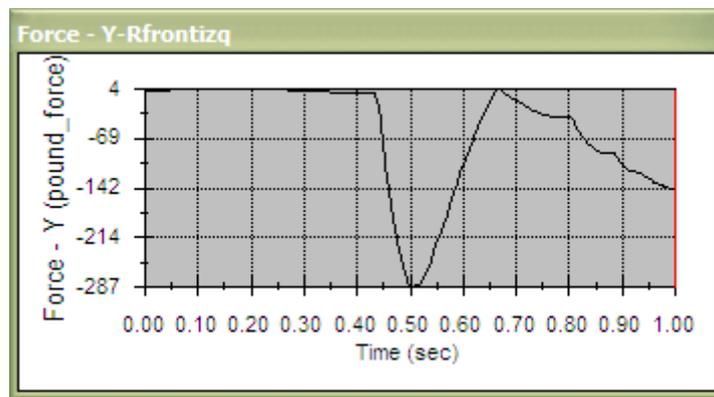


Figura 5.25. Fuerza resultante en el eje Y en el resorte frontal izquierdo

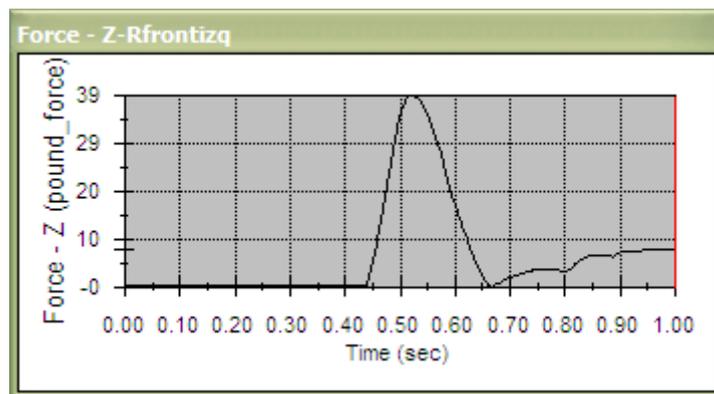


Figura 5.26. Fuerza resultante en el eje Z en el resorte frontal izquierdo

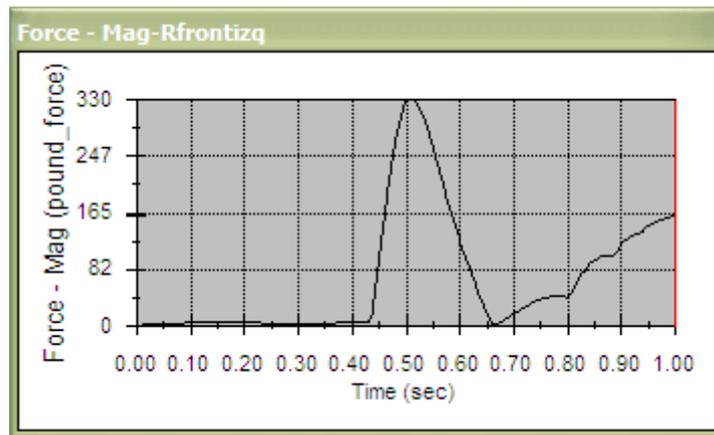


Figura 5.27. Fuerza resultante en el resorte frontal izquierdo

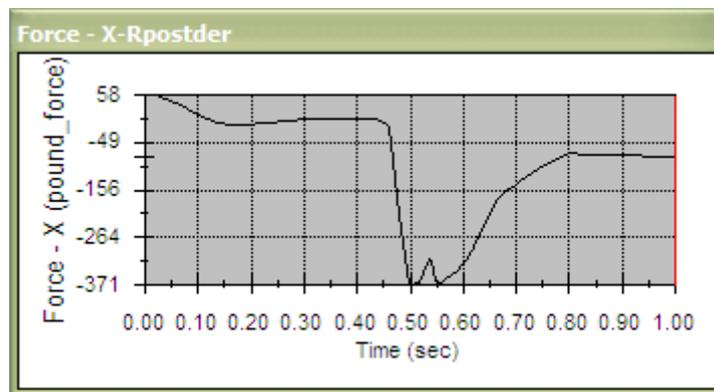


Figura 5.28. Fuerza resultante en el eje X en el resorte posterior derecho

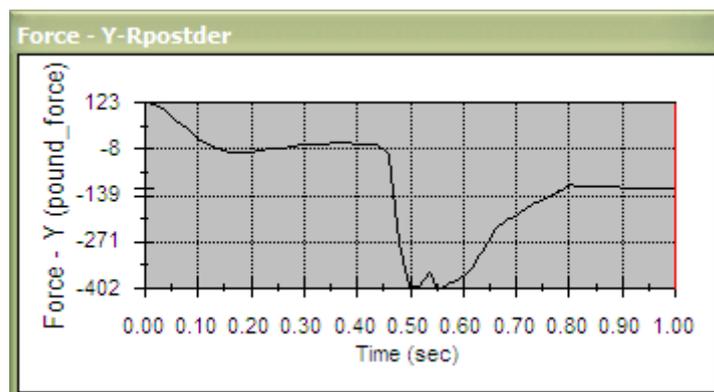


Figura 5.29. Fuerza resultante en el eje Y en el resorte posterior derecho

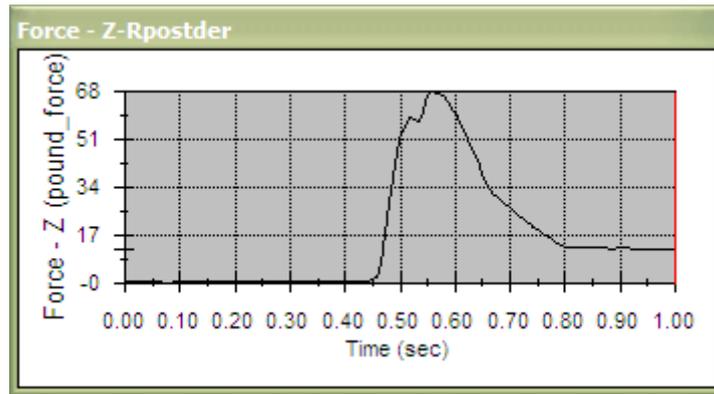


Figura 5.30. Fuerza resultante en el eje Z en el resorte posterior derecho

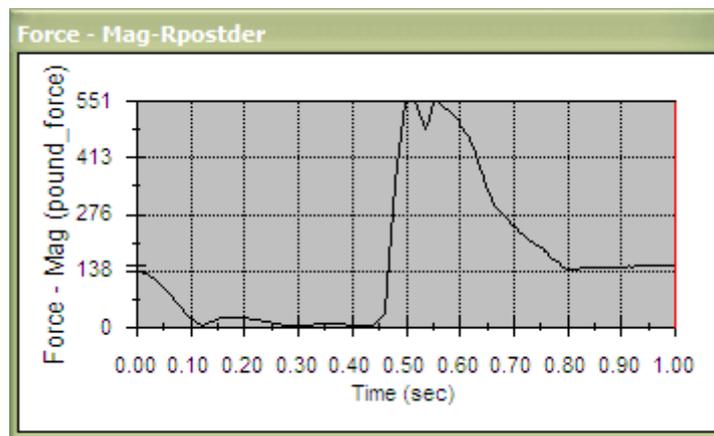


Figura 5.31. Fuerza resultante en el resorte posterior derecho

Y los valores de reacciones debido a los amortiguadores son los siguientes:

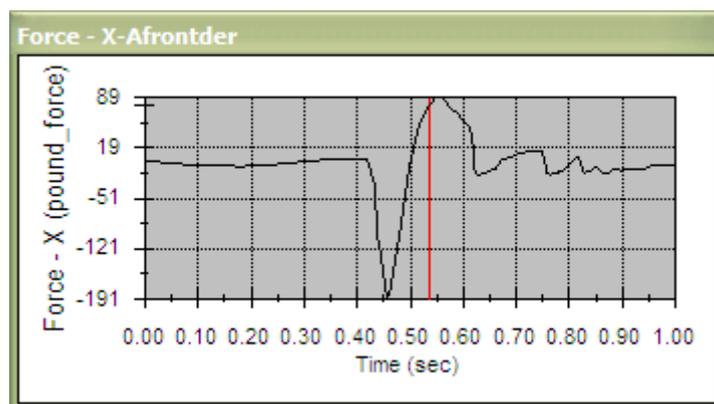


Figura 5.32. Fuerza resultante en el eje X en el amortiguador frontal derecho

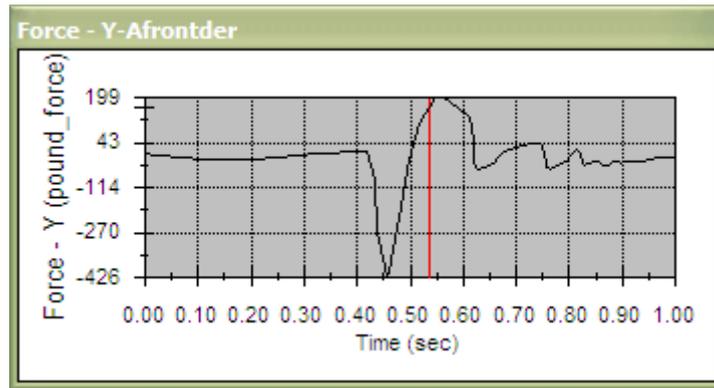


Figura 5.33. Fuerza resultante en el eje Y en el amortiguador frontal derecho

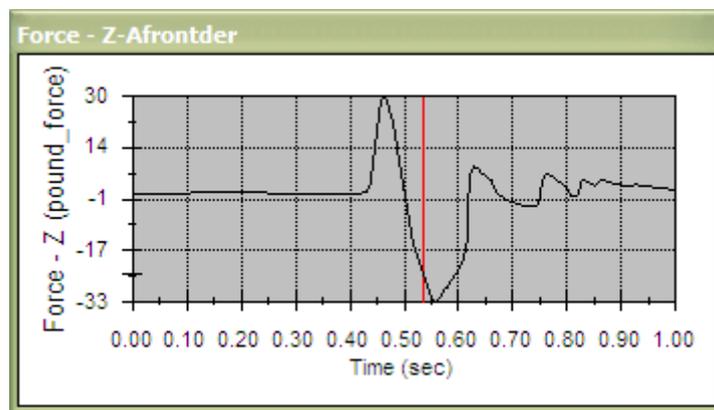


Figura 5.34. Fuerza resultante en el eje Z en el amortiguador frontal derecho

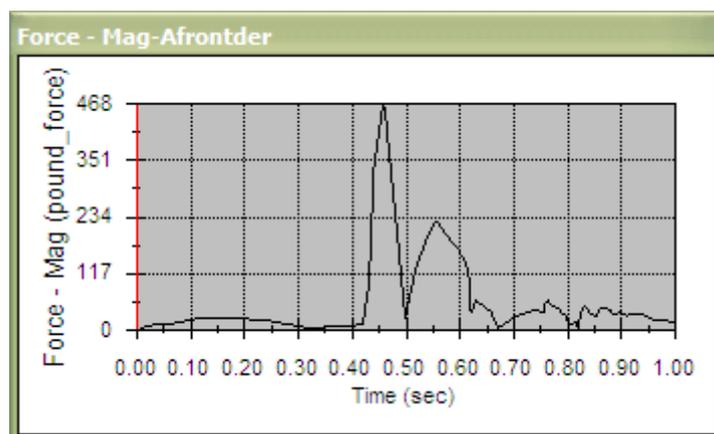


Figura 5.35. Fuerza resultante en el amortiguador frontal derecho

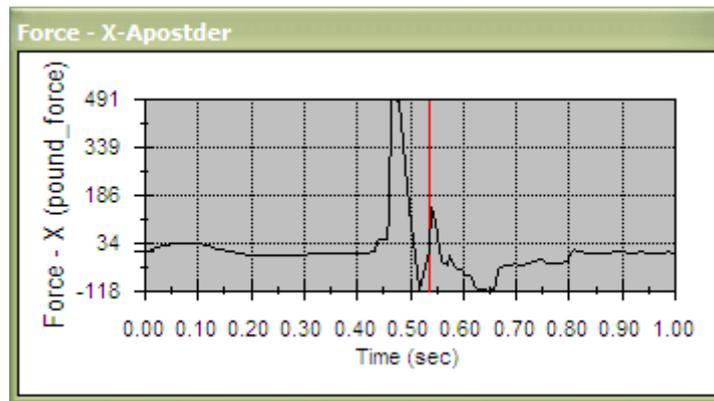


Figura 5.36. Fuerza resultante en el eje X en el amortiguador posterior derecho

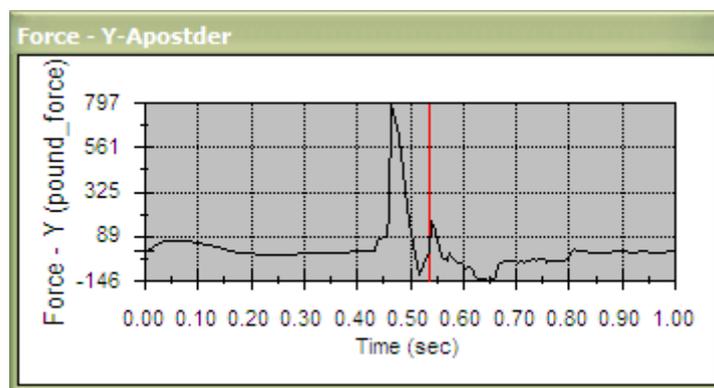


Figura 5.37. Fuerza resultante en el eje Y en el amortiguador posterior derecho

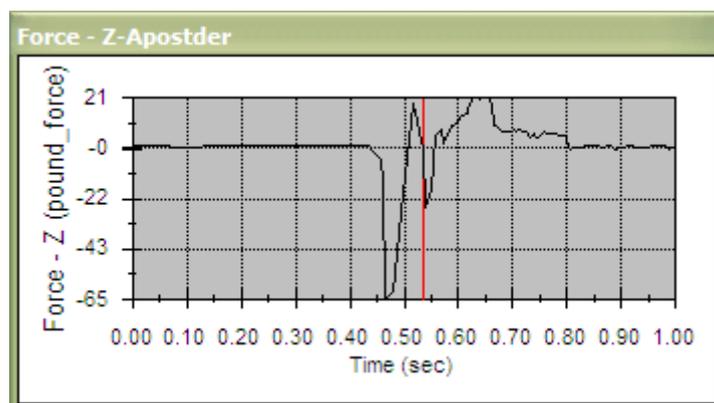


Figura 5.38. Fuerza resultante en el eje Z en el amortiguador posterior derecho

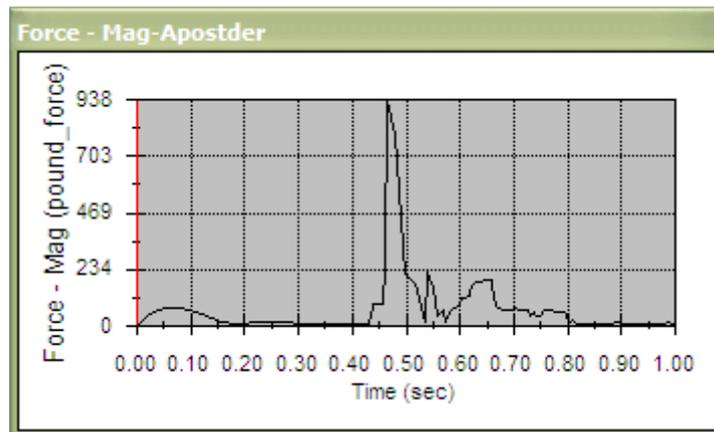


Figura 5.39. Fuerza resultante en el amortiguador posterior derecho

Con los datos obtenidos de la simulación en el programa Cosmos Motion, vamos a realizar el análisis estructural, tanto de los brazos de la suspensión, conocidos como mesas, en donde se encuentran fijos los amortiguadores, como del chasis, para conocer si la deformación que causa el evento estudiado es plástica, y si este se romperá, para lo cual, en primer lugar, vamos a utilizar el programa Cosmos Works para analizar los brazos, y para el chasis utilizaremos de nuevo el SAP.

El valor que vamos a utilizar como factor de seguridad, según el Libro de Diseño de Maquinas de Robert Norton, Pág. 21 será 2, es decir el mayor de los posibles valores, por cumplir con las siguientes condiciones:

- Los datos del tipo de material son representativos de este y están disponibles a partir de pruebas, lo que recomienda usar un factor de 2.
- Las condiciones del entorno en el cual se utilizara son esencialmente de ambiente de habitación, es decir, no son agresivos, lo que nos recomienda un factor de 2.
- Los modelos para cargas y esfuerzos representan al sistema con precisión, lo que nos recomienda un factor de 2.

Para analizar las mesas, se utiliza la función del Solidworks, derivar reacciones y fuerzas del cosmos Motion al cosmos Works, esta función traslada exactamente las fuerzas y reacciones presentes en el elemento, después de realizar la simulación, y lo analiza independientemente, para esto se debe

escoger el elemento a analizar y en el menú herramientas, escoger trasladar fuerzas, y colocar los datos que nos pide.

Debido a que una de las principales restricciones del reglamento es el precio, se decidió escoger como material para la construcción de las mesas, el mismo tubo con el que se va a construir el chasis, para el diseño preliminar, porque es muy costoso comprar un tubo completo de 6 metros para utilizar solo un pedazo en los brazos, y en general, es mejor escoger un solo tipo de material para toda la estructura, y en el caso de existir fallas, se puede añadir refuerzos en los brazos y en la soldadura.

En primer lugar dibujamos el diagrama de cuerpo libre del neumático, con las fuerzas que en este van a actuar, en el eje x, será la fuerza ocasionada por la transferencia de carga lateral, cuya formula es la siguiente:

$$F = a \cdot P \cdot \frac{H}{T}$$

Ecuación 5.19. Transferencia de carga lateral

En donde a es la aceleración lateral, la cual es como máximo 0.8 veces la gravedad, la P es el peso, H es la altura del centro de gravedad, que se toma del grafico, y T es la trocha, en este caso, de la suspensión frontal, porque es en esta en la que vamos a realizar el análisis.

$$FA_x = 0.8g \cdot 305Kg \cdot \frac{0.30m}{1.43m}$$

$$FA_x = 51,19Kg$$

Ecuación 5.20. Calculo fuerza Ax

Para encontrar el ángulo sumamos, el ángulo de camber que en el momento de la máxima compresión del muelle helicoidal es 2,3 grados, mas el ángulo de kingpin de la mangueta, que es 10 grados, y para encontrar la fuerza en el eje Y, es la resultante normal con el piso, finalmente dibujamos el eje de coordenadas y encontramos el equivalente de las fuerzas antes descritas en los nuevos ejes:

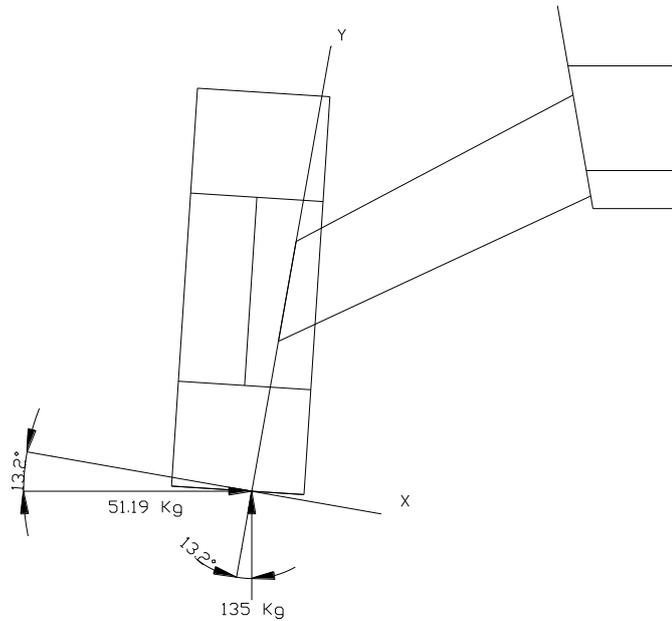


Figura 5.40. Nuevo eje de coordenadas

$$F_{Ay} = 135 \cdot \cos(13,2) + 51,19 \cdot \sin(13,2)$$

$$F_{Ay} = 143,12Kg$$

$$F_{Ax} = -135 \cdot \sin(13,2) + 51,19 \cdot \cos(13,2)$$

$$F_{Ax} = 144,38Kg$$

Ecuación 5.21. Calculo F_{Ax} y F_{Ay}

Ahora se debe proceder a encontrar las resultantes en los nodos en los que están fijos los brazos, cabe destacar que en el nodo B no existe fuerza en el eje Y debido a que este punto puede rotar y no presenta reacción, en el punto C si existe reacción en este eje por la presencia del amortiguador.

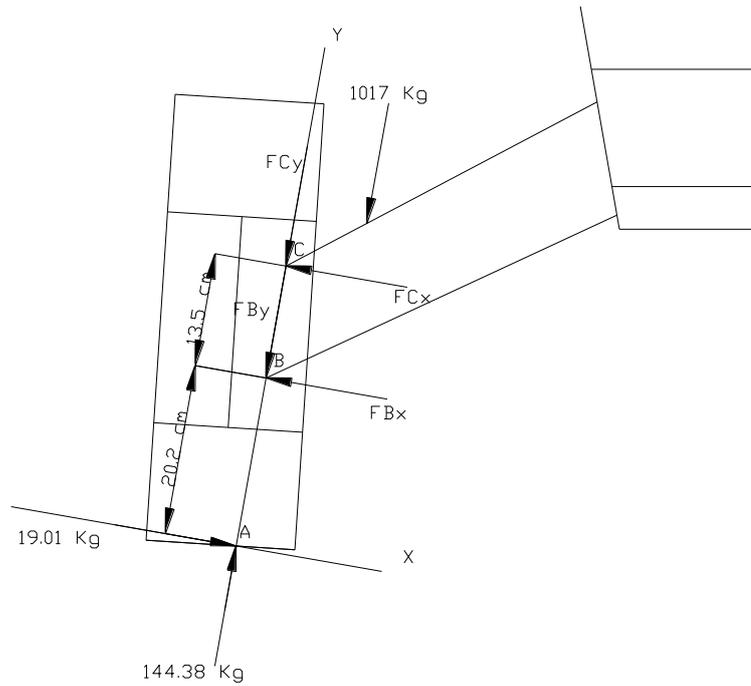


Figura 5.41. Resultantes

$$\begin{aligned} \sum FX &= 19.01 - FBX - FCX = 0 \\ \sum FY &= 144.38 - FCY = 0 \\ \sum MB &= 19.01 \cdot 20.2 + FCX \cdot 13.5 = 0 \\ FCX &= -28.44 \text{ Kg} \\ FBX &= -47.45 \text{ Kg} \\ FCY &= 144.38 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Ecuación 5.22. Resultantes

Finalmente dibujamos el diagrama de cuerpo libre de la mesa, y encontramos las reacciones en los amarres de los brazos con el chasis, para así determinar si las fuerzas que utiliza el programa son las apropiadas:

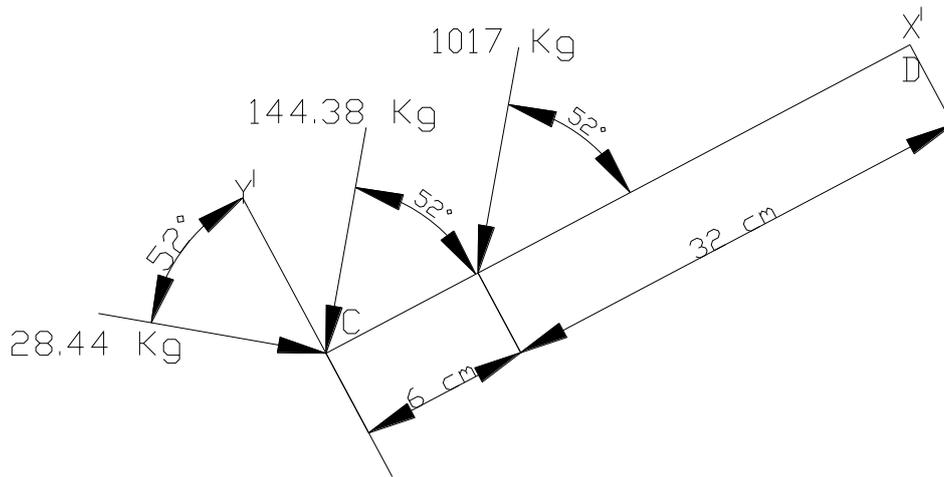


Figura 5.42. Diagrama cuerpo libre mesa frontal

$$FCY = 28.44 \cos(52) + 144.38 \sin(52)$$

$$FCY = 131,28Kg$$

$$FCX = 28,44 \sin(52) - 144,38 \cos(52)$$

$$FCX = -66,48Kg$$

$$FamY = 1017 \sin(52)$$

$$FamY = 801,41Kg$$

$$FamX = -1017 \cos(52)$$

$$FamX = -626,13$$

$$\sum FY = FCY + FamY - FDY = 0$$

$$FDY = FCY + FamY$$

$$FDY = 932,69Kg$$

$$\sum FX = -FCX - FamX + FDX = 0$$

$$FDX = FCX + FamX$$

$$FDX = 692,61Kg$$

Ecuación 5.23. Resultantes mesa frontal

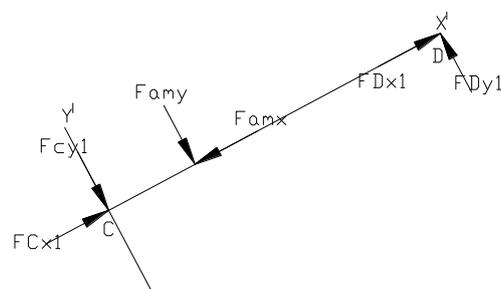


Figura 5.43. Resultantes mesa frontal

Estos valores son los que toma el programa para realizar el análisis de esfuerzos en el Cosmos, con la ubicación descrita anteriormente.

El análisis del brazo frontal arroja los siguientes resultados:

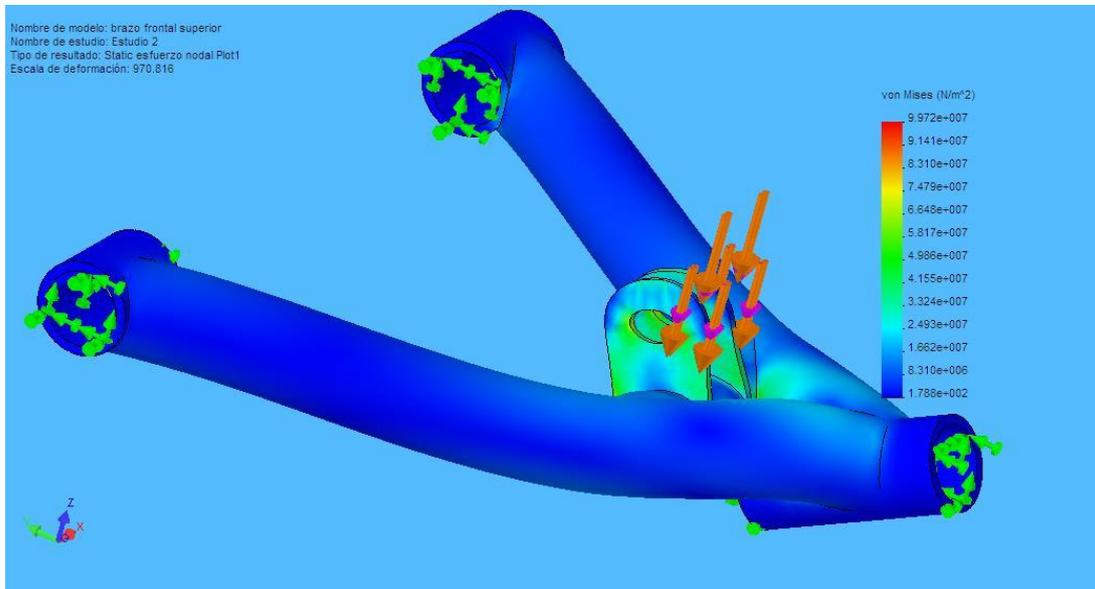


Figura 5.44. Distribución del esfuerzo Von Mises del brazo frontal de la suspensión

Este grafico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, la de color naranja ejercida por el amortiguador, y la color fucsia por los resortes.

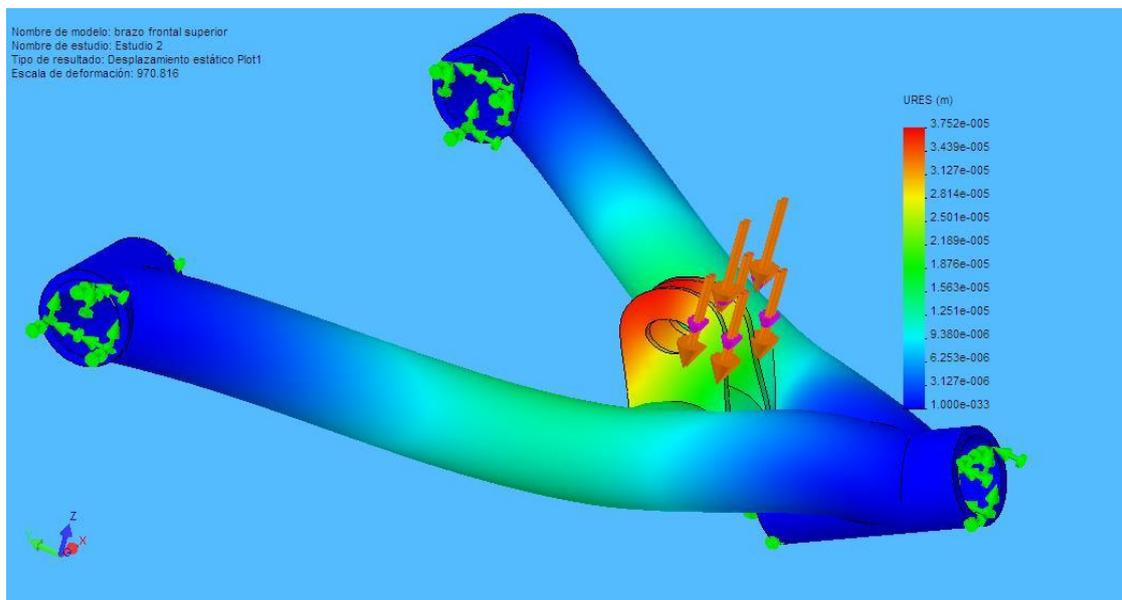


Figura 5.45. Distribución de la deformación del brazo frontal de la suspensión

El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, podemos concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.

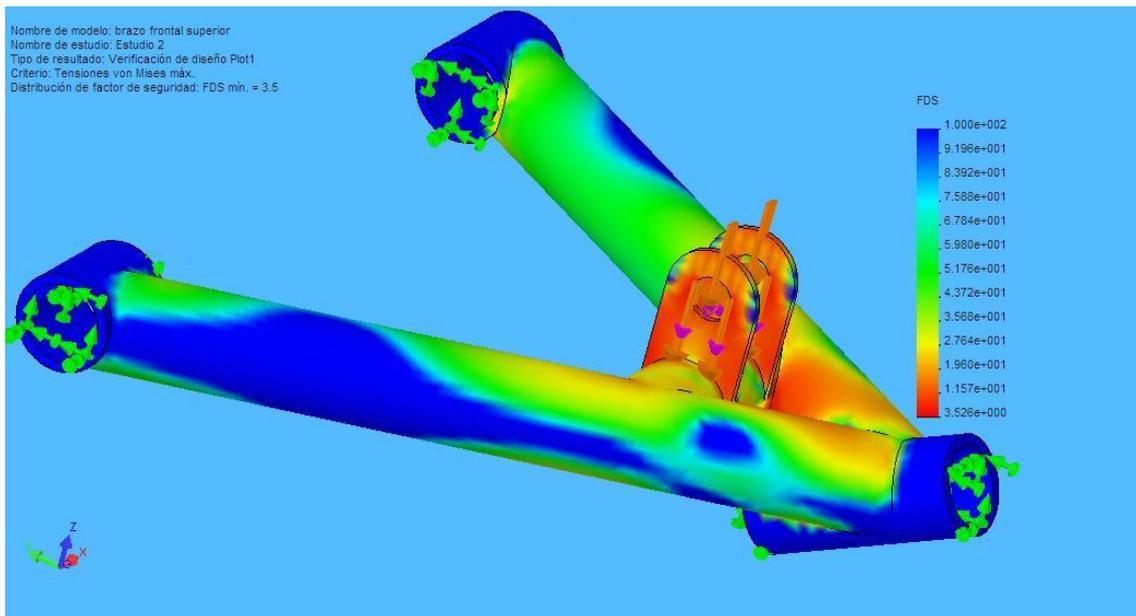


Figura 5.46. Distribución del factor de seguridad del brazo frontal de la suspensión

El factor de seguridad es 3.5, superior al mínimo aceptable que es 2, por lo tanto, el diseño es confiable.

Ahora el análisis del brazo posterior arroja datos similares, los cuales se encuentran en los siguientes graficos:

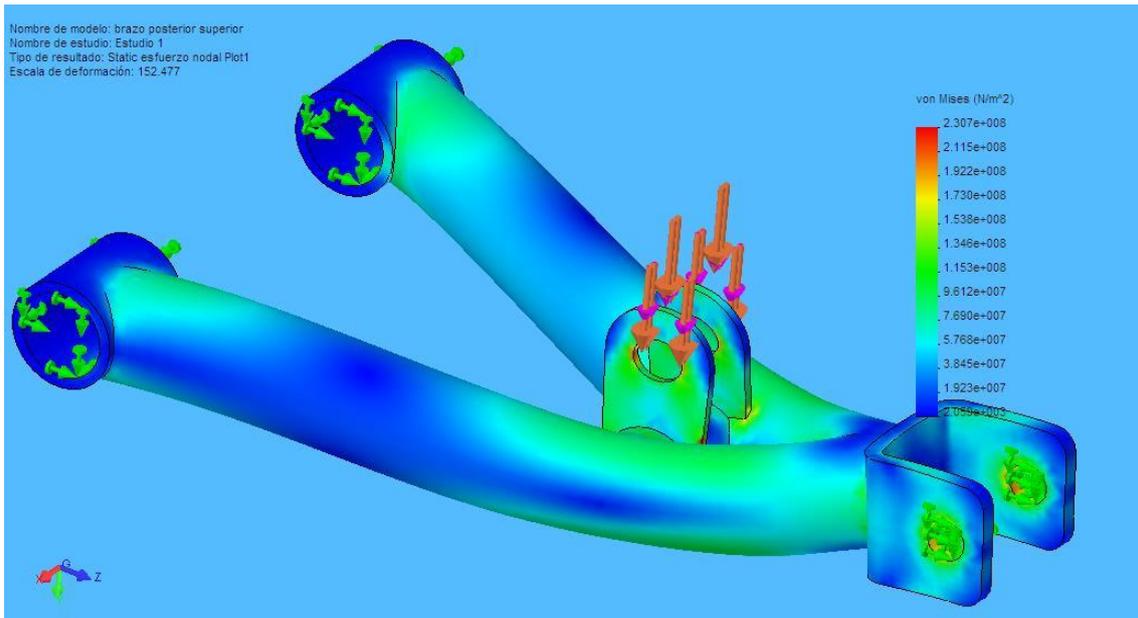


Figura 5.47. Distribución del esfuerzo Von Mises del brazo posterior de la suspensión

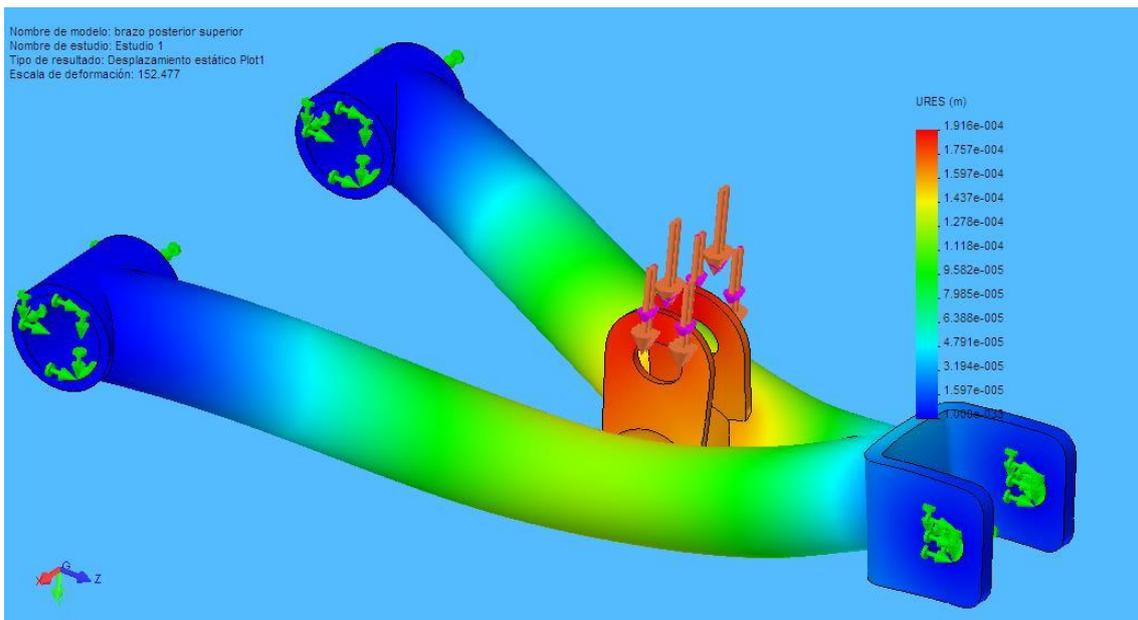


Figura 5.48. Distribución de la deformación del brazo posterior de la suspensión

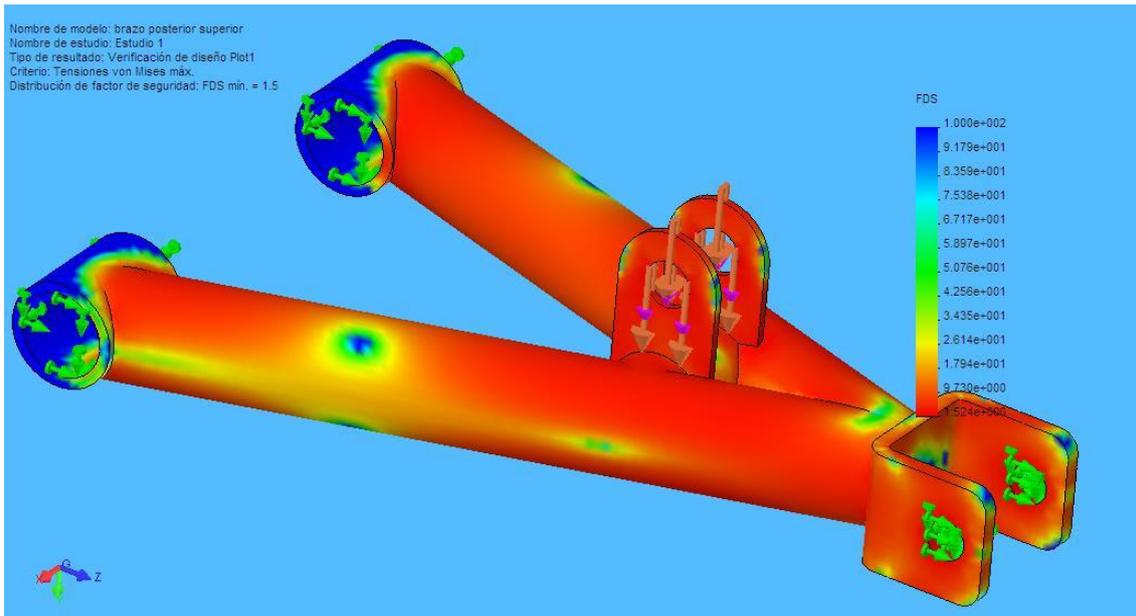


Figura 5.49. Distribución del factor de seguridad del brazo posterior de la suspensión

El factor de seguridad es 1.5, menor que el factor mínimo aceptable, por lo tanto es necesario realizar un rediseño del brazo, existen varias formas para colocar refuerzos en el elemento, y así subir su resistencia mecánica, la forma que se escogió es añadir una placa metálica que cubra la parte superior del brazo, y así subir la resistencia a una carga aplicada a la mitad del brazo, de la siguiente manera:

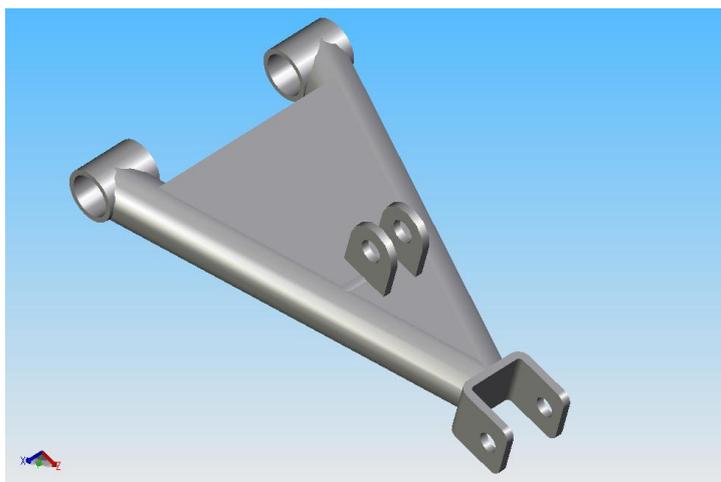


Figura 5.50. Refuerzos de los brazos posteriores

De este rediseño los resultados para esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad son los siguientes:

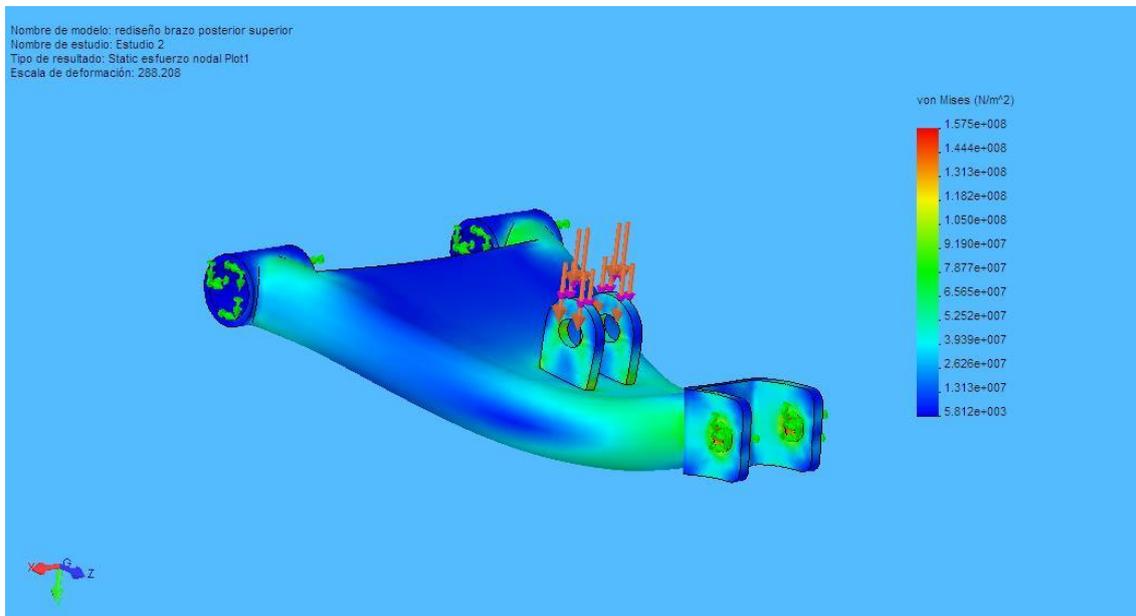


Figura 5.51. Distribución del esfuerzo Von Mises en el rediseño del brazo posterior

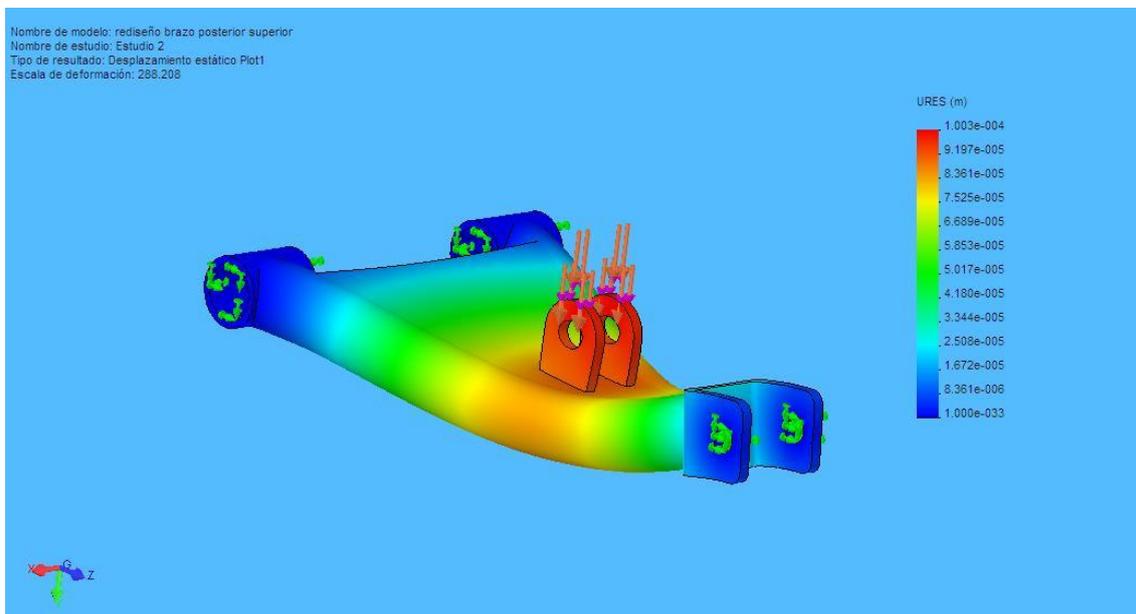


Figura 5.52. Distribución de la deformación del rediseño del brazo posterior

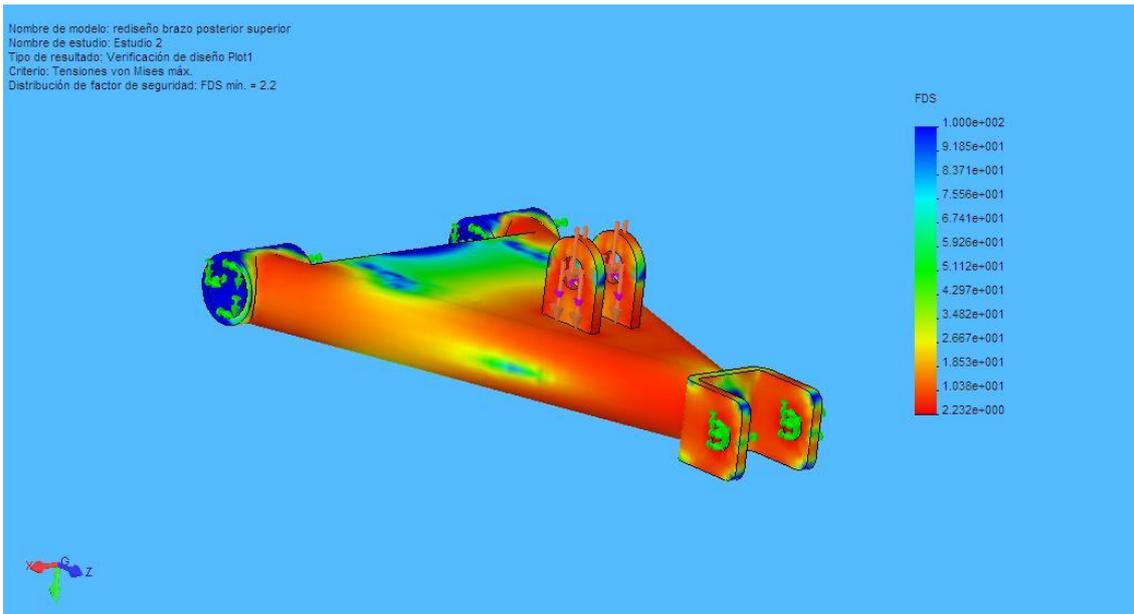


Figura 5.53. Distribución del factor de seguridad del rediseño del brazo posterior

De esta manera subimos el factor de seguridad mínimo del elemento a 2.2, superior al mínimo aceptable 2, por lo tanto, el diseño del elemento es confiable.

A continuación se encuentra el análisis del chasis bajo la aplicación de las cargas en el programa SAP, para esto en primer lugar se va a analizar el sistema en el momento en que los neumáticos frontales tocan el piso, este modelo se puede simplificar como un salto frontal, en donde los puntos de amarre posteriores se encuentran fijos, y los puntos frontales están libres para aplicar las fuerzas correspondientes, en los tres ejes.

Después, se hará el análisis cambiando las restricciones al frente, y aplicando las cargas correspondientes atrás, así se obtendrá un análisis completo y se debe estudiar los graficos de factor de seguridad para sacar conclusiones.

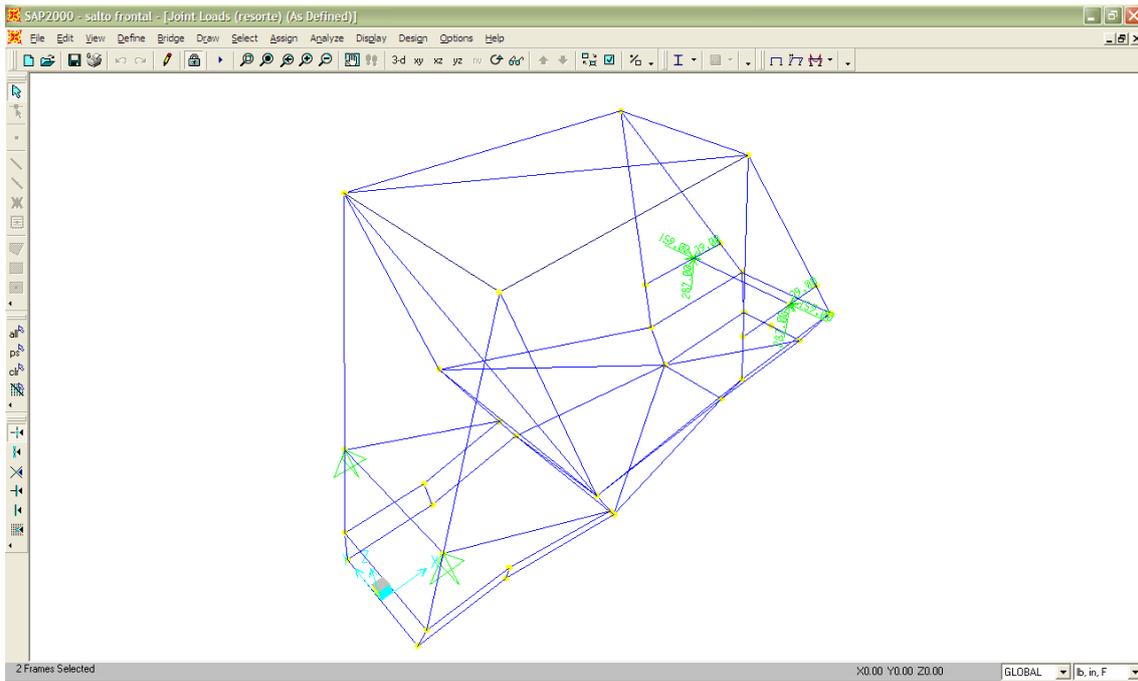


Figura 5.54. Diagrama de cuerpo libre del salto frontal

En el grafico anterior, se muestra como se debe colocar las fuerzas en el punto de amarre frontal, ahora, se debe realizar la simulación, y finalmente realizar el cálculo para encontrar el porcentaje de uso de la rigidez del chasis, que se encuentra en el grafico siguiente:

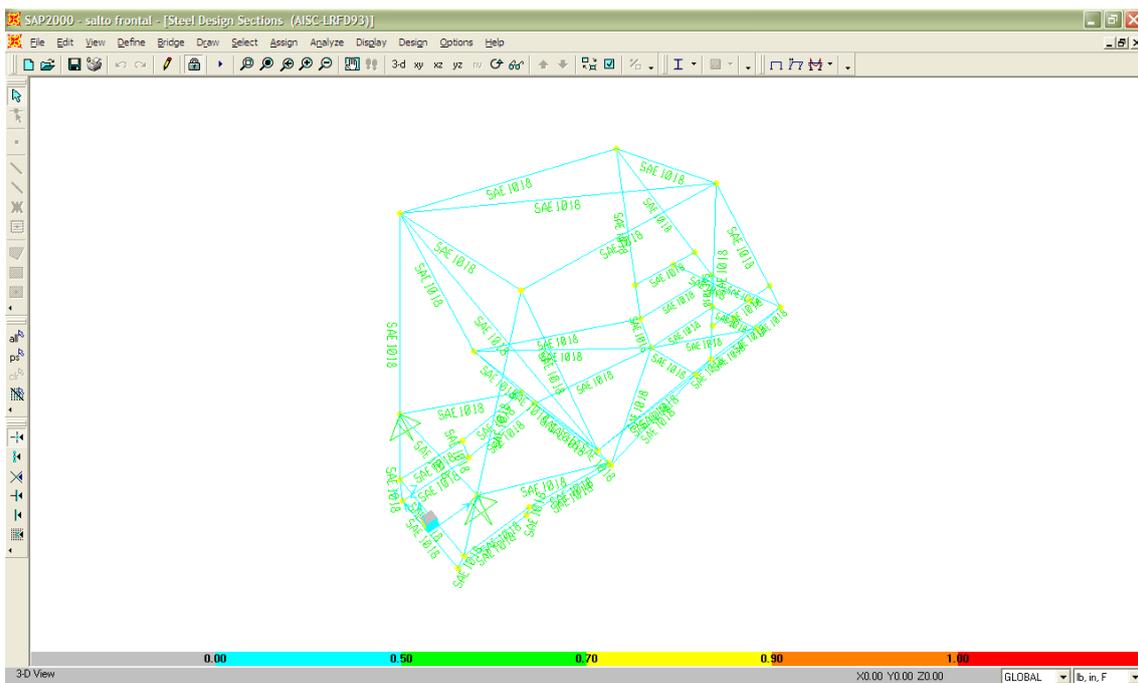


Figura 5.55. Distribución del porcentaje de carga del chasis en el salto frontal

Este grafico muestra que las cargas aplicadas en el salto utilizan el 50% de la capacidad del chasis, lo que también significa que el factor de seguridad es igual a 2, igual al mínimo aceptable, por lo tanto, el diseño es confiable para este evento.

Ahora para analizar el salto posterior vamos a seguir los mismos pasos anteriores:

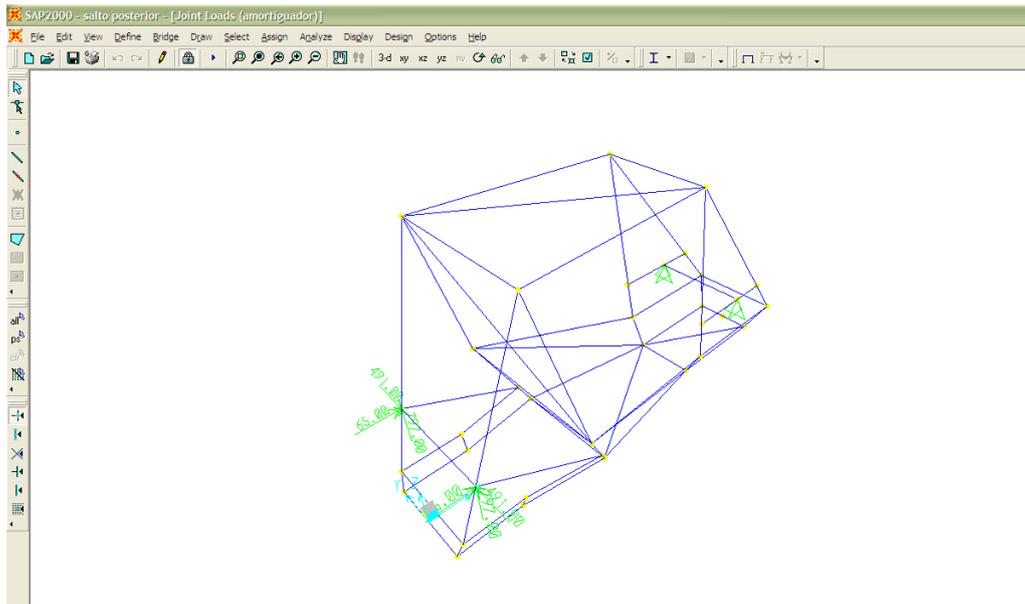


Figura 5.56. Diagrama de cuerpo libre del salto posterior

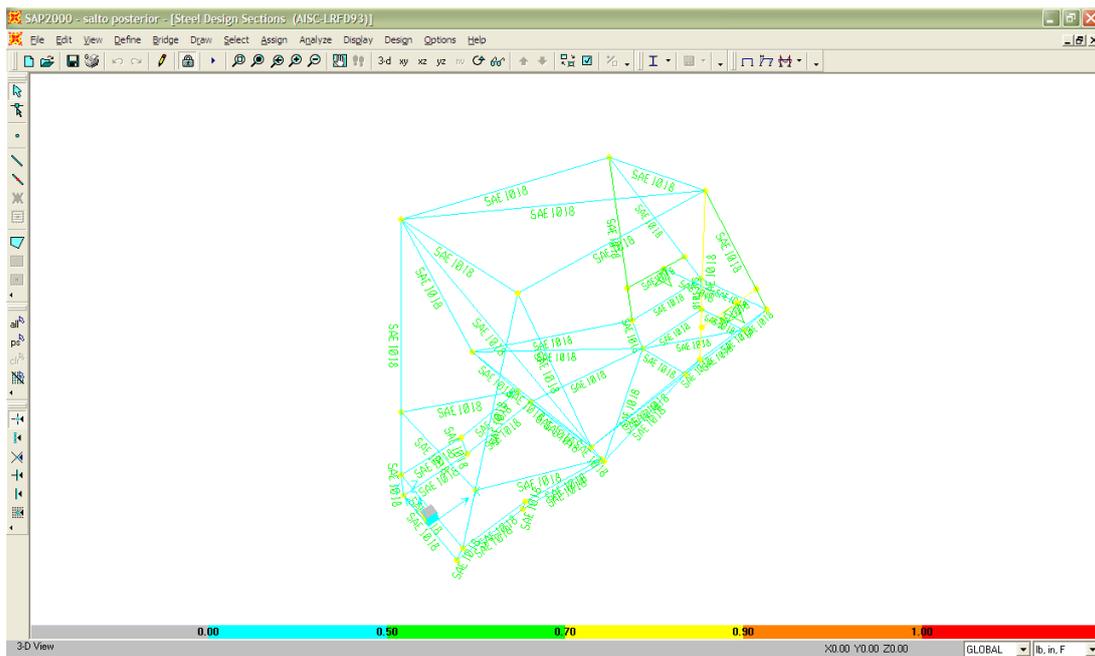


Figura 5.57. Distribución del porcentaje de carga del chasis en el salto posterior

En este evento, todos los elementos, con excepción de los tubos en los que van fijos los brazos de la suspensión, están utilizando el 50% de la capacidad del chasis, lo que significa que tienen un factor de seguridad de 2, igual al mínimo aceptable.

Para los elementos que superan el 50% de la capacidad, alcanzando según el grafico el 90% de la capacidad del chasis, se deben agregar refuerzos en las uniones, y barras para aumentar la rigidez torsional, pues se observa que la principal causa es que la mayoría de las cargas se concentran en este punto, por lo que se requieren elementos que disipen esta energía.

Los refuerzos, para las soldaduras y uniones, en los puntos más críticos son los siguientes:

Los elementos que se van a agregar al chasis, para aumentar su rigidez, serán tubos cruzados que van a triangularizar dos espacios cuadrados que existen debajo de los puntos de fijación de los brazos:

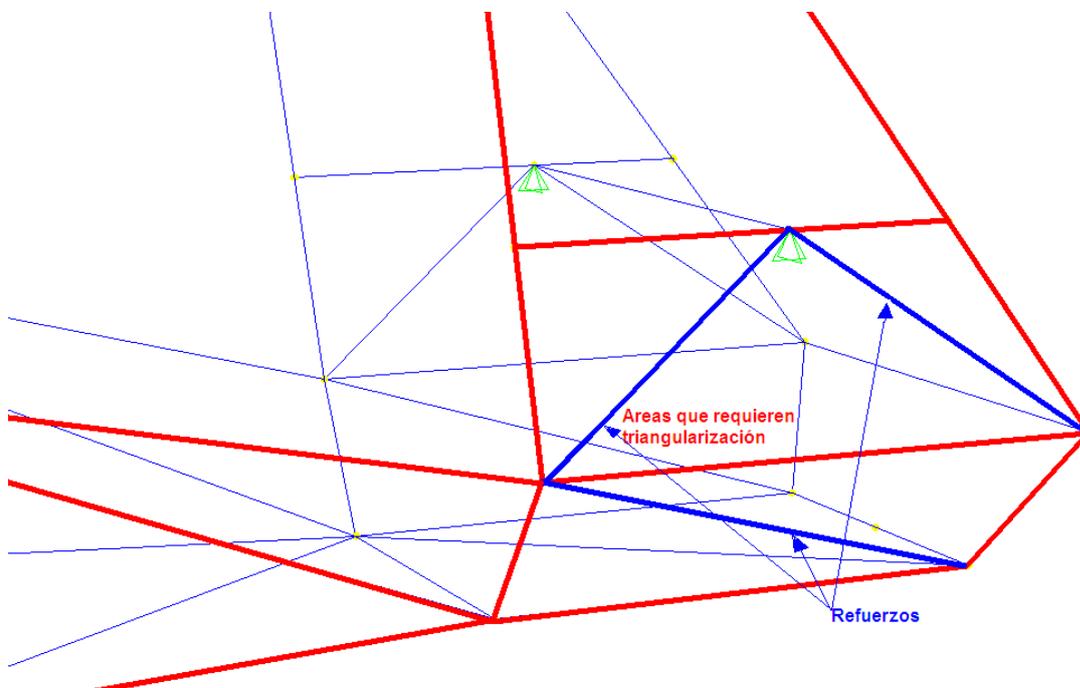


Figura 5.58. Refuerzos de los amarres de la suspensión

El resultado del análisis para el rediseño del chasis nos da el siguiente resultado:

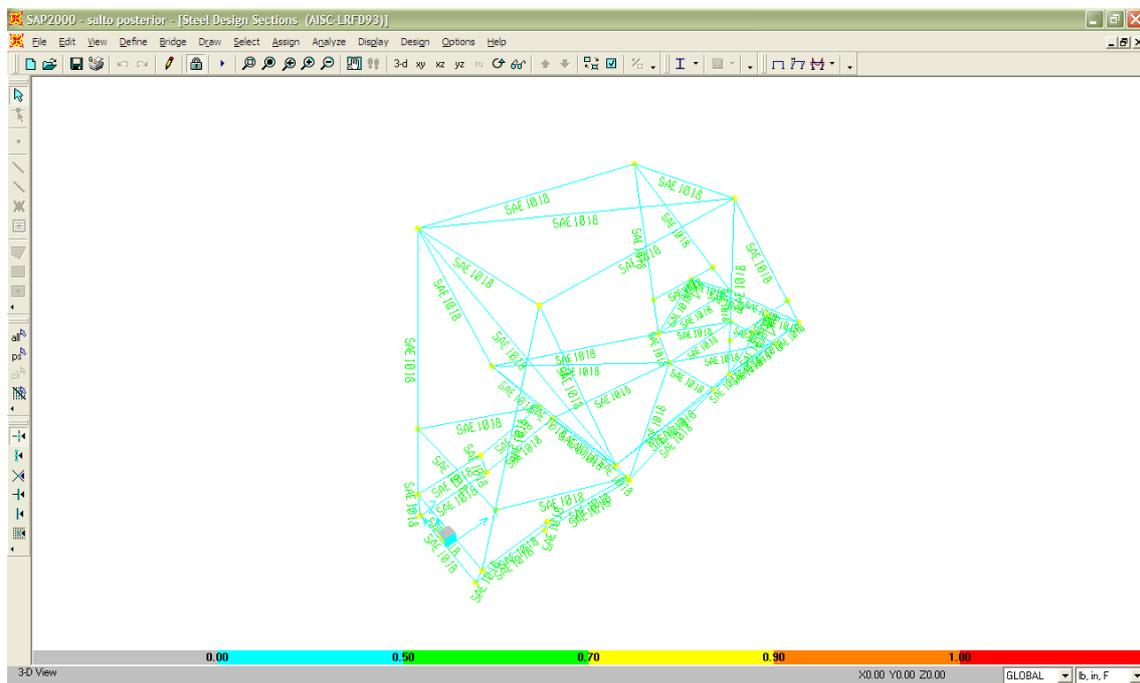


Figura 5.59. Distribución del porcentaje de carga del rediseño del chasis posterior

Así obtenemos un factor de seguridad de 2, igual al mínimo aceptable, por lo tanto el diseño del chasis va a soportar satisfactoriamente el salto.

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

En este capítulo, se realiza el análisis económico financiero del diseño y construcción del vehículo, para conocer si cumple la restricción que exige que el vehículo tenga un costo total de 3000 USD para producir 4000 u. al año.

1.27 Determinación de costos de producción

Se va a dividir en cuatro costos: De diseño, de materia prima, de maquinas y herramientas y de mano de obra. Vamos a considerar lo que nos costaría utilizar un taller, con la maquinaria, soldadoras, y personal necesario, para trabajar un año, y construir las 4000 unidades, así como vamos a realizar el cálculo del costo de la materia prima para ese número de vehículos. El rubro de diseño solo se considerara para una unidad, pues todas van a ser iguales, y el diseño se va a repetir, convirtiéndose en una producción en serie.

Primero se va a detallar los costos de diseño:

Costos de diseño			
Rubro	Tiempo h.	Precio u. (USD)	Precio total (USD)
Diseñador	70	\$ 25.00	\$ 1,750.00
Computador	70	\$ 5.00	\$ 350.00
Materiales de oficina			\$ 30.00
Servicios básicos			\$ 20.00
Total:			\$ 2,150.00

Tabla 6.1. Costos de diseño

Los costos de maquinaria se resumen en alquiler de la soldadora MIG, alquiler del equipo CNC, y alquiler de taller, que comprende todas las herramientas que poseen un taller, el galpón y las instalaciones básicas:

Costos de maquinas y herramientas			
Rubro	Tiempo 1 año	Precio u. (USD)	Precio total (USD)
Soldadora MIG	2080	\$ 12.00	\$ 24,960.00
CNC	2080	\$ 8.00	\$ 16,640.00
Taller	2080	\$ 15.00	\$ 31,200.00
Total:			\$ 72,800.00
Se va a trabajar 1 año, 52 semanas, 5 días a la semana, 8 horas diarias.			

Tabla 6.2. Costos de maquinas y herramientas

A continuación se detallan los costos de materia prima:

Descripción de materia prima		
Artículo	Tamaño/Nomenclatura	Descripción
Motor	Briggs & Stratton Motorsports, Model 20	INTEK Modelo 202400, potencia 8.0 HP (5.96 Kw).
Tubo de acero sin costura (6m)	SAE 1018 D=1", e=3.05 mm, %C=0.18% mínimo	Sy=370MPa(53.7ksi), E=205GPa(29700ksi) tubo ISO 65 Light 2
Llanta frontal	21-7-10 radial, Diaex=20.87", SectionW=6.9", RimW=5.5", peso=11 lb. Vehículos ATV Marca Dunlop KT330.	
Llanta posterior	20-10-9 radial, Diaex=20.1", SectionW=9.8", RimW=8", peso 14 lb. Vehículos ATV Marca Dunlop KT335.	
Aro frontal	Diam=10", SectionW=7", Offset in-out= 3"+4". Aluminio para vehículos ATV.	
Aro posterior	Diam=9", SectionW=10", Offset in-out= 5"+5". Aluminio para vehículos ATV.	
Amortiguadores	Doble acción longitud max=15.88", min=10.75" frontales	Especiales para todo terreno, resorte concéntrico.
Amortiguadores	Doble acción longitud max=11.26", min=8.74" frontales	Especiales para todo terreno, resorte concéntrico.
Resortes	Peso amortiguado total=95 lb. frontales	Longitud promedio de 12"

Resortes	Peso amortiguado total=240 lb. posteriores	Longitud promedio de 12"
Rotulas	Brazos de suspensión y dirección	
Bujes	Brazos de suspensión	
Adaptadores de tubo	Para las rotulas y los bujes	

Tabla 6.3. Descripción de materia prima

Es necesario dividir la tabla para indicar de qué fuente de consulta se obtuvieron los valores de la materia prima.

Referencias de materia prima	
Articulo	Referencia
Motor	Catalogo Master Price list Briggs & Stratton.
Tubo de acero sin costura (6m)	Novacero Lista de precios (Anexo D).
Llanta frontal	Catalogo Neumáticos Dunlop ATV Pág. 310.
Llanta posterior	Catalogo Neumáticos Dunlop ATV Pág. 310.
Aro frontal	Catalogo Neumáticos Dunlop ATV Pág. 332.
Aro posterior	Catalogo Neumáticos Dunlop ATV Pág. 332.
Amortiguadores	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 83.
Amortiguadores	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 83.
Resortes	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 85.
Resortes	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 85.
Rotulas	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 51.
Bujes	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 53.
Adaptadores de tubo	Catalogo Chassis Shop Performance products Pág. 47.

Tabla 6.4. Referencias de materia prima

Costos de materia prima				
Articulo	Cant. 1 v.	Cant. 4000 v.	Precio u. (USD)	Precio total (USD)
Motor	1	4000	\$ 400.00	\$ 1,600,000.00

Tubo de acero sin costura (6m)	10	40000	\$ 17.81	\$ 712,400.00
Llanta frontal	2	8000	\$ 65.99	\$ 527,920.00
Llanta posterior	2	8000	\$ 69.99	\$ 559,920.00
Aro frontal	2	8000	\$ 42.95	\$ 343,600.00
Aro posterior	2	8000	\$ 43.95	\$ 351,600.00
Amortiguadores	2	8000	\$ 349.25	\$ 2,794,000.00
Amortiguadores	2	8000	\$ 349.25	\$ 2,794,000.00
Resortes	2	8000	\$ 48.10	\$ 384,800.00
Resortes	2	8000	\$ 48.10	\$ 384,800.00
Rotulas	8	32000	\$ 4.43	\$ 141,760.00
Bujes	20	80000	\$ 4.95	\$ 396,000.00
Adaptadores de tubo	8	32000	\$ 7.77	\$ 248,640.00
Total:				\$ 11,239,440.00

Tabla 6.5. Costos de materia prima

En la mano de obra se va a utilizar un número de empleados estándar para alcanzar con la producción anual:

Costos de mano de obra				
Rubro	# Personas	Tiempo 1 año	Precio u. (USD)	Precio total (USD)
Soldador principal	1	2080	\$ 8.00	\$ 16,640.00
Soldador ayudante	2	2080	\$ 4.00	\$ 8,320.00
Operador CNC	1	2080	\$ 8.00	\$ 16,640.00
Ayudante CNC	1	2080	\$ 4.00	\$ 8,320.00
Operario	3	2080	\$ 4.00	\$ 8,320.00
Total:				\$ 58,240.00

Tabla 6.6. Costos de mano de obra

Finalmente el costo total es:

Costos totales	
Rubro	Precio total (USD)
Descripción de materia prima	\$ 11,239,440.00
Costos de diseño	\$ 2,150.00
Costos de maquinas y herramientas	\$ 72,800.00
Costos de mano de obra	\$ 58,240.00
Total:	\$ 11,372,630.00
Cada vehículo cuesta:	\$ 2,843.16

Tabla 6.7. Costo total

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.28 Conclusiones

- Se estableció un procedimiento técnico para el diseño de un vehículo de alta movilidad, basándose en el reglamento para la competencia SAE MINI BAJA del año 2006, en el cual constan detalladamente los pasos necesarios para realizar un diseño satisfactorio, que respeta todas las limitaciones tanto de diseño, de longitud, como de costo.

- El sistema de suspensión diseñado puede superar con éxito las diferentes pruebas que existen en la competencia debido a que se probó tanto en cálculos, como en la simulación, tanto en el Cosmos Motion, como en el Simulink, en donde se comprobó que la absorción de irregularidades en el camino es amortiguada con gran rapidez, y sin transmitir mucha carga a los amarres del chasis, además la geometría del sistema presenta pocas variables en el ángulo de camber, lo cual nos da la seguridad de que no va a existir pérdida de potencia, y en general todos los factores que estas variables determinan.
- De acuerdo a la simulación el diseño del chasis es ligero, resistente y capaz de superar las pruebas, además, ofrece protección al piloto frente a diferentes tipos de colisiones y eventualidades que la competencia puede presentar, pues se lo a diseñado manteniendo un compromiso entre peso y rigidez torsional, en donde esta última es suficiente para esta competencia.
- La simulación de la caída del vehículo demuestra que el diseño es exitoso, además de mostrarnos las reacciones que se obtienen en los amarres y demás puntos de contacto, el análisis dinámico del vehículo nos muestra que está en la capacidad de absorber irregularidades del camino y saltos, en poco tiempo, sin presentar golpes u oscilaciones indeseables, que pueden dañar los elementos del vehículo, además se determinó que la frecuencia natural del vehículo es difícil de alcanzar, por lo que se puede conducir en todas las pruebas que la competencia ofrece sin temor de alcanzar esta frecuencia.

1.29 Recomendaciones

- Es importante acotar que para realizar un diseño de un sistema de suspensión, nunca se va a encontrar leyes o normas definitivas, pues en estos sistemas, se depende de compromisos entre una y otra variable, y del criterio del diseñador, quien es el último en decidir sobre uno u otro valor, además, nunca un valor que sea tomado será definitivo en el desarrollo de un vehículo, debido a que este puede ser cambiado, incluso perdiendo las ventajas inherentes, para mejorar otros aspectos.
- Es recomendable, en el diseño de un chasis tubular, entender el compromiso que existe entre uniones soldadas y dobladas, debido a que, las

primeras no son recomendables porque presentan errores propios de un proceso de corte y soldadura, y son mas costosas, mientras que las dobladas aumentan esfuerzos residuales internos, entonces, se debe encontrar un equilibrio entre ellas.

➤ Cuando se modele en el programa solidworks es importante saber que en un ensamble se pueden incluir otros subensambles, igual que piezas, pero estos subensambles no van a tener movilidad, al momento de transportarlos al Cosmos Motion, sino unicamente los que han sido creados en dicho ensamble, es importante saber esto para realizar una simulación correcta y ahorrar tiempo.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY Joseph, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Editorial McGraw-Hill, Quinta Edición, México 1990.
- NORTON Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS, Editorial Prentice Hall, México 1999.
- LARBURU Nicolás, MÁQUINAS PRONTUARIO, Editorial Paraninfo, Décima Edición, Madrid 1998.
- ADAMS Herb, CHASSIS ENGINEERING, HPBooks.
- AIRD Forbes, RACE CAR CHASSIS, DESIGN AND CONSTRUCTION, MBI Publishing Company.
- SMITH Steve, MINISPRINT, MICROSPRINT RACING TECHNOLOGY, Steve Smith Autosport Publication.
- UNZUETA Luís, DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA DISEÑAR EL CHASIS TUBULAR DE UN VEHÍCULO PARA LA FORMULA SAE/STUDENT, España, Donosita 2002.
- VACA Diego, DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA DISEÑAR Y CONSTRUIR EL HABITÁCULO Y CHASIS TUBULAR PARA UN VEHÍCULO PROTOTIPO DE COMPETENCIA, Proyecto de grado, ESPE, Marzo 2003.

- VALDEZ Rafael, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO TUBULAR TIPO "BUGGY" PARA USO EN TODO TERRENO, Proyecto de grado, ESPE, Marzo 2005.

ANEXO A

PLANOS VEHÍCULO SAE MINI BAJA

ANEXO B

REGLAMENTO PARA LA COMPETENCIA SAE MINI BAJA 2006

ANEXO C

CATALOGO CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR Y COSTOS

ANEXO D

CATALOGO TUBERÍA MERCADO NACIONAL

ANEXO E

CATALOGO AMORTIGUADORES Y RESORTES

ANEXO F

PROCEDIMIENTO TÉCNICO PARA ADQUIRIR UN AMORTIGUADOR

ANEXO G

CATALOGO CHASSIS SHOP

ANEXO H

PROGRAMA PARA ANÁLISIS DE GEOMETRÍA DE SUSPENSIÓN EN MATLAB®

ANEXO I

DIAGRAMA SIMULINK®