



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Propuesta metodológica y sistema
de calidad para el diseño de una
suspensión de un auto de
competencia**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniera Mecánica

P R E S E N T A

Adriana Alarcón Muñoz

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Mariano García Del Gállego



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., Junio 2018.

Dedicatoria

Gracias a mi familia por estar siempre conmigo cuando los necesito, sobre todo gracias a mi hermana Elizabeth por ser también mi amiga y gracias a mi madre Maribel Muñoz Galindo por sacarme adelante con todo su amor, darme su apoyo y por enseñarme a nunca rendirme.

Gracias a mis profesores que me han enseñado a pensar como ingeniera durante toda mi carrera.

Gracias a la Facultad de Ingeniería por dejarme llamarla mi “Segundo hogar”.

Gracias al equipo UNAM MOTORSPORTS de Formula SAE por permitirme aprender y vivir una de mis pasiones. ¡Los autos!

Y gracias a mi asesor, el Ing. Antonio Zepeda Sánchez por todo su apoyo y su conocimiento durante la realización de mi tesis.

Índice

Índice	3
Índice de figuras	8
Índice de tablas	13
Glosario de términos en inglés	16
Introducción.....	24
Planteamiento del problema	26
Pregunta de investigación	27
Objetivo general.....	27
Justificación	27
Metas	27
Hipótesis de trabajo	28
Metodología.....	28
Antecedentes	30
Competencia Formula SAE.....	30
Concepto de suspensión automotriz	32
Inversionistas.....	33
Mercado (clientes)	33
Competencia	33
Declaración de la misión	34
Programación del proyecto	35
1 Revisión bibliográfica.....	36
1.1 Tesis relacionadas	36

1.2	Artículos.....	39
2	Desarrollo del concepto	44
2.1	Normatividad.....	44
2.1.1	FIA y Formula 1	44
2.1.2	SAE y Formula SAE.....	47
2.1.3	Concepto de buenas prácticas de ingeniería (BPI).....	48
2.1.4	Concepto de diseño y validación del diseño	49
2.1.5	Estándares ISO 9000	49
2.1.6	Definición de sistema de calidad.....	51
2.2	Requerimientos del cliente	52
2.2.1	Especificaciones Objetivo	52
2.3	Parámetros (requerimientos) ingenieriles	53
2.3.1	Ángulo camber	54
2.3.2	Track y wheelbase	55
2.3.3	Ángulo de <i>toe</i>	55
2.3.4	Centro instantáneo de rotación (<i>Instant Center IC</i>).....	56
2.3.5	Ángulo de caster y mechanical trail.....	57
2.3.6	Ángulo de kingpin y scrub radius.....	58
2.3.7	Efecto bump Steer.....	59
2.3.8	Ganancia de camber, ride camber y roll camber.....	60
2.3.9	Centro de giro (roll center rc) y eje de giro (roll axis)	61
2.4	Parámetros que afectan a la dinámica del neumático.....	63
2.4.1	Slip angle α (ángulo de deslizamiento).....	63
2.4.2	Fuerza lateral F_y	65
2.4.3	Coeficiente de fricción en el neumático.....	66

2.4.4	Par de alineamiento (<i>Aligning moment</i> M_z).....	66
2.4.5	Fuerza longitudinal F_x	68
2.4.6	Radio efectivo R_w	68
2.4.7	Fuerza de resistencia al giro (F_r) y coeficiente de resistencia al giro (μ_r) 69	
2.4.8	Slip radio (S).....	70
2.4.9	Fuerza debido al ángulo de <i>camber</i>	71
2.5	Prueba de obtención de centro de gravedad del auto FSAE.....	73
2.5.1	Definición de centro de gravedad.....	73
2.5.2	Localización del CG en los ejes "X" y "Y" (plano paralelo al piso).....	73
2.5.3	Localización del CG en el eje "Z" (plano vertical).....	78
2.5.4	Localización del CG para la masa suspendida (<i>Sprung Mass</i>).....	82
2.6	Diseño geométrico de suspensión (generación de concepto).....	85
2.6.1	Suspensión delantera.....	88
2.6.2	Suspensión trasera.....	92
2.7	Propuesta final de diseño geométrico de suspensión (concepto final).....	96
3	Diseño de detalle.....	98
3.1	Análisis de transferencia de carga.....	99
3.1.1	Transferencia lateral de carga.....	99
3.1.2	Transferencia longitudinal de carga.....	103
3.2	Análisis de rigidez de la suspensión.....	105
3.3	Diseño de las barras de torsión.....	111
3.3.1	Funcionamiento de una barra de torsión.....	111
3.3.2	Relación de movimiento de la barra de torsión.....	112
3.4	Diseño del sistema de energía.....	117

3.4.1	Sistema de energía delantero.....	117
3.4.2	Sistema de energía suspensión trasera	122
3.5	Propuesta final.....	124
3.5.1	Caracterización del auto en Adams Car	125
3.5.2	Auto completo en simulación de <i>skidpad</i> (vuelta constate) en Adams Car 134	
3.5.3	Auto completo en simulación de <i>acceleration</i> en Adams Car	136
3.5.4	Fuerzas obtenidas del análisis para el auto completo en Adams Car	138
3.5.5	Selección de materiales para la manufactura	140
4	Aprobación diseño teórico	150
4.1	Propuesta para la validación y aprobación del diseño teórico del sistema de suspensión.....	150
4.1.1	¿Qué es Six Sigma?	151
4.1.2	Historia de Six Sigma.....	154
4.1.3	Diseño para Six Sigma.....	155
4.1.4	Fases de DFSS.....	156
4.1.5	Casa de Calidad como herramienta de validación del diseño	157
4.1.6	FMEA (Análisis de modo y efecto de falla)	162
5	Conclusiones y trabajo a futuro.....	172
5.1	Trabajo a futuro	173
6	Referencias y bibliografía	175
7	Índice temático	179
8	Anexos.....	181
A.	Ejemplos de documentación de la etapa de planeación.....	182
B.	Ejemplos de documentación de Etapa de Desarrollo de concepto.....	183



C. Ejemplos de documentación de Etapa de Diseño de Detalle.....189

D. Ejemplos de documentación de Etapa de Validación del Diseño Teórico.....194

Índice de figuras

Figura 1.1. Metodología propuesta y modificada de Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger [11].....	28
Figura 2.1 Representación del sistema de referencia para un auto dado por SAE. [1][2]	54
Figura 2.2 Ángulo de camber negativo, cero y positivo. [12]	54
Figura 2.3 Track y Wheelbase. [12].....	55
Figura 2.4 Ángulo de Toe positivo y negativo. [12].....	55
Figura 2.5 Centro instantáneo de rotación para un cuerpo sólido, definido por los puntos A y B. [9]	56
Figura 2.6 Construcción del Instant Center IC (vista frontal del vehículo). [12].....	57
Figura 2.7 Ángulo de caster y mechanical trail. [12]	58
Figura 2.8 Construcción de ángulo de Kingpin y Scrub Radius. [1].....	59
Figura 2.9 Construcción eslabón de dirección. [1].....	60
Figura 2.10 Camber gain. [1]	61
Figura 2.11 Construcción del Roll Center dado el IC. [12]	62
Figura 2.12 Roll axis. [12].....	63
Figura 2.13 Slip Angle α . [2].....	63
Figura 2.14 Curva característica del neumático donde se relaciona su ángulo de deslizamiento vs. Fuerza lateral. [1][2]	64
Figura 2.15 Modelo de resorte generado por la fuerza lateral. [15]	65
Figura 2.16 Sensibilidad a la Carga Normal Fz. [2].....	65
Figura 2.17 Coeficiente de fricción en un neumático. [12]	66
Figura 2.18 Aligning Moment. [9].....	67
Figura 2.19 Curva representativa del Aligning Torque v.s. Slip Angle. [1]	68
Figura 2.20 Comparación entre Radio de Carga Rh, Radio efectivo Rw y Radio geométrico Rg. [9].....	69
Figura 2.21 Curva de Slip Ratio vs. Coeficiente de fricción en x. [9]	71

Figura 2.22 Esfuerzo τ_y . Este esfuerzo tiene una magnitud mayor en el sentido de inclinación. [9]	72
Figura 2.23 "Percy" con 95th percentil referente al cuerpo del piloto (Masculino). [3]	74
Figura 2.24 Representación del auto en su vista superior para localizar su centro de gravedad. [1].....	75
Figura 2.25 Representación del auto en su vista lateral. [1].....	79
Figura 2.26 Localización del centro de gravedad de la masa suspendida. [1]	83
Figura 2.27 Masa no suspendida de la llanta delantera izquierda del auto y sus propiedades físicas.....	84
Figura 2.28 Localización de la altura del CG para la masa suspendida. [1]	84
Figura 2.29 Partes de una suspensión de auto tipo Formula SAE. [14]	86
Figura 2.30 Captura de pantalla de la Interfaz de suspensión delantera WinGeo.	88
Figura 2.31. Análisis en Ride para Camber, Roll Center y ángulo de dirección.....	90
Figura 2.32 Análisis en roll para camber, roll center y ángulo de dirección.....	91
Figura 2.33 Captura de pantalla del análisis de bump steer para la suspensión delantera en WinGeo.....	92
Figura 2.34 a) Variación de Scrub radius en ride. b) Scrub radius vs roll.....	92
Figura 2.35 Captura de pantalla de la interfaz para la suspensión trasera con sistema de energía Pull Rod en WinGeo.	93
Figura 2.36 Análisis en Ride respecto a camber, roll center y ángulo de dirección (trackrod).....	93
Figura 2.37 Análisis de Roll respecto a camber, roll center y ángulo de dirección (trackrod).....	94
Figura 2.38 Captura de pantalla del análisis de Bump steer para la suspensión trasera en WinGeo.....	94
Figura 2.39 Variación de scrub radius en Roll y en Ride.....	95
Figura 3.1. Proceso de diseño de detalle propuesto.	98
Figura 3.2. Transferencia de carga lateral de derecha a izquierda. [1]	99
Figura 3.3. Circuito de SkidPad en competencia FSAE. [3]	100
Figura 3.4. Transferencia de carga Longitudinal debido al frenado o aceleración. [1]	103

Figura 3.5. Movimiento de la barra de torsión dadas las solicitaciones de Bump y Curva (corner). [16].....	112
Figura 3.6. Análisis Dinámico en Adams Car.....	113
Figura 3.7. Resultados Barra de Torsión trasera.....	113
Figura 3.8. Resultados Barra de Torsión delantera.....	114
Figura 3.9. Componentes sistema de energía. [14].....	117
Figura 3.10. Suspensión delantera con sistema de energía delantero pushrod vista lateral (Figura Izquierda) y vista superior (Figura derecha).....	118
Figura 3.11. Momento polar de inercia. [2].....	119
Figura 3.12. Sistema de energía delantero pullrod.	119
Figura 3.13. Punto de orientación del plano de trabajo del sistema de energía en el software Wolfram Mathematica.....	120
Figura 3.14. Hardpoints de la suspensión delantera en Adams Car.....	120
Figura 3.15. Análisis single travel.....	121
Figura 3.16. Visualización suspensión delantera en Adams Car.	121
Figura 3.17. Desplazamiento del resorte.....	121
Figura 3.18. Viaje vertical del neumático.....	122
Figura 3.19. Sistema de energía de la suspensión trasera tipo pullrod.....	123
Figura 3.20. Punto de orientación del plano de trabajo del sistema de energía trasero en el software Wolfram Mathematica.....	123
Figura 3.21. Hardpoints de la suspensión trasera.....	123
Figura 3.22. Desplazamiento del resorte.....	124
Figura 3.23. Viaje vertical de la llanta.....	124
Figura 3.24. Modificación de las propiedades del resorte-amortiguador en Adams Car.	125
Figura 3.25. Resorte 450 [Lb/in] para suspensión delantera.....	126
Figura 3.26. Resorte 250 [Lb/in] para suspensión trasera.	126
Figura 3.27. Öhlings TTX25 FSAE. [33].....	127
Figura 3.28. Amortiguador TTX25 marca Öhlings especial para Formula SAE. [33]..	127
Figura 3.29. Caracterización del amortiguador Öhlins TTX_C11 R11 04_04 de la temporada 2015.....	128

Figura 3.30. Caracterización del neumático en Adams Car	128
Figura 3.31. Caracterización de neumáticos usando base de datos de TTC.	129
Figura 3.32. Prueba vuelta pura en Adams Car.....	129
Figura 3.33. Ejecutando el análisis de la prueba.....	130
Figura 3.34. Gráfica de Aligning Torque vs. Slip Angle dada como resultado de la prueba por la herramienta post processor de Adams Car.....	130
Figura 3.35. Fuerza lateral vs. Tiempo.	130
Figura 3.36. Prueba de aceleración longitudinal pura en Adams Car.	131
Figura 3.37. Fuerza Normal vs. Tiempo.....	131
Figura 3.38. Fuerza longitudinal vs. Tiempo.	131
Figura 3.39. Barra de torsión en Adams Car template 2012.....	132
Figura 3.40. Gráfica par del motor, potencia en el motor vs. Velocidad angular en [rpm] [35]	133
Figura 3.41. Velocidad longitudinal del auto [km/h] vs. Velocidad angular en [rpm]. [35]	133
Figura 3.42. Datos para la simulación en vuelta constante skidpad.....	134
Figura 3.43. Visualización del auto completo en pista simulando prueba de skidpad para la competencia Formula SAE en el software Adams Car.....	135
Figura 3.44. Fuerza normal en las llantas delantera y trasera del lado izquierdo.....	135
Figura 3.45. Carga normal en las llantas delantera y trasera del lado derecha.	135
Figura 3.46. Visualización del subviraje, sobreviraje y toma de curvas ideal. [12]	136
Figura 3.47. Análisis de acceleration en Adams Car con datos del análisis de transferencia de carga longitudinal.	137
Figura 3.48. Visualización de la prueba de acceleration usando el software Adams Car.	137
Figura 3.49. Carga normal en las llantas frontales derecha e izquierda.....	138
Figura 3.50. Carga normal en las llantas del eje trasero del auto (derecha e izquierda).	138
Figura 3.51. Rocker o bellcrank de placas propuesto para la suspensión trasera.....	142
Figura 3.52. Gráfico de Ashby Esfuerzo – Densidad. [36].....	143
Figura 3.53. Gráfico de Ashby Módulo de Young – Densidad. [36]	144

Figura 3.54. Gráfico de Ashby Módulo de Young – Esfuerzo. [36].....	145
Figura 3.55. (Derecha) Sistema de suspensión delantero con sistema de energía, (izquierda) sistema de suspensión trasero con sistema de energía.	148
Figura 3.56. Isométrico del sistema de suspensión montado en el frame de la temporada 2015.....	148
Figura 4.1. Compatibilidad entre la norma ISO 9000 y Six sigma.	151
Figura 4.2. Relación entre Six Sigma e ISO 9000.....	151
Figura 4.3. Campana de Gauss de distribución normal.[38]	152
Figura 4.4. Fuentes básicas de variabilidad en un producto.....	153
Figura 4.5. Pasos para una implementación Six Sigma.	156
Figura 4.6. Tipos de FMEA.	162
Figura 4.7. Suspensión delantera 2014. a) viaje en -30 [mm] en Ride, b) viaje en 0 [mm] estático y c) viaje en 30 [mm] en Ride.....	163
Figura 4.8. Vista superior del sistema de suspensión delantero y trasero unido al frame de la temporada 2015.....	170

Índice de tablas

Tabla 1.1. Declaración de la misión del proyecto: Sistema de suspensión para auto Formula SAE.	34
Tabla 2.1 Requerimientos del cliente categorizados por el equipo UNAM Motorsports, siendo el número 5 el más importante. [11].....	53
Tabla 2.2. Valores para tracks y wheelbase.....	77
Tabla 2.3. Valores de pesos en cada llanta y total para el auto sin peso del piloto y con peso del piloto.	77
Tabla 2.4. Distancias para localización del CG en los ejes X y Y sin piloto y con piloto.	77
Tabla 2.5. Distribución de peso del auto.	77
Tabla 2.6. Datos de peso antes y después de levantar el auto a un ángulo de 20°.	81
Tabla 2.7. Datos llantas.	81
Tabla 2.8. Distancias para la altura del CG.	82
Tabla 2.9. Peso de las masas no suspendidas y masa suspendida del auto sin piloto y con piloto.....	83
Tabla 2.10. Datos correspondientes del centro de gravedad de la masa suspendida.	85
Tabla 2.11. Requerimientos Globales para el diseño geométrico del Sistema de Suspensión.....	87
Tabla 2.12. Resultados finales.	96
Tabla 3.1. Datos de entrada para el análisis de transferencia de carga lateral en SkidPad.	100
Tabla 3.2. Resultados de Transferencia de carga lateral en SkidPad.	102
Tabla 3.3. Datos de entrada para el análisis de transferencia de carga longitudinal en Acceleration.	103
Tabla 3.4. Resultados de transferencia de carga longitudinal para Acceleration.	105
Tabla 3.5. Datos de entrada para el cálculo del Roll Rate del auto.....	108
Tabla 3.6. Datos de entrada para la Distribución de Gradiente de Roll (peso auto e installation ratio IR).....	109

Tabla 3.7. Resultados de roll rate.	109
Tabla 3.8. Roll Rate deseado y rigidez de barras de torsión delantera y trasera.	111
Tabla 3.9. Materiales propuestos para la barra de torsión. [34]	115
Tabla 3.10. Diseño de la barra de torsión delantera y trasera.....	115
Tabla 3.11. Roll rate calculado con el cambio en los resortes delanteros y traseros. .	116
Tabla 3.12. Diseño de las barras de torsión.	116
Tabla 3.13. Constantes de resortes usados por el equipo UNAM Motorsports.....	126
Tabla 3.14. Rigidez torsional para la barras delantera y trasera.....	132
Tabla 3.15. Fuerzas en los componentes de la suspensión delantera de los neumáticos con mayor carga (derecho) para la prueba de skidpad.	139
Tabla 3.16. Fuerzas en los componentes de la suspensión trasera de los neumáticos con mayor carga (derecho) para la prueba de skidpad.....	139
Tabla 3.17. Par T de las barras de torsión.....	140
Tabla 3.18. Resultados de esfuerzo cortante y factor de seguridad para la barras de torsión.	141
Tabla 3.19. Familia de materiales resultantes del gráfico de Ashby Esfuerzo – Densidad.	142
Tabla 3.20. Familia de materiales resultantes del gráfico de Ashby Módulo de young – Densidad.	143
Tabla 3.21. Familia de materiales resultantes del gráfico de Ashby Módulo de young – Esfuerzo.....	144
Tabla 3.22. Familia de materiales resultantes.....	145
Tabla 3.23. Propiedades de los materiales resultantes.....	146
Tabla 3.24. Matriz de decisión.....	146
Tabla 3.25. Ponderación de propiedades de los materiales.....	147
Tabla 3.26. Índice de desempeño para cada material.....	147
Tabla 4.1. Nivel en Sigma y su equivalente en defectos por millón de oportunidades. [38]	153
Tabla 4.2. Compatibilidad de la metodología propuesta y la IDDOV.....	157
Tabla 4.3. Datos de universidades en pruebas dinámicas. [37]	158
Tabla 4.4. Tipo de objetivo.....	159



Tabla 4.5. Tipo de relación de peso.....	159
Tabla 4.6. Escala de comparación de dificultad entre compañías.....	160
Tabla 4.7. Tipo de relaciones para los “cómo”.....	161
Tabla 4.8. Comparación de los objetivos iniciales y logrados con el diseño teórico....	161
Tabla 4.9. Efectos de falla de colisión entre rocker y push rod de la suspensión delantera de la temporada 2014.....	164
Tabla 4.10. Grado de severidad de efectos de falla.....	165
Tabla 4.11. Grado de severidad de los efectos de falla dado el caso de estudio.....	166
Tabla 4.12. Ocurrencia de causa de modo de falla.....	167
Tabla 4.13. Rango de detección de fallas.....	168
Tabla 4.14. Prioridad de NPR.....	169
Tabla 4.15. Resultados del NPR calculados al finalizar la temporada 2014 y a mediados de la temporada 2015.....	171

Glosario de términos en inglés

Acceleration	Conocida también como acceleration test . Es una prueba dinámica de la competencia Formula SAE realizada en una pista de 75 [m].
Adams Car	Software de diseño y análisis de dinámica vehicular de la empresa MSC Solver.
Aligning torque	Par del auto alineamiento en las llantas.
Anti roll bar	Barra de torsión y miembro del mecanismo del sistema de suspensión que impide la generación de Roll excesivo en el auto.
Autocross	Prueba dinámica de la competencia FSAE en la cual el auto recorre un circuito ratonero a una velocidad de entre 40 y 48 $\left[\frac{Km}{hr}\right]$, en la que se evalúa la maniobrabilidad del auto.
Bellcrank	Eslabón del mecanismo del sistema de suspensión, también llamado rocker .
Body	Carrocería del auto.
Bump-steer	Fenómeno que ocurre cuando la tierod y trackrod no trabajan en conjunto como un solo eslabón con los brazos de la suspensión.
Camber arm	Distancia ay,γ del eje y
Camber angle	Ángulo de inclinación en la llantas respecto a la vertical. Visto desde la parte frontal del auto.

Camber moment	Momento generado en el eje longitudinal de la llanta debido a la fuerza F_y por la distancia camber arm .
Camber trail	Distancia a_x que es conocida como camber trail , del eje z del neumático
Camber torque	Momento en el eje z generado por la fuerza F_z por la distancia camber trail .
Camber trail	Distancia a_x que es conocida como camber trail , del eje z del neumático
Caster angle	Ángulo de inclinación de los puntos de unión de los brazos de suspensión y el upright con respecto a la vertical. Visto desde la parte lateral de la llanta y del auto.
Caster trail	También llamado mechanical trail . Es una distancia horizontal medida entre el eje vertical de la llanta y el punto de unión del brazo de la suspensión y el upright .
Cornering	Prueba en caso de curva en el software de análisis dinámico Adams Car.
Cornering stiffness	Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de deslizamiento en la parte lineal de la curva, es decir, que dicha relación se debe a la pendiente de dicha curva.
Cost Analysis	Evento estático de la competencia FSAE en el que se revisa y evalúa el reporte de costos de manufactura de los autos participantes, dando como resultado el auto más barato de fabricar.
Damper	Amortiguador miembro del sistema de suspensión que se encarga de absorber las fuerzas generadas por las irregularidades del camino en las llantas.

Damper-rocker	Junta del mecanismo del sistema de suspensión que uno al amortiguador y al balancín.
Design for Six Sigma	Metodología base de diseño para implementar Six Sigma .
Downforce	Carga aerodinámica que impulsa al auto hacia abajo.
Efficiency	Prueba dinámica de la competencia FSAE que se evalúa en conjunto con la prueba de Endurance . Esta prueba consiste en verificar la eficiencia del motor y el combustible al ejecutar las sollicitaciones del recorrido en pista por el auto.
Endurance	Prueba dinámica de la competencia FSAE en la que se evalúa la resistencia, durabilidad y fiabilidad del auto al recorrer un circuito.
Engineering Desing	Evento estático de la competencia FSAE en la que los jueces expertos en cada área que compone el auto revisan y evalúan el diseño del auto contemplando diseño, análisis, materiales, manufactura y ensamble.
Frame	Esqueleto del auto.
Hardpoint	Juntas o puntos de unión entre eslabones de un mecanismo.
Inclination angle	Ángulo medido desde el eje de inclinación de la llanta con el piso. Visto desde la parte frontal de la misma y del auto.
Installation ratio	Parámetro de diseño que representa el recorrido de compresión o elongación del resorte entre el viaje vertical de la llanta.
Instant center	Punto en el espacio debido a la prolongación de los brazos de suspensión.

Jacking point	Miembro del frame que es pintado de color naranja por el cual el auto puede ser levantado o remolcado.
Kingpin angle	Ángulo de inclinación de los puntos de unión de los brazos de suspensión y el upright con respecto a la vertical. Visto desde la parte frontal de la llanta.
Kingpin offset	Ángulo cero presente cuando no hay inclinación de los puntos de unión de los brazos de suspensión y el upright con respecto a la vertical. Visto desde la parte frontal de la llanta.
Link	Componente que conecta la barra de torsión al rocker .
Magic number	Es la distribución de gradiente de roll .
McPhearson	Tipo de suspensión compacta de bajo costo debido a que no cuenta con muchos componentes.
Motion ratio	Relación de movimiento de la barra de torsión la cual se da por el ángulo de giro de la barra de torsión entre el ángulo de roll del auto.
Pneumatic trail	Distancia por la cual va a actuar una fuerza lateral que no actúa sobre el eje Y dadas las áreas con mayor deformación en el material de la llanta.
Presentation	Es un evento estático de la competencia en el cual cada equipo hace una presentación del auto que manufacturó y que se encuentra compitiendo, ante un panel de jueces que simulan ser ejecutivos de una empresa, los cuales son potencialmente inversionistas.
Pullrod	Miembro de sistema de energía de la suspensión que conecta al rocker con el upright y funciona a compresión.

Pullrod-rocker	Junta del mecanismo del sistema de suspensión que une la pullrod y el balancín.
Pushrod	Miembro de sistema de energía de la suspensión que conecta al rocker con el upright y funciona a extensión.
Pushrod-rocker	Junta del mecanismo del sistema de suspensión que une la pushrod con el balancín (rocker).
Ride	Viaje vertical de la llanta.
Ride Camber	Razón de cambio del ángulo de camber con respecto al viaje vertical del neumático.
Ride rate	Fuerza vertical por unidad de desplazamiento del punto de contacto del neumático con el piso.
Rocker pivot	Punto de unión entre el rocker o bellcrank y el frame del auto.
Roll	Ángulo de giro del auto respecto a su eje longitudinal.
Roll axis	Eje de giro longitudinal del auto, generado desde el roll center delantero y trasero del auto.
Roll camber	Razón de cambio del ángulo de camber con respecto al ángulo de roll en el vehículo.
Roll center	Punto geométrico sobre el cual la masa suspendida gira con respecto al piso.
Ride y roll rates	Conjunto de parámetros con los cuales se pone a punto la dinámica del vehículo.
Scrub radius	Distancia que hay entre la intersección del eje de dirección con el piso y el eje vertical del neumático

Six Sigma	Filosofía basada en la eliminación de la variabilidad de un producto en un proceso dado.
Skidpad	Prueba dinámica de la competencia Formula SAE realizada en un circuito en forma de número 8.
Slip angle	Es el desplazamiento angular entre el plano de rotación del neumático y la dirección que el giro del neumático seguirá sobre la superficie del camino.
Slip ratio	Cociente entre la velocidad angular (Ω) del neumático presente en el frenado o aceleración y la velocidad angular en libre giro (velocidad constante, Ω_0).
Spring rate	Fuerza por unidad de desplazamiento del resorte.
Sprung mass	Masa suspendida del auto que está compuesta por aquellos componentes que si están suspendidos como el motor, el frame , la suspensión, etc.
Tierod	Miembro de mecanismo de la dirección que conecta la caja de dirección al upright .
Tire rate	Fuerza vertical por unidad de desplazamiento vertical del neumático en su carga de funcionamiento.
Tire Test Consortium	Consortio de Formula SAE que realiza pruebas para diversos tipos de neumáticos, brindando como resultados los datos para los parámetros que caracterizan al neumático.
Tire testing	Apartado en el software Adams Car en el cual se puede caracterizar el neumático usado en las simulaciones.

Toe angle	Ángulo de inclinación en la llantas respecto al eje vertical visto desde la parte superior del auto.
Toe-in	Ángulo de inclinación positivo en la llantas respecto al eje vertical visto desde la parte superior del auto, dando la apariencia de que las llantas convergen.
Toe-out	Ángulo de inclinación negativo en la llantas respecto al eje vertical visto desde la parte superior del auto, dando la apariencia de que las llantas divergen.
Track	Distancia entre el punto de contacto de las llanta derecha a la llanta izquierda del auto.
Trackrod	Miembro de mecanismo de la dirección que conecta el frame al upright para la suspensión trasera.
Unsprung mass	Masa no suspendida del auto que está compuesta por aquellos componentes que no están suspendidos como las llantas, disco de frenos, upright , etc.
Upper and lower arms	Brazos superiores e inferiores del sistema de suspensión delantero y trasero que conectan al frame con el upright .
Upright	También llamada Masa, es un componente al cual se une la llanta y todo el sistema de frenos.
Voice of Customer	La voz del cliente. Se refiere a las necesidades y requerimientos estipulados por el cliente mismo hacia un producto.
Wheel	Conjunto de partes que conforma la llanta del auto.

- Wheelbase** Distancia entre el punto de contacto de las llantas delanteras a las llantas traseras del auto.
- Wheel center rate** Fuerza vertical por unidad de desplazamiento vertical respecto del centro del neumático.
- WinGeo** Software de diseño geométrico y análisis de suspensiones.

Introducción

El presente trabajo tiene la finalidad de mostrar las bases para el diseño del sistema de suspensión de un auto Formula SAE, con la propuesta de implementación de un sistema de calidad que sumado a la metodología propuesta ayude a entregar al cliente un producto de calidad que contenga un diseño robusto, validado y verificado, asegurando que el prototipo es seguro y que cumple con los requerimientos del cliente, así como con las buenas prácticas de ingeniería. Con este enfoque, se propone una serie de pruebas que validen las diferentes etapas del diseño del sistema de suspensión, así como del auto entero.

Es entonces que en este trabajo se parte desde lo que significa y que se necesita para el diseño de una suspensión, es decir, que requerimientos de la competencia se contemplaron para su diseño, así como también los parámetros cinemáticos en el diseño de dicho sistema. Se definen algunos conceptos y relaciones geométricas de un sistema de suspensión independiente y se analiza su desempeño en movimiento mediante la paquetería **WinGeo**.

Por lo tanto, el diseño de la suspensión de un auto de competencia como es el caso de estudio cuenta con objetivos principales que deben cumplir con: controlar la transferencia de carga lateral cuando este se encuentra en una curva y la transferencia de carga longitudinal en la presencia de aceleración o frenado en el auto; y garantizar el mejor contacto posible del neumático con el piso.

Con lo anterior, se logró el primer objetivo mediante la rigidez de la suspensión que llevó a un análisis sobre su distribución y como consecuencia de ese análisis, se logró optimizar la constante tanto de los amortiguadores y resortes de dicha suspensión.

Debido a lo anterior, se buscó opciones para que la rigidez del auto sea la correcta y ayude de buena forma a mejorar la transferencia de carga en cada llanta. Es por eso que

se hace la implementación de nuevos miembros en el sistema de energía, que son las barras de torsión.

Por otro lado, también se menciona que lo que conlleva ser un equipo de competencia no solo es ganar, sino que para ser el mejor, se deben mostrar todas las habilidades de su formación como ingenieros. Esta competencia permite traspasar la barrera que hay entre la vida estudiantil y el campo laboral; proporcionando un escenario de trabajo profesional en la vida real que te permite acercarte a la vida que te espera fuera del aula.

Dado que los estudiantes deben recordar que no solo es simular ser una empresa que manufacture autos de esta categoría, sino que también tienen que creer que el equipo de trabajo es una empresa responsable, innovadora y capaz de establecer su marca en el ambiente de competencia Formula 1. Es por eso que se promueve la implementación de un sistema de calidad para el prototipo, que conlleva tanto a la validación a nivel sistema (suspensión) y a la validación del producto final (prototipo del auto). En esta implementación se hace referencia al enfoque de la norma ISO 9001 que invita a proporcionar a los clientes un producto o servicio de calidad, verificado y validado.

Es entonces que en el **capítulo 1** se hizo una revisión bibliográfica para diferenciar el presente trabajo y su propuesta de valor de los trabajos existentes. Dicha revisión abarca tanto tesis como artículos en los que se habla del tema del diseño del sistema de suspensión y del sistema de masa no suspendida para un auto de esta clase, indagando también si en ellos se toca el tema de calidad para el prototipo realizado.

Para el **capítulo 2** del presente trabajo se definen los requerimientos del cliente, así como de los requerimientos ingenieriles que se necesitan para el diseño geométrico del sistema de suspensión de un auto Formula SAE. También se definen algunos conceptos referidos a los parámetros de suspensión y de los neumáticos. Dicho diseño geométrico se realiza usando conjuntamente los softwares **WinGeo** y SolidWorks.

Una vez logrado el diseño geométrico que engloba la posición de los brazos de suspensión delantera y trasera del capítulo anterior, el **capítulo 3** abarca el diseño a detalle del sistema de suspensión, es decir, esta etapa es referida al diseño dinámico del

sistema de suspensión y cómo afecta la transferencia de carga del auto en pista a la rigidez misma del sistema de suspensión, así como el diseño del sistema de energía delantero y trasero.

Para finalizar, en el **capítulo 4** se habla de cómo trabajan en equipo diferentes mecanismos como lo son la ISO 9001, **Six Sigma** y la metodología propuesta en este proyecto de tesis, para así llevar a cabo la implementación de un sistema de calidad desde cero. Es entonces, que se presentan dos herramientas que ayudaron a la verificación y validación del diseño teórico del producto en sus etapas de desarrollo de concepto y diseño de detalle. Dichas herramientas respectivamente fueron: “Casa de calidad” y “Análisis de modo y efecto de falla (FMEA, por sus siglas en inglés).

Planteamiento del problema

El diseño de una suspensión para un prototipo de Formula SAE requiere de ser estructurado como un proceso robusto, que dependa no solamente de especificaciones, requerimientos normativos, requerimientos de usuario; sino también de una base documentada que en conjunto con los anteriores puntos garantizaran:

- Satisfacción del cliente y cumplimiento de los requisitos.
- Adecuada planeación del proyecto.
- Manufactura de Calidad.
- Validación exitosa.
- Puesta en Marcha.

Debido a lo anterior, se observó que el sistema de suspensión de UNAMMOTORSPORTS no contaba con un proceso de diseño robusto ni con un sistema de gestión de la calidad que documentara y validara dicho diseño, ni que mostrara sus mejoras antes de iniciar la temporada 2015.

Pregunta de investigación

¿Cómo deberá estructurarse el proceso de diseño para una suspensión de un prototipo de auto tipo Formula SAE para considerarse robusto y garantizar su calidad?

Objetivo general

Proponer una metodología para el diseño de una suspensión de un prototipo de auto tipo Formula SAE y generar un sistema de calidad para su validación.

Justificación

La innovación del proyecto de tesis está dada por una metodología de Diseño de suspensión robusta, respaldada por diferentes componentes que la enriquecerán; tales como: proceso del diseño, especificaciones de la competencia (cliente), requisitos normativos, la validación, los documentos que demuestren lo que se ha hecho durante el proceso y con ello asegurar las buenas prácticas de ingeniería y que se presenta un diseño y un prototipo de calidad.

Metas

- Metodología para el diseño robusto de una suspensión para un prototipo de auto tipo Formula 1 de la competencia Formula SAE.
- Generación de documentación de soporte para el proceso de diseño de la suspensión del prototipo.
- Generación de protocolo de validación del diseño de la suspensión del prototipo.

Hipótesis de trabajo

El método propuesto para el diseño de la suspensión permite generar un soporte documental del proceso, así como la validación del producto, beneficiando a las nuevas generaciones que integren el sistema de suspensión, ya que tienen la seguridad de que el diseño que presentan a su cliente cumple con las Buenas Prácticas de Ingeniería y con las normas para lograr un diseño robusto.

Metodología

Cómo se habló anteriormente, se propone que, con el presente proyecto de tesis, el equipo de Formula SAE o incluso cualquier estudiante interesado en el proceso de desarrollo de productos, tenga en cuenta las etapas que se requieren para concebir un diseño y a su vez lograr la calidad del producto.

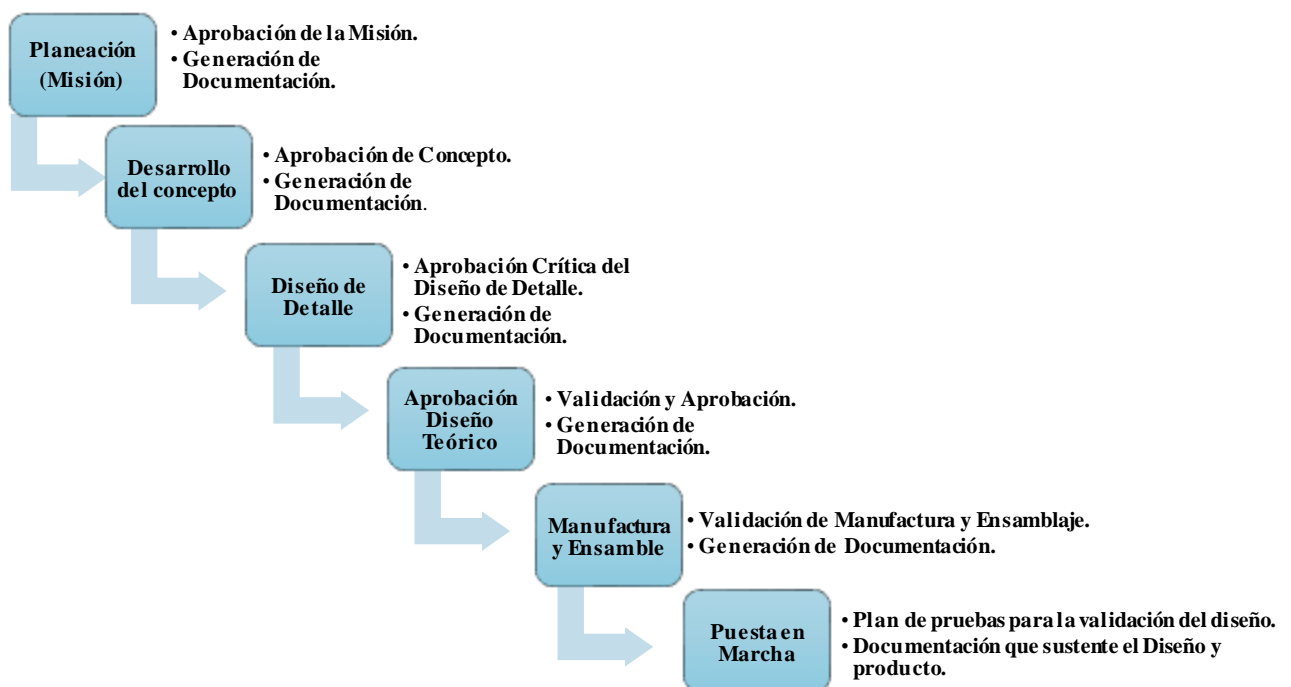


Figura 1.1. Metodología propuesta y modificada de Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger [11].

Se sabe que la metodología que se propone no es la única, pero forma parte de los cimientos que ayudan a alcanzar la calidad de un diseño, es por eso que se invita al

lector a implementar esta metodología y/o modificarla de acuerdo a las necesidades que su diseño del producto le solicite.

Antecedentes

Competencia Formula SAE

Formula SAE ® es un concurso de diseño para estudiantes organizado por SAE International (Sociedad de Ingenieros Automotrices). Para reflejar mejor la naturaleza de este tipo de carreras y poder mostrar un mayor contenido a nivel ingeniería, el nombre de la Formula SAE fue aprobado y fundado en 1978 por Mark Marshek.

El concepto detrás de la competencia de Formula SAE es que los estudiantes creen una compañía ficticia que se dedique a la fabricación de autos tipo Formula 1. Ya una vez citados en la competencia ellos deberán ser capaces de presentar y saber vender su prototipo a sus clientes los cuales serán los jueces de dicha competencia. La carrera de coches prototipos de todas las escuelas participantes debe ser evaluada por su potencial como elemento de producción. Por lo que cada equipo de estudiantes diseña, construye y prueba un prototipo basado en una serie de normas cuyo propósito es tanto para garantizar operaciones en el sitio del evento y promover la solución de problemas de manera inteligente.

Formula SAE promueve las carreras y la excelencia ingenieril, puesto que contempla todos los aspectos de la industria automotriz, incluyendo la investigación, diseño, fabricación, pruebas, desarrollo, comercialización, administración y finanzas. Esta competencia lleva a los estudiantes fuera del aula, permitiéndoles aplicar las teorías de los libros de texto a las experiencias reales de trabajo.

Hoy en día, la competencia se ha ampliado e incluye una serie de eventos tanto estáticos como dinámicos en los que el prototipo será probado asegurando el cumplimiento de las normas establecidas por la competencia, así como su desempeño en la pista. Estos eventos están especificados por el Reglamento de la competencia.

Eventos Estáticos:

- **Presentation**
- **Engineering Design**
- **Cost Analysis**

Eventos Dinámicos:

- **Acceleration**
- **Skid-Pad**
- **Autocross**
- **Efficiency**
- **Endurance**

En los eventos estáticos los jueces evalúan la forma en la que el equipo presenta y defiende su diseño ingenieril, además de que se evalúa el costo del prototipo dando el total de los puntos para esa categoría al auto más económico del concurso. [3]

Así mismo, en los eventos dinámicos se evalúa el desempeño del auto a nivel pista, sometiéndolo a diferentes pruebas de resistencia, maniobrabilidad, eficiencia y rapidez.

Para el caso de estudio de este proyecto de tesis, los eventos dinámicos ayudaron en la etapa de generación de la propuesta de diseño de la suspensión, así como en la revisión de este, ya que, al analizar cada evento dinámico este arroja datos que son aplicables en la revisión del diseño teórico.

Por lo tanto, en la competencia los estudiantes deben presentar y saber defender su prototipo ante un panel de jueces de acuerdo con el Costo y las Buenas Prácticas de Ingeniería.

Las entidades regulatorias involucradas en este tipo de competencias tales como Formula 1 y Formula SAE, serán las que promuevan la aplicación del concepto de las Buenas Prácticas de Ingeniería en todo el proceso de diseño del prototipo, garantizando la validación del diseño y su calidad. [3][4]

Igualmente, tales conceptos existen en estándares internacionales como lo es la normatividad ISO 9000 que promueven la implementación de Sistemas de Gestión de Calidad que se centran en asegurar una calidad continua del producto o servicio y requiriendo así mismo dentro de su proceso de gestión la validación del diseño y desarrollo. [5] [6]

Concepto de suspensión automotriz

La suspensión de un automóvil tiene como objetivo el absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el pavimento, proporcionando estabilidad y seguridad al auto mientras esta en movimiento. También evita una inclinación excesiva de la carrocería durante los virajes y de igual forma evita una inclinación excesiva longitudinalmente durante el frenado y la aceleración.

Las características del manejo de un automóvil dependen del chasis y del diseño de la suspensión. En un extremo se encuentra la suspensión diseñada para proporcionar un suave desplazamiento encontrado en automóviles de lujo, mientras que en el otro extremo se encuentra la suspensión diseñada para proporcionar un desplazamiento firme y tenso como la suspensión de un automóvil de carreras, igual al caso de la presente tesis.

Por lo tanto, la suspensión de un coche de Formula 1 y Formula SAE moderna constituye la interfaz crítica entre los diferentes elementos que trabajan juntos para producir su rendimiento. La suspensión es la que aprovecha la potencia de la unidad de potencia y la carga aerodinámica para permitir que todos ellos se puedan combinar de manera efectiva y lograr que este sistema sea capaz de absorber las irregularidades del camino, traduciéndose como un conjunto de componentes que hacen a un auto rápido en la pista. [1][2]

Para saber que requerimientos se deben contemplar, se necesita definir quién es el mercado (clientes), cuáles son los inversionistas y la competencia en ese mercado.

Inversionistas

La esencia de la competencia Formula SAE como ya se ha dicho, es la de formar una empresa que diseñe y manufacture un auto tipo Formula 1, el cual se presentará ante un panel de jueces encargados de evaluar el auto dinámicamente y a nivel costos. Estos jueces cumplen la función de inversionistas y potencialmente compradores del prototipo ganador de la competencia.

Mercado (clientes)

Una vez que el auto ha logrado el mayor puntaje de la competencia, tiene la oportunidad de manufacturar 1000 autos iguales a su producto final para ser vendidos a personas y/o coleccionistas que sean apasionados por los autos “monoplaza”.

Es entonces que el mercado son aquellas personas de 23 años (Profesionistas) en adelante que sean amantes de los autos tipo formula 1 o simplemente que traten de adquirir un auto con estas características.

Competencia

Los competidores son todos aquellos equipos de universidades los cuales participen en la competencia y a su vez en cada sede a la que nuestro equipo asistirá anualmente.

Declaración de la misión

Tabla 1.1. Declaración de la misión del proyecto: Sistema de suspensión para auto Formula SAE.

Descripción del Producto	Sistema de suspensión para prototipo de auto Formula SAE 2015.
Propuesta de Valor	Metodología de diseño y sistema de calidad para la validación y aprobación del diseño del sistema de suspensión durante su desarrollo y su finalización que demuestre la calidad de este.
Objetivo clave de Negocio	<p><u>Primera introducción del producto:</u> Etapa desarrollo de concepto (septiembre 2017).</p> <p><u>Segunda introducción del producto:</u> Etapa diseño de detalle (noviembre 2017).</p> <p><u>Tercera introducción del producto:</u> Etapa de aprobación diseño teórico (diciembre 2017).</p> <p><u>Cuarta introducción del producto:</u> Etapa de manufactura y ensamble (abril 2018).</p> <p><u>Quinta introducción del producto:</u> Etapa de pruebas antes de la competencia (mayo 2018).</p>
Mercado Primario	Profesionistas a partir de 23 años y coleccionistas.
Mercados Secundarios	Niños de 12 años en adelante.
Suposiciones y Restricciones	Requerimientos cliente, normativos e ingenieriles.
Involucrados	<p>Operaciones de manufactura.</p> <p>Inversionistas (jueces competencia).</p> <p>Compradores y usuarios.</p>

Programación del proyecto

Para determinar el calendario y secuencia de los proyectos, a veces llamado “administración en ramificación”, se consideran varios factores, incluyendo:

- *Programación de lanzamientos de producto:* Generalmente, cuando más pronto se lleve al mercado es mejor. Pero, no obstante, lanzar o poner en marcha un producto antes de que tenga la calidad adecuada puede dañar el prestigio de la empresa.
- *Disposición de la tecnología:* La robustez de las tecnologías básicas desempeña un papel de importancia crítica, ya que una tecnología demostrada y robusta se puede integrar a productos en forma mucho más rápida y confiable.
- *Disposición del mercado:* programación de lanzamientos de productos determina si los primeros clientes que lo adoptan compran el producto de baja calidad y pueden cambiarlo o si compran el producto de alta calidad ofrecido a un precio inicial alto. Sacar a la venta productos mejorados con demasiada rapidez puede frustrar a clientes que desean conservarlos; por otra parte, sacar a la venta productos nuevos con demasiada lentitud pone en riesgo a la empresa de quedar detrás de la competencia.
- *Competencia:* La puesta a la venta anticipada de productos competitivos puede acelerar el calendario de proyectos de desarrollo. [11]

1

Revisión bibliográfica

Para el caso del presente trabajo se hizo una revisión bibliográfica sobre el diseño del sistema de suspensión para un auto de esta categoría con el fin de buscar si en alguno de ellos se trataba el tema de la calidad del diseño mismo, así como de una metodología que se propusiera.

1.1 Tesis relacionadas

- Diseño del sistema de suspensión del vehículo Formula SAE UNAM 2011

Autor: Norman Idnas Vázquez Trevilla. 2011.

El objetivo de ese trabajo fue el de diseñar el sistema de suspensión donde el resultado fue un sistema independiente de brazos en “A” utilizado comúnmente para autos de esta categoría, en el cual se consiguió con una fácil fabricación debido a que el diseño se basó en geometrías simples de tal forma que fue posible realizarlo en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería para poder competir en Formula SAE WEST en Fontana, California en julio de 2011.

El diseño desarrollado cumple con todos los requisitos del reglamento de la competencia y según el análisis puede comportarse muy bien bajo las exigencias y solicitaciones supuestas por la competencia como los demuestran los FEA. Además de cumplir con uno de los objetivos planteados en el equipo, que fue construir el vehículo al límite permisible de tal forma que el vehículo sea capaz de cumplir todas las pruebas que comprende la competencia, pero manteniendo un peso bajo y elementos simples,

lo que se puede observar claramente en los FEA de los brazos. - Norman Idnas Vázquez T.

Se hace una recomendación en trabajos futuros en cuanto a la utilización de un acero diferente al utilizado en esa temporada ya que una vez puesto el auto real bajo las pruebas dinámicas sufrió deformaciones que pudieron poner en riesgo la integridad del auto y que en los análisis de elemento finito FEA no se demostró así, puesto que al final no se usó el material con el cual se hicieron dichos análisis debido a que no fue posible traerlo del extranjero. [17]

- Método de diseño del sistema de suspensión de un vehículo de competencia Formula SAE

Autor: Jaime Cordoba Breña. Enero 2012.

Su trabajo parte de una breve explicación sobre la competencia y cuáles son los objetivos de esta. Posteriormente se definen los diferentes tipos de comportamiento dinámico que tiene un vehículo y se elige la suspensión que mejor se adapte. Para concluir el documento se realiza una propuesta de un procedimiento de un diseño de suspensión. Para validar el sistema diseñado en el documento se utilizaron programas como Adams Car y Solid Works.

Habla también de que una vez terminado el diseño y la construcción de la suspensión se deberán realizar pruebas dinámicas donde exista una retroalimentación del piloto para así poder cambiar parámetros en caso de ser necesario. [18]

- Diseño de actuadores de desplazamiento para plataforma de simulación para vehículos de competencia Formula SAE

Autor: César Leonardo Guerrero Ayala. Octubre 2013.

En este trabajo, el autor presenta una metodología para el diseño de actuadores y así concebir una plataforma de simulación de vehículos para la competencia Formula SAE. Parte de una necesidad que era la de fabricar actuadores que simulara los movimientos de un auto Formula SAE como si este estuviera en pista, a su vez que estos actuadores

podrían soportar el peso de 400 kg de peso puesto que sería el peso del auto más el del piloto, y así conocer los requerimientos del cliente. Por consiguiente, se hizo el diseño conceptual y la descomposición de funciones para terminar con el diseño a detalle de los actuadores, dando una primera vista del manejo de electroimanes e imanes y su clara aplicación en carreras cortas.

- Análisis dinámico de la suspensión de un vehículo tipo Formula SAE

Autor: Omar Contreras Nava. 2014.

Su trabajo de tesis consistió analizar dinámicamente la suspensión de un auto tipo Formula SAE usando el software CATIA. Se hace la propuesta de diseño de una suspensión delantera para este auto y que parámetros se utilizan para su diseño. Como recomendación para un trabajo futuro, el autor habla de lo importante que es asegurar que la manufactura garantice que las piezas diseñadas cumplan con lo propuesto. [20]

- Rediseño de un sistema de suspensión para un auto de competencia mediante Adams/Car y Matlab

Autor: Aldo Guillermo Espejel Arroyo. Enero 2015.

Parte de los conceptos que se deben de tener presentes para el diseño del sistema de suspensión y como es importante conocer el comportamiento de neumático en pista. Con la comprensión de los parámetros que ayudan a concebir el diseño, se pueden variar estos con el fin de optimizar la suspensión que se vaya a diseñar. Hace hincapié en el uso de diferente paquetería de diseño y análisis que ayude a entender mucho mejor el comportamiento dinámico que es sistema y el auto muestra en pista. [21]

- Modelado cinemático y diseño de control de una suspensión semiactiva

Autor: Alan Sampson Rojas. Marzo 2015.

Hace referencia como los diferentes tipos de suspensiones son utilizadas debidos a las sollicitaciones del auto. Como ejemplos menciona la suspensión de tipo tirante, la cual permite un amplio recorrido que es una característica fundamental en los autos tipo todo terreno. Mientras que la suspensión de tipo **McPhearson** es compacta,

permitiendo que se pueda montar un motor transversal, así mismo su bajo costo se debe a que tiene muy pocos componentes. Y es entonces que se habla de la suspensión de doble brazo en A, que es la suspensión más utilizada en los autos de competencia debido a que cuenta con varios componentes es más fácil ajustar y cambiar parámetros de diseño que en los otros dos tipos de suspensiones.

Por otro lado, se habla de cómo las suspensiones semiactivas controlan la cantidad de energía que se disipa en el sistema, siendo el elemento más común el amortiguador magneto-reológico. Donde dicho componente está formado por una bobina y un amortiguador que contiene limaduras de hierro mezcladas con el fluido hidráulico en el interior. Al aplicar una diferencia de potencial a las terminales de la bobina, las limaduras de hierro se ordenan aumentando la fricción viscosa. [22]

- Consideraciones teóricas para el diseño y análisis de la suspensión para el vehículo Formula SAE 2012

Autor: Gonzalo Guerrero Salazar. 2015.

En su trabajo se deja en claro que concepto se deben de tener presentes para la construcción de un auto de esta categoría y como estos se relacionan directamente a la dinámica vehicular del auto. Estos conceptos van desde el diseño teórico-geométrico hasta el diseño teórico dinámico en los cuales se observa el comportamiento de cada componente que conforma el sistema de suspensión y como al variar el valor de un parámetro este afecta en la dinámica del vehículo por completo. [23]

1.2 Artículos

- Manufacturing to motorsport by students

Autor del artículo: J. A. García-Manrique, S. Peña-Miñano, M. Rivas. 2015.

En este artículo se habla de la importancia de probar los componentes del sistema de masa no suspendida; que para el caso del presente artículo se hace referencia al diseño,

manufactura y ensamble del **upright**, tanto a nivel diseño como a nivel manufactura haciendo la verificación de los requerimientos de la competencia y de diseño como tal estipulados por los estudiantes que forman parte del sistema de masa no suspendida del equipo *FSUPV Team* de la Universidad Politécnica de Valencia. [24]

- Design, analysis, and verification of an open-wheeled Formula-Style Race Car suspension system

Autor del artículo: Joshua Beckerman. Septiembre 2017.

El artículo aborda el tema de la importancia en la aprobación del diseño del sistema de suspensión. Esta aprobación no solo es con la retroalimentación del conductor que típicamente se hace y que es una parte crucial del desarrollo del vehículo. Sino también es el seguir un enfoque más concreto para verificar las elecciones de diseño que es a través de la recopilación y análisis de datos cuantitativos siempre que sea posible. [25]

- Design of suspension system for Formula Student race car

Autor del artículo: Samant Saurabh Y., Santosh Kumar, Kaushal Kamal Jain, Sudhanshu Kumar Behera, Dhiraj Gandhi, Sivapuram Raghavendra, Karuna Kalita. 2016.

El artículo presenta el diseño del sistema de suspensión tipo **pushrod** de doble brazo en A para un auto Formula Student y muestra cuales fueron sus requerimientos tanto de la competencia y los ingenieriles y como estos fueron la base fundamental de su diseño global del sistema. Se hace una evaluación en el diseño del **rocker** o **bellcrank**; miembro fundamental de la suspensión, con el uso del análisis por elemento finito para asegurar que la geometría del componente cumple al soportar las fuerzas aplicada en la pieza. [26]

- Formula SAE suspension design

Autor del artículo: Gabriel de Paula Eduardo. 2005.

Menciona un proceso para predecir la propensión del vehículo a la volcadura incluye los efectos de la suspensión y el cumplimiento de los neumáticos. El procedimiento

utiliza solo unos pocos parámetros, generalmente conocidos en la etapa de diseño. Las aceleraciones laterales en el vuelco umbral predicho por el modelo se comparan con los resultados de las simulaciones. Es entonces que los resultados de las simulaciones se correlacionan bien con las predicciones basadas en el análisis propuesto para la transferencia de peso en el auto en curva. [27]

- Introduction to Formula SAE suspension and frame design

Autor del artículo: Edmund F. Gaffney III and Anthony R. Salinas.

Este artículo es una introducción a la Formula SAE (FSAE) en el diseño de suspensión y **frame** basado en la experiencia del equipo de diseño de la Universidad de Missouri *UM-Rolla*. Las teorías básicas y metodologías para el diseño de estos sistemas se presentan de manera que los nuevos equipos tendrán una línea de base para su primer diseño de un auto para FSAE. Se dan también ejemplos basados en el *UM-Rolla's* del año 1996 sobre la metodología que se usó para su diseño y construcción. [28]

- Suspension kinematics study of the "Formula SAE" sports car

Autor del artículo: S. Chepkasov, G. Markin, A. Akulova. 2016.

En este artículo se considera el diseño de la suspensión de un automóvil deportivo de la clase Formula SAE. Una suspensión de doble brazo en A es tomada como la base del diseño, mostrando los principales requisitos para las características de la suspensión del automóvil de esta clase. Se habla también del modelo matemático para determinar la posición de la suspensión dependiendo del ángulo del brazo superior, así como el análisis y la elección de los parámetros geométricos para la suspensión de un automóvil Formula SAE. [29]

- Analysis for suspension hardpoint of Formula SAE Car based on correlation theory

Autor del artículo: Xintian Liu, Jiao Luo, Yansong Wang, Hui Guo and Xinyu Wang.
Diciembre 2013.

Se discute que acuerdo con la correlación de los puntos físicos, la suspensión de doble horquilla para un auto Formula SAE puede mejorarse y optimizarse. Para el automóvil Formula SAE, el rendimiento y la característica cinética de la suspensión se ajustan estrechamente a la estabilidad en el manejo, la comodidad, el manejo de la dirección y la vida útil del neumático, etc. Se eligió la suspensión doble del brazo de Formula SAE y su diseño estuvo basado en la teoría de la cinemática de la suspensión y la dinámica de varios cuerpos, se construyó y analizó un modelo de simulación de suspensión delantera. Con la teoría de la correlación, se estudia y discutió la correlación de los puntos fuertes de la suspensión. A través de todas las pruebas, no solo se pueden obtener muchas variaciones de los parámetros de alineación de las cuatro ruedas, sino también el diseño racional de los puntos de acceso que pueden proporcionar una referencia útil para el diseño del vehículo. [30]

- Resumen de los trabajos anteriores

Se habla de cómo se lograron los diseños, ya sean del sistema de suspensión o de algún componente de la masa no suspendida, y como se determinaron sus características para conseguir ese diseño. También se habla, en algunos casos, de una validación del diseño de algunos componentes del sistema de suspensión a nivel teórico.

- Recordando la propuesta de valor del presente trabajo

Es entonces que el enfoque y la propuesta de valor están determinados por la implementación del **sistema de calidad** que se sume a la metodología propuesta para validar y aprobar tanto el diseño teórico como el sistema de suspensión físico, para así garantizar que UNAM Motorsports ofrece un producto que cumple con las especificaciones establecidas por el cliente y las del mismo equipo asegurando una calidad continua.

Es por eso que el presente trabajo se destaca en hacer notar que la validación del diseño especifica la evidencia documentada que demuestre que dicho diseño del producto garantiza su propósito y objetivo inicial. Debido a lo anterior, en el capítulo 4 del

presente trabajo se muestra la propuesta con la cual se puede verificar, validar y aprobar el diseño del sistema de suspensión.

2 Desarrollo del concepto

2.1 Normatividad

2.1.1 FIA y Formula 1

La Federación Internacional del Automóvil (Federation Internationale De L'Automobile FIA) fue fundada en 1904, siendo su objetivo inicial una gobernanza coherente y dar seguridad al deporte de motor.

A través de la experiencia adquirida en ese ámbito, la FIA se ha convertido desde entonces en una organización global que no sólo promueve el deporte motor, sino también la movilidad segura, sostenible y accesible para todos los usuarios de la carretera en todo el mundo. Como tal, la federación trabaja a través de tres áreas de actividad interrelacionadas clave: deporte, campañas y movilidad. Como organismo regulador del deporte motor, la FIA asegura que los eventos sean justos, adecuadamente regulados y sobre todo seguros, ya que se llevan a cabo en todos los rincones del globo. En última instancia, el objetivo de la FIA es simple: mantenerlo en movimiento, de forma segura y dinámica.

Uno de los deportes más emblemáticos de esta organización es el Campeonato Mundial de Formula Uno (F1), por lo que la organización misma cumple la función de regular y estandarizar la competencia de este tipo de autos.

Desde el inicio del Campeonato del Mundo de Formula Uno en 1950, el deporte siempre ha buscado innovar, empujando constantemente los límites tecnológicos para

encontrar el camino más rápido hacia la victoria. El deporte frecuentemente ha sido pionero en la tecnología que ha sido transferida con éxito al transporte diario.

La introducción de nuevas tecnologías híbridas tiene como objetivo colocar la primera serie de carreras monoplazas del mundo en la vanguardia del desarrollo de la tecnología automotriz, al tiempo que se preserva la cultura de la innovación y la capacidad de emoción que han estado en el corazón del deporte desde sus primeros días. [8]

Estándares Formula 1

Los estándares de Formula 1 al igual Formula SAE, dan a los equipos la flexibilidad en el diseño y la libertad de expresar su creatividad e imaginación en el mismo. El reto para los equipos es desarrollar un vehículo que pueda competir con éxito en todos los eventos descritos en los reglamentos de las dos entidades.

- Los vehículos deben estar equipados con suspensión de muelles.
- Cualquier sistema de suspensión montado en las ruedas “delanteras” debe estar dispuesto de modo que su respuesta únicamente será gracias a un cambio debido a la carga aplicada en las ruedas delanteras.
- Cualquier sistema de suspensión montado en las ruedas “traseras” debe estar dispuesto de modo que su respuesta únicamente será gracias a un cambio debido a la carga aplicada en las ruedas traseras.
- Con el volante fijo, la posición de cada centro de la rueda y la orientación de su eje de rotación deben definirse completa y exclusivamente por una función de su desplazamiento de suspensión principalmente vertical, salvo los efectos de un cumplimiento razonable que no sea intencional proporcionar mayores grados de libertad.
- Se prohíbe cualquier dispositivo accionado que sea capaz de alterar la configuración o que afecte el rendimiento de cualquier parte de cualquier sistema de suspensión.
- No se puede hacer ningún ajuste a cualquier sistema de suspensión mientras el automóvil está en movimiento.

- Con excepción de los cambios locales mínimos de sección para el paso de líneas de freno hidráulicas, cableado eléctrico y cuerdas de rueda o la fijación de flexiones, extremos de varilla y cojinetes esféricos, las secciones transversales de cada miembro de cada componente de suspensión, una línea recta entre los puntos de unión interior y exterior, debe:
 - Intersecar la línea recta entre los puntos de fijación interior y exterior, con la excepción de los elementos de la suspensión delantera con el único propósito de asegurar un espacio mínimo con el reborde de la rueda en el bloqueo completo de la dirección.
 - Tener un eje mayor que 100 [mm].
 - Tener una relación de aspecto no superior a 3.5: 1.
 - No tiene dimensión superior a 100 [mm].

El eje principal se definirá como el eje de simetría más grande de cualquier sección transversal. La longitud de la intersección de este eje con la sección transversal no debe ser inferior al 95% de la dimensión máxima de la sección.

- Los miembros del sistema de suspensión que tienen puntos de unión compartidos serán considerados por una disección virtual en miembros discretos.
- Ningún eje mayor de una sección transversal de un miembro de suspensión, tomado perpendicular a una línea recta entre los puntos de fijación interior y exterior, puede tender a un ángulo mayor que 10° al plano de referencia del diseño del coche a su altura nominal.
- Las partes no estructurales de los elementos de suspensión se consideran carrocería.
- No puede haber más de seis elementos de suspensión que conecten cada suspensión vertical a la parte completamente suspendida del coche. Los miembros de suspensión redundantes no están permitidos.
- Para evitar que una rueda se separe en el caso de que todos los elementos de suspensión se conecten a la falla del vehículo, deben instalarse cordones

flexibles con un área de sección transversal superior a 110 [mm²]. El único propósito de las correas es evitar que una rueda se separe del automóvil, no deben realizar ninguna otra función. Las amarras y sus accesorios también deben diseñarse para evitar que una rueda haga contacto con la cabeza del conductor durante un accidente. [4]

2.1.2 SAE y Formula SAE

SAE International, inicialmente establecida como la Sociedad de Ingenieros Automotrices, es una organización profesional y de desarrollo de estándares en los Estados Unidos, activa a nivel mundial, para profesionales de la ingeniería en diversas industrias. El énfasis principal se pone en las industrias del transporte tales como vehículos automotores, aeroespaciales, y vehículos comerciales.

SAE International es una asociación global de más de 128.000 ingenieros y técnicos relacionados en las industrias aeroespacial, automotriz y vehículos comerciales. Las competencias básicas de SAE International son el aprendizaje a lo largo de toda la vida y el desarrollo voluntario de estándares de consenso.

Esta sociedad tiene más de 138.000 miembros globales. La membresía se concede a las personas, en lugar de las empresas. Aparte de sus esfuerzos de estandarización, SAE International también dedica recursos a proyectos y programas en educación STEM, certificación profesional y concursos de diseño colegiado como es el caso de Formula SAE.

SAE es comúnmente usado en Norteamérica para indicar los sistemas de medición de unidades usuales de los Estados Unidos (USCS o USC) en herramientas automotrices y de construcción.

SAE International proporciona un foro para empresas, agencias gubernamentales, instituciones de investigación y consultores para diseñar normas técnicas y prácticas

recomendadas para el diseño, la construcción y las características de los componentes de vehículos de motor. [7]

Estándares Formula SAE

- El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativa, con amortiguadores delanteros y traseros, con el recorrido de la rueda útil de al menos 50,8 mm (2 pulgadas), 25,4 mm de bote (1 pulgada) y 25,4 mm (1 pulgada) de rebote, con el conductor sentado.
- El jurado se reserva el derecho de descalificar a los coches que no representan un intento serio de un sistema de suspensión con funcionamiento o que demuestran la manipulación inapropiada para un circuito de *autocross*. [3]

2.1.3 Concepto de buenas prácticas de ingeniería (BPI)

Las Buenas Prácticas de Ingeniería tienen como objetivo que los diseños e instalaciones involucren aspectos de seguridad, salud, ambiente, ergonomía, operaciones y mantenimiento reconocidos por estándares internacionales. A su vez debe de contar con documentación apropiada de respaldo de los proyectos incluyendo aspectos de diseño, dibujos, manuales de operación, certificados, etc.

La participación en los proyectos de personal competente y profesional es muy importante ya que su capacidad será la apropiada para que el proyecto en sus diferentes etapas, diseño, planeación, construcción, puesta en marcha/calificación sea para asegurar un buen cumplimiento de las Buenas Prácticas. [3]

2.1.4 Concepto de diseño y validación del diseño

El concepto de validación refiere a la confirmación mediante la aportación de evidencia objetiva de que se han cumplido los requisitos para una utilización o aplicación específica prevista.

El concepto de diseño refiere al conjunto de procesos que transforman los requisitos en características especificadas o en la especificación de un producto, proceso o sistema.

Por tanto, la validación de diseño especifica la evidencia documentada que demuestra que el diseño propuesto del producto, proceso o sistema será conveniente para el propósito proyectado. [5][6]

2.1.5 Estándares ISO 9000

La familia de normas ISO 9000 son normas de calidad y “gestión continua de calidad”, establecidas por la Organización Internacional para la estandarización (ISO) que se pueden aplicar en cualquier tipo de organización o actividad sistemática, que esté orientada a la producción de bienes o servicios. Se componen de estándares y guías relacionados con sistemas de gestión y de herramientas específicas.

Las normas de la serie ISO 9000 son independientes de cualquier sector industrial o económico y describen qué elementos conviene abarcar en los sistemas de calidad, pero no cómo deben llevar a la práctica en una organización específica. No es el objetivo de estas normas obligar a la uniformidad de los sistemas de calidad, ya que las necesidades de las organizaciones varían entre ellas.

Estas normas hacen una distinción entre los requisitos del sistema de gestión de calidad y los requisitos del producto, esto les permite aplicarse a todas las categorías genéricas

del producto y a todas las características de calidad, independientemente del sector al que pertenezca la organización.

Su implementación en estas organizaciones, aunque supone mucho trabajo, ofrece una gran cantidad de ventajas para las empresas entre las que cuentan:

- Mejorar la satisfacción del cliente.
- Mejorar continuamente los procesos relacionados con la calidad.
- Reducir rechazos e incidencias en la producción o prestación del servicio.
- Aumenta la productividad.

La familia de normas apareció por primera vez en 1987 teniendo como base una norma estándar británica (BS), y se extendió principalmente a partir de su versión de 1994, estando actualmente en su versión 2015, publicada a finales de septiembre de 2015.

La principal norma de la familia es actualmente la: ISO 9001:2015 – Sistema de Gestión de la Calidad – Requisitos. [6]

En el punto 7.3 de la norma NMX-CC-9001-IMNC-2008 y 8.3 de la norma NMX-CC-9001-IMNC-2015 hablan sobre el diseño y desarrollo del producto. Este apartado abarca desde la planificación del diseño hasta la validación de este.

1. En la *Planificación del diseño y desarrollo*, la organización debe determinar las etapas de diseño y desarrollo, así como la revisión, verificación y validación, apropiadas para cada etapa contemplando las responsabilidades y autoridades para el diseño y desarrollo en cada una de ellas.
2. Los *Elementos de entrada para el diseño y desarrollo* relacionados con los requisitos funcionales y de desempeño del producto. Se debe tener en cuenta los requisitos legales y reglamentarios aplicables. Se debe contar con la información proveniente de diseños previos similares y cualquier otro requisito esencial para el diseño y desarrollo.
3. Los *Resultados del diseño y desarrollo* deben cumplir con los requisitos de los elementos de entrada, proporcionando con una información apropiada para la producción haciendo referencia a los criterios de aceptación del producto y

especificar las características del producto que son esenciales para su uso seguro.

4. La *Revisión de diseño y desarrollo* evalúa la capacidad de los resultados de diseño y desarrollo para cumplir los requisitos, para así corregir cualquier problema identificado.
5. La *Verificación de diseño y desarrollo* se debe hacer de acuerdo con la planificación del proyecto y debe asegurarse que los resultados de diseño y desarrollo cumplen con los requisitos de los elementos de entrada.
6. Se debe realizar la *validación del diseño y desarrollo* de acuerdo con lo planificado para asegurarse de que el producto resultante es capaz de satisfacer los requisitos para su desempeño.
7. La organización debe contar con un *control de los cambios del diseño y desarrollo*, es decir, los cambios del diseño y desarrollo deben identificarse y deben mantenerse registros. Los cambios deben revisarse, verificarse y validarse, según sea apropiado, y aprobarse antes de su implementación. [5][6]

Deben mantenerse registros de cada etapa del diseño y desarrollo.

2.1.6 Definición de sistema de calidad

Conjunto de la estructura, responsabilidades, actividades, recursos y procedimientos de la organización de una empresa, que establece para llevar a cabo la gestión de su calidad.

Un sistema de calidad se centra en garantizar que lo que ofrece una organización cumple con las especificaciones establecidas previamente por la empresa y el cliente, asegurando una calidad continua a lo largo del tiempo. [5][6]

2.2 Requerimientos del cliente

Dadas las reglas de la competencia Formula SAE, en ellas se especifica los requerimientos con los cuales debe contar el sistema de suspensión global.

- El **wheelbase** (longitud entre eje delantero y trasero) como mínimo será de 60 [in]. [3]
- La longitud del **track** (distancia entre la mitad de la llanta izquierda a la mitad de la llanta derecha) delantero y el trasero deben ser diferentes, el **track** trasero debe medir no menos del 75% del **track** delantero o viceversa. [3]
- El viaje mínimo vertical de las llantas será de 2 [in]. Hacia Arriba 1 [in] y hacia Abajo 1 [in]. Las condiciones anteriores deben contemplar al Piloto sentado. [3]

Una restricción adicional:

- La masa del auto con piloto, siendo esta menor a 300 [kg] de peso.

Aunado a estos requerimientos, se sabe que el objetivo de la construcción del auto es que tenga un buen desempeño en las pruebas dinámicas de la competencia para que sea un auto ganador, es por eso que el auto se diseñó con base a las dos pruebas de mayor rigor para el auto mismo, las cuales son **Skidpad** y **Acceleration**. Se hablará más a detalle de estas pruebas como requerimiento del cliente en el capítulo 3 del presente trabajo.

2.2.1 Especificaciones Objetivo

En la tabla 2.1 del resumen de resultados geométricos se tienen valores para aquellos parámetros con los cuales se diseñan los brazos de suspensión, convertidos en especificaciones objetivo.

Tabla 2.1 Requerimientos del cliente categorizados por el equipo UNAM Motorsports, siendo el número 5 el más importante. [11].

Requerimientos cliente	Categorización	Métricas	Valores
1. El wheelbase (longitud entre eje delantero y trasero) como mínimo será de 60 [in].	5	Milímetros [mm]	1,524
2. La longitud del track (distancia entre la mitad de la llanta izquierda a la mitad de la llanta derecha) delantero y el trasero deben ser diferentes, el track trasero debe medir no menos del 75% del track delantero.	4	Milímetros [mm]	1,200 Delantero, 1,102 trasero
3. El viaje mínimo vertical de las llantas será de 2 [in]. Hacia Arriba 1 [in] y hacia Abajo 1 [in].	5	Centímetro [cm]	±2.54
4. Masa del auto con piloto, debe ser menor a 300 [kg] de peso.	5	kilogramos [kg]	< 300
5. Que el auto tenga un buen desempeño (tiempo t) en las pruebas dinámicas de skidpad y acceleration .	5	Tiempo [s]	≤ Tiempo de auto top 10 para cada prueba

2.3 Parámetros (requerimientos) ingenieriles

Antes de conocer cuáles son los parámetros que se tuvieron en cuenta para concebir un diseño de una suspensión, es primordial conocer el sistema de referencia el cual fue la base en todo el desarrollo. En la figura 2.1 Se muestra el sistema de referencia dado por SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices por su traducción en español).

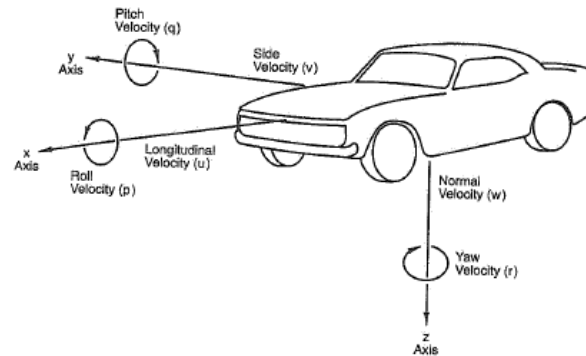


Figura 2.1 Representación del sistema de referencia para un auto dado por SAE. [1][2]

2.3.1 Ángulo camber

Este parámetro es un ángulo relativo desde el chasis, es decir, **camber** se mide con respecto al plano vertical del auto y el eje de inclinación de la llanta. Si se desea medir este ángulo respecto al piso, entonces se llama “ángulo de inclinación” (**inclination angle** IA por sus siglas en inglés). En el caso en que el auto no esté en movimiento, el ángulo de **camber** y el **inclination angle** serían el mismo. En la figura 2.2 se muestra en ángulo de **camber** negativo, cero y positivo.

En el caso de un auto de carreras como el nuestro, la literatura recomienda un ángulo de **camber** de -2.5° en estático. Ya que nuestro propósito es lograr un “**camber** cero” de promedio con el vehículo en movimiento puesto que podemos asegurar el máximo contacto del neumático con el piso, la variación del ángulo de **camber** sería de $[-5^\circ$ a $0^\circ]$.

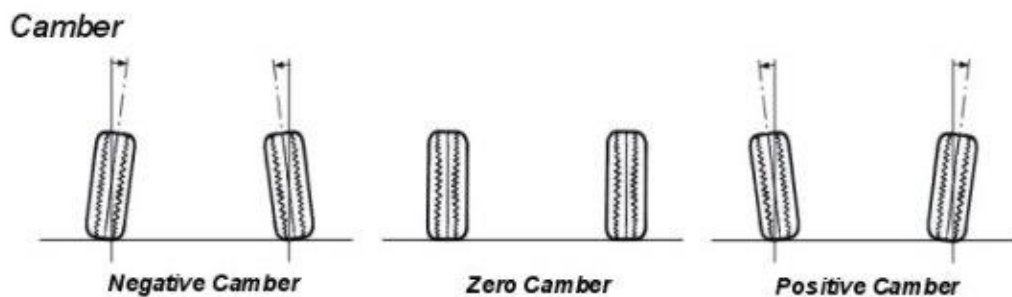


Figura 2.2 Ángulo de camber negativo, cero y positivo. [12]

2.3.2 Track y wheelbase

Track es la distancia desde el centro del punto de contacto del neumático derecho al centro del punto de contacto del neumático izquierdo, como se observa en la figura 2.3.

Para el caso del **wheelbase** se refiere a la distancia entre el punto de contacto con el piso del neumático delantero con el punto de contacto con el piso del neumático trasero.

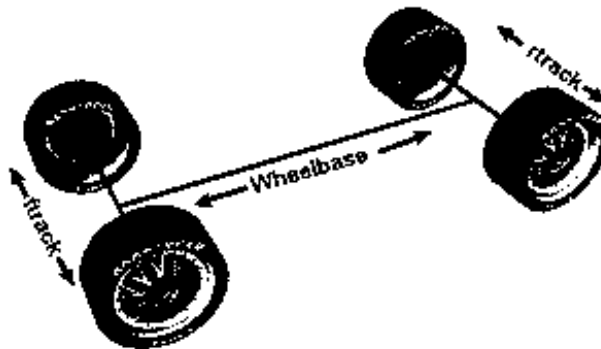


Figura 2.3 Track y Wheelbase. [12]

2.3.3 Ángulo de toe

Es el ángulo que hay entre el plano medio de la llanta y la línea central del vehículo, visto desde la parte superior del auto (ver en la figura 2.4). **Toe** no debe ser confundido con el ángulo de giro debido a la dirección, ya que el ángulo de **toe** se mide cuando el volante del vehículo no presenta ningún giro. Para este ángulo también se presenta variaciones, es decir, **toe** positivo (**toe-in**), **toe** cero y **toe** negativo (**toe-out**).

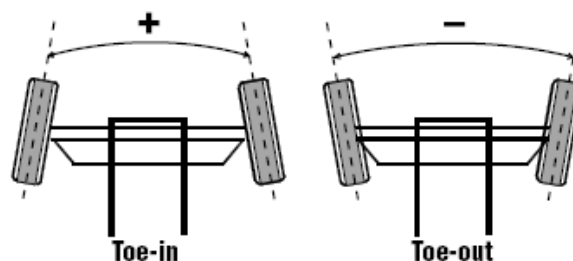


Figura 2.4 Ángulo de Toe positivo y negativo. [12]

2.3.4 Centro instantáneo de rotación (Instant Center IC)

Analizando el sistema de suspensión de un neumático de acuerdo con el movimiento plano general de cuerpo rígido, las velocidades de varios puntos en el neumático se pueden expresar como el resultado de la rotación a lo largo de un punto o un eje. Este punto de intersección es llamado centro instantáneo de rotación (**Instant Center IC**) por su definición en inglés. [6]

Para entender mejor este concepto se plantea lo siguiente: si la localización de los puntos A y B en un cuerpo son conocidas, el centro instantáneo de rotación *IC*, es la intersección de las líneas perpendiculares de los vectores de velocidad V_A y V_B (ver figura 2.5).

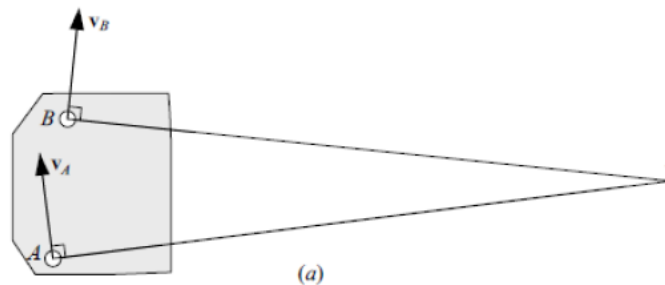


Figura 2.5 Centro instantáneo de rotación para un cuerpo sólido, definido por los puntos A y B. [9]

Para una suspensión independiente de doble brazo en A, la cual se ha ocupado en el prototipo Formula SAE, el *IC* se interpreta como “el punto en el cual el neumático gira con respecto al chasis”. Y su construcción se muestra en la figura 2.6

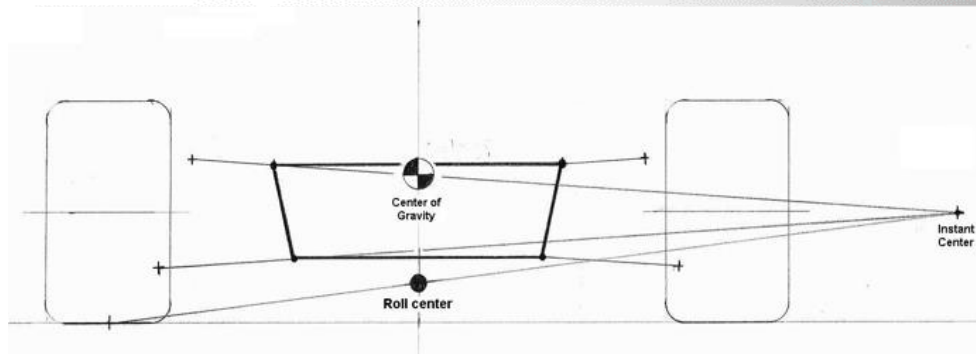


Figura 2.6 Construcción del Instant Center IC (vista frontal del vehículo). [12]

El centro instantáneo de rotación se obtiene prolongando las líneas que forman cada uno de los brazos de suspensión en la vista frontal del auto, y el punto de intersección de cada una de estas líneas es el IC.

La teoría nos sugiere que es posible cambiar las horquillas de suspensión (brazos), por un solo eslabón, el cual parte del centro de rotación y se une al neumático, asegurando que tanto las horquillas como el eslabón describirían la misma circunferencia.

2.3.5 Ángulo de caster y mechanical trail

El ángulo de **caster** es uno de los ángulos formados por el eje de dirección con respecto al cual gira el neumático. El eje de dirección está formado por los puntos de los brazos de suspensión y la unión con los **upright**. Si vemos el neumático desde su vista lateral como se muestra en la figura 2.7 al prolongar el eje de dirección, éste forma un ángulo con la línea central del neumático, el cual denominamos ángulo de **caster**. **Caster** adquiere un valor positivo tal y como se puede observar en la figura 2.7. Ahora bien, si se prolonga el eje de dirección hasta intersectar con el piso, la distancia de este punto al eje vertical del neumático es definido como **mechanical trail** o **caster trail**.

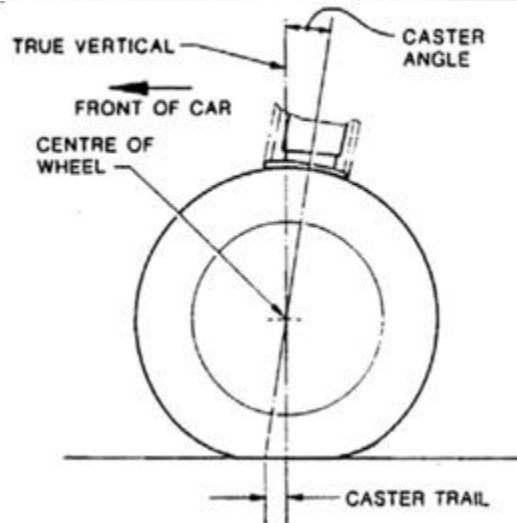


Figura 2.7 Ángulo de caster y mechanical trail. [12]

Caster provee estabilidad en línea recta (trayectoria) al neumático, esto es debido a que la distancia **mechanical trail** (M_{trail}) genera un par de auto-alineamiento (**Aligning Torque** T_z) con respecto al eje z de la llanta dada una fuerza lateral (F_y). Un ejemplo de este fenómeno lo encontramos en las llantas de los carritos de súper mercado, en donde el ángulo de **caster** le permite girar en línea recta de manera estable. En autos de todo tipo se recomienda tener un ángulo de “**caster** positivo” y en el caso específico de autos de competencia (carreras) es recomendable tener precaución con la magnitud, ya que su valor afecta al desempeño del ángulo de **camber**. Para conocer el par de auto alineamiento se tiene la siguiente ecuación:

$$\text{Aligning Torque } (T_z) = M_{trail} * F_y \text{ [Nm]} \quad (2.1)$$

En el capítulo 3 se muestra cómo se obtiene las fuerzas laterales F_y a las que el vehículo estará sometido.

2.3.6 Ángulo de kingpin y scrub radius

El ángulo de **kingpin** se define como el ángulo entre el eje de dirección y en eje vertical (eje z) del neumático, viendo al auto desde su plano frontal como se observa en la figura 2.8. **kingpin** puede generar en el neumático un momento alrededor del eje x, dicho

momento sirve como retroalimentación hacia el piloto, dándole información sobre las características del camino. El momento M_x generado es directamente proporcional a la magnitud de **scrub radius**. [9]

Scrub radius se define como la distancia que hay entre la intersección del eje de dirección con el piso y el eje vertical del neumático, tal como se observa en figura 2.8, esta distancia multiplicada por la fuerza normal sobre el neumático genera un momento alrededor del eje x.

Es posible tener **scrub radius** con un ángulo de “**kingpin** cero”, esto se logra moviendo los puntos que forman el eje de dirección del eje central del neumático, al presentarse este caso a **scrub radius** se le denomina **kingpin offset**.

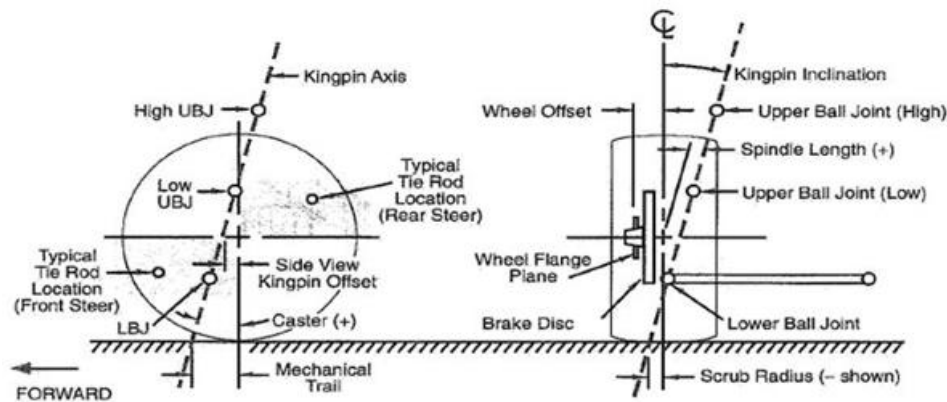


Figura 2.8 Construcción de ángulo de Kingpin y Scrub Radius. [1]

Dentro del diseño de la cinemática del vehículo se debe de tener especial precaución en cómo varía la distancia **scrub radius**, ya que esto genera un cambio en la distancia **track** del vehículo lo que produce que la distribución de peso sea distinta.

2.3.7 Efecto bump Steer

Para el desarrollo del mecanismo de suspensión, el sistema de dirección juega un papel muy importante ya que éste se encarga de girar los neumáticos para poder tomar una curva. El sistema de dirección contempla un eslabón que va unido al **upright**, dicho

eslabón debe apuntar al mismo centro instantáneo de rotación, formado por ambos brazos de suspensión.

De no ser así, cuando el neumático esté en movimiento vertical, se generará una ganancia en el ángulo de **toe**, y por ende inestabilidad en el auto. En la figura 2.9 se observa la construcción del eslabón de dirección, teniendo especial atención al centro instantáneo de rotación.

El mismo procedimiento se debe realizar con el sistema de suspensión trasero que, si bien no cuenta con un sistema de dirección, debe tener un eslabón que evite el giro. Este elemento es definido como **trackrod** y se conecta del **upright** a algún punto de unión con el chasis.

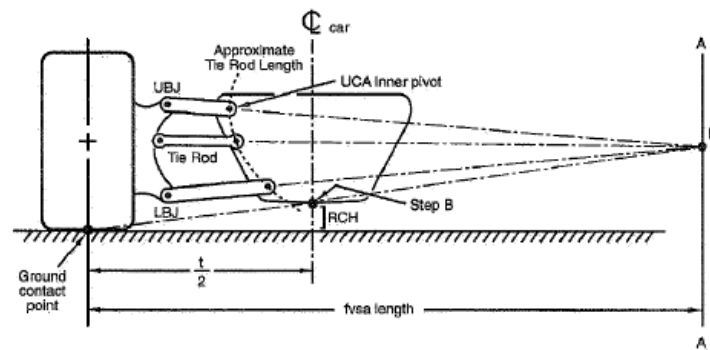


Figura 2.9 Construcción eslabón de dirección. [1]

2.3.8 Ganancia de camber, ride camber y roll camber

Cuando un automóvil se encuentra en movimiento el sistema de suspensión también lo está, es por ello que diversos parámetros geométricos cambian y uno de ellos es el ángulo de **camber**. Una forma de saber qué tanto cambia este ángulo es con la distancia desde el punto de contacto del neumático hasta su respectivo centro instantáneo de rotación, esta distancia se denomina *fvesa* (ver figura 2.10), y puede calcularse de acuerdo con la ecuación siguiente:

$$\text{Camber gain} = \text{atan} \left(\frac{1}{f_{vsa}} \right) \quad (2.2)$$

Es recomendable que el sistema de suspensión tenga poca ganancia de **camber** asegurando que este ángulo variará dentro de un rango establecido. Para conseguir lo anterior se debe de localizar el **instant center** lo más lejano posible del neumático, como se muestra en la figura 2.10. [1]

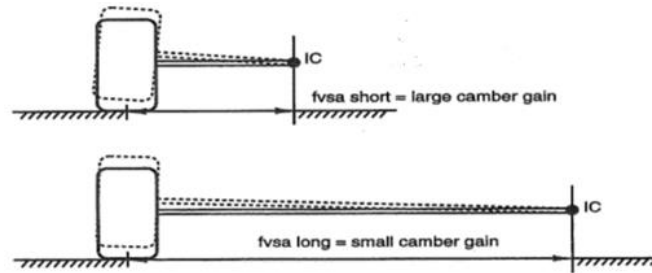


Figura 2.10 Camber gain. [1]

Ride Camber es la razón de cambio del ángulo de **camber** con respecto al viaje vertical del neumático.

$$\text{Ride Camber} = \frac{\Delta \text{Camber}}{\Delta \text{Ride}} \left[\frac{\text{Degree}}{m} \right] \quad (2.3)$$

Mientras que **Roll Camber** es la razón de cambio del ángulo de **camber** con respecto al ángulo de roll en el vehículo [12]. Para calcular el valor de **roll camber** se usó la ecuación:

$$\text{Roll Camber} = \frac{\Delta \text{Camber}}{\Delta \text{Roll}} = \frac{\Delta Y}{\Delta \phi} \left[\frac{\text{Degree}}{\text{Degree}} \right] \quad (2.4)$$

2.3.9 Centro de giro (roll center rc) y eje de giro (roll axis)

El centro de giro o bien **Roll Center RC** por sus siglas en inglés es el punto geométrico sobre el cual la masa suspendida gira con respecto al piso. También puede verse como aquel punto en el cual se puede aplicar una fuerza lateral y el auto no experimenta giro angular o **roll**. La localización del centro de giro, puede hacerse con la prolongación de

una línea imaginaria que va desde el punto de contacto de cada neumático hasta sus respectivos IC. La intersección de estas dos líneas da la ubicación del **roll center**. Tanto la suspensión delantera y la trasera cuentan con un centro de giro que difiere en su altura respecto al piso como se observa en la figura 2.11.

Dado que la construcción del centro de giro depende de *IC*, dicho punto cambia con la evolución del mecanismo de suspensión, en consecuencia, una recomendación como “meta del desarrollo” para la geometría de la suspensión es minimizar la migración del centro de giro. La migración del **RC** se da por los cambios en la altura del **roll center** con respecto al piso (cambios en *RCH*), y los cambios en la localización horizontal del centro de giro.

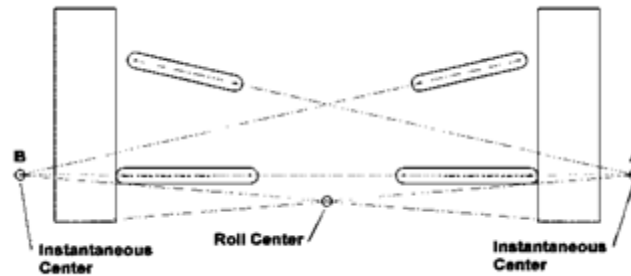


Figura 2.11 Construcción del Roll Center dado el IC. [12]

Para el caso de **Roll axis** se define como el eje imaginario con respecto al cual gira el vehículo, su trazo se da mediante la unión del **roll center** delantero y trasero. En la figura 2.12 y como en la mayoría de los diseños de autos de competencia la inclinación del eje de **roll** es positiva, es decir, el RC delantero tiene menor altura que el RC trasero, esto se hace para evitar la transferencia de carga debido al giro del vehículo y la rigidez de la suspensión.

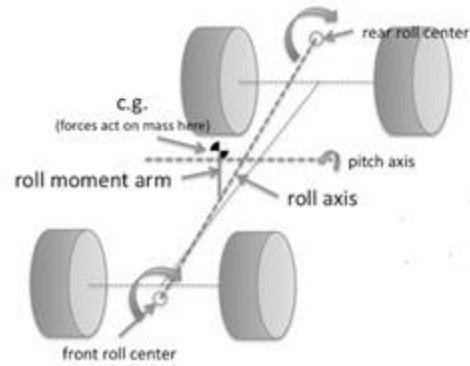


Figura 2.12 Roll axis. [12]

2.4 Parámetros que afectan a la dinámica del neumático

2.4.1 Slip angle α (ángulo de deslizamiento)

Es el desplazamiento angular o **slip angle** entre el plano de rotación del neumático y la dirección que el giro del neumático seguirá sobre la superficie del camino [6]. Como se observa en la figura 2.13, el ángulo de desplazamiento es diferente al ángulo producido por la dirección ya que este último se mide respecto al chasis del vehículo.

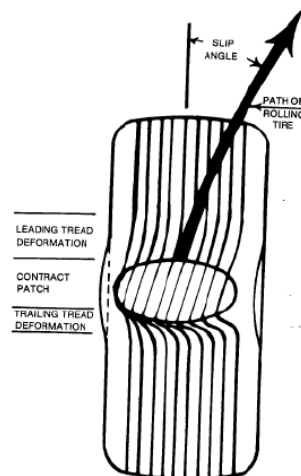


Figura 2.13 Slip Angle α . [2]

El **slip angle** se produce debido a la deformación del caucho en la huella del neumático, es decir, esta deformación se debe a que el material presenta un comportamiento elástico en un rango determinado.

Se sabe que la fuerza generada en el neumático en presencia del **slip angle** se denomina fuerza lateral, la cual se presenta comúnmente cuando el auto está atravesando una curva (ver figura 2.14).

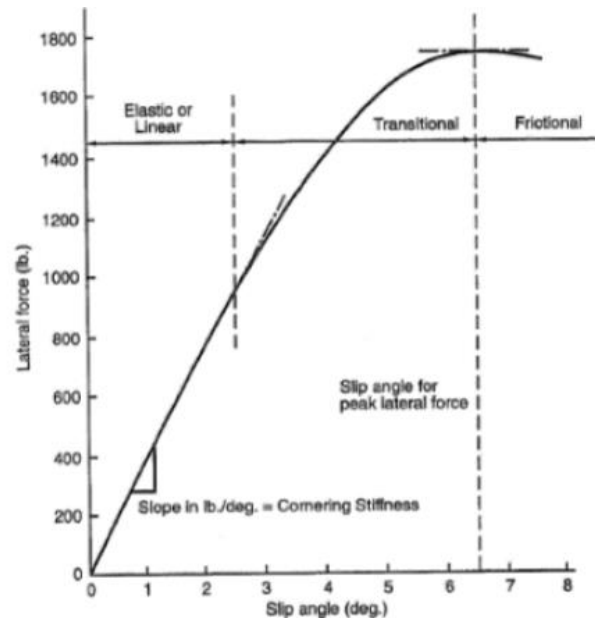


Figura 2.14 Curva característica del neumático donde se relaciona su ángulo de deslizamiento vs. Fuerza lateral. [1][2]

En la figura 2.14 se muestra la relación entre la fuerza lateral y el ángulo de deslizamiento en la “parte lineal de la curva”. Esa relación se debe a la pendiente de dicha curva y se le conoce como **Cornering stiffness** $C\alpha$ y su ecuación es:

$$C\alpha = \frac{F_y}{\alpha} = \frac{\text{Fuerza Lateral}}{\text{Slip Angle}} = \left[\frac{N}{\text{Degree}} \right] \quad (2.5)$$

Para el objetivo de diseño del sistema de suspensión de un auto, se debe buscar un neumático que trabaje cerca del pico de la fuerza lateral, es decir, un neumático que funcione a unos cuantos grados del pico de fuerza lateral ya que cuando el auto se encuentre en movimiento, el neumático se comportará con el valor del pico de fuerza lateral.

Por lo tanto, existe otra forma de relacionar la fuerza lateral con el **slip angle**. Esta relación se da gracias a que la llanta se visualiza como un conjunto de resortes mecánicos, es decir, los resortes son colocados en la huella que deja el neumático cuando presenta un movimiento lateral con el objetivo de generar la fuerza lateral y como se muestra en la figura 2.15 el neumático se va deformando produciendo el **slip angle**.

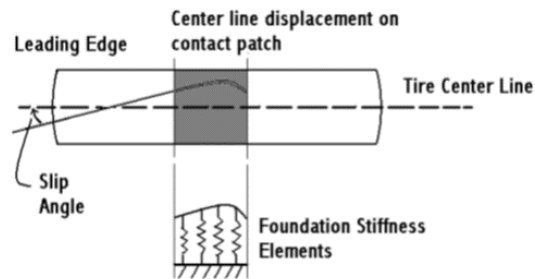


Figura 2.15 Modelo de resorte generado por la fuerza lateral. [15]

2.4.2 Fuerza lateral F_y

En la literatura de dinámica vehicular encontramos que la fuerza lateral es aquella que se genera en el punto de contacto de la llanta con el piso y su dirección es a lo largo del eje "y", recordando que ese eje está dado en el sistema de referencia de un auto dado por SAE (ver figura 2.16). [1][2]

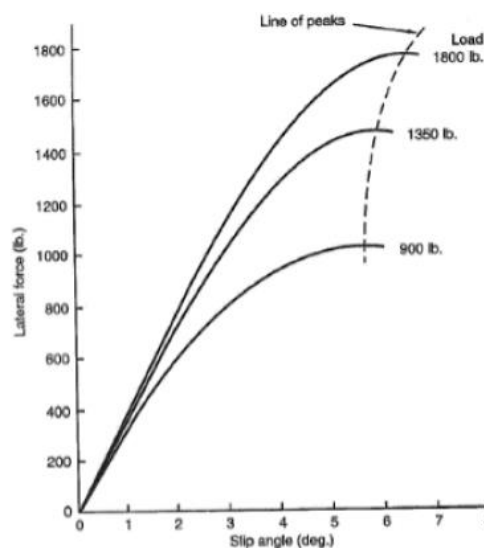


Figura 2.16 Sensibilidad a la Carga Normal F_z . [2]

2.4.3 Coeficiente de fricción en el neumático

Se refiere a la relación entre la carga normal F_z de la llanta y la fuerza de contacto de la misma respecto a una Fuerza lateral F_y o a una Fuerza longitudinal F_x .

Debido a lo anterior, el coeficiente de fricción que presenta el neumático no es el mismo dada una fuerza longitudinal o una fuerza lateral. Es por eso que es difícil predecir el comportamiento de la llanta ya que esta no obedece a la ley de fricción de Newton, en cuyo caso los coeficientes de fricción son menores a 1; ya que para el nuestro (comportamiento viscoelástico), sin importar si se presentan fuerzas laterales o longitudinales, el coeficiente de fricción será mayor a 1 como se muestra en la figura 2.17.



Figura 2.17 Coeficiente de fricción en un neumático. [12]

2.4.4 Par de alineamiento (Aligning moment M_z)

El par de alineamiento M_z es un par que se genera alrededor del eje "z" del sistema de referencia de SAE. Este par M_z es la tendencia que presenta el neumático a girar sobre su eje vertical (eje z), este momento genera una sensación de auto-alineamiento en el neumático, el cual es percibido por el piloto. [1]

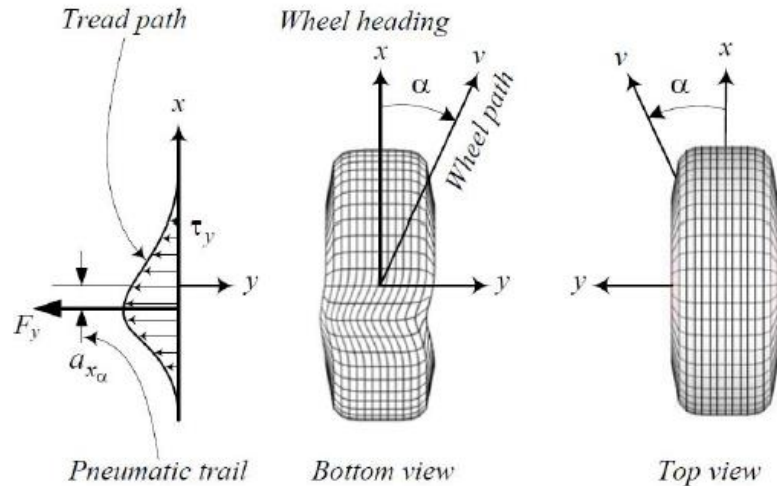


Figura 2.18 Aligning Moment. [9]

Como se sabe que la distorsión de la huella del neumático no es simétrica, es decir, hay áreas con mayor deformación en el caucho que otras; generando que la fuerza lateral no actúe sobre el eje “y”, sino que actúa de manera paralela a ese eje pero a una cierta distancia. Esta distancia es conocida como **Pneumatic trail** ($a_{x\alpha}$). Dado lo anterior, la resultante de la fuerza lateral genera un momento en el eje “z” debido a la distancia $a_{x\alpha}$. El momento en el eje z M_z se calcula de la siguiente manera.

$$M_z = F_y * a_{x\alpha} \text{ [Nm]} \quad (2.6)$$

Ya que el par de alineamiento M_z depende de la fuerza lateral y esta a su vez depende del **slip angle**, es decir, como se puede ver en la figura 2.19, el par de alineamiento depende también del **slip angle**.

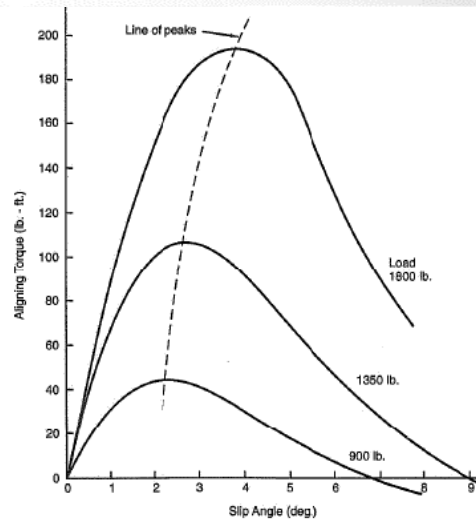


Figura 2.19 Curva representativa del Aligning Torque v.s. Slip Angle. [1]

2.4.5 Fuerza longitudinal F_x

Esta fuerza es desarrollada por el neumático concibiéndose en dirección al eje “x” y es debida a la acción de aceleración y frenado del auto.

2.4.6 Radio efectivo R_w

Existen diferentes radios en un neumático, es decir, el primero de esos radios es el “Radio geométrico R_g ”, que se refiere al radio que se mide del centro del neumático hasta tu punto de contacto con el piso sin que el neumático presente carga normal alguna. El Radio de Carga R_h es aquel que se mide respecto al centro del neumático hasta el punto de contacto con el piso, presentando una carga normal en el neumático, haciendo que este radio sea mucho menor al radio original R_g (ver figura 2.20). Para calcular el radio efectivo se requiere de las siguientes ecuaciones:

$$R_w = \frac{V_x}{\omega} = \frac{\text{Velocidad longitudinal}}{\text{Velocidad angular}} \quad (2.7)$$

$$R_w \approx R_g - \frac{R_g - R_h}{3} \quad (2.8)$$

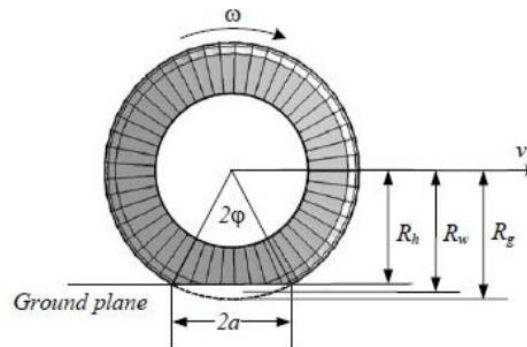


Figura 2.20 Comparación entre Radio de Carga R_h , Radio efectivo R_w y Radio geométrico R_g . [9]

2.4.7 Fuerza de resistencia al giro (F_r) y coeficiente de resistencia al giro (μ_r)

Cuando una llanta que se mueve en línea recta presenta un giro, se genera una fuerza en oposición a la fuerza longitudinal, dicha fuerza se conoce como “Fuerza de Resistencia al Giro F_r ” y es proporcional a la carga normal del neumático:

$$F_r = -\mu_r F_z \quad (2.9)$$

Por lo tanto, el término que hace a esas dos fuerzas proporcionales es el coeficiente de resistencia al giro μ_r . Este coeficiente no es constante y depende de varios parámetros como el **slip angle**, **camber angle**, la velocidad lineal del neumático y la presión de este. Para calcular este coeficiente se tiene la siguiente ecuación:

$$\mu_r = \mu_0 + \mu_1 v_x^2 \quad (2.10)$$

En donde los coeficientes μ_0 y μ_1 se calculan experimentalmente al variar la velocidad lineal del neumático v_x y como en nuestro caso el auto Formula SAE, sus pruebas se hacen con una velocidad de 40.2 km/h. no es posible obtener estos datos.

2.4.8 Slip ratio (S)

Se define **Slip ratio** como el cociente entre la velocidad angular (Ω) del neumático presente en el frenado o aceleración y la velocidad angular en libre giro (velocidad constante, Ω_0). Obteniéndose de la siguiente forma:

$$S = \frac{\Omega - \Omega_0}{\Omega_0} = \frac{\Omega}{\Omega_0} - 1 \quad (2.11)$$

$$\Omega = \frac{v_x}{R_w} \quad (2.12)$$

Cuando se presenta el caso $S=0$, se entiende que el neumático no acelera o frena, encontrándose en libre giro. Por el contrario, si el neumático está acelerando, S presenta valores positivos y en el caso de que el neumático esté frenando, S presenta valores menores a cero.

Para describir la fuerza de tracción o frenado F_x , ésta se puede definir en términos de la fuerza normal aplicada en el neumático y el valor del coeficiente de tracción longitudinal, es decir:

$$F_x = \mu_x(s)F_z \quad (2.13)$$

El término (s) es el coeficiente de fricción longitudinal que es una función de la razón de deslizamiento. Su comportamiento se puede ver en la figura 2.21 en donde se aprecia inicialmente un comportamiento lineal, seguido de un máximo y al finalizar cae hasta estabilizarse, en donde el neumático presenta un fenómeno comúnmente llamado patinaje. Este comportamiento es muy parecido para la fuerza longitudinal F_x .

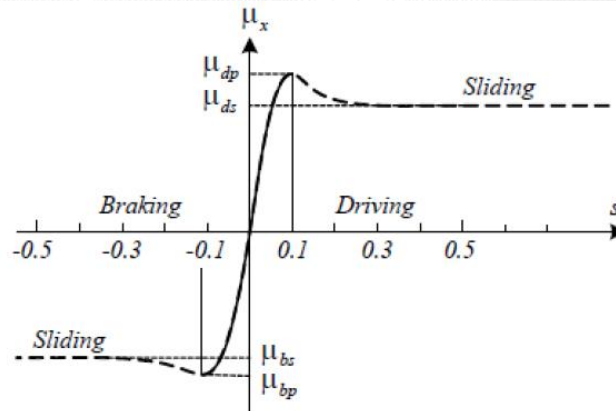


Figura 2.21 Curva de Slip Ratio vs. Coeficiente de fricción en x . [9]

2.4.9 Fuerza debido al ángulo de camber

En este caso el ángulo de **camber** produce una fuerza lateral en el sentido de la inclinación del neumático. La magnitud de fuerza lateral depende de cada neumático y de sus condiciones (presión, temperatura, tamaño, etc.). Dicha fuerza tiene una relación lineal en ciertos valores con el ángulo de **camber**. El rango de valores depende mucho de los fabricantes y del compuesto que usen.

$$F_{y,\gamma} = C_{\gamma} * \gamma \quad (2.14)$$

El término $F_{y,\gamma}$, es la fuerza lateral debida al ángulo de **camber** expresada en newtons. El parámetro C_{γ} es la “pendiente” de la curva de fuerza lateral contra ángulo **camber** en el rango lineal y se expresa en N/grado.

En condiciones de **camber** y ángulo de deslizamiento, la fuerza lateral total que se presenta en el neumático se calcula como:

$$F_y = -C_{\gamma} * \gamma - C_{\alpha} * \alpha \quad (2.15)$$

En la figura 2.22 se muestra la fuerza generada por el ángulo de **camber** se debe a una mayor deflexión en la huella del neumático en el lado hacia donde se inclina la llanta.

Cuando se presenta un ángulo de **camber** en la llanta, se genera una distribución (no simétrica) de esfuerzos en la huella del neumático, generando una fuerza lateral

resultante en dirección de la inclinación de la llanta. La fuerza lateral resultante se puede calcular como la integral de área de los esfuerzos τ_y en el área de la huella del neumático:

$$F_{y,\gamma} = \int \tau_y dAA \quad (2.16)$$

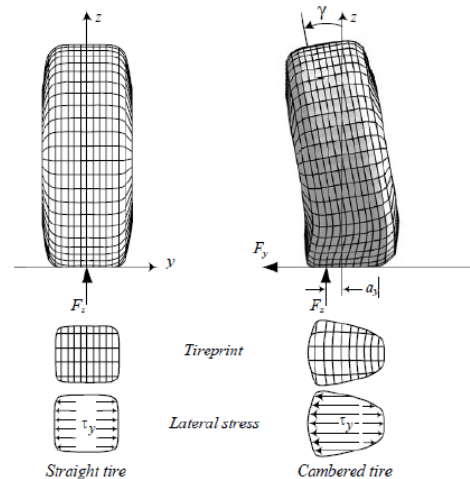


Figura 2.22 Esfuerzo τ_y . Este esfuerzo tiene una magnitud mayor en el sentido de inclinación. [9]

La fuerza normal F_z sobre el neumático se desplaza a una distancia ax que es conocida como **Camber Trail**, del eje z del neumático, generando un momento llamado **Camber Torque**, el cual se calcula como:

$$M_{z,\gamma} = -F_z ax,\gamma \quad (2.17)$$

Este suele ser muy pequeño y normalmente es ignorado en el análisis lineal de la dinámica del vehículo.

De la misma manera, la fuerza normal F_z tiende a tener un punto de apoyo fuera del eje del neumático, la fuerza lateral F_y se desplaza una distancia ay,γ **camber arm** del eje y . Dicho lo anterior se genera un momento a lo largo del eje x , denominado **Camber moment** (momento debido a ángulo de **camber**); el cual se calcula con la siguiente ecuación:

$$M_{x,\gamma} = -F_y ay,\gamma \quad (2.18)$$

2.5 Prueba de obtención de centro de gravedad del auto FSAE

2.5.1 Definición de centro de gravedad

El centro de gravedad es aquel punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre distintas porciones materiales de un cuerpo, de tal forma que el momento respecto a cualquier punto de esta resultante aplicada en el centro de gravedad es el mismo que el producido por los pesos de todas las masas que constituyen dicho cuerpo, es decir, el centro de gravedad de un cuerpo es el punto respecto al cual las fuerzas que la gravedad ejerce sobre los diferentes puntos materiales que constituyen el cuerpo producen un momento resultante nulo. [13]

La ubicación del centro de gravedad de un coche de carreras es uno de los determinantes más importantes del rendimiento, ya que la capacidad de fuerza de viraje de los neumáticos es muy dependiente de la carga vertical o normal aplicada a la llanta.

Entonces el objetivo de la prueba de obtención del centro de gravedad fue conocer la ubicación de este punto en los tres ejes coordenados, así como conocer el centro de gravedad de la masa suspendida.

2.5.2 Localización del CG en los ejes "X" y "Y" (plano paralelo al piso)

Objetivo

Obtener el centro de gravedad del auto prototipo Formula SAE con su ubicación en los ejes coordenados X y Y.

Para la mejor realización de esta prueba se necesitó contar con una *superficie plana* donde se realizó la prueba.

Material

- 4 básculas que soporten más de 100 kg.
- Cinta adhesiva
- 1 flexómetro
- 1 a 2 Niveles.
- 1 gato mecánico
- 1 soporte para el **Jacking point**. [3]
- 1 piloto del percentil requerido por el reglamento de Formula SAE. [3] Como se muestra en la figura 2.23
- Documentación para recabar datos.
- Calzas (de ser necesario).

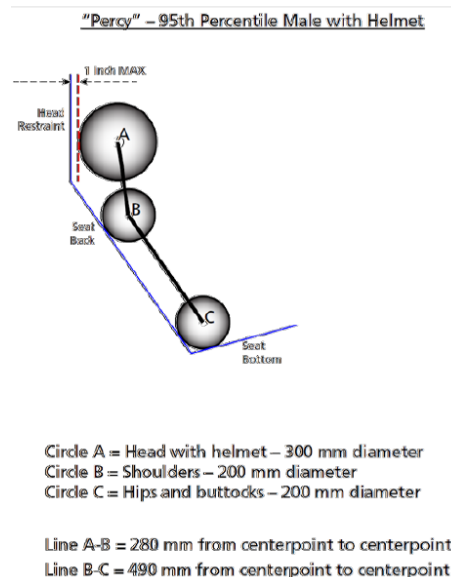


Figura 2.23 "Percy" con 95th percentil referente al cuerpo del piloto (Masculino). [3]

Desarrollo de la prueba sin piloto

Como se mencionó al inicio de la prueba, es primordial que para su realización se debió de contar con una superficie plana donde no hubiera desniveles en el piso y así se logró la obtención de datos de manera correcta.

Paso 1: Se ubicó la posición de las 4 llantas del auto en el piso, para saber dónde se colocarían las básculas. Se marcó con la cinta adhesiva el contorno de las llantas en el piso para usarlo como referencia.

Paso 2: Se apuntaron las medidas del **track** delantero y el trasero, así como del **wheelbase** del auto. Ver apartado 2.3 “Parámetros (Requerimientos) Ingenieriles” de la presente tesis para definiciones.

Paso 3: Se colocaron las 4 básculas en la posición antes marcada por la cinta adhesiva. Se movió el auto antes de este paso para poder colocar las básculas. Se usó el soporte de **Jacking Point** y el gato mecánico para mover el auto. Se verificaron las 4 básculas para que estas estuvieran en 0.

Paso 4: Se midió la inclinación de las 4 básculas con el nivel para asegurarse que la superficie es totalmente plana.

Paso 5: Se colocaron las 4 llantas del auto sobre las básculas.

Paso 6: Se tomó nota de los 4 datos referente al peso de cada llanta W_1 , W_2 , W_3 y W_4 . Ver figura 2.24.

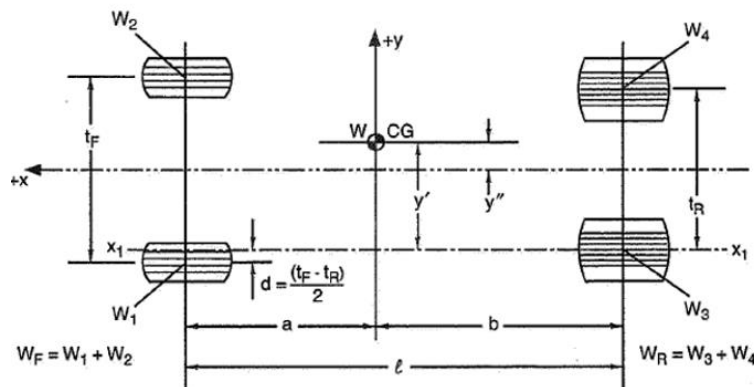


Figura 2.24 Representación del auto en su vista superior para localizar su centro de gravedad. [1]

Paso 7: Se hicieron los cálculos pertinentes para la obtención del centro de gravedad.

Ecuaciones

$$W_n = m_n [kg] * 9.81 \text{ Peso llantas donde } n: 1, 2, 3, 4. \text{ en } [N] \quad (2.19)$$

$$W1 + W2 + W3 + W4 = Wt \text{ (Total Vehicle Weight)} \quad (2.20)$$

Peso total del auto.en [N]

$$W_{front} = Wf = W1 + W2 \text{ Peso Frontal del auto en [N]} \quad (2.21)$$

$$W_{rear} = Wr = W3 + W4 \text{ Peso trasero del auto en [N]} \quad (2.22)$$

$$b = \frac{Wf * l}{Wt} \text{ Distancia } b, (l = \text{wheelbase}) \text{ en [m]} \quad (2.23)$$

$$a = l - b, \text{ Distancia } a \text{ en [m]} \quad (2.24)$$

$$d = \frac{(tf - tr)}{2} \text{ Distancia } d \text{ en [m], track frontal (tf) y track trasero (tr)} \quad (2.25)$$

$$y' = \frac{W2}{Wt} (tf - d) - \frac{W1}{Wt} (d) + \frac{W4 * tr}{Wt} \text{ Distancia } y' \text{ en [m]} \quad (2.26)$$

$$y'' = \frac{W2}{Wt} (tf - d) - \frac{W1}{Wt} (d) + \frac{W4 * tr}{Wt} - \frac{tr}{2} \text{ Distancia } y'' \text{ en [m]} \quad (2.27)$$

$$y'' = y' - \frac{tr}{2} \text{ Distancia } y'' \text{ en [m]} \quad (2.28)$$

Nota: Se usa la ecuación (2.29) cuando el **track** delantero y trasero son iguales, por lo que el CG está en la línea central y no existe un desplazamiento lateral de este.

$$W2 + W4 = \frac{Wt}{2} \text{ Peso en [N]} \quad (2.29)$$

La ubicación del CG está dada por las distancias a, b en el eje x. Y la ubicación del CG en el eje y están dadas por y', y'' .

Para el caso de hacer la prueba con piloto se realizaron los pasos del 1 al 7 con la excepción de que en el Paso 5 en el momento después de que se pusieron las 4 llantas del auto sobre las básculas, se subió el piloto al auto.

Cálculos

Datos de entrada:

Tabla 2.2. Valores para tracks y wheelbase.

	m	mm	cm
Track Front	1.219	1219	121.9
Track Rear	1.100	1100	110
Wheelbase L	1.524	1524	152.4

Se tomaron las medidas del peso de cada llanta y se sumaron para conseguir el peso total del auto en una hoja de cálculo en Excel.

Tabla 2.3. Valores de pesos en cada llanta y total para el auto sin peso del piloto y con peso del piloto.

Sin piloto	KG	Con piloto de 69 kg	
Peso W1	53.2919		KG
Peso W2	53.8756	Peso W1	70.3306
Peso W3	54.3331	Peso W2	70.9919
Peso W4	54.9994	Peso W3	72.0444
Peso Wt	216.5	Peso W4	72.1331
Peso Wf	107.1675	Peso Wt	285.5
Peso Wr	109.3325	Peso Wf	141.3225
		Peso Wr	144.1775

Tomando los datos anteriores se logró calcular las distancias para la localización del CG en los ejes X y Y.

Tabla 2.4. Distancias para localización del CG en los ejes X y Y sin piloto y con piloto.

	m	mm	cm		m	mm	cm
Distancias sin piloto				Distancias con piloto			
b	0.75438	754.38	75.438	b	0.75438	754.38	75.438
a	0.76962	769.62	76.962	a	0.76962	769.62	76.962
d	0.0595	59.5	5.95	d	0.0595	59.5	5.95
y'	0.55333595	553.33595	55.333595	y'	0.55158264	551.582642	55.1582642
y''	0.00333595	3.33594977	0.33359498	y''	0.00158264	1.58264229	0.15826423

Por lo tanto, la distribución de peso fue:

Tabla 2.5. Distribución de peso del auto.

Distribución de peso en %	
Front	49.50%
Rear	50.50%

2.5.3 Localización del CG en el eje "Z" (plano vertical)

Un método que se utilizó para determinar la altura de la CG es la toma del eje trasero de modo que la parte delantera a las líneas centrales de las ruedas traseras se encuentren en un ángulo, con la horizontal.

Objetivo

Obtener la altura en el eje z del centro de gravedad del auto.

Material

- 2 básculas que soporten más de 100 kg.
- Cinta adhesiva
- 1 flexómetro
- 1 a 2 Niveles.
- 1 gato mecánico
- Documentación para recabar datos.
- Calzas.
- 4 amortiguadores rígidos.
- 1 piloto del percentil requerido por el reglamento de Formula SAE. [3] Como se ve en la figura 2.23.

Condiciones para la prueba

- Para esta prueba, la suspensión debió de estar totalmente rígida. Una forma estándar de hacer esto es reemplazando los amortiguadores con eslabones rígidos que mantendrán el coche a la altura del viaje, es decir, los amortiguadores y resortes que formaron parte de la suspensión se reemplazan por eslabones o ejes rígidos que midieran lo mismo que el amortiguador para así asegurar que el auto estuviera a la misma altura como si sus amortiguadores reales lo sostuvieran.

- Todos los líquidos presentes en el auto debieron estar en sus niveles adecuados y dados por el reglamento de Formula SAE. [3]
- Los neumáticos se sobre-inflaron para así asegurar que el mismo neumático no presentara ninguna flexión en el momento en que se realizó la prueba.
- Las ruedas delanteras se calzaron en las básculas y el eje trasero se elevó como se muestra en la figura 2.25.

Precaución: Las cuñas o calzas en las ruedas delanteras son la única cosa que mantiene el coche sin que ruede, estas deben ser seguras para mantener la parte delantera del coche sobre las básculas.

R_{hF} : Radio de carga de las llantas delanteras (es la altura desde el eje de las llantas hasta el piso).

R_{hR} : Radio de carga de las llantas traseras (es la altura desde el eje de las llantas hasta el piso).

$\tan\theta$, $\cos\theta$: la tangente o el coseno del ángulo al que se levantó el eje trasero del coche.

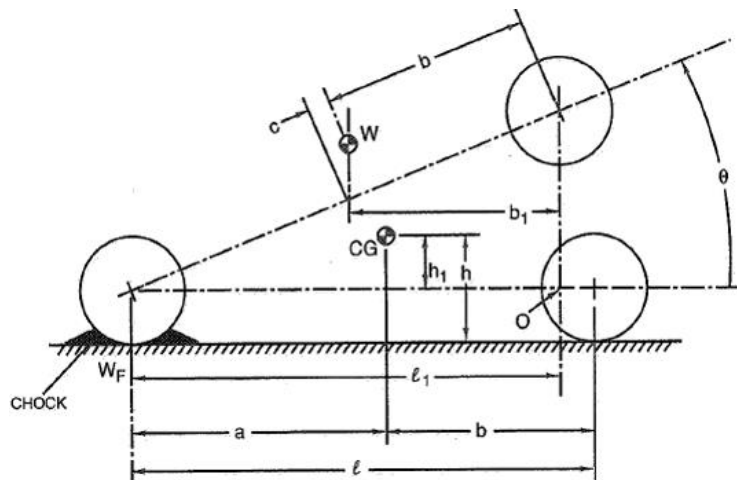


Figura 2.25 Representación del auto en su vista lateral. [1]

Desarrollo de la prueba con piloto y con amortiguadores rígidos

Paso 1: Se colocó el auto en una superficie plana (piso).

Paso 2: Se marcaron con cinta adhesiva el contorno de las llantas delanteras para así poder ubicar las básculas.

Paso 3: Se colocaron las 2 basculas en la posición marcada por la cinta adhesiva de las llantas delanteras. El auto fue trasladado antes de este paso para poder colocar las básculas.

Paso 4: Se midió la inclinación de las 2 básculas con el nivel para asegurarse que la superficie es plana.

Paso 5: Se hizo la colocación de las 2 llantas delanteras del auto sobre las básculas y se prosiguió con subir al piloto en el auto.

Paso 6: Se pusieron calzas para evitar que las llantas delanteras no se movieran.

Paso 7: Se ubicó el gato mecánico sobre el **jacking point** del auto y se comenzó a levantar la parte trasera generando una inclinación suficiente en el auto. Como se ve en la figura 2.25. [1]

Paso 8: Se tomaron los 2 datos referentes al peso de cada llanta W_1 y W_2 .

Ecuaciones

$$l_1 = l \cos\theta, \quad l = \text{wheelbase en [m]} \quad (2.30)$$

$$W_f * l_1 = W_t * b_1, \quad \text{Peso frontal } W_f \text{ y Peso total } W_t \text{ en [N]} \quad (2.31)$$

$$b_1 = \left(\frac{W_f}{W_t}\right) l \cos\theta, \quad b_1 \text{ en [m]} \quad (2.32)$$

$$\cos\theta = \frac{b_1}{b+c} \quad (2.33)$$

$$c = \left(\frac{W_f}{W_t} * l\right) - b, \quad c \text{ en [m]} \quad (2.34)$$

$$h_1 = \frac{W_f * l - W_t * b}{W_t \tan\theta}, \quad h_1 \text{ en [m]} \quad (2.35)$$

Se debe de tener en cuenta que h_1 , es la altura del centro de gravedad por encima de la línea que une los centros de las ruedas que están a la altura de R_h . Si el R_h es la misma en la parte delantera y trasera de la altura CG por encima del suelo, entonces:

$$h = R_h + h_1, \text{ h en [m]} \quad (2.36)$$

Si RL, es diferente adelante y atrás, la altura de la línea que une los centros de las ruedas delanteras y traseras en el centro de gravedad debe encontrarse por:

$$R_{hCG} = R_{hF} \left(\frac{b}{l}\right) + R_{hR} \left(\frac{a}{l}\right); R_{hF}, R_{hR} \text{ y } R_{hCG} \text{ en [m]} \quad (2.37)$$

Si la RL es diferente adelante y atrás de la altura CG es:

$$h = R_{hCG} + h_1, \text{ en [m]} \quad (2.38)$$

Cálculos

Se tomaron los datos de peso de las básculas en las llantas delanteras para W1 y W2.

Tabla 2.6. Datos de peso antes y después de levantar el auto a un ángulo de 20°.

Con piloto de 69 kg		Con piloto de 69 kg	
Antes	KG	Déspues	KG
Peso W1	70.3306	Peso W1	71.1306
Peso W2	70.9919	Peso W2	71.7919
Peso W3	72.0444	Peso W3	71.2444
Peso W4	72.1331	Peso W4	71.3331
Peso Wt	285.5	Peso Wt	285.5
Peso Wf	141.3225	Peso Wf	142.9225
Peso Wr	144.1775	Peso Wr	142.5775

Tabla 2.7. Datos llantas.

D llanta geométrico	54.5	545	0.545
	cm	mm	m
Rh=D LLANTA/2	26.85	268.5	0.2685

Tomando en cuenta los datos anteriores, el radio de la llanta R_h y los datos de la tabla 2.2 y tabla 2.4, con peso de piloto de 69 [kg] se obtuvo la altura en el eje Z del centro de gravedad del auto.

Tabla 2.8. Distancias para la altura del CG.

tan θ en grados		0.36397023	
θ en grados	20	1radian=57.2958°	
		0.349066 <--- 20°	
cos θ en grados		0.93969262	
	m	mm	cm
l1	1.43209155	1432.09155	143.209155
b1	0.71691105	716.911051	71.6911051
c	0.00854	8.54	0.854
h1	0.02346567	23.4656705	2.34656705
h	0.29197	291.965671	29.1965671

Donde h es de 29.1966 [cm] de altura.

2.5.4 Localización del CG para la masa suspendida (Sprung Mass)

Fue necesario conocer también la localización del centro de gravedad CG para la masa suspendida (chasis o **frame** y **body**). De igual forma, fue importante conocer la masa no suspendida ya que esta nos ayudó a obtener la localización del centro de gravedad de la masa suspendida. La masa no suspendida (**unsprung mass**) conlleva los siguientes componentes: llantas, rines, **uprights**, el sistema de frenos unido a la llanta y aproximadamente la mitad de los miembros conectores, es decir, medio eje, resortes, amortiguadores (**dampers**). Figura 2.26.

Para esta prueba ya no fue necesario subir las 4 llantas del auto arriba de las básculas. Por lo que se puede hacer si conocemos el valor de las 4 masas no suspendidas del auto. Estas masas son dadas por el CAD de esos componentes en el cual cada pieza cuenta con el material adecuado con el que se deba de manufacturar, o bien, se podrían usar las básculas para pesar cada miembro de la masa no suspendida. Para este caso como se observa en la figura 2.27, se obtuvo la masa no suspendida dado el CAD de ese sistema.

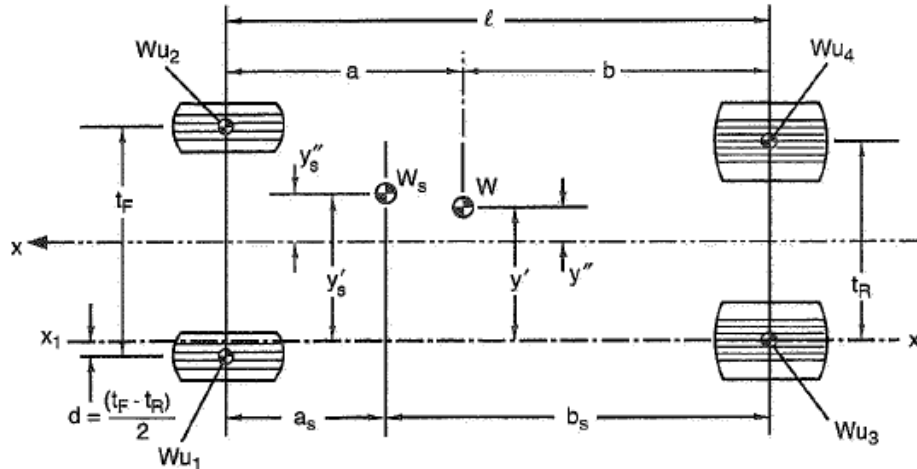


Figura 2.26 Localización del centro de gravedad de la masa suspendida. [1]

$$W_s(\text{Sprung Weight}) = W - W_{u1} - W_{u2} - W_{u3} - W_{u4} \quad (2.39)$$

W_u es el peso de la masa no suspendida.

Se obtuvo el peso de la masa no suspendida de cada neumático con ayuda del CAD del sistema USM (**Unsprung mass**).

Tabla 2.9. Peso de las masas no suspendidas y masa suspendida del auto sin piloto y con piloto.

Unsprung mass	kg	Unsprung mass	kg
Wu1	6.81004	Wu1	6.81004
wu2	6.81004	wu2	6.81004
Wu3	7.30094	Wu3	7.30094
Wu4	7.30094	Wu4	7.30094
Wuf	13.62008	Wuf	13.62008
Wur	14.60188	Wur	14.60188
Wu	28.22196	Wu	28.22196
Wt sin piloto	216.5	Wt con piloto	285.5
Sprung mass	kg	Sprung mass	kg
Ws	188.27804	Ws	257.27804

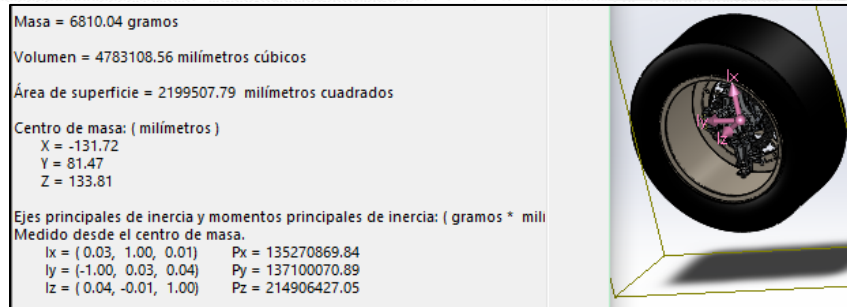


Figura 2.27 Masa no suspendida de la llanta delantera izquierda del auto y sus propiedades físicas.

$$W_{ufront} = W_{u1} + W_{u2} \text{ Front Unsprung mass} \tag{2.40}$$

$$W_{urear} = W_{u3} + W_{u4} \text{ Rear Unsprung mass} \tag{2.41}$$

La localización del centro de gravedad de la masa suspendida en el eje X se encontró con las ecuaciones siguientes:

$$bs = \frac{(Wt*b)-(W_{ufront}*l)}{W_s} \tag{2.42}$$

$$as = l - bs \tag{2.43}$$

Mientras que la localización del CG de la masa suspendida estuvo dada por:

$$y's = \frac{Wt}{W_s} y' - \frac{W_{urear}}{2W_s} t_r - \frac{W_{ufront}}{2W_s} t_f + \frac{W_{uf}}{W_s} d \tag{2.44}$$

$$y''s = y's - \frac{tr}{2} \tag{2.45}$$

Y la localización en el eje Z es la altura de CG de la masa suspendida (figura 2.28):

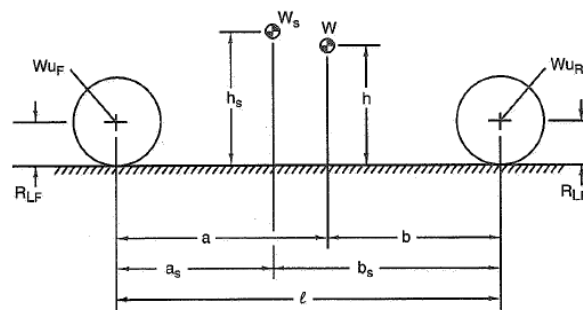


Figura 2.28 Localización de la altura del CG para la masa suspendida. [1]

$$hs = \frac{Wt}{W_s} h - \frac{W_{uf}}{W_s} R_{LF} - \frac{W_{ur}}{W_s} R_{LR} \quad (2.46)$$

Con las ecuaciones anteriores se obtuvieron los siguientes datos para la localización del CG de la masa suspendida:

Tabla 2.10. Datos correspondientes del centro de gravedad de la masa suspendida.

	cm	mm	m
RL	27.25	272.5	0.2725

	m	mm	cm
Distancias con piloto			
bs	0.756452	756.452001	75.6452001
as	0.767548	767.547999	76.7547999
y's	0.55175625	551.756249	55.1756249
y''s	0.00175625	1.75624929	0.17562493
hs	0.29410095	294.100946	29.4100946

Por lo tanto, hs es de 29.4101 [cm] de altura.

En el Anexo B. se muestran los resultados de estas pruebas con el cambio en el **track** frontal.

2.6 Diseño geométrico de suspensión (generación de concepto)

Antes de empezar con un diseño geométrico de la suspensión se debe aclarar que componentes son los que formaron parte de esta etapa. Para el caso de un auto Formula SAE que forma parte de un prototipo de auto tipo Formula 1 los componentes se muestran a continuación.

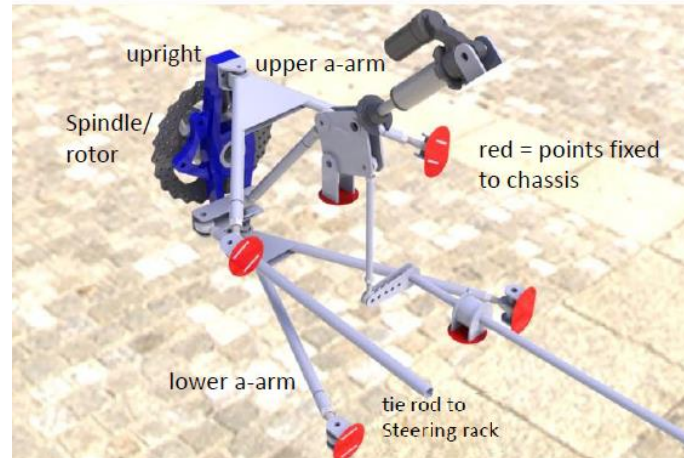


Figura 2.29 Partes de una suspensión de auto tipo Formula SAE. [14]

En la figura 2.29 se muestran los componentes en los que se basa el diseño geométrico de la suspensión, es decir, la ubicación de los brazos de la suspensión (**upper and lower a-arms**) tanto en su unión con el chasis, así como en su unión con el **upright** y el brazo de dirección (**tierod**) al caja de dirección y hacia el **upright**.

La paquetería de análisis geométrico **WinGeo** es en la cual se obtuvo información sobre la cinemática de diferentes tipos de suspensión, brindando datos sobre el desempeño cinemático del sistema de suspensión, ya que da solución a ecuaciones cinemáticas espaciales que definen al mecanismo. Para el caso de Formula SAE, se utilizó este software para obtener gráficas que ayuden a visualizar el comportamiento del ángulo de **camber** con respecto a movimientos de **roll** en el chasis y del viaje vertical de los neumáticos **ride**. Así como se obtuvieron curvas de desempeño en la posición del centro de giro RC, magnitud del ángulo de dirección y posición de los centros instantáneos de rotación IC de la suspensión delantera y trasera.

Tabla 2.11. Requerimientos Globales para el diseño geométrico del Sistema de Suspensión.

Requerimientos Globales	Categorización		Métricas	Valor Delantero	Valor Trasero
	Valor: 5 más importante.	Valor: 1 menos importante			
1. <i>Track</i>	4		Milímetros [mm]	1,200	1,100.2
2. <i>Camber angle Estático.</i>	5		Degree [°]	- 2.5	0
3. <i>Toe angle (estático)</i>	4		Degree [°]	0	0
4. <i>Instant Center</i>	5		Milímetros [mm]	Lo más lejano posible	Lo más lejano posible
5. <i>Roll Center Travel</i>	5		Milímetros [mm]	< 25 de diámetro	< 25 de diámetro
6. <i>Bump/Rebump Travel</i>	5		Milímetros [mm]	±30	±30
7. <i>Camber gain</i>	5		[Degree/m]	< 25	< 25
8. <i>Caster angle</i>	4		Degree [°]	(+) Positivo	(+) Positivo
9. <i>Kingpin angle</i>	4		Degree [°]	0	0
10. <i>Scrub Radius</i>	4		Milímetros [mm]	<30.6	-
11. <i>Wheelbase</i>	5		Milímetros [mm]	1,524	
12. <i>Roll Axis (inclinación)</i>	4		Degree [°]	(+) Positivo: esto implica roll center trasero más alto al delantero.	
13. <i>Altura CG "h"</i>	5		Milímetros [mm]	291.966	
14. <i>Weight</i>	4		Kilogramos [kg]	< 300 [kg] con piloto	
15. <i>Tiempo en Skidpad y Acceleration</i>	5		Tiempo [s]	≤ Tiempo de un auto top 10 para cada prueba	

2.6.1 Suspensión delantera

Para hacer uso de esta paquetería se debieron tener datos de entrada, los cuales fueron las coordenadas de cada punto de la suspensión, es decir, la posición del centro de gravedad del auto, las coordenadas de los puntos que unen los brazos de la suspensión con el chasis, los puntos que unen a de los brazos de la suspensión con el **upright**, etc. Estos puntos se ingresaron como datos en el software para así configurar la suspensión delantera e iterar la ubicación de estos mismos nos ayudó a lograr una geometría de la suspensión que tuviera un buen desempeño. Las coordenadas de cada punto se sacaron en conjunto con el CAD editable de la suspensión que se realizó en una paquetería de dibujo, como es el caso de SOLID WORKS. Esto permitió obtener una geometría final de la suspensión delantera y trasera ya analizadas en **WinGeo** y así se edite el CAD de forma fácil.

En la figura 2.30 se muestra el modelo de suspensión en el software. En ella se puede ver la ubicación de **roll center** “delantero”, así como la ubicación del centro instantáneo de rotación respectivo de cada neumático, ángulo de **camber**, entre otros.

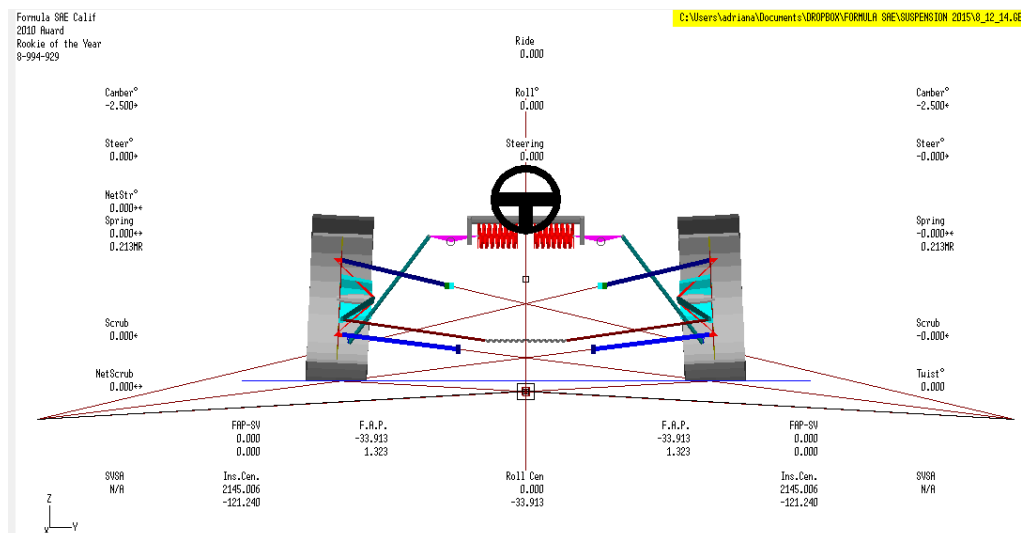


Figura 2.30 Captura de pantalla de la Interfaz de suspensión delantera WinGeo.

Como se explica en la tabla 2.11, ya se cuentan con parámetros iniciales y sobre todo indispensables para el diseño geométrico de la suspensión. Para la temporada 2014 fui

parte del sistema de suspensión y ya para la temporada 2015, tuve la oportunidad de ser Líder del sistema de suspensión y un papel muy importante fue conocer aquellos parámetros y sus valores los cuales harían que el diseño fuera de un auto competitivo en Formula SAE. Para la temporada 2015 uno de los requerimientos era bajar el peso del auto, modificar el diseño de la suspensión delantera de la temporada 2014 y que esa nueva suspensión delantera se adaptara funcionalmente y dinámicamente a la suspensión trasera de la temporada 2014. Dicho lo anterior se propuso disminuir el **track** delantero para así disminuir un poco el peso del sistema de suspensión. El **track** delantero propuesto es de 1200 [mm] y en cuyo caso se analiza su comportamiento con el uso de **WinGeo**.

Uno de tantos parámetros que fue importante cuidar su variación respecto a las sollicitaciones del camino es el ángulo de **camber**. Como se mencionó antes, el ángulo de **camber** elegido dada la literatura para autos tipo Formula SAE y dados los datos adquiridos de TTC es de -2.5° (para una máxima tracción) en estático, cuidando que su viaje que no sobrepase de $[-5^\circ$ a $0^\circ]$ para los casos de **ride** y **roll**.

Para el caso de **caster angle**, se propuso que fuera un ángulo con valor positivo, dando así el valor de 5.321° . Dando así un **mechanical trail** de 24.449 [mm].

Al proponer coordenadas de los brazos de suspensión se logró obtener el IC y a su vez la posición de **roll center** delantero, donde la altura de este último debió ser menor que la del RC trasero para así asegurarse de que el **roll axis** fuera positivo. Dado lo anterior, en la figura 2.30 el RC delantero se ubicó a una altura de -33.913 [mm] por debajo del suelo.

En los análisis para caso de **ride** de la figura 2.31, el cual implica el viaje vertical de la suspensión estipulado por el reglamento de la competencia, se observó que la variación del **camber** estático inicialmente en -2.5° fue de -3.373° a -1.763° , esto dio una variación muy pequeña y brindó estabilidad en el diseño y en el auto.

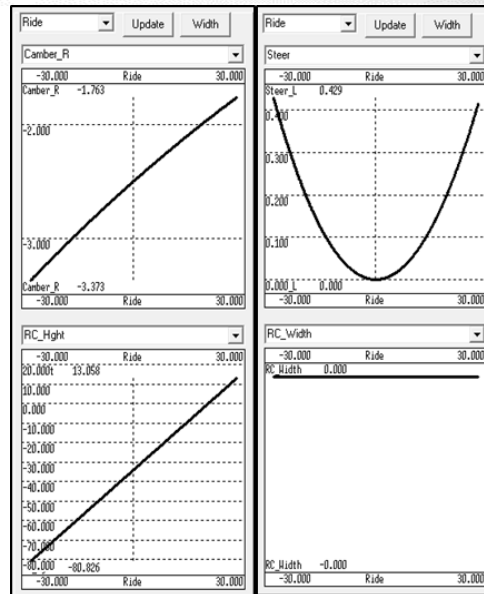


Figura 2.31. Análisis en Ride para Camber, Roll Center y ángulo de dirección.

En el caso del RC, su variación vertical respecto a **Ride** fue de -80.826 [mm] a 13.058 [mm], que es una variación por debajo de los 8 centímetros; mientras que para el desplazamiento lateral de RC se tuvo de 0 [mm]. Se puede notar que el ángulo de dirección cambió entre 0° a 0.449° , con lo que se descarta el fenómeno de **bump-steer** en **ride**.

En los análisis referentes a **Roll**, se hizo el estudio de -1.5° a 1.5° de **roll**. Para el caso de la variación de **camber** respecto a **roll** es de -3.598° a -1.438° , dio una variación muy pequeña y dentro del rango de valores. Para el caso del RC delantero, su variación vertical fue de -33.913 [mm] de su posición inicial a -31.558 [mm], siendo una variación de menos de medio centímetro. Mientras que, para su desplazamiento lateral, el RC se movió alrededor de ± 15.6 centímetros. Por último, en la figura 2.32 se observa que el ángulo de dirección cambia entre 0° a 0.116° , con lo que se descarta el fenómeno de **bump-steer** en **roll**.

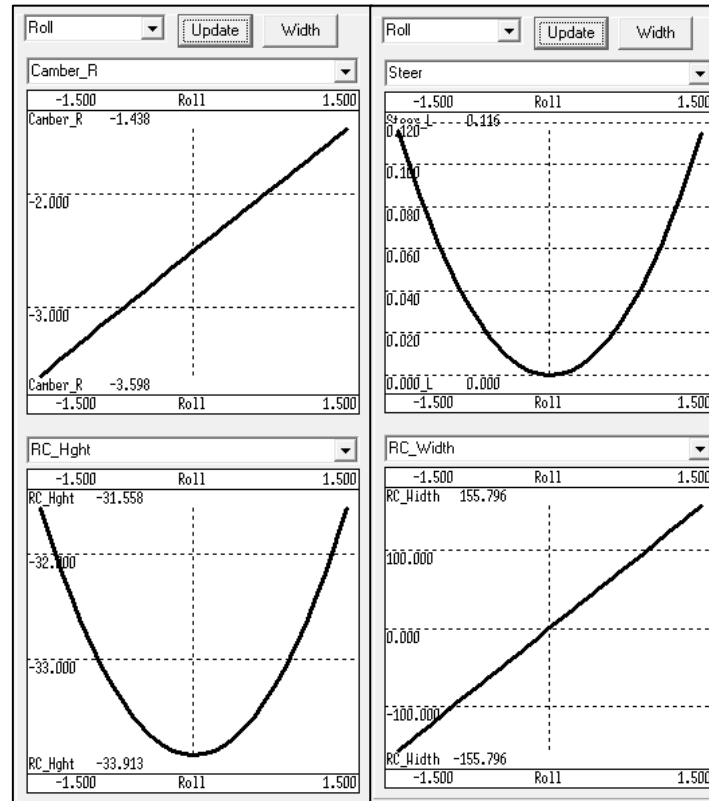


Figura 2.32 Análisis en roll para camber, roll center y ángulo de dirección.

Existe una interfaz para poder realizar un análisis de **bump-steer**, además de la definición del centro instantáneo de rotación. Este análisis es llamado **steering tierod and bump steer** y en esta parte, **WinGeo** nos ayudó visualmente a orientar de la mejor manera el punto de pivote del eslabón de dirección con el centro instantáneo de rotación IC, mostrándonos en la figura 2.33 la localización del IC y posteriormente se ajustó el punto de la **tierod** tanto en su pivote hacia en chasis, así como en su pivote hacia el **upright**. El procedimiento para eliminar este fenómeno se muestra en el anexo B.

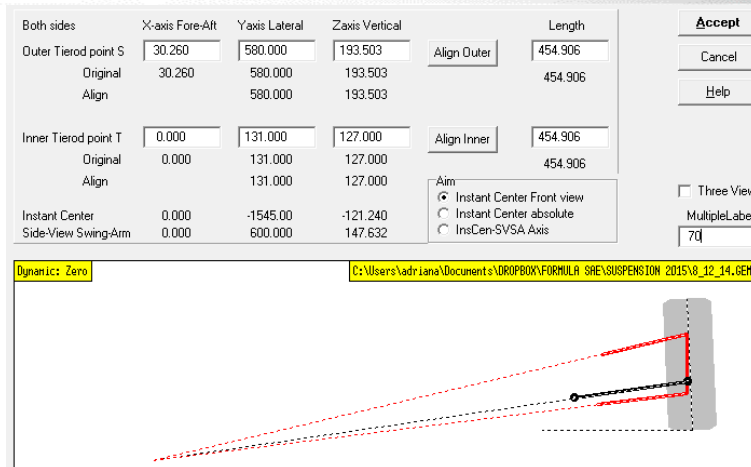


Figura 2.33 Captura de pantalla del análisis de bump steer para la suspensión delantera en WinGeo.

Por último, se vió el análisis para el cambio de **scrub radius** tanto en **ride** como en **roll**. En $\pm 1.5^\circ$ de **roll**, el **scrub radius** viaja de -0.132 [mm]. Y para ± 30 [mm] de viaje en **ride**, el **scrub radius** se movió de -5.381 a 1.443 [mm].

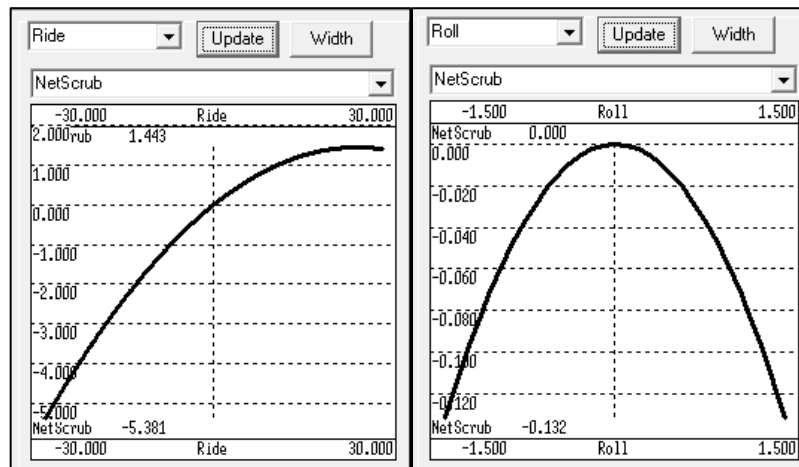


Figura 2.34 a) Variación de Scrub radius en ride. b) Scrub radius vs roll.

2.6.2 Suspensión trasera

Los parámetros que se vigilaron en la suspensión trasera fueron: la altura del **Roll Center trasero** (RCr) que debía ser mayor al **Roll Center delantero** (RCf), asegurando así que el **roll axis** fuera positivo; se cuidó la migración del RCr para que estuviera dentro del rango estipulado inicialmente; la variación del **camber** fue tomando en

consideración que su valor en estático es de 0°; así como se tuvo precaución también en la variación de **scrub radius**.

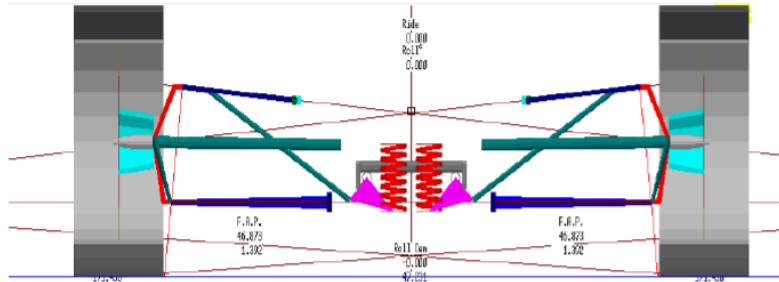


Figura 2.35 Captura de pantalla de la interfaz para la suspensión trasera con sistema de energía Pull Rod en WinGeo.

Para el caso de **ride** de ± 30 [mm], se tuvo la variación de **camber** de -0.687° a 0.607° . Mientras que para la migración vertical del RC siendo su estático de 21.52 [mm], fue de -26.688 [mm] a 72.016 [mm] como se observa en la figura 2.36.

Se analizó el caso de $\pm 1.5^\circ$ de **roll**, se observó que la variación de **camber** es de -1.207° a 1.184° , siendo muy pequeña la variación, aunque en 1.5° de **roll** se presentó en **camber** un valor positivo. En la figura 2.37 se muestra la variación vertical del RC es de 17.922 [mm] a 21.524 [mm] y la variación lateral del RC es de -225.808 [mm] a 225.808 [mm].

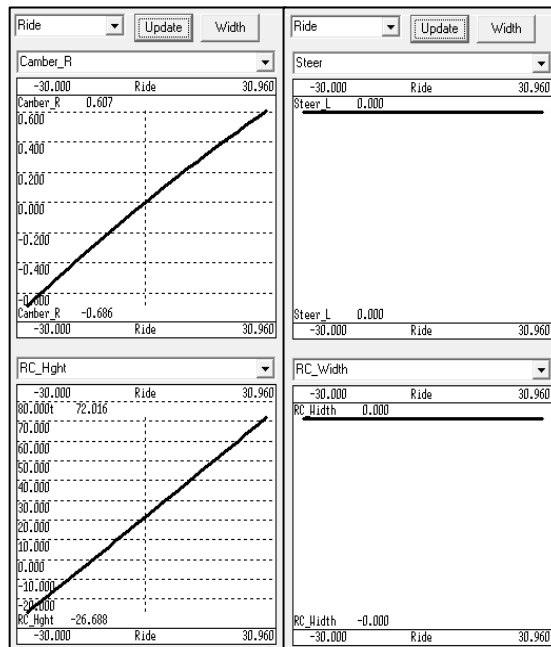


Figura 2.36 Análisis en Ride respecto a camber, roll center y ángulo de dirección (trackrod).

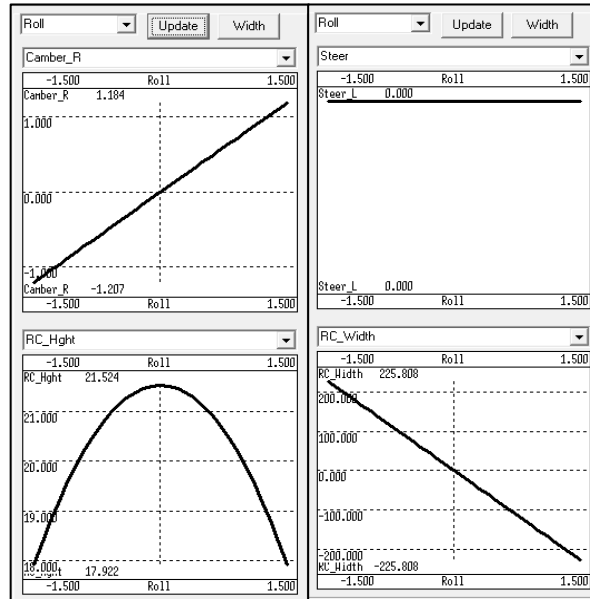


Figura 2.37 Análisis de Roll respecto a camber, roll center y ángulo de dirección (trackrod).

Se hizo un análisis de **bump-steer**, con ayuda de la paquetería **WinGeo** para definir la posición de la **trackrod** puesto que este eslabón cumple la función de no permitir que la llantas traseras generen ángulo de toe como se muestra en la figura 2.38. Ver anexo B.

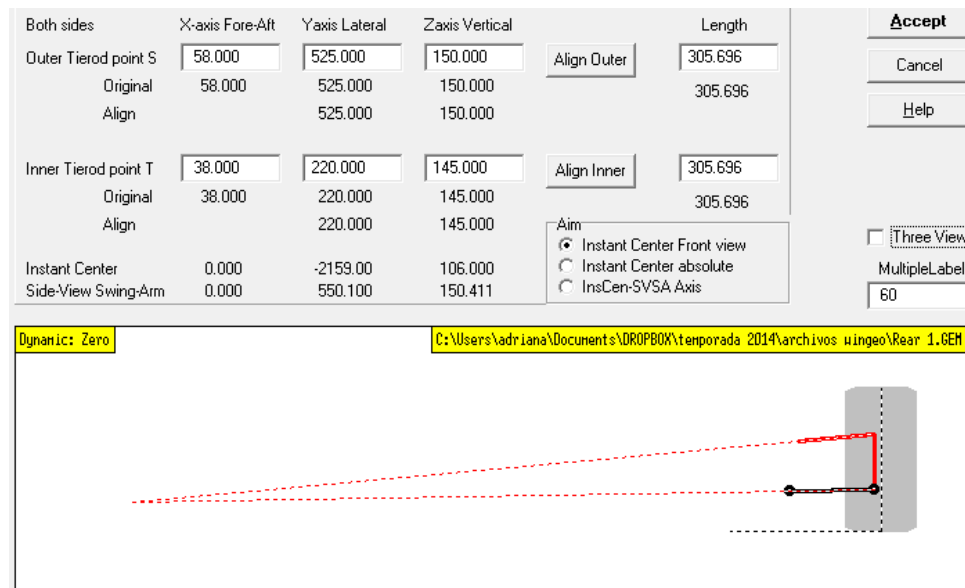


Figura 2.38 Captura de pantalla del análisis de Bump steer para la suspensión trasera en WinGeo.

Para la migración de **scrub radius** del sistema de suspensión trasero se muestra en la Figura 2.39 el caso de *roll* en donde el cambio de mayor valor fue de -0.232 [mm] y para el caso de **Ride** se tuvo una variación igual de pequeña de -5.268 [mm].

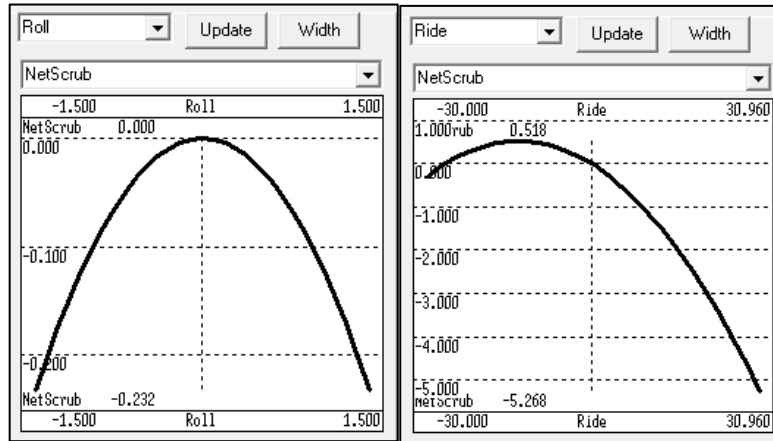


Figura 2.39 Variación de scrub radius en Roll y en Ride.

Se recuerda que en la competencia no solo es demostrar que el diseño de una suspensión y en sí el auto por completo, funciona dadas las sollicitaciones dinámicas que se le imponen en la pista, sino también demostrar que el diseño de cada componente tiene un fin. Demostrar el “porqué” se diseñó de tal forma y no se hizo de otra. Todo lo anterior forma parte de un evento estático llamado Evento de Diseño (**Design Event**). En este evento se defiende el diseño logrado ante un juez experto en diseño, mecánica, dinámica, materiales, manufactura, etc. Ante él se muestra un reporte de diseño y se explica la metodología que se siguió para lograr el diseño que ve ante él. **Es por eso que el presente proyecto de tesis conduce a una propuesta de método de diseño basado en un soporte documental que conduzca a la validación del producto final que es la suspensión del prototipo de auto Formula SAE**, siendo capaz de asegurar las Buenas Prácticas de Ingeniería y con el cumplimiento de las especificaciones del cliente ayudando al equipo UNAM Motorsports a presentar un diseño robusto y un soporte documental que lo demuestre.

2.7 Propuesta final de diseño geométrico de suspensión (concepto final)

A continuación, se muestra la tabla de los resultados finales de los parámetros geométricos del diseño del sistema de suspensión que se obtuvieron.

Tabla 2.12. Resultados finales.

Requerimientos Globales	Métricas	Valor Delantero	Valor Trasero
1. Track	Metro [m]	1,200	1,100.2
2. Camber angle Estático.	<i>Degree</i> [°]	- 2.5	0
3. Toe angle (estático)	<i>Degree</i> [°]	0	0
4. Instant Center	Milímetros [mm]	2,145.006 en “Y”, -121.240 en “Z”	2,709.1 en “Y”, 106 en “Z”
5. Roll Center Travel	Milímetros [mm]	-33.913	21.52
6. Bump/Rebump Travel	Milímetros [mm]	±30	±30
7. Camber gain	[<i>Degree</i> /m]	-24.9< 25	-21.11<25
8. Caster angle	<i>Degree</i> [°]	5.321	-
9. Mechanical Trail	Milímetros [mm]	24.449	-
10. Roll camber	[<i>Degree</i> / <i>Degree</i>]	-0.72	-0.80
11. Kingpin angle	<i>Degree</i> [°]	0	-
12. Scrub Radius	Milímetros [mm]	21	-
13. Wheelbase	Milímetros [mm]	1,524	
14. Roll Axis (inclinación)	<i>Degree</i> [°]	2.08	
15. Altura CG “h”	Milímetros [mm]	291.966	
16. Roll del auto	[g’s]	1.5	
17. Altura del RCf	Milímetros [mm]	-33.913	
18. Altura RCr	Milímetros [mm]	21.52	
19. Masa auto	Kilogramos [kg]	< 300 [kg] con piloto	
20. Tiempo en Skidpad y Acceleration	Tiempo [s]	≤ Tiempo de un auto top 10 para cada prueba	

Cabe destacar que, los parámetros que se lograron puntualizar, darles un valor y una métrica en este capítulo sirven como base para el diseño a detalle del sistema de suspensión, ya que del diseño geométrico del mismo sistema dependerá la manera en que este funcione dinámicamente. Para el caso de los valores de los tiempos en los que el auto logra las pruebas dinámicas de **skidpad** y **acceleration** se definen en el siguiente capítulo.

3 Diseño de detalle

En esta etapa se retomó el diseño geométrico y los requerimientos presentados en el capítulo anterior como punto de partida para el diseño a detalle del sistema de suspensión, es decir, que el proceso que se sigue en esta etapa requiere de los valores obtenidos para los diversos parámetros que definen el sistema de suspensión hablando de el de forma geométrica. El diseño a detalle sigue los siguientes pasos como se muestra en la figura 3.1.

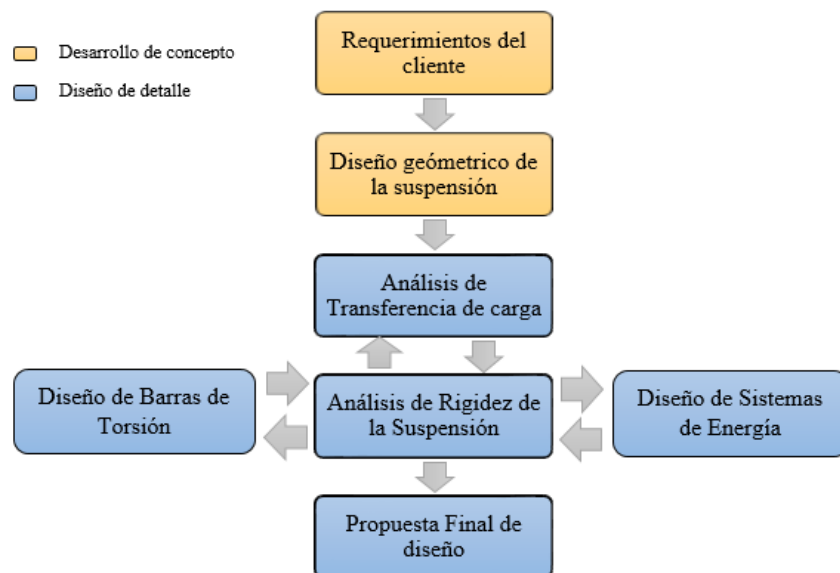


Figura 3.1. Proceso de diseño de detalle propuesto.

Cabe mencionar que el diseño a detalle al cual se refiere en este capítulo, trata del diseño dinámico del sistema de suspensión, es decir, se define como fue el comportamiento dinámico del sistema en pista.

3.1 Análisis de transferencia de carga

Como se observó en el capítulo anterior, fue importante conocer la ubicación del centro de gravedad del auto para así conocer cómo se distribuyeron las cargas en los neumáticos y cómo afectaban en el desempeño del todo el auto. Para este análisis se tuvo como base dos pruebas de la competencia (eventos dinámicos) que ayudaron a su realización, **SkidPad** y **Acceleration**.

3.1.1 Transferencia lateral de carga

Cuando se realiza un giro constante, la carga se transfiere desde las dos ruedas internas hasta las dos ruedas externas a la curva, debido a que el centro de gravedad del auto está por encima del suelo. Esta transferencia de carga se da gracias a la fuerza centrífuga que reacciona en oposición al movimiento de giro del vehículo en la pista. En la figura 3.2 se observa la fuerza de aceleración producida por los neumáticos y en reacción a esta se genera una aceleración lateral y la fuerza centrífuga con signo contrario a la aceleración lateral.

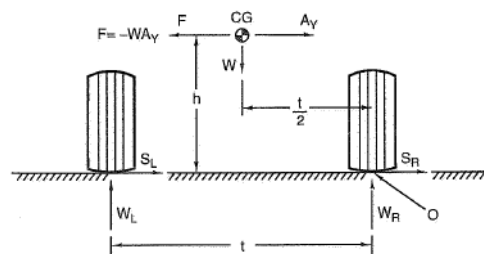


Figura 3.2. Transferencia de carga lateral de derecha a izquierda. [1]

Se sabe que la máxima transferencia de carga lateral en el auto se presenta en el evento dinámico de la competencia llamado **SkidPad**. Esta prueba se realiza en un circuito de forma de número "8" con radio constante en la que el auto realiza dos vueltas en cada círculo en el menor tiempo posible como se muestra en la figura 3.3.

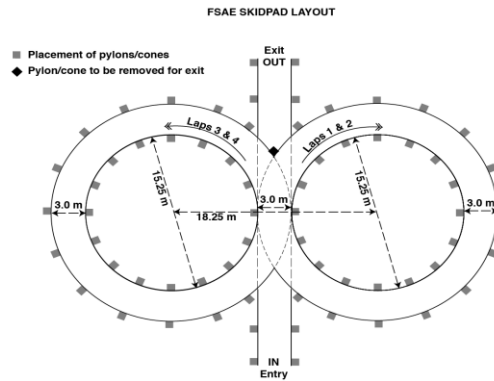


Figura 3.3. Circuito de SkidPad en competencia FSAE. [3]

Si se desea conocer cuanta es la transferencia de carga en el auto para este circuito se requieren de los siguientes datos:

Tabla 3.1. Datos de entrada para el análisis de transferencia de carga lateral en SkidPad.

Símbolo	Datos	Valor	Métrica
Wt	Peso total del auto con piloto.	285.5	[kg]
tf	Track delantero	1.200	[m]
tr	Track trasero	1.100	[m]
h	Altura del centro de gravedad del auto	0.29	[m]
t	Tiempo en el que se realizó la prueba.	4.878	[s]
D	Diámetro del circuito	18.25	[m]
R	Radio del circuito	9.125	[m]

Ya que el auto de la temporada 2014 no compitió en esta prueba, se tomó el tiempo del auto de la escuela “University of Michigan - Ann Arbor” y para los demás datos se tomaron los valores del auto de la temporada 2014. [9]

Para continuar se necesitó la circunferencia del circuito, así como la velocidad a la que el auto estaría sometido si realizara el recorrido en ese tiempo. [1]

$$C = \pi * D, \text{Circunferencia del circuito en [m]} \tag{3.1}$$

$$V = \frac{C}{t} . \text{Velocidad en } \left[\frac{m}{s} \right] \tag{3.2}$$

$$A_L = \frac{v^2}{R}, \text{Aceleración Lateral en } \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3.3)$$

$$A_Y = \frac{A_L}{9.81}, \text{Aceleración lateral } [g's] \quad (3.4)$$

$$\Delta W_f = \frac{[(Wt * q_{magic}) * 9.81] * h * A_Y}{t_f}, \text{Transferencia de carga lateral frontal } [N] \quad (3.5)$$

$$\Delta W_r = \frac{[(Wt * (1 - q_{magic})) * 9.81] * h * A_Y}{t_r}, \text{Transferencia de carga lateral trasera } [N] \quad (3.6)$$

$$F_{Zf} = \frac{\Delta W_f}{9.81}, \text{Carga normal frontal debida a la trans. de carga } [kg] \quad (3.7)$$

$$F_{Zr} = \frac{\Delta W_r}{9.81}, \text{Carga normal trasera debida a la trans. de carga } [kg] \quad (3.8)$$

$$F_{ZfL} = F_{Zf} + \left[\frac{Wt * q_{magic}}{2} \right], \text{Carga normal delantera izquierda } [kg] \quad (3.9)$$

$$F_{ZfR} = -F_{Zf} + \left[\frac{Wt * q_{magic}}{2} \right], \text{Carga normal delantera derecha } [kg] \quad (3.10)$$

$$F_{ZrL} = F_{Zr} + \left[\frac{Wt * (1 - q_{magic})}{2} \right], \text{Carga normal trasera izquierda } [kg] \quad (3.11)$$

$$F_{ZrR} = -F_{Zr} + \left[\frac{Wt * (1 - q_{magic})}{2} \right], \text{Carga normal trasera derecha } [kg] \quad (3.12)$$

$$F_{ZrR} * 9.81 = F_{ZrR} \text{ en } [N] \quad (3.13)$$

Para el análisis, los resultados fueron los siguientes:

Tabla 3.2. Resultados de Transferencia de carga lateral en SkidPad.

Evento Dinámico <i>SkidPad</i> .		
Símbolo	Valor	Métrica
C	57.3342	[m]
V	11.75362854	$\left[\frac{m}{s}\right]$
A _L	15.13948315	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
A _Y	1.543270454	[g/s]
ΔWf	599.5781612	[N]
ΔWr	485.4361039	[N]
F _{Zf}	61.11907861	[kg]
F _{Zr}	49.48380264	[kg]
F _{ZfL}	143.0575786	[kg]
F _{ZfR}	20.81942139	[kg]
F _{ZrL}	110.2953026	[kg]
F _{ZrR}	11.32769736	[kg]
F _{ZfL}	1403.394846	[N]
F _{ZfR}	204.2385238	[N]
F _{ZrL}	1081.996919	[N]
F _{ZrR}	111.1247111	[N]
Wt	285.5	[kg]

En las ecuaciones 3.9 y 3.11 se presentan las distribuciones de pesos de un auto. En el Anexo C se muestra el análisis top 10 de esta prueba para los diez primeros lugares de las universidades.

3.1.2 Transferencia longitudinal de carga.

Esta transferencia de carga se da cuando el auto se encuentra bajo aceleración positiva o en una aceleración negativa para el caso de frenado, se desarrolla una fuerza de reacción inercial que es similar a la fuerza centrífuga en una vuelta (ver figura 3.4).

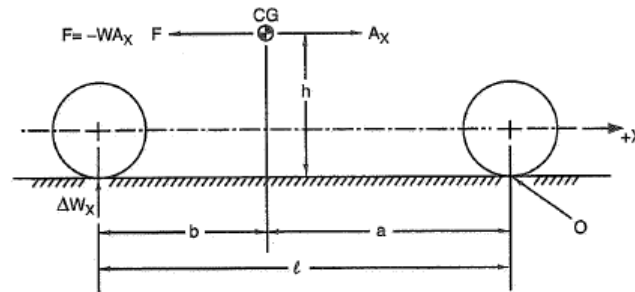


Figura 3.4. Transferencia de carga Longitudinal debido al frenado o aceleración. [1]

El caso de estudio de transferencia de carga longitudinal fue en el evento dinámico llamado **Acceleration**, en el cual, en una recta de 75 [m] el auto aceleró al inicio con la finalidad de que al llegar al fin de la pista y frenar, se presente el menor tiempo en el recorrido. [3]

Tabla 3.3. Datos de entrada para el análisis de transferencia de carga longitudinal en Acceleration.

Símbolo	Datos	Valor	Métrica
L	Wheelbase	1.524	[m]
Wt	Masa con piloto	285.5	[kg]
Dp	Distancia pista	75	[m]
t	Tiempo del recorrido	3.855	[s]
h	Altura centro de gravedad del auto	0.29	[m]

El tiempo del recorrido fue tomado del auto de la escuela “*Auburn University*” y para los demás datos se tomaron los valores de nuestro auto. [9]

Una vez que se conocían los datos de entrada, se prosiguió a resolver las ecuaciones siguientes:

$$V = \frac{Dp}{t}, \text{Velocidad en } \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.14)$$

$$A = \frac{\frac{Dp}{t}}{\left(\frac{t}{2}\right)} = \frac{V}{t} * 2, \text{Aceleración en } \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3.15)$$

$$A_X = \frac{A}{9.81}, \text{Aceleración longitudinal en } [g's] \quad (3.16)$$

$$\Delta W = \frac{(Wt * 9.81) * h * A_X}{L}, \text{Transferencia de carga longitudinal en } [N] \quad (3.17)$$

$$\Delta W = \frac{AW, \text{en } [N]}{9.81}, \text{Transferencia de carga longitudinal en } [kg] \quad (3.18)$$

$$F_{ZfL} = F_{ZfR} = \frac{Wf - \Delta W}{2}, \text{Carga normal delantera izquierda y derecha } [kg] \quad (3.19)$$

$$F_{ZrL} = F_{ZrR} = \frac{Wr + \Delta W}{2}, \text{Carga normal trasera izquierda y derecha } [kg] \quad (3.20)$$

$$F_{ZfL} = F_{ZfR} = \frac{Wf - \Delta W}{2} * 9.81, \text{Carga normal delantera izq. y der. } [N] \quad (3.21)$$

$$F_{ZrL} = F_{ZrR} = \frac{Wr + \Delta W}{2} * 9.81, \text{Carga normal trasera izq. y der. } [N] \quad (3.22)$$

Para el análisis de transferencia de carga longitudinal, los resultados fueron:

Tabla 3.4. Resultados de transferencia de carga longitudinal para Acceleration.

Evento Dinámico <i>Acceleration</i> .		
Símbolo	Valor	Métrica
V	19.45525292	$\left[\frac{m}{s}\right]$
A	10.09351643	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
A_x	1.028900757	$[g's]$
ΔW	548.3547853	[N]
ΔW	55.89753163	[kg]
$F_{ZfL} = F_{ZfR}$	40.10123418	[kg]
$F_{ZrL} = F_{ZrR}$	102.6487658	[kg]
$F_{ZfL} = F_{ZfR}$	393.3931073	[N]
$F_{ZrL} = F_{ZrR}$	1006.984393	[N]
Wt	285.5	[kg]

En el Anexo C se muestra el análisis top 10 de **Acceleration** para los diez primeros lugares de las universidades.

3.2 Análisis de rigidez de la suspensión

Como se vió en el capítulo 2, fue importante para el diseño de la suspensión conocer los cambios en **ride** y **roll** a los que el vehículo estaría sometido. Ahora bien, ya que se conoce como es la transferencia de carga en el vehículo, es momento de saber cómo afectan esos cambios en **ride** y en **roll** a esa distribución de carga en el auto.

Estos cambios son llamados **ride** y **roll rates**, y su importancia recae en la “puesta a punto” de nuestro auto. A continuación, se presentan algunas definiciones.

- **Spring rate** K_s : Es la fuerza F_s por unidad de desplazamiento X_s del resorte. K_s es conocido como la constante elástica del resorte y existe dos tipos de comportamiento, ya sea lineal, donde la fuerza aumenta de forma proporcional a su desplazamiento y en otro caso, presenta un comportamiento no lineal. [1]

$$K_s = \frac{F_s}{x_s}, \text{ Spring Rate en } \left[\frac{N}{m} \right] \text{ o } \left[\frac{Lb}{in} \right] \quad (3.23)$$

- **Wheel center rate** KW : Es la fuerza vertical por unidad de desplazamiento vertical respecto del centro del neumático. En general, el valor de esta relación de movimiento del centro del neumático es menor al **spring rate** debido a un parámetro llamado **Installation Ratio** IR. El IR es una relación de cambio entre la longitud en el resorte y el viaje vertical del centro del neumático. IR se describe de la siguiente manera: [1]

$$IR = \frac{\Delta \text{Spring Travel}}{\Delta \text{Wheel Travel}}, \text{ este concepto geométrico es adimensional} \quad (3.24)$$

$$KW = K_s(IR^2),$$

$$\text{Razón de mov. respecto del centro del neumático en } \left[\frac{N}{m} \right] \text{ o } \left[\frac{Lb}{in} \right] \quad (3.25)$$

- **Tire rate** KT : Fuerza vertical por unidad de desplazamiento vertical del neumático en su carga de funcionamiento. KT también es llamada constante elástica del neumático y depende de diversos parámetros como de la presión del neumático, temperatura, etc. Sus unidades son $\left[\frac{N}{m} \right]$ o $\left[\frac{Lb}{in} \right]$. [1]
- **Ride rate** KR : Es la fuerza vertical por unidad de desplazamiento del punto de contacto del neumático con el piso. Su valor depende de los parámetros **wheel center rate** y **tire rate**. Suponiendo que la Rigidez en el neumático es infinita $KT = \infty$, el valor de KR será igual a KW . [1]

$$KR = \frac{KW * KT}{KW + KT}, \text{ Razón de viaje vertical en } \left[\frac{N}{m} \right] \text{ o } \left[\frac{Lb}{in} \right] \quad (3.26)$$

- **Roll rate** $K\phi$: Se le conoce también como gradiente de giro o de **roll** y es el momento o par de resistencia al giro por unidad de giro en el chasis o ángulo de **roll**. Puede ser aplicado tanto a cada eje del auto (delantero y trasero) y también se aplica al auto por completo. El gradiente de giro se debe a los parámetros **ride rates**, **trackfrontaly trasero** y de las barras estabilizadoras (**Anti Roll Bar ARB**). [1]

Para cada eje del auto:

$$K\phi f = \frac{\pi}{180} * \frac{KWf_L * KWf_R * t f^2}{(KWf_L + KWf_R)}, \text{ Roll Rate frontral en } \left[\frac{Nm}{Degree} \right] \quad (3.27)$$

$$K\phi r = \frac{\pi}{180} * \frac{KW r_L * KW r_R * t r^2}{(KW r_L + KW r_R)}, \text{ Rall Rate trasero en } \left[\frac{Nm}{Degree} \right] \quad (3.28)$$

KWf_R es el valor de **wheel center rate** delantero derecho, KWf_L el valor para el neumático delantero izquierdo, $KW r_R$ para el trasero derecho y $KW r_L$ para el trasero izquierdo.

En caso de que el valor de KW del neumático derecho e izquierdo sea igual, entonces se usan las ecuaciones siguientes para calcular el gradiente de giro del eje delantero y del eje trasero:

$$K\phi f = \frac{\pi}{180} * \frac{KWf * t f^2}{2}, \text{ Roll Rate frontal en } \left[\frac{Nm}{Degree} \right] \quad (3.29)$$

$$K\phi r = \frac{\pi}{180} * \frac{KW r * t r^2}{2}, \text{ Roll Rate trasero en } \left[\frac{Nm}{Degree} \right] \quad (3.30)$$

Para calcular el **Roll Rate** del auto completo se tiene la siguiente ecuación:

$$K\phi = \frac{\phi}{A_Y} = \frac{\text{Grados de Roll}}{\text{Aceleración Lateral}} = -\frac{Wt * g * h_{Roll}}{K\phi f + K\phi r},$$

$$\text{Roll Rate total del auto en } \left[\frac{\text{Degree}}{g's} \right] \quad (3.31)$$

Donde Wt es el peso total del auto en kilogramos, g es la aceleración de la gravedad con su valor $9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$, h_{Roll} la distancia del centro de gravedad de la masa suspendida al **roll axis**.

Como datos de entrada para calcular el **roll rate** $K\phi$ del auto y cuanto se distribuía en cada eje se necesitó de los siguientes valores:

Tabla 3.5. Datos de entrada para el cálculo del Roll Rate del auto.

Símbolo	Dato	Valor	Métrica
V	Velocidad	42.3131	$\left[\frac{Km}{h} \right]$
ϕ	Grados de Roll del auto	1.5	$[^\circ]$
A_Y	Aceleración Lateral	1.54	$[g's]$
h_{Roll}	Distancia del roll axis al CG de la masa suspendida	0.2999	$[m]$
g	Aceleración de la gravedad	9.81	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$
Wt	Peso del auto	285.5	$[kg]$

La velocidad y aceleración lateral se obtuvo del análisis de transferencia de carga para un tiempo de $t = 4.878$ [s] para la prueba de **skidpad**. Mientras que los grados de **roll** se obtuvieron del análisis en **WinGeo** en el capítulo 2.

Por lo tanto, el “**roll rate** deseado” con los requerimientos finales fue:

$$K\phi_{DESEADO} = -\frac{1.5^\circ}{1.54 g's} = -0.974 \left[\frac{\text{Degree}}{g's} \right] \quad (3.32)$$

Para el diseño se debía de cumplir entonces con:

$$K\phi = K\phi_{DESEADO} \tag{3.33}$$

$$\therefore \text{Despejando, } K\phi_f + K\phi_r = \frac{Wt * g * h_{Roll}}{K\phi_{DESEADO}} \tag{3.34}$$

En la literatura se sabe que la distribución de gradiente de **roll** llamado también **Magic Number** q_{magic} es 5% más frontal ya que así se asegura un subviraje en el auto cuando este se encuentre en una curva. Es entonces que el peso en el auto para el análisis de **roll rate** fue:

$$Wf = 0.5 * Wt * q_{magic}, \text{Peso frontal en [kg]} \tag{3.35}$$

$$Wr = 0.5 * Wt * (1 - q_{magic}), \text{Peso trasero en [kg]} \tag{3.36}$$

Tabla 3.6. Datos de entrada para la Distribución de Gradiente de Roll (peso auto e installation ratio IR).

IR_f	0.71
IR_r	0.823
Peso auto [kg]	285.5
Del	81.9385
Tras	60.8115

Tabla 3.7. Resultados de roll rate.

Peso auto [kg]	285.5		KT->	Spring Rate @ 12 psi		687	120312.2	Front Track	Rear Track	Average	CG
Del	81.9385		IR_f	0.71	Magic Number	Ws	257.27804	1.200	1.000	1.1	0.29
Tras	60.8115		IR_r	0.823	0.574	Del	51.455608			hRoll	0.29991
						Tras	77.183412				
Ks [Lb/in]	Ks [N/m]	Wheel Rate Kw [N/m] Front	Wheel Rate Kw [N/m] Rear	Ride Rate KR [N/m] Front	Ride Rate KR [N/m] Rear	Natural Frec. @ KR [Hz]		Roll Rates [N*m/degree]		Roll Rates [N*m/ rad]	
						Front	Rear	Front	Rear	Front	Rear
150	26269.05	13242.23	17792.79	11929.23	15500.45	2.42	2.26	166.41	155.27	9534.40	8896.39
250	43781.75	22070.38	29654.65	18649.30	23790.70	3.03	2.79	277.34	258.79	15890.67	14827.32
350	61294.45	30898.53	41516.51	24584.70	30865.62	3.48	3.18	388.28	362.30	22246.94	20758.25
450	78807.15	39726.68	53378.37	29865.27	36974.20	3.83	3.48	499.22	465.81	28603.21	26689.18
600	105076.2	52968.91	71171.16	36777.28	44718.04	4.25	3.83	665.63	621.09	38137.62	35585.58

En las columnas de la frecuencia natural de la masa suspendida a la cual trabajó la suspensión de la temporada 2015. De acuerdo con la literatura, para un auto de Formula SAE se tiene que la frecuencia natural está en los siguientes rangos: [6] [8]

- 0.5 – 1.5 Hz para autos de pasajeros
- 1.5 – 2.0 Hz para autos con **downforce** moderada

- 3.0 - 5.0 Hz para alta **downforce**

Por lo que para obtener la frecuencia natural para la masa suspendida ω_{nS} (amortiguada) y para la masa no suspendida ω_{nU} (no amortiguada) se necesitó de las siguientes ecuaciones:

$$\omega_{nU} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{KW+KT}{Wu}}, \text{ frecuencia natural de la masa no suspendida en [Hz]} \quad (3.37)$$

$$\omega_{nS} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{KR}{Ws}}, \text{ frecuencia natural de la masa suspendida en [Hz]} \quad (3.38)$$

Por otro lado, para llegar al valor de gradiente de roll deseado se usaron barras de torsión (también conocidas como barras estabilizadoras). El cálculo de la porción de rigidez para cada barra de torsión que debía tener y así agregar al auto se obtuvo de la siguiente forma:

$$K_{\phi Afront} = \frac{\pi}{180} \left(\frac{K\phi_{DESEADO} KT \left(\frac{tf^2}{2}\right)}{\left[KT \left(\frac{tf^2}{2}\right) * \frac{\pi}{180} - |K\phi_{f DESEADO}| \right]} \right) - \frac{\pi KWf \left(\frac{tf^2}{2}\right)}{180},$$

*Rigidez ARBfront en $\left[\frac{N*m}{Degree}\right]$* (3.39)

$$K_{\phi Arear} = \frac{\pi}{180} \left(\frac{K\phi_{DESEADO} KT \left(\frac{tr^2}{2}\right)}{\left[KT \left(\frac{tr^2}{2}\right) * \frac{\pi}{180} - |K\phi_{r DESEADO}| \right]} \right) - \frac{\pi KW_r \left(\frac{tr^2}{2}\right)}{180},$$

*Rigidez ARBrear en $\left[\frac{N*m}{Degree}\right]$* (3.40)

Es entonces que se logró obtener el gradiente de roll requerido con:

$$RG\phi_{DESEADO} = -\frac{Wt * g * h_{Roll}}{K\phi_{DESEADO}} = \frac{(285.5) * (9.81) * (0.29991)}{(-0.974)},$$

$$= 862.3738 \text{ en } \left[\frac{N*m}{Degree} \right] \quad (3.41)$$

$$RG\phi f_{DESEADO} = K\phi_{DESEADO} * q_{magic}, \text{ en } \left[\frac{N*m}{Degree} \right] \quad (3.42)$$

$$RG\phi r_{DESEADO} = K\phi_{DESEADO} * (1 - q_{magic}), \text{ en } \left[\frac{N*m}{Degree} \right] \quad (3.43)$$

Usando las ecuaciones anteriores para los diferentes valores en la constante del resorte Ks, la contribución que la barra de torsión debió de aportar se muestra a continuación.

Tabla 3.8. Roll Rate deseado y rigidez de barras de torsión delantera y trasera.

	Roll rate deseado			Roll Rate per axis			
	$\phi/\Delta Y$ [Degree/g's]	[Nm/degree]	[Nm/rad]	Front % [Nm/degree]	Rear % [Nm/degree]	Front % [N*m/rad]	Rear % [N*m/rad]
	-0.974	862.3738	49410.3749	495.003	367.371	28361.56	21048.82
	Anti Roll Bar parameters						
Ks [Lb/in]	Roll Rate Total [N*m/degree]	Roll Rate Total ϕ [Degree Roll /g's]	Roll Rate Total [Rad Roll /g's]	ARB_frontal [Nm/degree]	ARB_rear [Nm/degree]	ARB_front [Nm/rad]	ARB_rear [Nm/rad]
150	321.678	-2.525	0.044	569.55	449.54	32633.07	25756.86
250	536.130	-1.515	0.026	458.62	372.50	26276.80	21342.79
350	750.582	-1.082	0.019	347.68	295.46	19920.53	16928.71
450	965.034	-0.842	0.015	236.74	218.42	13564.26	12514.64
600	1286.712	-0.631	0.011	70.33	102.86	4029.86	5893.52

Se observa que el valor de constantes de resorte de Ks de 350 $\left[\frac{Lb}{in} \right]$ fueron los que aportaban resultados de **roll rate** requerido. Ahora bien, se evaluó si esa constante de resortes proporcionaba resultados en los que se pudiera utilizar la barra de torsión trasera de la temporada 2014.

3.3 Diseño de las barras de torsión

3.3.1 Funcionamiento de una barra de torsión

Como se ha visto en las secciones anteriores, una barra de torsión trabaja mientras el auto esté bajo las sollicitaciones de movimiento de **Roll**, es decir, que el auto se

encuentre en una curva. Es por eso que la barra de torsión o **Anti Roll Bar** no trabaja en **ride** o **bump**, es decir, movimiento vertical del neumático.

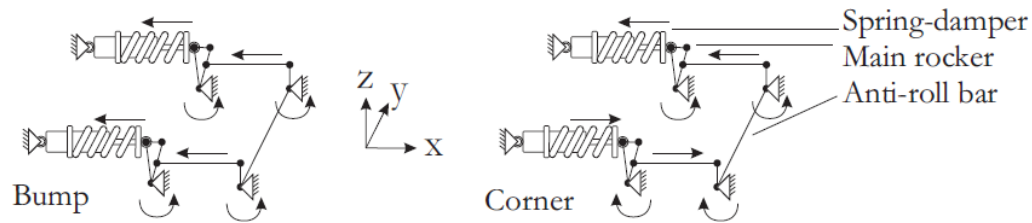


Figura 3.5. Movimiento de la barra de torsión dadas las solicitaciones de Bump y Curva (corner). [16]

Para el caso del movimiento vertical como se ve en la figura 3.5 las dos llantas de la suspensión ya sea trasera o delantera tienen la misma magnitud en dicho desplazamiento. Mientras que, en caso de curvas, uno de los neumáticos de la suspensión tiene mayor desplazamiento que el otro debido a la transferencia de carga lateral y las fuerzas normales en la llanta, permitiendo que la barra de torsión presente un desplazamiento angular y generando en ella un par de resistencia a dicho movimiento, llevando a una disminución al momento de Roll en el auto y brindando estabilidad en el auto.

3.3.2 Relación de movimiento de la barra de torsión

Como se vio en la sección anterior, en presencia de **roll** en el auto, la barra de torsión comenzó a trabajar. Ahora bien, es importante saber cómo el movimiento de los neumáticos debido al **roll** se transforma en un desplazamiento angular en la barra.

Dicho lo anterior, se hace énfasis en un parámetro llamado **Motion Ratio** o relación de movimiento de la barra de torsión, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$MR_{ARB} = \frac{ARB \text{ twist } \theta}{Roll \text{ angle } \phi} = \frac{\text{ángulo de giro ARB}}{\text{ángulo de Roll del auto}}, [1] \quad (3.44)$$

Para hacer un análisis dinámico con el que se logró obtener el ángulo de giro de las barras de torsión se empleó lo siguiente:

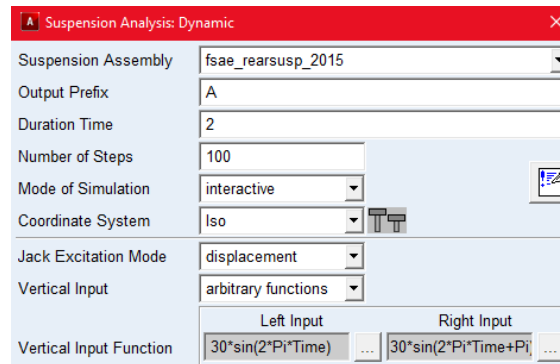


Figura 3.6. Análisis Dinámico en Adams Car.

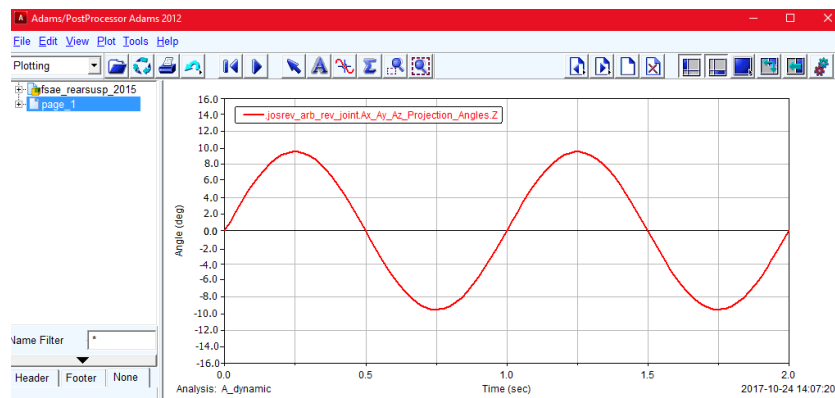


Figura 3.7. Resultados Barra de Torsión trasera.

Se calculó el MR_{ARB} de la barra trasera dado el punto máximo y mínimo de la figura 3.7:

$$MR_{ARB} = \frac{-9.88 - 10.00}{-1.5 - 1.5} = 6.626 [1] \quad (3.45)$$

Mientras que el MR_{ARB} de la barra delantera fue:

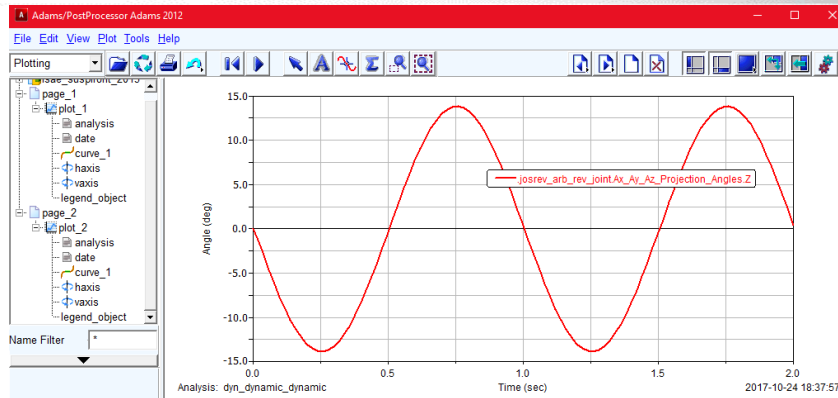


Figura 3.8. Resultados Barra de Torsión delantera.

$$MR_{ARB} = \frac{-13.0178 - 13.0178}{-1.5 - 1.5} = 8.6785 [1] \tag{3.46}$$

Donde el ángulo de giro de la barra de torsión está dado por θ y el ángulo de **roll** del auto está dado por ϕ . Es por eso que la rigidez de la barra de torsión se obtuvo dada la ecuación:

$$K_{ARB} = \frac{K_{\phi A}(\text{front.rear})}{(MR_{ARB})^2}, \left[\frac{Nm}{Degree} \right] \tag{3.47}$$

Mecánicamente, la rigidez torsional de una barra se obtuvo de la siguiente manera:

$$K_{ARB} = \frac{G * I}{L_{Arm}} = \frac{E * \pi * d^4}{64(1 + \nu)L_{Arm}}, \left[\frac{Nm}{Rad} \right] \tag{3.48}$$

$$I = \frac{\pi}{32} d^4,$$

I el momento polar de inercia de la sección transversal de la barra y

d es el diámetro de esa sección en $[m^4]$ (3.49)

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)},$$

G es el modulo de rigidez del material, E es el módulo de elasticidad y

ν el coeficiente de Poisson (3.50)

Por lo tanto, para conocer el diámetro de la barra de torsión se despejó d de la ecuación 1.94:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * K_{ARB} (1 + \nu) L_{Arm}}{E * \pi}}, \text{ en [m]} \tag{3.51}$$

Es por eso que se propusieron estos materiales para las barras de torsión con el fin de que fueran ligeras.

Tabla 3.9. Materiales propuestos para la barra de torsión. [34]

ARB Materials		
Propiedades	Aluminio 6061T6	Aluminio 7075
Mod Elás E [Pa]	6.9E+10	7.2E+10
G [Pa]	2.6E+10	2.69E+10
ν	0.33	0.33
Sy [Pa]	275000001	505000003
T max (Von Mises) [Pa]	158771325	291561888

Tabla 3.10. Diseño de la barra de torsión delantera y trasera.

ARB Design		MR_ARB_front [ARB twist/body roll]		8.6785	Arm [m]	0.6293
		MR_ARB_rear [ARB twist/body roll]		6.6	Arm [m]	0.52
Srping Ks [Lb/in]	K_ARB_fron t [N*m/rad]	K_ARB_Rear [Nm/rad]	diametro ARB Front 6061T6 [mm]	diametro ARB Rear 6061T6 [mm]	diametro ARB Front 7075 [mm]	diametro ARB Rear 7075 [mm]
150.00	433.28	591.30	18.09	18.64	17.90	18.44
250.00	348.89	489.96	17.14	17.78	16.95	17.60
350.00	264.49	388.63	15.99	16.78	15.82	16.61
450	180.10	287.30	14.52	15.56	14.37	15.40
600	53.51	135.30	10.72	12.89	10.61	12.76

En la tabla 3.10 se observa que si se usaba el valor de la constante de resorte Ks de 350 $\left[\frac{Lb}{in}\right]$, no se podría usar la barra de torsión trasera que tenía un diámetro de 15 [mm] para Aluminio 7075, aunque el valor de **roll rate** fuera el más cercano al deseado.

Se cambiaron los resortes delanteros por el valor de K_s de 450 $\left[\frac{Lb}{in}\right]$ y los traseros con K_s de 250 $\left[\frac{Lb}{in}\right]$, se obtuvo el valor del **roll rate** calculado óptimo de -1.072:

Tabla 3.11. Roll rate calculado con el cambio en los resortes delanteros y traseros.

Ks [Lb/in]	Ks [N/m]	Wheel Rate	Wheel Rate	Ride Rate	Ride Rate	Natural Frec. @ KR [Hz]		Roll Rates [N*m/degree]		Roll Rates [N*m/ rad]	
		Kw [N/m] Front	Kw [N/m] Rear	KR [N/m] Front	KR [N/m] Rear	Front	Rear	Front	Rear	Front	Rear
250	43781.75	22070.38	29654.65	18649.30	23790.70	3.03	2.79	277.34	258.79	15890.67	14827.32
		39726.68	29654.65	29865.27	23790.70	3.83	2.79	499.22	258.79	28603.21	14827.32
450	78807.15	39726.68	53378.37	29865.27	36974.20	3.83	3.48	499.22	465.81	28603.21	26689.18

Roll Rate Total [N*m/degree]	Roll Rate Total ϕ [Degree Roll /g's]	Roll Rate Total [Rad Roll /g's]	ARB_frontal [Nm/degree]	ARB_rear [Nm/degree]	ARB_front [Nm/rad]	ARB_rear [Nm/rad]
536.130	-1.515	0.026	458.62	372.50	26276.80	21342.79
758.006	-1.072	0.019	236.74	218.42	13564.26	12514.64
965.034	-0.842	0.015	236.74	218.42	13564.26	12514.64
965.034	-0.842	0.015	236.74	218.42	13564.26	12514.64
1286.712	-0.631	0.011	70.33	102.86	4029.86	5893.52

Por lo tanto, en la tabla 3.12 se muestra cómo afecto el cambio en las constantes de los resortes delanteros y traseros en el diámetro de las barras de torsión, dándonos como resultado que la barra de torsión trasera si se podía usar:

Tabla 3.12. Diseño de las barras de torsión.

ARB Design		MR_ARB_front [ARB twist/body roll]	8.6785	Arm [m]	0.6293	
		MR_ARB_rear [ARB twist/body roll]	6.6	Arm [m]	0.52	
Srping Ks [Lb/in]	K_ARB_front [N*m/rad]	K_ARB_Rear [Nm/rad]	diametro ARB Front 6061T6 [mm]	diametro ARB Rear 6061T6 [mm]	diametro ARB Front 7075 [mm]	diametro ARB Rear 7075 [mm]
450 front 250 rear	180.10	287.30	14.52	15.56	14.37	15.40

3.4 Diseño del sistema de energía

El sistema de energía está conformado por Resorte - Amortiguador (**shock, damper**), un balancín (**rocker o bellcrank**), tubo **pushrod** (empujar) o **pullrod** (jalar) cual sea el caso del empaquetamiento del sistema de energía, y la barra de torsión (**Anti roll bar** o **Sway bar**). Ver figura 3.9.

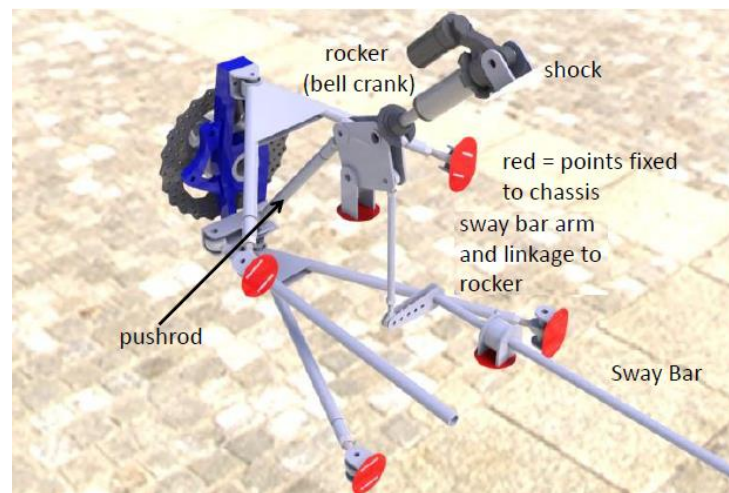


Figura 3.9. Componentes sistema de energía. [14]

3.4.1 Sistema de energía delantero

Dado que en la temporada 2014, debido al empaquetamiento del sistema de energía en conjunto con la barra de torsión delantera, no se pudo usar esta última puesto que no era un miembro confiable del sistema de suspensión ya que el movimiento del **link** de la barra hacia el **rocker** no era paralelo al eje X del sistema de energía, sino que este eslabón llamado **link** tenía una cierta inclinación como se ve en la siguiente figura.

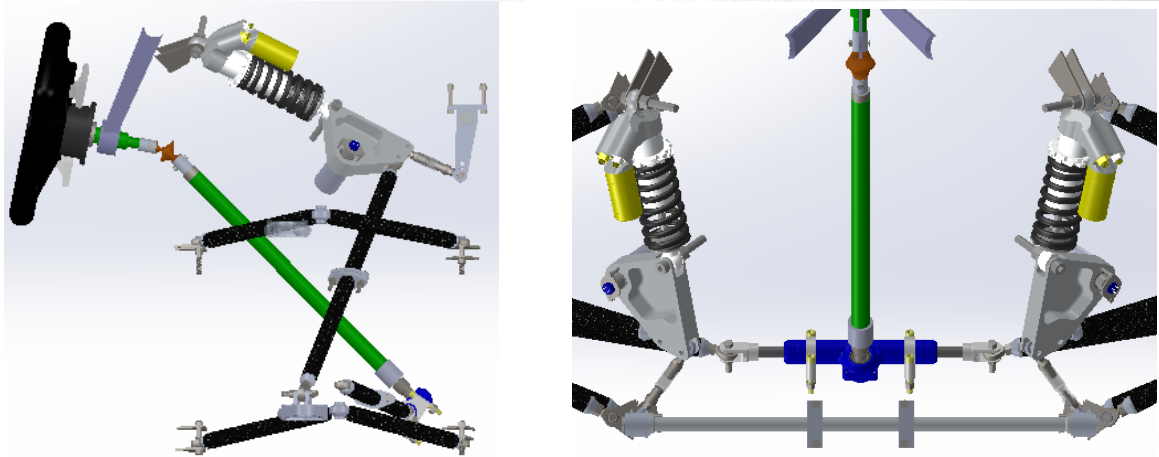


Figura 3.10. Suspensión delantera con sistema de energía delantero pushrod vista lateral (Figura Izquierda) y vista superior (Figura derecha).

Como se puede ver en la vista superior, el **link** de la barra de torsión delantera quedaba muy justo en su conexión con el **rocker** o balancín, por lo que el movimiento de este estabón no sería en un solo eje sino que tendría componente en el eje Y y en X.

Otro de los puntos que no fueron viables para la barra de torsión fue la posición de sus bujes y sus chumaceras que se conectaban con el **frame** del auto. En la figura 3.11, se observa cómo estos puntos de anclaje entre la barra de torsión y el **frame** están muy juntos, es decir, que si estos puntos están muy juntos afecta directamente al momento polar de inercia de la barra de torsión.

Como se vió en el apartado anterior, el momento polar de inercia es importante debido a que ayudó a encontrar el diámetro adecuado de la barra de torsión y en sí, a conocer la rigidez de cada barra. Es entonces que, si estos puntos están muy juntos, el momento polar de inercia decrecerá y por el contrario si estos puntos se encuentran alejados, el momento polar de inercia aumentará en su magnitud como se ve en la figura 3.11.

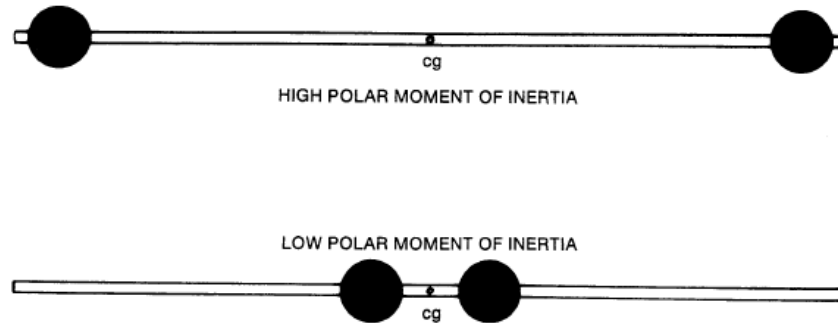


Figura 3.11. Momento polar de inercia. [2]

Debido a lo anterior una de las metas del sistema de suspensión de la temporada 2015 fue cambiar la configuración de la suspensión delantera para que fuera parecida a la suspensión trasera y sumado a esto, que la nueva suspensión delantera se acople dinámicamente con la suspensión trasera.

Es entonces que se comenzó con la iteración del sistema de energía delantero con el uso del software Solid Works y el uso de un software de análisis dinámico llamado **Adams Car**.

Se dibujó el sistema de energía usando el software Solid Works manteniendo el sistema de energía SAE y tomando en consideración de nuestro punto de referencia para generar el CAD es el centro de gravedad del auto como se vieron sus coordenadas en el capítulo 2 de este trabajo (ver figura 3.12). Una vez que se dibujó el sistema de energía se necesitó su plano de orientación, para eso se usó el software Wolfram Mathematica y en él se obtuvo el plano en el que el sistema de energía debía trabajar. En este software se colocaron los tres puntos que forman el **rocker** o balancín y se obtuvo su plano de trabajo, así como su orientación como se observa en la figura 3.13. [13]

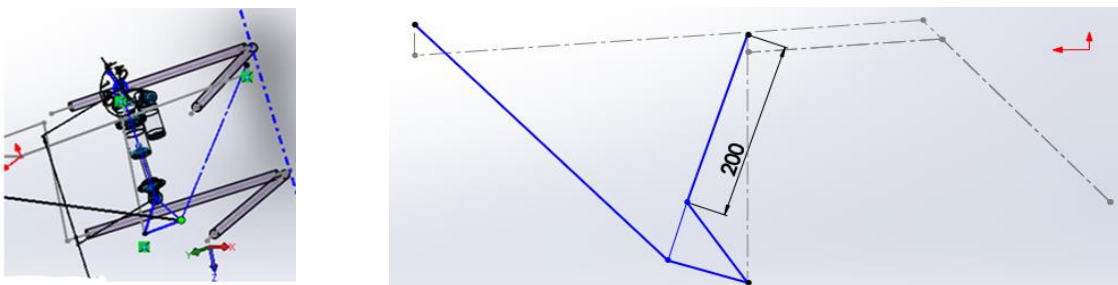


Figura 3.12. Sistema de energía delantero pullrod.

```

Front
[frente

In[22]:=
Pull2Rocker = {-762.00, -355.31, -211.36};
RockerPivot = {-762.00, -250, -200};
Rocker2Shock = {-762.00, -322.26, -116.98};
V1 = Pull2Rocker - RockerPivot;
V2 = Rocker2Shock - RockerPivot;
Eje = (V1 x V2) / Norm[V1 x V2];
      [norma

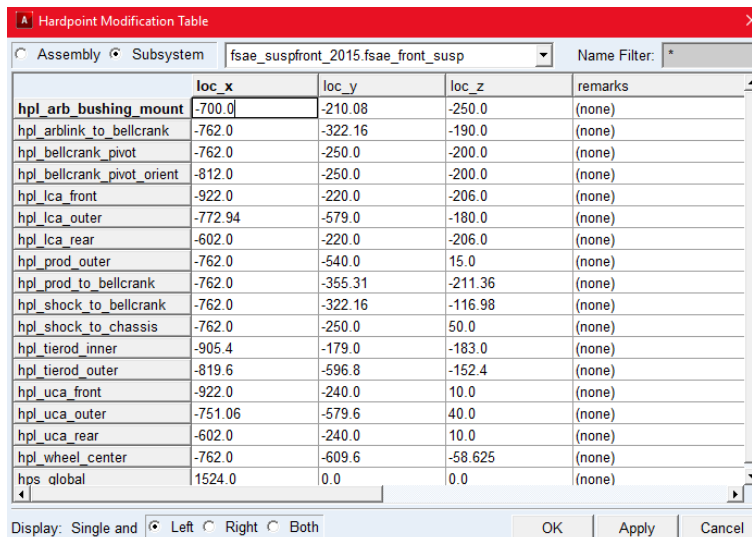
punto = RockerPivot + λ * Eje / . λ → 50

Out[28]= {-812., -250., -200.}

```

Figura 3.13. Punto de orientación del plano de trabajo del sistema de energía en el software Wolfram Mathematica.

En el software de análisis dinámico, se configuró la suspensión delantera con las coordenadas de sus puntos haciendo un ajuste en el sistema de referencia del auto ya que en **Adams Car**, el eje X es hacia atrás positivo y en SAE el eje X es hacia adelante positivo, mientras que el eje Z es hacia arriba positivo y el sistema de referencia que se usó fue el SAE con el eje Z hacia abajo positivo como se muestra en la figura 3.14.



	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_arb_bushing_mount	-700.0	-210.08	-250.0	(none)
hpl_arblink_to_bellcrank	-762.0	-322.16	-190.0	(none)
hpl_bellcrank_pivot	-762.0	-250.0	-200.0	(none)
hpl_bellcrank_pivot_orient	-812.0	-250.0	-200.0	(none)
hpl_lca_front	-922.0	-220.0	-206.0	(none)
hpl_lca_outer	-772.94	-579.0	-180.0	(none)
hpl_lca_rear	-602.0	-220.0	-206.0	(none)
hpl_prod_outer	-762.0	-540.0	15.0	(none)
hpl_prod_to_bellcrank	-762.0	-355.31	-211.36	(none)
hpl_shock_to_bellcrank	-762.0	-322.16	-116.98	(none)
hpl_shock_to_chassis	-762.0	-250.0	50.0	(none)
hpl_tierod_inner	-905.4	-179.0	-183.0	(none)
hpl_tierod_outer	-819.6	-596.8	-152.4	(none)
hpl_uca_front	-922.0	-240.0	10.0	(none)
hpl_uca_outer	-751.06	-579.6	40.0	(none)
hpl_uca_rear	-602.0	-240.0	10.0	(none)
hpl_wheel_center	-762.0	-609.6	-58.625	(none)
hps_global	1524.0	0.0	0.0	(none)

Figura 3.14. Hardpoints de la suspensión delantera en Adams Car.

a) IR para el sistema de energía delantero

Ya que para obtener el IR se debió de considerar que era un proceso iterativo en cuanto a la geometría y posición en el espacio del sistema de energía, puesto que cada cambio que se hizo, es decir, cada iteración generaba un **installation ratio** IR ya sea cercano a 1 o muy lejano a este valor. Ver ecuación (3.24).

Para el caso de análisis del sistema de energía en el cual se deseaba conocer el parámetro **instalation ratio** se generó mediante un movimiento vertical en la llanta de 30 a -30 [mm] como se ve en la siguiente figura:

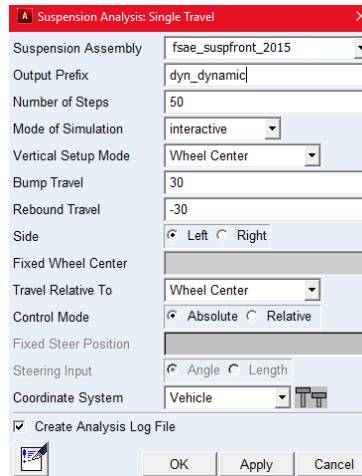


Figura 3.15. Análisis single travel.

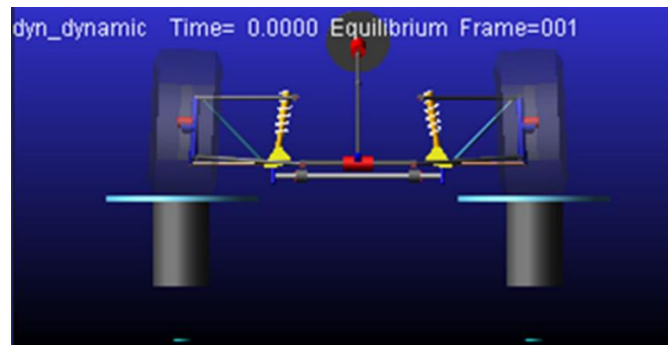


Figura 3.16. Visualización suspensión delantera en Adams Car.

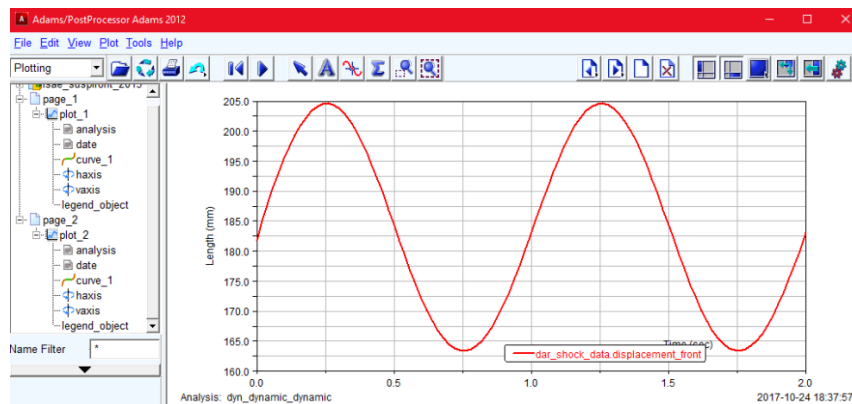


Figura 3.17. Desplazamiento del resorte.

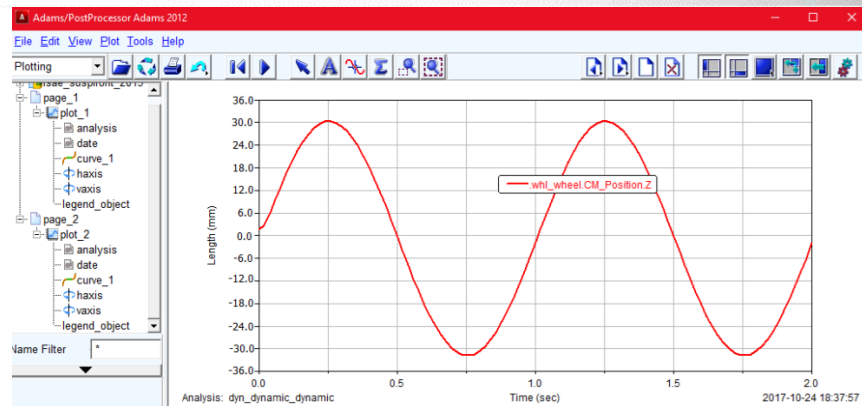


Figura 3.18. Viaje vertical del neumático.

$$IRf = \frac{205.00 - 162.80}{60} = 0.71 [1] \quad (3.52)$$

3.4.2 Sistema de energía suspensión trasera.

Como se habló en el apartado anterior, la suspensión delantera debió acoplarse a la suspensión trasera del auto diseñada para la temporada pasada. Dado lo anterior, en la figura 3.19 se dibujó de igual forma un CAD con la paquetería Solid Works tomando como referencia el centro de gravedad del auto. Ya que el diseño de energía es un proceso iterativo puesto que se buscó que el **installation ratio** IR fuera lo más cercano a “1” para así asegurar que la relación entre el viaje de la llanta y el viaje del resorte se da en esa proporción. Se debe recordar que cada vez que se movieron los puntos que forman el **rocker** (brazo **pull-rocker**, **rocker pivot** y **damper-rocker**), se tuvo también que obtener su nuevo plano de orientación y actualizar esos cambios en el software de análisis dinámico **Adams Car** para visualizar sus comportamientos y obtener el IR deseado (ver figura 3.20).

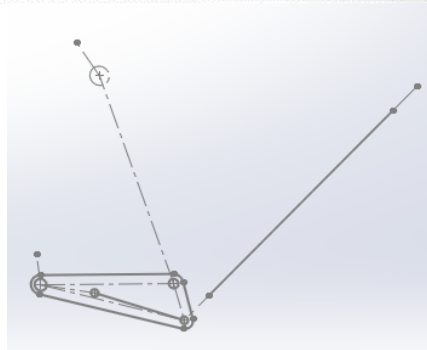


Figura 3.19. Sistema de energía de la suspensión trasera tipo pullrod.

```
In[43]:= Pull2Rocker = {-685.7, -334, -210.4};
RockerPivot = {-657.8, -218.3, -194.3};
Rocker2Shock = {-687, -322.9, -181.3};
V1 = Pull2Rocker - RockerPivot;
V2 = Rocker2Shock - RockerPivot;
Eje = (V1*V2) / Norm[V1*V2];

punto = RockerPivot + λ * Eje /. λ -> 50
Out[49]= {-705.712, -205.784, -201.214}
```

Figura 3.20. Punto de orientación del plano de trabajo del sistema de energía trasero en el software Wolfram Mathematica.

El análisis para la suspensión delantera es el mismo que el de la suspensión trasera como se mostró en la figura 3.15. Es entonces que los puntos de la suspensión trasera quedaron de la siguiente forma:

Hardpoint Modification Table					
Assembly	Subsystem	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_arb_bushing_mount		710.0	-260.0	-212.23	(none)
hpl_arblink_to_bellcrank		668.84	-190.0	-196.15	(none)
hpl_bellcrank_pivot		657.85	-218.35	-194.33	(none)
hpl_bellcrank_pivot_orient		705.754	-205.845	-201.316	(none)
hpl_drive_shaft_inr		759.19	-164.296	-23.54	(none)
hpl_lca_front		550.0	-220.0	-175.0	(none)
hpl_lca_outer		751.58	-525.0	-170.0	(none)
hpl_lca_rear		770.0	-220.0	-175.0	(none)
hpl_prod_outer		760.0	-500.0	2.0	(none)
hpl_prod_to_bellcrank		685.69	-333.97	-210.38	(none)
hpl_shock_to_bellcrank		687.05	-322.95	-181.33	(none)
hpl_shock_to_chassis		691.72	-249.55	-17.92	(none)
hpl_tierod_inner		800.0	-220.0	-175.0	(none)
hpl_tierod_outer		820.0	-525.0	-170.0	(none)
hpl_uca_front		480.0	-250.0	5.0	(none)
hpl_uca_outer		772.42	-525.0	30.0	(none)
hpl_uca_rear		690.0	-250.0	5.0	(none)
hpl_wheel_center		762.0	-550.1	-58.625	(none)
hps_global		1524.0	0.0	0.0	(none)

Figura 3.21. Hardpoints de la suspensión trasera.

a) IR para el sistema de energía trasero

En las figuras 3.22 y 3.23 se observan las graficas del desplazamiento del resorte respecto a los tres ejes y el viaje vertical de la llanta que se lograron gracias a las iteraciones de puntos en este software.

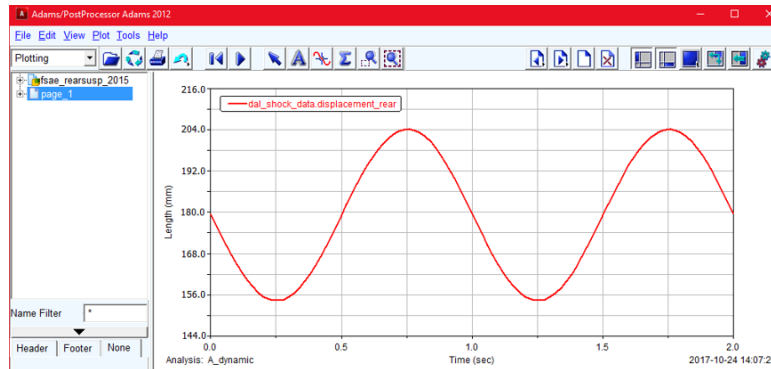


Figura 3.22. Desplazamiento del resorte.

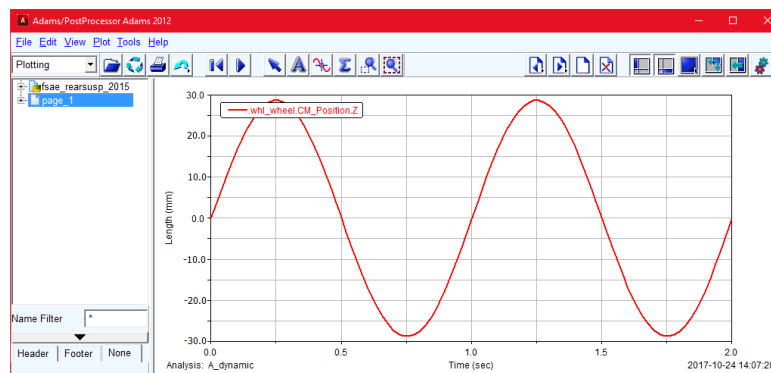


Figura 3.23. Viaje vertical de la llanta.

Por lo tanto, el *installation ratio* IR de la suspensión trasera fue:

$$IRr = \frac{204.019 - 154.630}{60} = 0.82315 [1] \quad (3.53)$$

3.5 Propuesta final

Para proponer el diseño final del sistema de suspensión es importante tener en cuenta que una buena aproximación de cómo se distribuyen las fuerzas en los diferentes nodos del mismo sistema se logró a través de caracterizar el auto en el software de análisis dinámico **Adams Car**. Por esto mismo se necesitó conocer los materiales de cada

componente, así como la caracterización de la barras de torsión en cuanto a su rigidez, resortes y amortiguadores, etc.

3.5.1 Caracterización del auto en Adams Car

Como se vio en el apartado de sistema de energía, se caracterizaron los puntos de la suspensión en Adams Car en donde se colocaron las coordenadas para cada **hardpoint**.

Para este caso **Adams Car** y MSC Solver lanzaron una base de datos especial para autos Formula SAE en el cual cuenta con varias características para un análisis dinámico de todo el vehículo como **skidpad** y **acceleration**. [32]

El data base usado para el análisis dinámico fue el del año 2012, que es el más reciente generado por la empresa MSC Solver. [31]

- Caracterización de resortes y amortiguadores

Una vez dentro del software **Adams Car**, podemos editar cada componente solamente al posicionarse en la pieza que se requiere editar (Clic derecho con el mouse) y escogiendo la opción de modificar componente como se muestra en la figura 3.24.

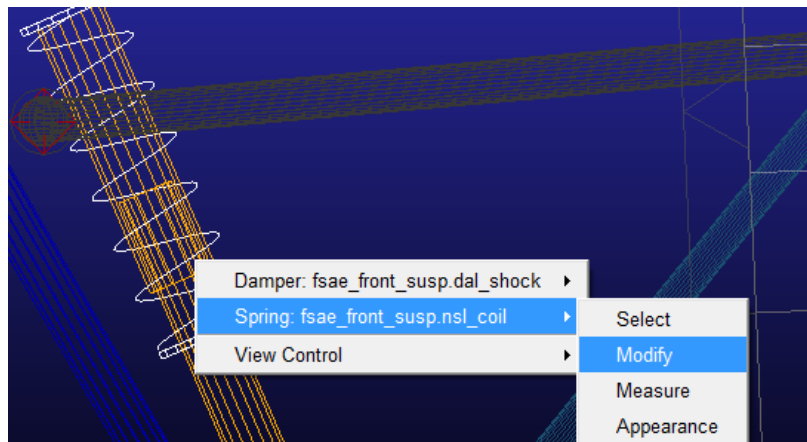


Figura 3.24. Modificación de las propiedades del resorte-amortiguador en Adams Car.

Tabla 3.13. Constantes de resortes usados por el equipo UNAM Motorsports.

Ks [Lb/in]	Ks [N/m]	Ks [N/mm]	Template UNAM to Adams Car
150	26269.05	26.26905	UNAM_150.spr
250	43781.75	43.78175	UNAM_250.spr
350	61294.45	61.29445	UNAM_350.spr
450	78807.15	78.80715	UNAM_450.spr
600	105076.2	105.0762	UNAM_600.spr

Es entonces que para caracterizar el resorte a usar en el análisis dinámico se necesitan las constantes de los resortes, que recordando que para la suspensión delantera y trasera son diferentes constantes (ver apartado **roll rate** del presente trabajo).

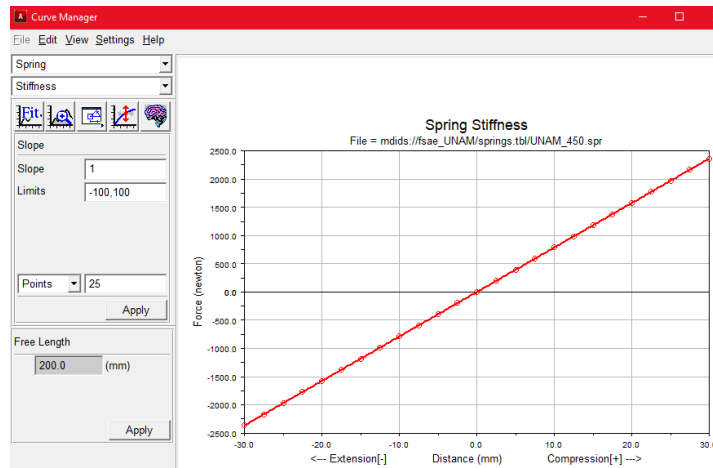


Figura 3.25. Resorte 450 [Lb/in] para suspensión delantera.

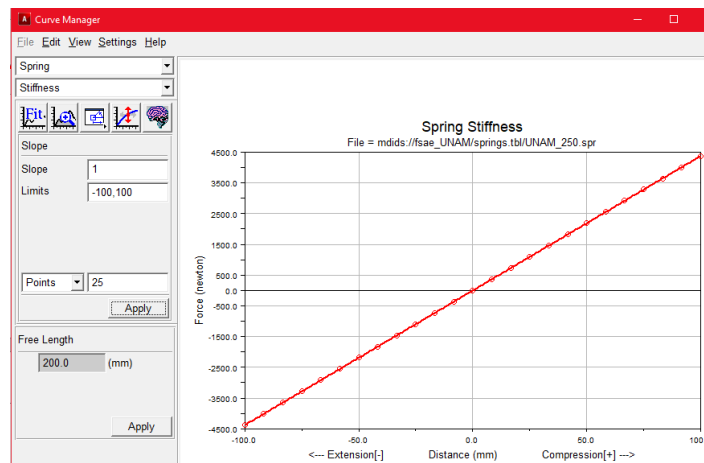


Figura 3.26. Resorte 250 [Lb/in] para suspensión trasera.

En el caso del amortiguador, existen en el mercado amortiguadores especiales para la competencia Formula SAE. Para la temporada 2015 se usaron amortiguadores marca Öhlings TTX25 FSAE. En la figura 3.27 se muestra la caracterización del amortiguador. Los puntos de la caracterización del amortiguador se observan en el Anexo C.

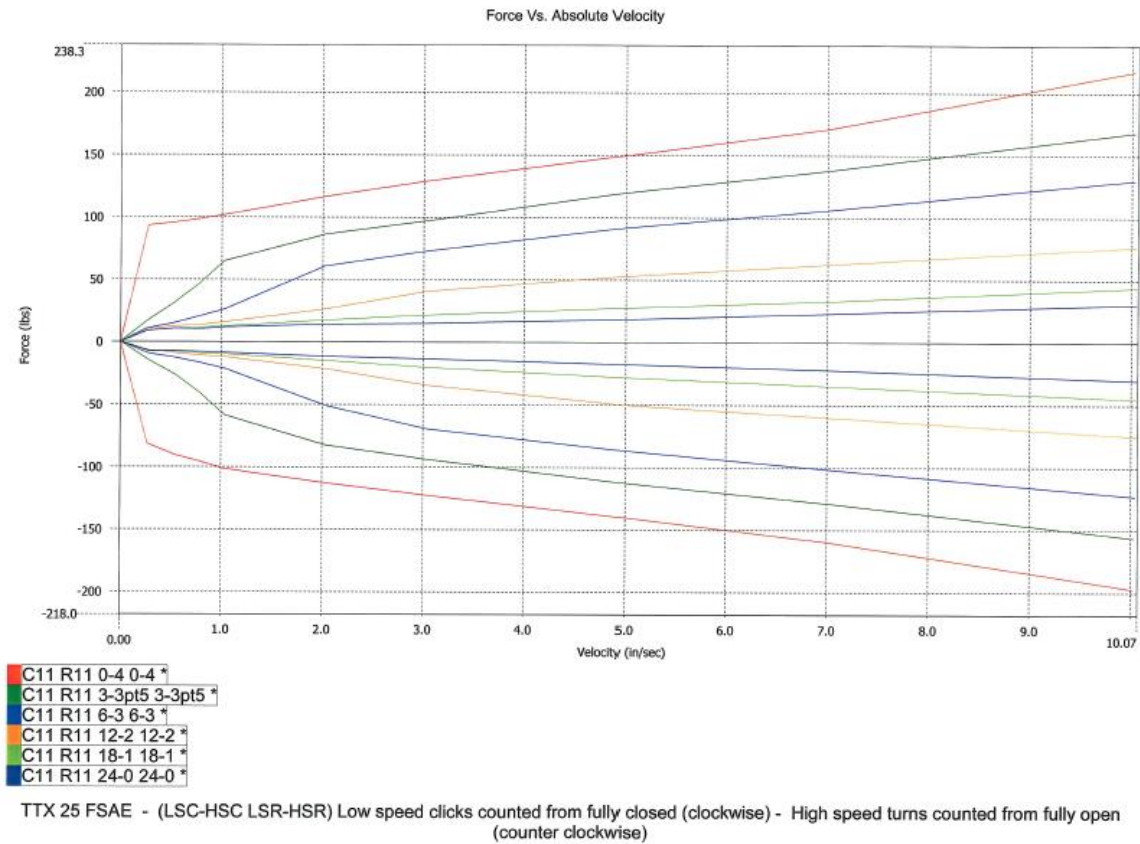


Figura 3.27. Öhlings TTX25 FSAE. [33]



Figura 3.28. Amortiguador TTX25 marca Öhlings especial para Formula SAE. [33]

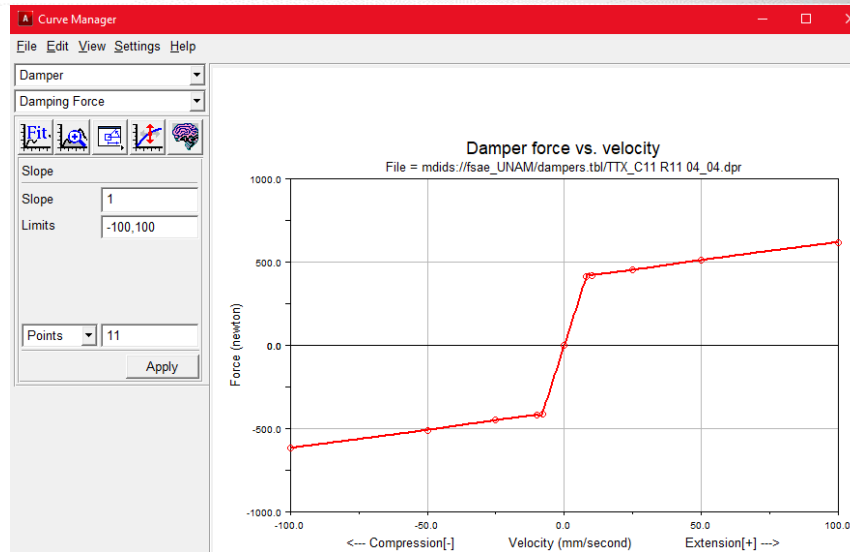


Figura 3.29. Caracterización del amortiguador Öhlins TTX_C11 R11 04_04 de la temporada 2015.

- Neumáticos

La Sociedad de Ingenieros Automotrices SAE brinda en el reglamento para FSAE el tipo de llantas que se deben de usar en la competencia. Por lo tanto se han desarrollado pruebas para diversos tipos y marcas de neumáticos. Dichas pruebas han sido realizadas por Formula SAE **Tire Test Consortium** y en sus resultados son puestos a la venta en su página web es por eso que no se permite publicar ningún dato sobre estas pruebas. Esta base de datos fue adquirida por el equipo UNAM Motorsports en la temporada 2014.

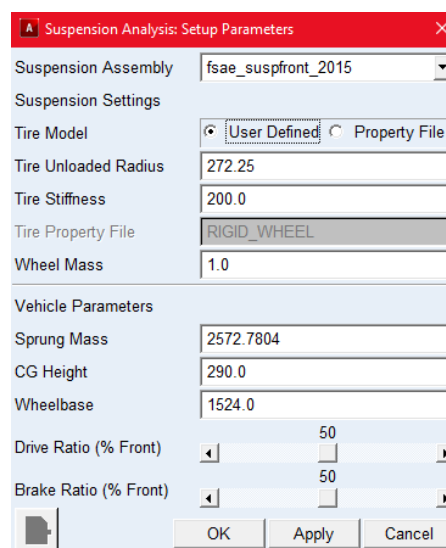


Figura 3.30. Caracterización del neumático en Adams Car.

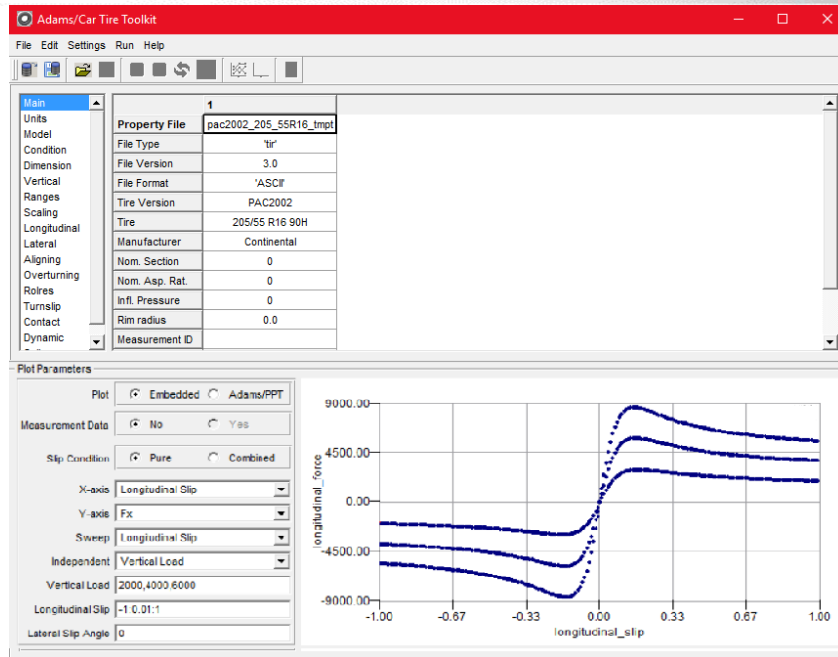


Figura 3.31. Caracterización de neumáticos usando base de datos de TTC.

- Prueba en caso de curva (**cornering**)

En el apartado de **Simulate/ Tire testring** en **Adams Car** que se muestra en la figura 3.32 se generaron dos análisis, el primero de curva pura y el otro de aceleración longitudinal para conocer la fuerza lateral, fuerza longitudinal y fuerza normal en las llantas.

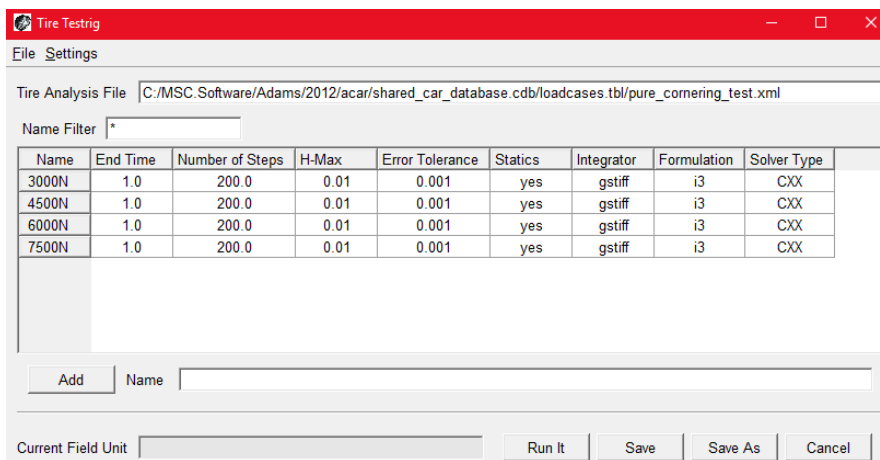


Figura 3.32. Prueba vuelta pura en Adams Car.

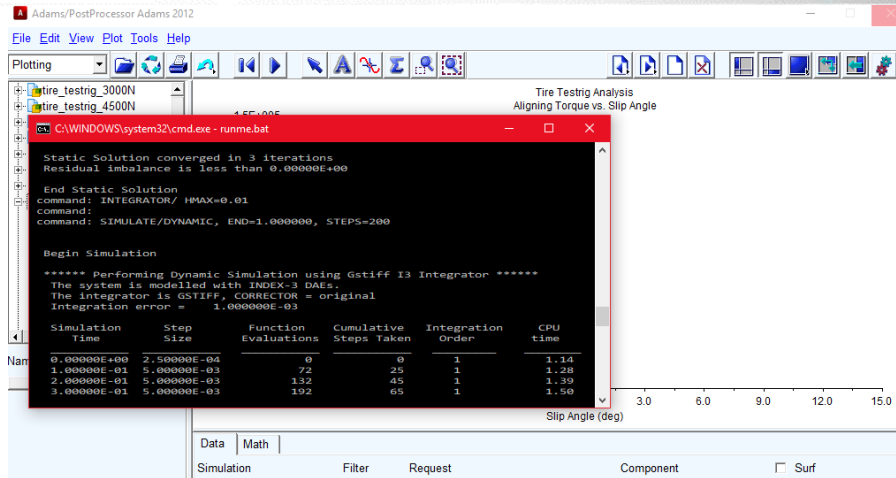


Figura 3.33. Ejecutando el análisis de la prueba.

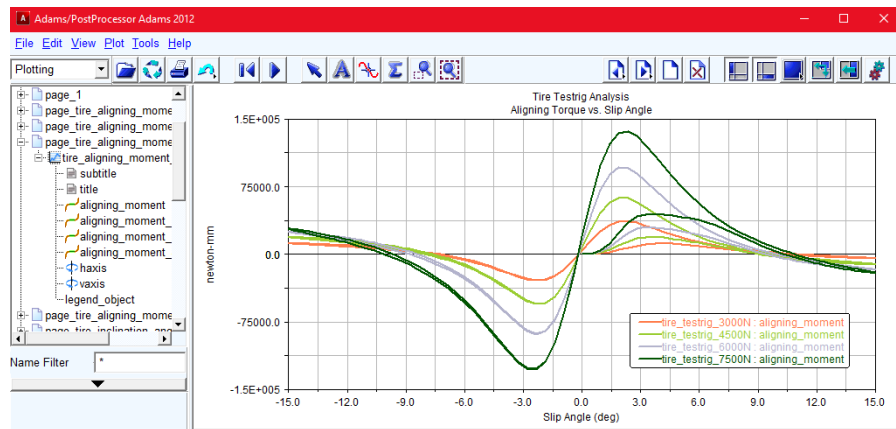


Figura 3.34. Gráfica de Aligned Torque vs. Slip Angle dada como resultado de la prueba por la herramienta post processor de Adams Car.

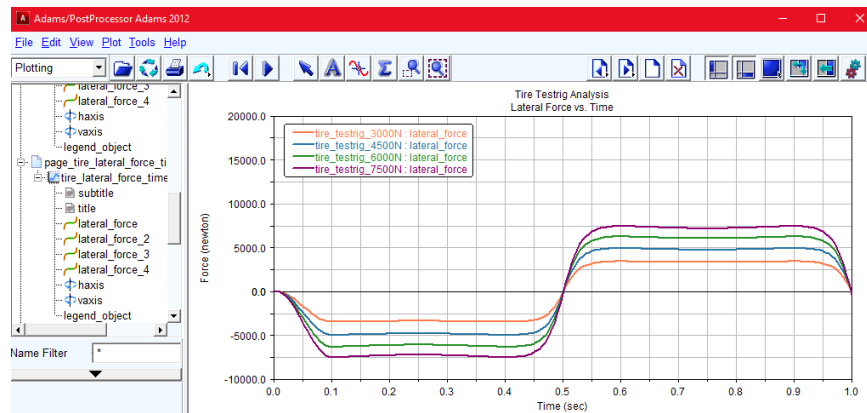


Figura 3.35. Fuerza lateral vs. Tiempo.

- Prueba de aceleración longitudinal

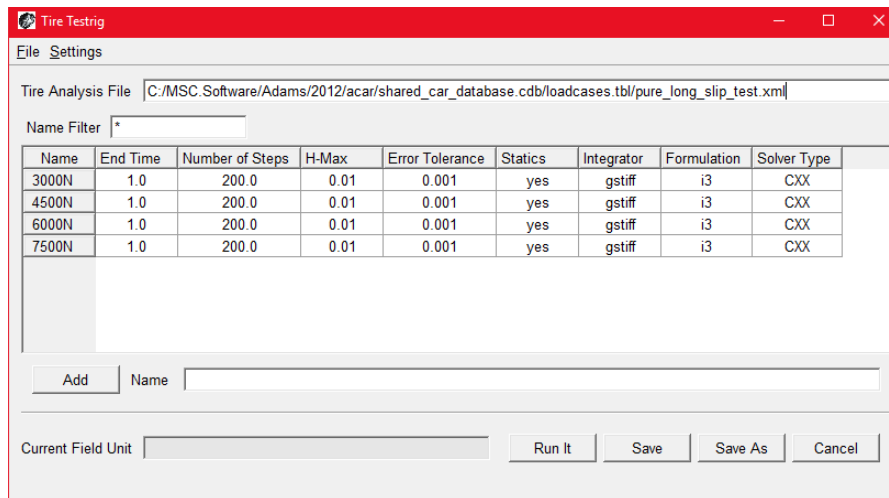


Figura 3.36. Prueba de aceleración longitudinal pura en Adams Car.

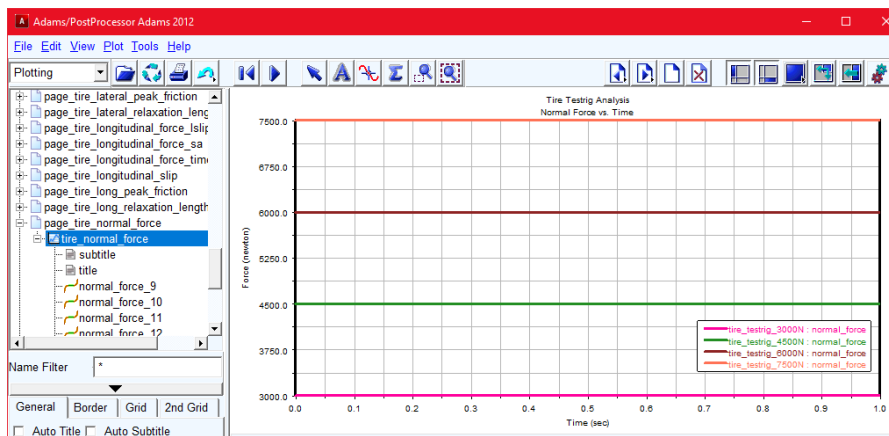


Figura 3.37. Fuerza Normal vs. Tiempo.

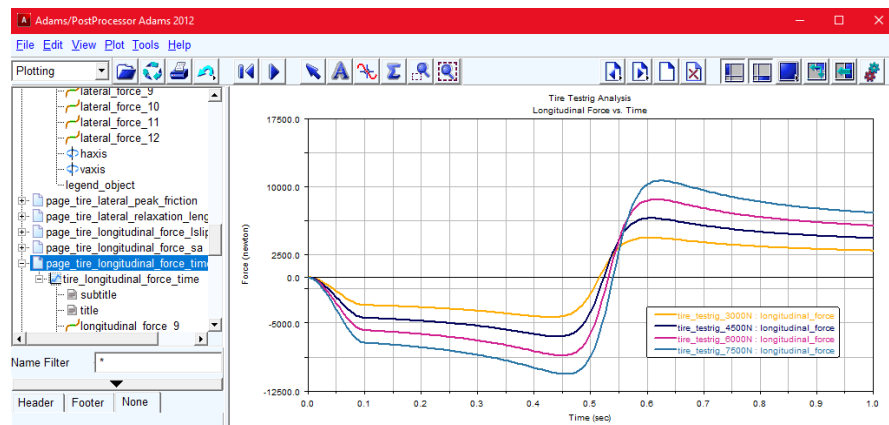


Figura 3.38. Fuerza longitudinal vs. Tiempo.

Se destaca que para cada gráfica presentada anteriormente, se tiene que recordar que el auto llegará a un máximo de aceleración lateral de 1.5 [g's] por lo que la fuerza lateral y fuerza normal se encuentran dentro del rango de los valores de 2500 [N] y 1500 [N] respectivamente.

- Caracterización de las barras de torsión

El subsistema de la barra de torsión, que está formada por dos eslabones unidos por juntas esféricas y la barra de torsión también es otro elemento que se puede modificar para que el auto esté lo más cercano a la realidad y así brindar una simulación del diseño de calidad y validado. La rigidez torsional de la barra es definida por un resorte torsional localizado al centro de la barra de torsión, las unidades que lo definen son

$$\left[\frac{Nm}{degree} \right]$$

Tabla 3.14. Rigidez torsional para la barras delantera y trasera.

Srping Ks [Lb/in]	ARB_frontal [Nm/degree]	ARB_rear [Nm/degree]
450 front 250 rear	236.74	218.42

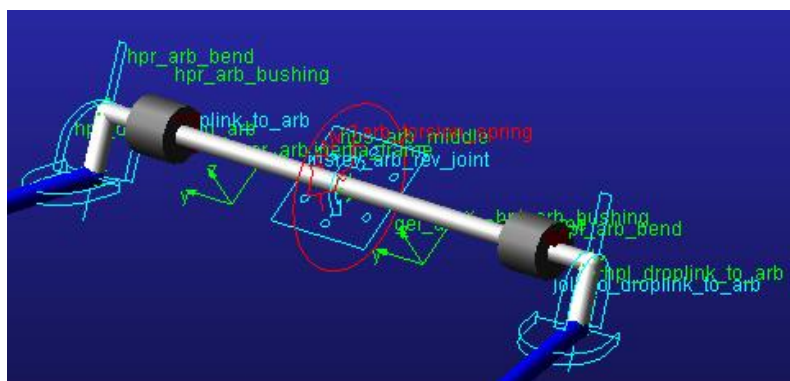


Figura 3.39. Barra de torsión en Adams Car template 2012.

- Caracterización de motor y transmisión del auto

Para un análisis del auto completo es decir, del ensamble completo del vehículo, **Adams Car** simula el sistema del tren motriz, para ello es necesario tener las características

entre la velocidad angular en [rpm] y el par del motor en [Nm]. Es muy importante que estos valores sean introducidos como resultado de una prueba en el dinamómetro para el auto y para que dichos resultados sean válidos, se debe contemplar la resistencia al giro del auto, durante la prueba en el dinamómetro.

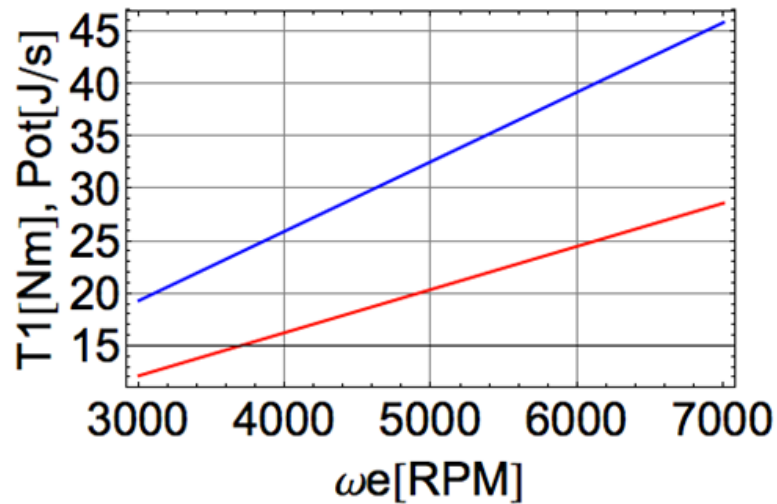


Figura 3.40. Gráfica par del motor, potencia en el motor vs. Velocidad angular en [rpm] [35]

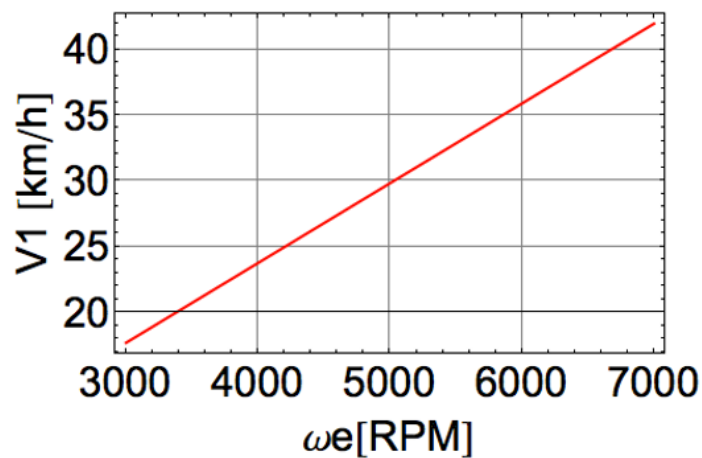


Figura 3.41. Velocidad longitudinal del auto [km/h] vs. Velocidad angular en [rpm]. [35]

3.5.2 Auto completo en simulación de skidpad (vuelta constate) en Adams Car

Esta simulación se hizo con la finalidad de visualizar y validar la prueba en la competencia en la que la aceleración lateral es mayor, la cual es **skidpad**.

Para la simulación se utilizaron datos del análisis de transferencia de carga presentado al inicio del capítulo 3 del presente trabajo y que se observan en las figuras 3.42 y 3.43.

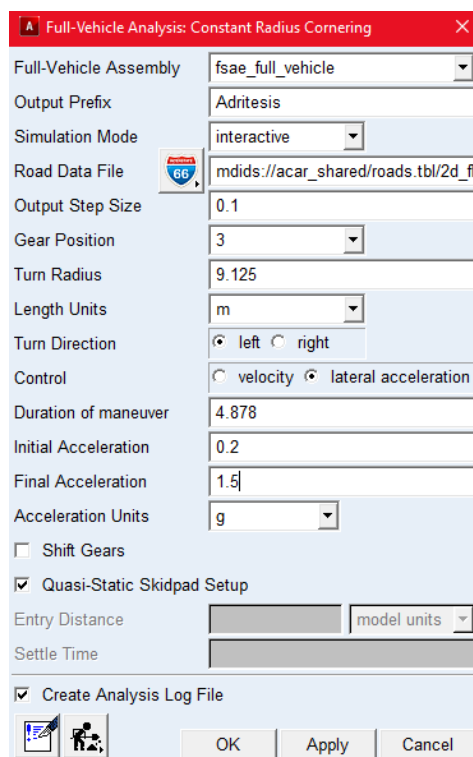


Figura 3.42. Datos para la simulación en vuelta constante skidpad.

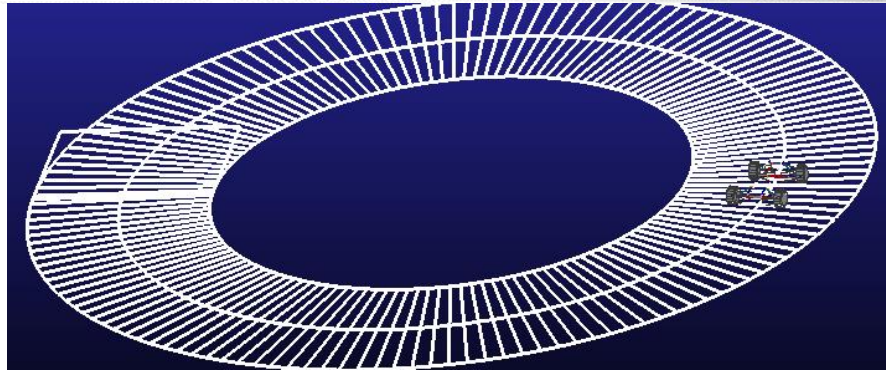


Figura 3.43. Visualización del auto completo en pista simulando prueba de skidpad para la competencia Formula SAE en el software Adams Car.

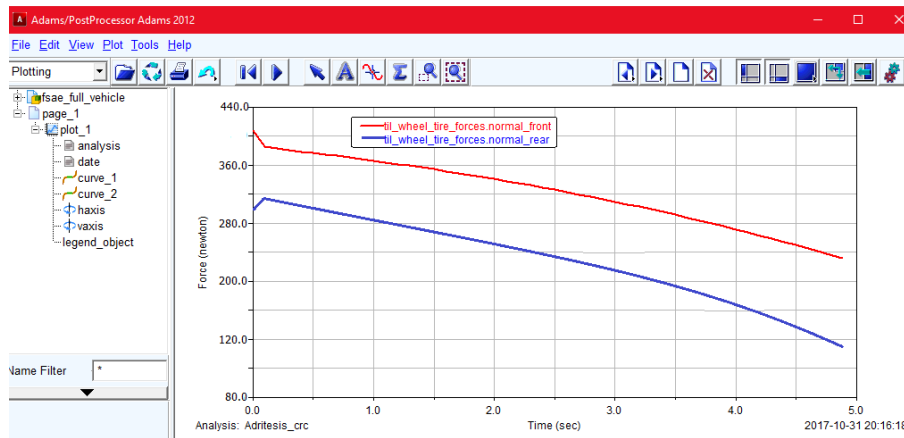


Figura 3.44. Fuerza normal en las llantas delantera y trasera del lado izquierdo.

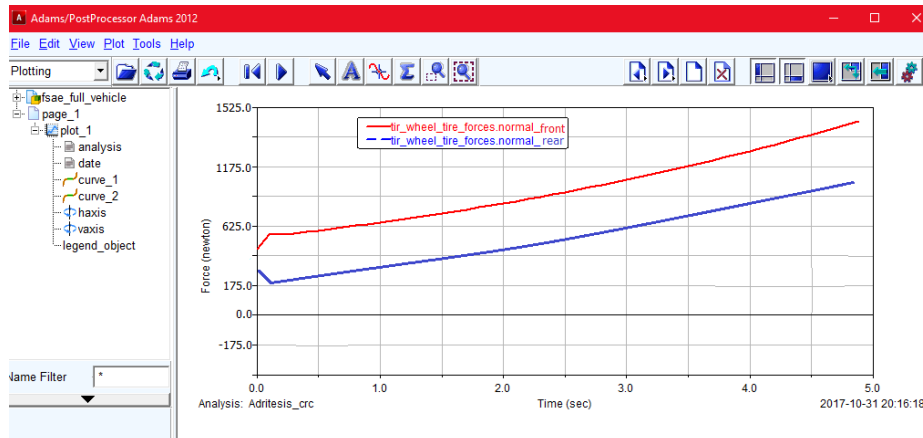


Figura 3.45. Carga normal en las llantas delantera y trasera del lado derecha.

Como se puede observar en las figuras 3.44 y 3.45, la carga normal resultó en este análisis muy cercana a los resultados del análisis de transferencia de carga presentado al inicio del capítulo 3 realizados con el tiempo de la universidad de Michigan “Ann Arbor” de la temporada 2014, los cuales nos muestran que la carga normal de las llantas internas a la curva están cerca de los 200 [N] (llanta frontal) y 100 [N] (llanta trasera). Mientras que la carga normal en las llantas externas a la curva están cerca de los 1400 [N] (llanta frontal) y 1100 [N] (llanta trasera), asegurando así el subviraje del auto (figura 3.46) que permitirá que el piloto tenga mayor control del vehículo cuando este se encuentre en curva.

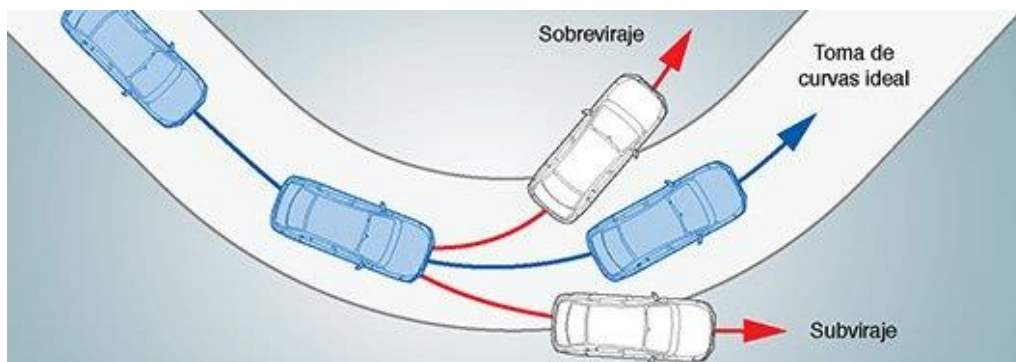


Figura 3.46. Visualización del subviraje, sobreviraje y toma de curvas ideal. [12]

3.5.3 Auto completo en simulación de acceleration en Adams Car

Para la simulación de la figura 3.47 se necesitaron los datos de la prueba de transferencia de carga longitudinal presentados al inicio del capítulo 3, tales como el tiempo de la Universidad de “Auburn”.

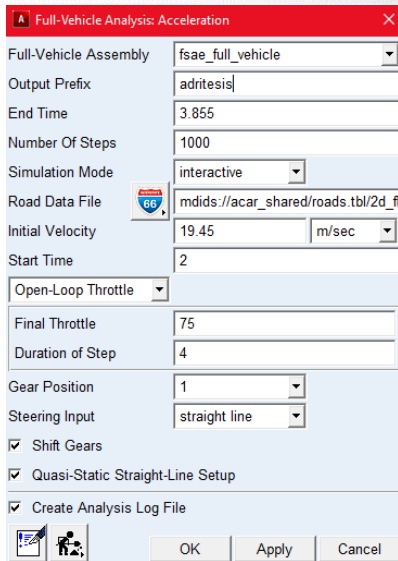


Figura 3.47. Análisis de acceleration en Adams Car con datos del análisis de transferencia de carga longitudinal.

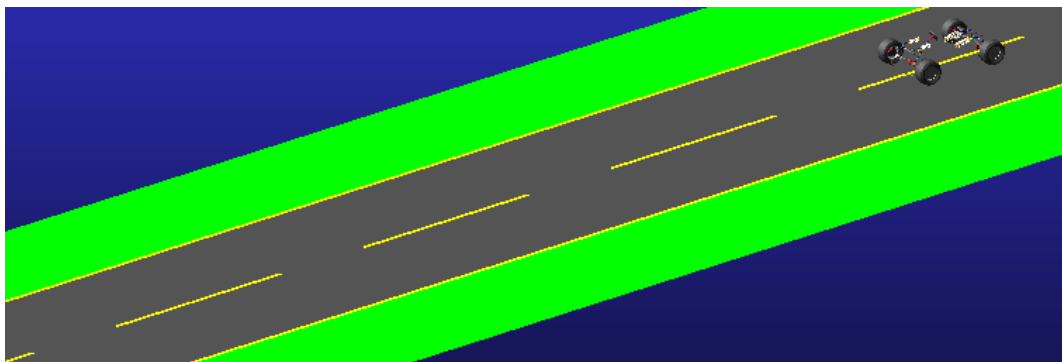


Figura 3.48. Visualización de la prueba de acceleration usando el software Adams Car.

En la figura 3.49 se muestra la carga normal en las llantas del eje delantero. En los resultados se muestra que en aceleración la carga normal del eje disminuye ya que cuando se presenta este movimiento la transferencia de carga se da del eje delantero al trasero. Los datos que se muestran concuerdan con el análisis de transferencia de carga presentado al inicio del capítulo 3 de este trabajo, donde al presentarse la aceleración del auto, éste generó una carga normal en el eje delantero cercana a los 400 [N].

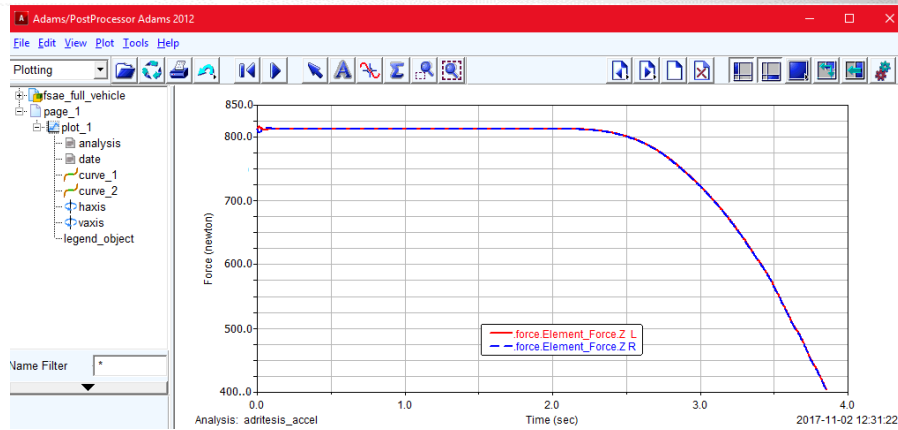


Figura 3.49. Carga normal en las llantas frontales derecha e izquierda.

Para el caso del eje trasero como se ve en la figura 3.50 se observa que la ganancia de carga normal es de aproximadamente 1000 [N]. Este resultado concuerda con el análisis de transferencia de carga para la prueba **acceleration** de la competencia Formula SAE.

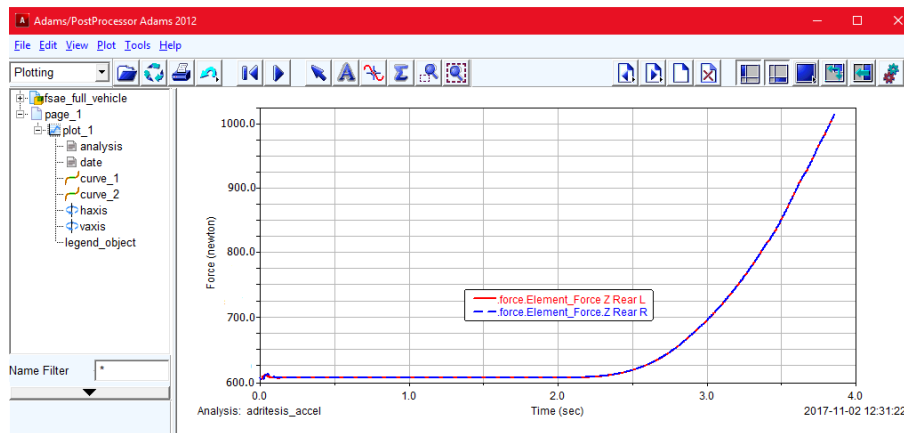


Figura 3.50. Carga normal en las llantas del eje trasero del auto (derecha e izquierda).

3.5.4 Fuerzas obtenidas del análisis para el auto completo en Adams Car

Con base a las fuerzas obtenidas en la sección anterior, se realizó otro análisis dinámico en los sistemas de suspensión tanto delantero como trasero en **Adams Car** para la prueba de **skidpad**.

Tabla 3.15. Fuerzas en los componentes de la suspensión delantera de los neumáticos con mayor carga (derecho) para la prueba de skidpad.

Componente (curva con dirección a la izquierda)	Magnitud [N]	Fuerza en X [N]	Fuerza en Y [N]	Fuerza en Z [N]
Suspensión delantera				
Upper control arm- upright	6600.2561	-679.375	6491.0855	-983.6859
Lower control arm- upright	2499.9712	8.7599	-2405.485	680.75
Tierod- upright	1669.3886	437.0547	-1591.5851	250.3965
Upper control arm- frame front	770.3186	-151.77	-755.21	3.8
Lower control arm-frame front	4141.7631	-598.412	-4088.32	285.91
Upper control arm- frame rear	886.4476	175.4	868.913	-3.8
Lower control arm-frame rear	2557.00	389.78	2511.02	-285.876
Bellcrank-pullrod	1290.3642	297.49	992.67	798.86
Bellcrank-frame	1584.1644	-1039.98	1100.76	465.13
Bellcrank-damper	902.7097	822.7	-129.056	348.4164

Tabla 3.16. Fuerzas en los componentes de la suspensión trasera de los neumáticos con mayor carga (derecho) para la prueba de skidpad.

Componente (curva con dirección a la izquierda)	Magnitud [N]	Fuerza en X [N]	Fuerza en Y [N]	Fuerza en Z [N]
Suspensión trasera				
Upper control arm- upright	6588.9520	-492.674	6495.5685	-989.5205
Lower control arm- upright	2047.9649	58.345	-1932.8841	674.3256
Trackrod- upright	1013.2358	132.231	-958.5871	300.454
Upper control arm- frame front	733.2551	-136.57	-720.420	2.6
Lower control arm-frame front	3525.575	-572.738	-3470.132	244.61
Upper control arm- frame rear	836.743	152.412	822.741	-2.6
Lower control arm-frame rear	2310.958	355.18	2270.37	-244..528
Bellcrank-pullrod	1260.0216	271.066	963.11	765.896
Bellcrank-frame	1538.7097	-998.642	1086.88	434.78
Bellcrank-damper	854.6834	764.981	-128.45	358.871

3.5.5 Selección de materiales para la manufactura

- Selección de material de la barra de torsión

Para un cuerpo sometido a torsión pura, el criterio de Von Mises nos dice que el máximo esfuerzo cortante es: [13]

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}, \sigma_y \text{ es el esfuerzo de cedencia del material en [Pa]} \quad (3.54)$$

$$\tau = \frac{d*T}{\pi*I} = \frac{16*T}{\pi*d^3}, \tau \text{ es el esfuerzo aplicado en la barra en [Pa]} \quad (3.55)$$

Por lo tanto, para obtener el esfuerzo aplicado en la barra de torsión tuvimos que usar el par T y el momento polar de inercia de la ecuación 1.93.

Dado que se trabajó con el análisis dinámico en **Adams Car**, se obtuvo el par T para las barras de torsión:

Tabla 3.17. Par T de las barras de torsión.

Par T Barra de torsión delantera [Nm]	Par T Barra de torsión trasera [Nm]
110	100

Para el caso del factor de seguridad se utilizó la ecuación siguiente:

$$S.F. = \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{\tau}, S.F. \text{ es el factor de seguridad [1]} \quad (3.56)$$

Dicho lo anterior, se obtuvo la siguiente tabla de resultados usando los materiales de la tabla 3.9 del presente trabajo, eligiendo así como material de manufactura a la aluminio 7075 para ambas barras:

Tabla 3.18. Resultados de esfuerzo cortante y factor de seguridad para la barras de torsión.

Material	Aluminio 6061T6	Aluminio 7075
Esfuerzo cortante front τ [Pa]	182837342	188767600
Esfuerzo cortante rear τ [Pa]	135112444	139494764
S.F. front	0.86837471	1.54455472
S.F. rear	1.17510511	2.09012783

- Selección de material para el **rocker** del sistema de energía

Recordando que una de las metas del equipo era que el auto pesara menos de 300 [kg] con todo y el peso del piloto, se volvió prioridad que los componentes del sistema de suspensión fueran ligeros. Es por eso que, los objetivos de la selección para el material del **rocker** fueron el de elegir un material liviano con el fin de no agregar más peso al auto, ser menos pesado que el **rocker** de la temporada pasada de 118.39 [g] y que fuera lo suficientemente capaz de soportar las fuerzas aplicadas al sistema mismo.

Para llevar a cabo esta selección se utilizaron las gráficas de Ashby que comparan algunas propiedades. Por lo tanto, los elementos que se valoraron son los siguientes:

- *Densidad ρ* : Magnitud escalar que se define como la cantidad de masa que hay en un volumen determinado. Por lo tanto, la densidad no debía ser mayor a la del **rocker** de la temporada pasada que fue de $2.7007 \left[\frac{Mg}{m^3} \right]$, que para el diseño propuesto de la temporada 2014 y 2015 fue un **rocker** de placas como se observa en la figura 3.51.
- *Esfuerzo aplicado σ* : Es la resistencia que ofrece un área unitaria (A) del material del que está hecho un miembro para una carga aplicada externa (fuerza, F) [MPa]. Para el caso del **rocker** trasero el esfuerzo de mayor magnitud es de 13.7714 [MPa], mientras que para el **rocker** delantero es de 14.099 [MPa].
- *Esfuerzo máximo o último σ_{max}* : es el máximo esfuerzo en el material antes de la fractura [MPa].
- *Esfuerzo de cedencia σ_f* : es el esfuerzo en el material cuando comienza su etapa de fluencia y deja de comportarse como en la zona elástica [MPa].

- *Resistencia a la fractura K_{Ic}* : describe la capacidad que contiene una grieta a oponerse a la fractura [$\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$].
- *Módulo de Elasticidad o de Young E* : es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza. Entre mayor sea el valor de módulo E , el material será más rígido. Para el caso del sistema de energía, se necesitó que el material del **rocker** fuera capaz de presentar una mínima deformación para que el único miembro que absorba energía sea el amortiguador, por lo que el módulo de elasticidad del material que se eligió debió ser de un valor grande [GPa].

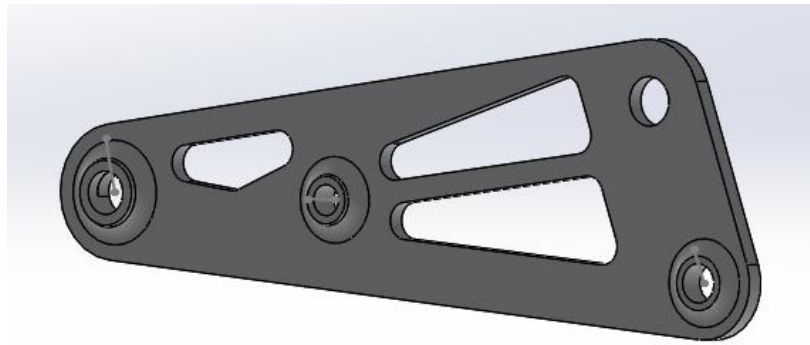


Figura 3.51. Rocker o bellcrank de placas propuesto para la suspensión trasera.

Dadas las características anteriores de los materiales, se prosiguió a analizar las gráficas de Ashby que se presentan a continuación.

- Gráfico de Ashby Esfuerzo – Densidad

Al analizar el gráfico de la figura 3.52, se obtuvieron las familias que se adaptaban a las características de la densidad y el esfuerzo requeridos para el **rocker**.

Tabla 3.19. Familia de materiales resultantes del gráfico de Ashby Esfuerzo – Densidad.

Aleaciones de Al	Cerámicos ingenieriles	Cerámicas
Aleaciones de Mg	Compuestos ingenieriles	Polímeros ingenieriles
Concretos	Vidrios	Maderas

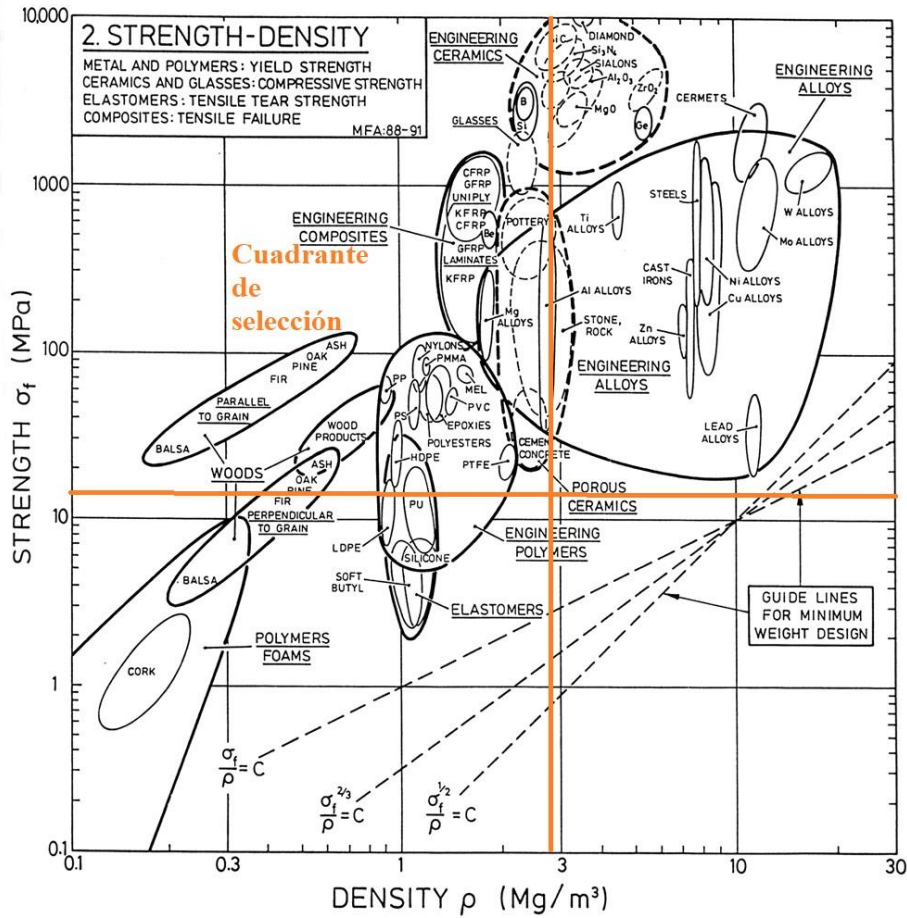


Figura 3.52. Gráfico de Ashby Esfuerzo – Densidad. [36]

- Gráfico de Ashby Módulo de Young – Densidad

Para el caso del segundo gráfico analizado de la figura 3.53, se presentaron como resultados las siguientes familias de materiales:

Tabla 3.20. Familia de materiales resultantes del gráfico de Ashby Módulo de young – Densidad.

Cerámicas	Cerámicos ingenieriles	Compuestos ingenieriles
Vidrios	Aleaciones de Al	

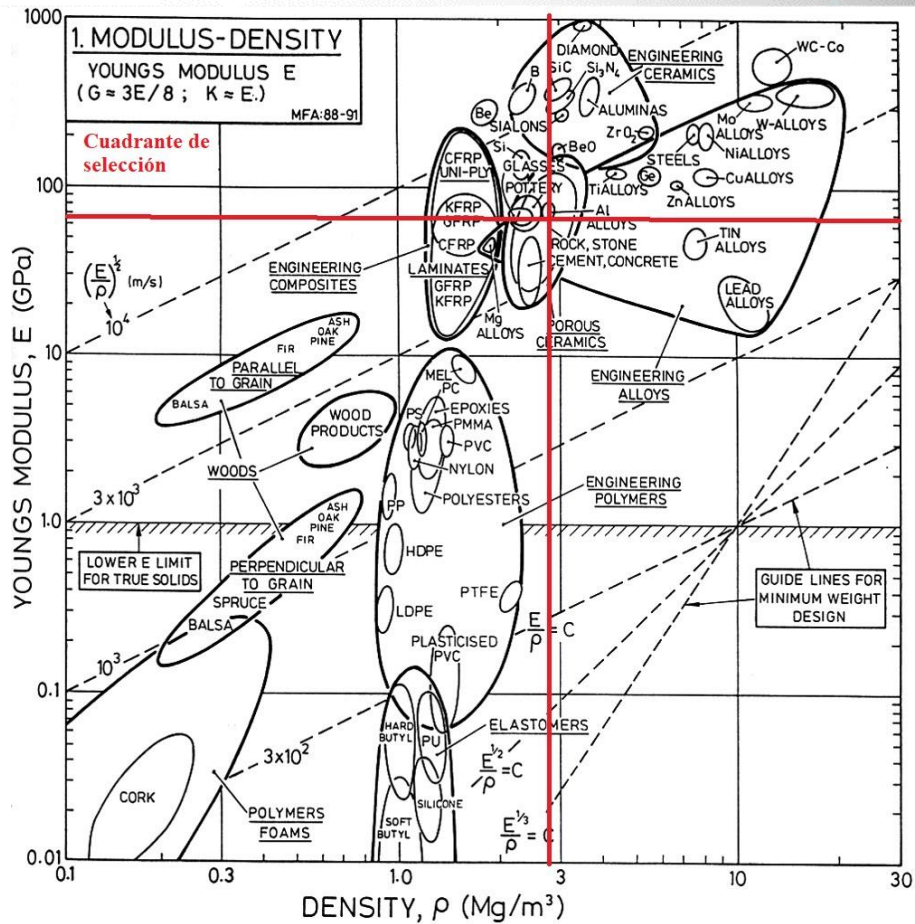


Figura 3.53. Gráfico de Ashby Módulo de Young – Densidad. [36]

- Gráfico de Ashby Módulo de Young - Esfuerzo

Para el último gráfico (figura 3.54), la familia de materiales que fueron el resultado de su análisis son:

Tabla 3.21. Familia de materiales resultantes del gráfico de Ashby Módulo de young – Esfuerzo.

Aleaciones de Al	Aleaciones de Cu	Aleaciones de Zn
Vidrios	Cerámicos ingenieriles	Aleaciones de Ti
Cerámicos porosos	Compuestos ingenieriles	Aleaciones de Ni
Cermets	Hierros fundidos	Aceros

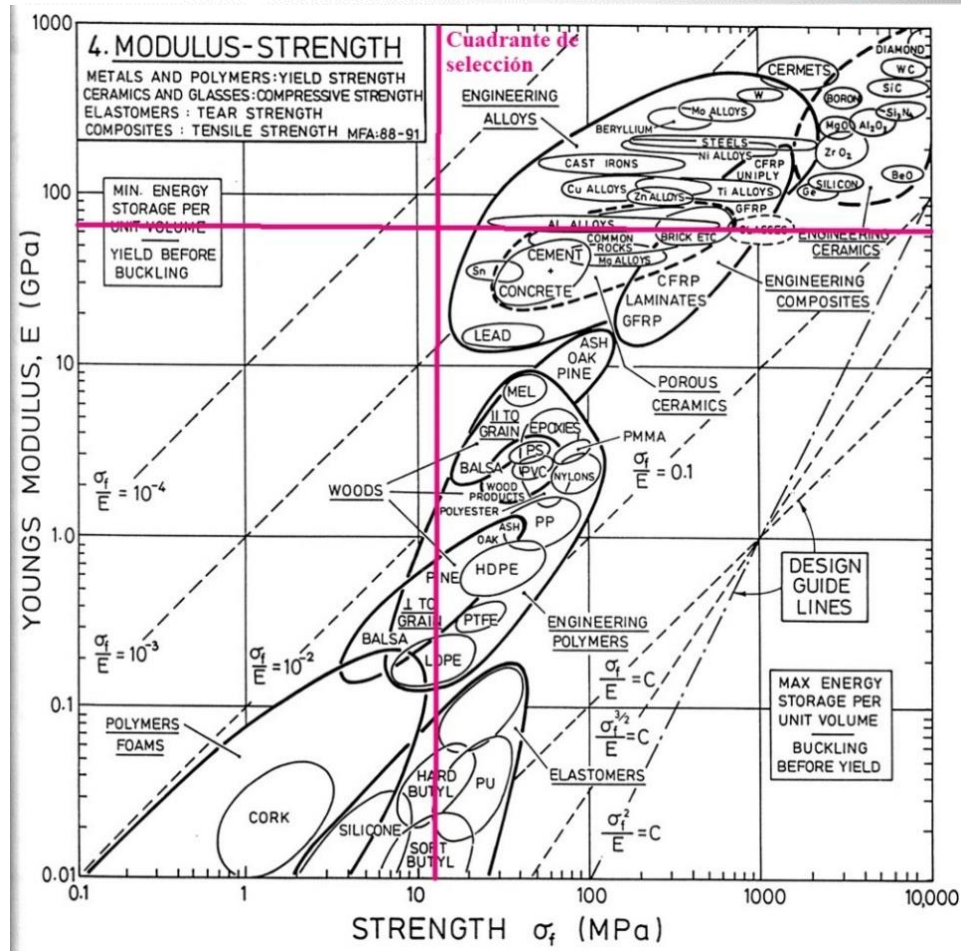


Figura 3.54. Gráfico de Ashby Módulo de Young – Esfuerzo. [36]

Dado el análisis de los gráficos anteriores, se prosiguió a verificar que materiales son fáciles de encontrar en el mercado, que no sean tan costosos y que sea fácil su maquinabilidad pero que cumplan con las características de diseño que buscamos.

Tabla 3.22. Familia de materiales resultantes.

Familia de Materiales	Material	Gráfico de Ashby Esfuerzo – Densidad	Gráfico de Ashby Módulo de Young – Densidad	Gráfico de Ashby Módulo de Young – Esfuerzo
Aleaciones de Al	6061/ 7075	/	/	/
Aceros	A36 / 4130			/

En la tabla 3.23 se muestran las propiedades de los materiales antes seleccionados. [34]

Tabla 3.23. Propiedades de los materiales resultantes.

Propiedades de los materiales	Materiales			
	Aluminio 6061	Aluminio 7075	Acero 4130	Acero A36
Esfuerzo aplicado σ [MPa]	14.099	14.099	14.099	14.099
Densidad ρ [g/cm ³]	2.7	2.81	7.85	7.8
Esfuerzo máximo σ_{max} [Mpa]	310	572	670	550
Esfuerzo de cadencia σ_f [Mpa]	276	503	475	250
Resistencia a la fractura K_{Ic} [MPa-m ^{1/2}]	29	29	63	140
Módulo de Young E [GPa]	68.9	71.7	205	200
Maquinabilidad (Aceros: Basado en el 100% de maquinabilidad del acero AISI 1212) (Aluminio: 0-100 Escala de aleaciones de aluminio)	50%	70%	70%	70%

Una vez hecho lo anterior, se realizó una matriz de decisión referente a las propiedades de los materiales:

Tabla 3.24. Matriz de decisión.

MATRIZ DE DECISIÓN																		
No.	Propiedades de los materiales	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	2/3	2/4	2/5	2/6	3/4	3/5	3/6	4/5	4/6	5/6	D.P.	α
1	Densidad ρ [g/cm ³]	1	0	0	0	0											1	0.07
2	Esfuerzo máximo σ_{max} [Mpa]	0					1	1	0	0							2	0.13
3	Esfuerzo de cadencia σ_f [Mpa]		1				0				1	0	1				3	0.20
4	Resistencia a la fractura K_{Ic} [MPa-m ^{1/2}]			1				0			0			0	0		1	0.07
5	Módulo de Young E [GPa]				1				1			1		1		1	5	0.33
6	Maquinabilidad					1				1				0		1	0	0.20
																Σ D.P.=	15	1.00

De donde el parámetro α se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{D.P.}{\Sigma D.P.} \tag{3.57}$$

Y es entonces que para cada material se hace una ponderación de sus propiedades, es decir, si se requiere que alguna propiedad tenga un valor más alto, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{\text{valor numérico de la propiedad}}{\text{valor máximo de la lista}} \times 100 \tag{3.58}$$

Mientras que si se requiere un valor bajo para una propiedad, entonces se utiliza la ecuación 3.59. En el caso del **rocker**, desde el comienzo de este apartado se mencionó que se requería de una masa menor a la de la temporada pasada con el fin de reducir el peso en el sistema de suspensión, por lo que para este caso se hizo uso de la ecuación 3.59 para la densidad ρ .

$$\beta = \frac{\text{valor mínimo de la lista}}{\text{valor numérico de la propiedad}} \times 100 \quad (3.59)$$

Tabla 3.25. Ponderación de propiedades de los materiales.

Materiales	ρ [g/cm ³]	σ_{\max} [Mpa]	σ_f [Mpa]	KIC [MPa·m ^{1/2}]	E [GPa]	M [%]	$\beta \rho$	$\beta \sigma_{\max}$	$\beta \sigma_f$	β KIC	βE	βM
Aluminio 6061	2.7	310	276	29	68.9	50	100	46.269	54.871	20.714	33.610	71.429
Aluminio 7075	2.81	572	503	29	71.7	70	96.085	85.373	100	20.714	34.976	100
Acero 4130	7.85	670	475	63	205	70	34.395	100	94.433	45	100	100
Acero A36	7.8	550	250	140	200	70	34.615	82.090	49.702	100	97.561	100

Para obtener el índice de desempeño que nos garantice el material más idóneo para manufacturar el **rocker** de las suspensiones delantera y trasera es de la siguiente forma:

$$\gamma_i = \sum \alpha_i \beta_i \quad (3.60)$$

Los resultados de este análisis se presentan en la tabla siguiente:

Tabla 3.26. Índice de desempeño para cada material.

Índice de desempeño del material	
Material	γ_i
Aluminio 6061	50.680
Aluminio 7075	70.828
Acero 4130	90.846
Acero A36	82.380

Se sabe que el material más óptimo es el acero 4130 pero se debe recordar que este material no cumple con el límite de densidad buscado por lo que se discute entre elegir alguno de los dos aluminios, que aunque su índice de desempeño es bajo respecto al de los aceros.

Debido a lo anterior se elige el material **Aluminio 6061** dado que soportará bien las cargas debido al movimiento del auto, así como por ser un material liviano, además de que aparece como material resultante en los tres gráficos de Ashby.

Es entonces que la propuesta final del sistema de suspensión delantero y trasero son sus respectivos sistemas de energía se pueden apreciar en la figura 3.55 y 3.56.

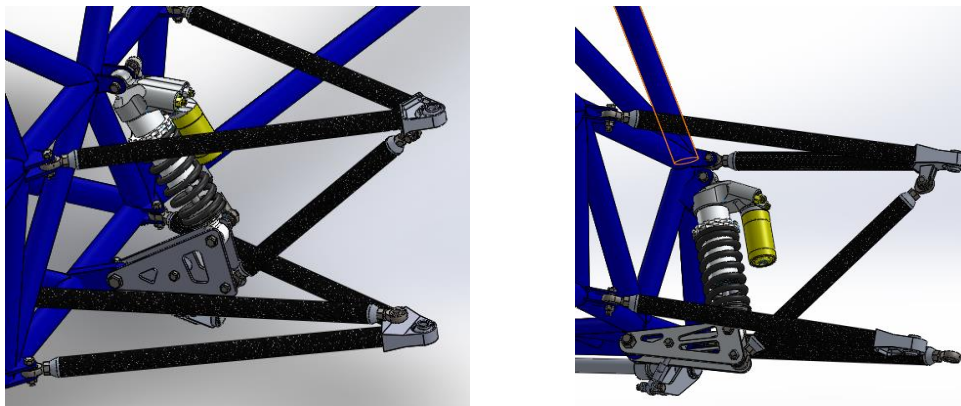


Figura 3.55. (Izquierda) Sistema de suspensión delantero con sistema de energía, (derecha) sistema de suspensión trasero con sistema de energía.

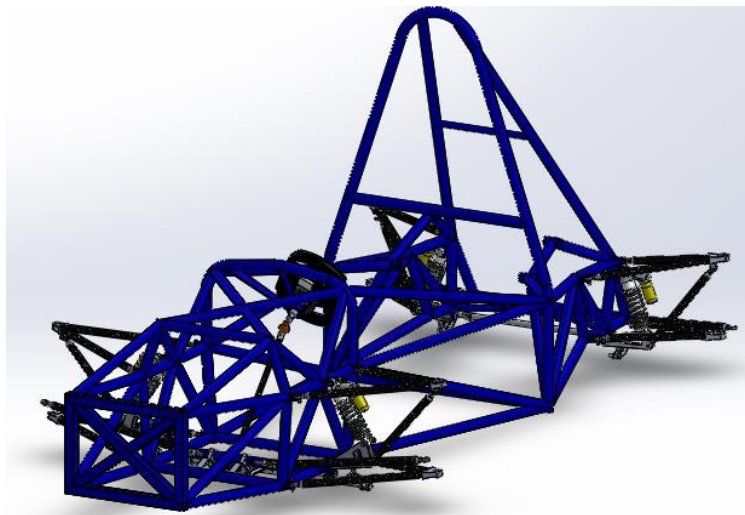


Figura 3.56. Isométrico del sistema de suspensión montado en el frame de la temporada 2015.

Resumiendo este capítulo, se logró poner a punto la dinámica de la suspensión delantera y trasera haciendo análisis de transferencia de carga para las pruebas con mayor exigencia para el auto en la competencia Formula SAE que son **Skidpad** y **Acceleration**. Es entonces que se logró obtener los sistemas de energía para ambas suspensiones tanto de forma geométrica y dinámica, así como los materiales idóneos para su manufactura. El próximo paso es la validación del diseño teórico, así como de los componentes para asegurar que cumplan con los requisitos ingenieriles y del cliente.

4 Aprobación diseño teórico

En este capítulo se aborda el tema de validación de diseño teórico “pre manufactura” puesto que es indispensable que cada uno de los requerimientos del cliente así como de los ingenieriles se cumplan, garantizando la calidad del sistema.

4.1 Propuesta para la validación y aprobación del diseño teórico del sistema de suspensión

En el capítulo 2 se habla de lo que conlleva la implementación de un sistema de calidad bajo la vigilancia de la norma ISO 9001, la cual no especifica las herramientas que se deben de usar para ese sistema de calidad, sino que es muy abierta en cuanto a la metodología que usen las empresas u organizaciones para llevar a cabo ese sistema de calidad y su debida documentación.

Es por ese motivo que en el presente trabajo invita a implementar la metodología de un Diseño para **Six Sigma (Design for Six sigma)** como herramienta de calidad para ofrecer un mejor producto, eliminando los defectos de este y aumentando la satisfacción del cliente.

Debido a lo anterior se hace referencia a la compatibilidad que existe entre la norma ISO 9001 y **Six Sigma** ya que, la implementación de un sistema de calidad bajo estos dos conceptos lo hace más robusto, puesto que se refuerzan mutuamente.



Figura 4.1. Compatibilidad entre la normas ISO 9000 y Six sigma.



Figura 4.2. Relación entre Six Sigma e ISO 9000.

4.1.1 ¿Qué es Six Sigma?

Six Sigma es una filosofía de calidad basada en la asignación de metas alcanzables a corto plazo enfocadas a objetivos a largo plazo. Utiliza las metas y los objetivos del cliente para manejar la mejora continua a todos los niveles en cualquier empresa u organización.

El objetivo a largo plazo es el de diseñar e implementar procesos más robustos en los que los defectos se miden a niveles solamente de unos cuantos por millón de oportunidades. [38]

Six Sigma intenta batir un enemigo de los procesos: la *variabilidad*, la cual se define como la variación en un producto y está presente en todo proceso real, de modo que no se puede predecir con exactitud el resultado de un proceso antes de que éste suceda.

Eso significa que suele ser posible medir la variabilidad si se sabe el valor medio aproximado de la medida de la cual se está estudiando la variabilidad.

La letra griega minúscula sigma (σ) se usa como símbolo de la desviación estándar. Sigma (σ) es, por tanto, un parámetro estadístico de dispersión que expresa la variabilidad de un conjunto de valores, en un grupo de artículos o en un proceso respecto a su valor medio, de modo que, cuanto menor sea σ menor será el número de defectos. Es entonces que la metodología **Six Sigma** se basa en la curva de distribución normal para conocer el nivel de variación en cualquier actividad del proceso.

La mayoría de los procesos productivos siguen una distribución normal, con una distribución de frecuencias siguiendo la forma de la campana de Gauss, y con la probabilidad de que algunos valores queden fuera de los límites: superior e inferior de dicha campana, esa probabilidad es a lo que se le conoce como “probabilidad de defecto”. Es entonces que un proceso será más confiable cuando más centrada respecto a los límites, cuanto más estrecha y alta sea la campana.

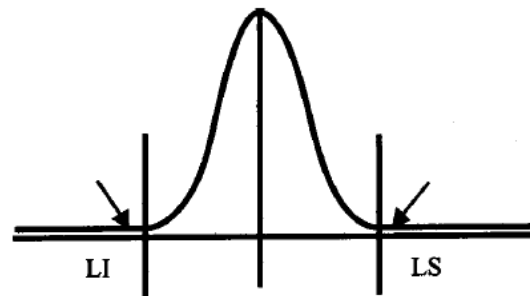


Figura 4.3. Campana de Gauss de distribución normal. [38]

La desviación típica de una variable aleatoria está dada por:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}\right)} \quad (4.1)$$

$$\bar{x} = \sum \frac{x_i}{n} \quad (4.2)$$

Siendo x_i de $i=1$, hasta n , los n valores medidos en n actividades distintas.

Por lo tanto, existen diversos factores que trabajan para dar variabilidad a un proceso o a un producto, pero como fuentes básicas se observan las de la figura 4.4.

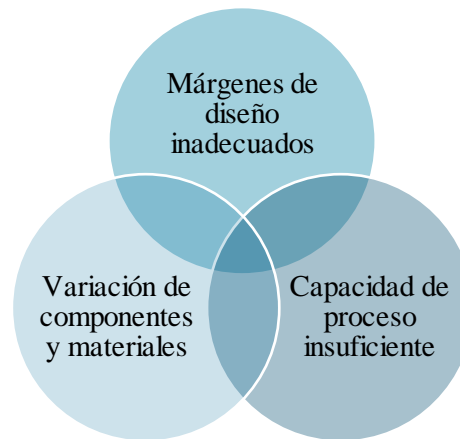


Figura 4.4. Fuentes básicas de variabilidad en un producto.

Como se sabe que la variabilidad da cabida a los defectos, es entonces que, un *defecto* es un fallo en satisfacer al cliente, sea el cliente final o a un cliente interno, entendiendo como tal a cualquiera en la empresa que recibe el resultado de nuestra actividad diaria, sea un producto, un servicio o un documento.

Ya que **Six Sigma** es una medida de calidad, un valor 6σ significa: 3.4 defectos por millón de oportunidades. Este valor en sigma tiene en cuenta que existen fuentes de variabilidad en los procesos, pero que esas fuentes están controladas. Se considera un nivel de calidad excelente y, por tanto, un objetivo estratégico a alcanzar si una empresa pretende la satisfacción de los clientes.

Siendo una *oportunidad* aquella ocasión en la que se presente una disconformidad o del fallo en el cumplimiento de los requerimientos.

Tabla 4.1. Nivel en Sigma y su equivalente en defectos por millón de oportunidades. [38]

Nivel en sigma	Defectos por millón de oportunidades
6	3.4
5	233
4	6 210
3	66 807
2	308 537
1	690 000

Con el nivel de calidad medido en sigmas se puede medir la calidad de productos y procesos, ayudando a centrar los esfuerzos y recursos para la mejora. Ese indicador de nivel de calidad permitirá evaluar el progreso en la mejora de calidad del producto. Para lograr esto se necesita conocer primero que espera el cliente del producto, sus límites de control de especificaciones, definir los procesos claves, su rendimiento y el nivel de calidad en σ correspondiente.

4.1.2 Historia de Six Sigma

A principios de los años 80's, las empresas aún medían su calidad en porcentajes, por lo general el número de defectos detectados en 100 piezas. Sin embargo, en muchas industrias el nivel de defectos había mejorado tanto como para permitir contabilizarlo ya no en porcentajes, sino en defectos por millón de piezas.

En 1985, el Dr. Mikel Harry, ingeniero y estadístico en la división de electrónica del gobierno de Motorola Inc., en Phoenix, Arizona (E.U.A.), publicó un artículo en el que describía la relación entre fiabilidad de un producto y el nivel de reparación que tenía ese producto durante su proceso de fabricación. Por lo que en conjunto con otros ingenieros de Motorola, diseñó una iniciativa de mejora de calidad basada en eliminar las causas de los problemas antes de que fuese necesario identificar y reparar los defectos, mediante el uso de métodos estadísticos. Curiosamente, fue la división de Comunicaciones de Motorola, dirigida por G. Fisher, la que lanzó un programa de calidad total con el nombre de **Six Sigma**.

Motorola iba a aplicar esta metodología a procesos distintos de los de fabricación, en ámbitos administrativos y financieros, es por eso que la iniciativa **Six Sigma** tenía un objetivo singular: *la satisfacción total del cliente, es decir, cumplir o incluso exceder con los requerimientos de los clientes, incluyendo la disponibilidad del producto a tiempo, el soporte técnico, la competencia de la red de ventas, la fiabilidad en la facturación,*

De modo que en el año 1987, el presidente de Motorola, Bob Galvin, se atrevió a anunciar el objetivo que se convertiría en el más famoso de los programas de calidad

en la industria de Norteamérica: “Lograr un nivel de calidad **Six Sigma** en nuestros productos y servicios equivalente a sólo 3.4 defectos por millón para el año 1992”. Al fijarse un nivel de calidad **Six Sigma**, Bob Galvin decía que, hiciera lo que hiciera Motorola, fuera fabricar un circuito electrónico o facturar a un cliente, al medir la calidad de ese producto o servicio mediante la cuantificación del número de defectos por millón, tendría una tasa de defectos de sólo 3.4 defectos por millón, siendo puesta la calidad en cada uno de los aspectos de la empresa.

De modo que durante los años 90’s varias corporaciones multinacionales han aplicado esta iniciativa de calidad de un modo riguroso y disciplinado con un éxito notable, reduciendo sus costos de calidad de un modo tan drástico que ha compensado los costos elevados de la formación inicial. Algunas de ellas han sido: Sony Corp., General Electric, Texas Instruments, Kodak, Polaroid, Whirlpool, Bayer, Johnson & Johnson, DuPont.

4.1.3 Diseño para Six Sigma

Diseño para **Six Sigma** (o por sus siglas en inglés **DFSS**, **Design for Six Sigma**) es una filosofía sistemática para diseñar o rediseñar productos y/o servicios de acuerdo a los requisitos y expectativas del cliente.

Por lo tanto, DFSS se enfoca en diseñar un producto, servicio o proceso adecuado desde “la primera vez”, por lo que se necesita invertir menos tiempo en mejorar el producto, servicio o proceso en un futuro. Es entonces que se habla de **Design for Six Sigma** y la metodología IDDOV (Identificar-Definir-Diseñar-Optimizar-Validar) y como se relacionan con el diseño del producto basando en las expectativas del cliente.



Figura 4.5. Pasos para una implementación Six Sigma.

4.1.4 Fases de DFSS

Como se mencionó antes, DFSS utiliza la metodología IDDOV la cual está integrada por diferentes fases para la concepción del producto. Estas fases son:

- *Identificar*: Esta etapa es la inicial donde se busca ver cuál es el objetivo del proyecto y se fijan las directrices para llegar al propósito, tales como fechas de diseño, entregas, manufactura, mercado, recursos, etc.
- *Definir*: Se reconocen las necesidades del cliente y se traslada la voz del cliente **VOC (Voice of Customer)** a requerimientos para el diseño del producto.
- *Diseñar*: Se identifican los elementos del proceso de diseño para generar el producto y se siguen los pasos para lograrlo. También se identifican los elementos de riesgo potencial y las ineficiencias que podrían llevar al proyecto a un fracaso.
- *Optimizar*: Se busca optimizar el diseño dándole solución a aquellos problemas en el producto para así crear un producto uniforme y disminuyendo su índice de error.
- *Validar*: Se verifica que el producto cumple con lo estipulado por el cliente y por medio de pruebas piloto o con el uso de otras herramientas que ayuden a validar el proceso de diseño.

Por lo tanto, la metodología IDDOV es compatible y está integrada en la metodología propuesta con la que se ha trabajado en el transcurso del presente proyecto de tesis. En la tabla 4.2 se muestra como las dos metodologías compaginan para el diseño del

producto, que para el caso de estudio, es el sistema de suspensión de un auto tipo Formula SAE.

Tabla 4.2. Compatibilidad de la metodología propuesta y la IDDOV.

↓ Metodología IDDOV ↓					
IDENTIFICAR	DEFINIR	DISEÑAR		OPTIMIZAR	VALIDAR
Declaración de la Misión.	Voz del cliente, necesidades y requerimientos del cliente, así como parámetros ingenieriles para el diseño. Diseño geométrico.	Puesta a punto de la dinámica vehicular del sistema y global, selección de materiales de los componentes.		Aprobación del diseño teórico, propuesta de pruebas para la validación del diseño, de la manufactura y ensamble.	Verificación del producto final.
Planeación (Misión)	Desarrollo de concepto	Diseño de detalle		Aprobación diseño teórico	Manufactura y ensamble
↑ Metodología propuesta ↑					

4.1.5 Casa de Calidad como herramienta de validación del diseño

Es entonces, que para la aprobación del diseño en esta etapa se hace uso de una herramienta para validar y verificar que el diseño cumple con lo requerido por el cliente. Dicha herramienta es llamada Casa de Calidad y su elaboración se presenta a continuación.

- Paso 1: Conocer los “qué” del cliente

Se refiere a que se deben conocer las necesidades del cliente, como se observó en el capítulo 2 en la tabla 2.1 del presente trabajo

- Paso 2: La importancia de las necesidades del cliente

Como se observó en la tabla 2.1, se categorizó cada necesidad del cliente usando una escala de importancia con valores numéricos del 1 al 5, siendo el valor 5 como “muy importante” y el número 1 como “no es importante”.

- Paso 3: ¿Qué hace la competencia?

Es de suma importancia saber lo que han hecho por satisfacer al mismo cliente las demás empresas, que para el caso de estudio, son las universidades con el mejor tiempo en la pruebas de mayor demanda dinámica para el sistema de suspensión y en sí para el auto completo. Estas dos universidades se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Datos de universidades en pruebas dinámicas. [37]

University of Michigan Prueba: Skidpad	Auburn University Prueba Acceleration
<i>Temporada 2014.</i> Chasis: Tubular Peso auto sin piloto: 181 [kg] Tiempo: 4.878 [s]	<i>Temporada 2014.</i> Chasis: Tubular Peso auto sin piloto: 220 [kg] Tiempo: 3.855 [s]

- Paso 4: Dar a conocer los “cómo”

Este paso consta de dar a conocer cómo se puede hacer cumplir cada necesidad. Por ejemplo, para llegar a cubrir la necesidad (qué) de que el peso del auto con piloto sea menor a 300 [kg] se requiere de reducir el peso de cada componente de todo el auto (cómo). Pueden existir diversos “cómo” para una necesidad e incluso diferentes necesidades pueden cumplirse con un “cómo”.

- Paso 5: Los Objetivos

Se muestran los objetivos de diseño dado el tipo del mismo.

Tabla 4.4. Tipo de objetivo.

Tipo de objetivo	
↑	Valor más alto es mejor
○	Valor estimado es mejor
↓	Valor menor es mejor

- Paso 6: Matriz de relación

La matriz relaciona las necesidades del cliente (qué's) con la forma en la que se pueden cumplir (cómo's) puestos que uno o más "cómo's" pueden servir para solucionar uno o más "qué's". La relación se hace mediante la tabla 4.5.

Tabla 4.5. Tipo de relación de peso.

Tipo de relación		
Símbolo	Relación	Peso
●	Fuerte	9
○	Mediana	3
Δ	Débil	1

- Paso 7: Valor y métrica

Se les da un valor y se estipula su métrica a cada objetivo de diseño.

- Paso 8: ¿Qué tan difícil es hacerlo?

Se refiere a que difícil o fácil es realizar cada “cómo” cumplir cada necesidad. Para este caso se utiliza una escala numérica del 1 al 5, donde el valor de 1 es “muy fácil hacerlo”, el valor de 3 es de “mínima dificultad para hacerlo” y el número 5 es “muy difícil de hacer”.

- Paso 9: Evaluar con la competencia

Se compara el nivel de dificultad de hacer los “cómo” de los “qué” encontrado en el paso anterior con el nivel de otras compañías, es decir, otras universidades. Esta evaluación se realiza mediante el uso de la escala siguiente:

Tabla 4.6. Escala de comparación de dificultad entre compañías.

Escala de comparación de dificultad		
1	muy fácil hacerlo	•
3	mínima dificultad para hacerlo	○
5	muy difícil de hacer	Δ

- Paso 10: Peso absoluto y relativo

Se calcula el peso absoluto y relativo (porcentaje) de cada necesidad con su importancia usando las siguientes ecuaciones, dada la tabla 4.5.

$$Peso\ absoluto = \sum_{i=1}^n (Importancia)_i * (Peso)_i \quad (4.1)$$

$$Peso\ relativo = \frac{Peso\ absoluto_i}{Total\ absoluto} * 100 \quad (4.2)$$

- Paso 11: Relación entre cada “cómo”

En este paso se busca conocer si la relación entre los “cómo´s” es positiva o entra en conflicto unos con otros.

Por lo tanto, las relaciones positivas entre los “cómo’s” son aquellas que se soportan entre sí, ya que permiten una mayor eficiencia al alcanzar cubrir la necesidad. Mientras que las relaciones negativas son aquellas en las que los “cómo’s” se afectan entre sí.

En la tabla 4.7 se muestra como son las relaciones para este caso.

Tabla 4.7. Tipo de relaciones para los “cómo”.

Tipo de relaciones para los “cómo”	
xx	Fuertemente negativa
x	Negativa
o	Positiva
•	Fuertemente positiva

En el Anexo D del presente trabajo se muestra el esquema de “casa de calidad” para el caso de estudio del diseño del sistema de suspensión.

Si se hace una verificación de los requerimientos del cliente siendo estos los objetivos de diseño para el sistema de suspensión en la temporada 2015, se observa que a nivel teórico se lograron cada una de estas especificaciones para el diseño como se muestra en la tabla 4.8.

Tabla 4.8. Comparación de los objetivos iniciales y logrados con el diseño teórico.

Objetivos de diseño Iniciales de la temporada 2015				Objetivos de diseño alcanzados (teóricos) a mediados de la temporada 2015		Objetivos de diseños alcanzados a finalizar la temporada 2015	
No. de requerimiento	Tipo de Objetivo	Valores	Métricas	Valores	Métricas	Valores	Métricas
1. El wheelbase como mínimo será de 60 [in].	o	1,524	Milímetros [mm]	1,524	Milímetros [mm]	1,524	Milímetros [mm]
2. La longitud del track delantero y el trasero deben ser diferentes, el track trasero debe medir no menos del 75% del track delantero.	↑	1,200 delantero	Milímetros [mm]	1,200 delantero	Milímetros [mm]	1,200 delantero	Milímetros [mm]
	↓	1,100 trasero	Milímetros [mm]	1,100 trasero	Milímetros [mm]	1,100 trasero	Milímetros [mm]
3. El viaje mínimo vertical de las llantas será de 2 [in]. Hacia Arriba 1 [in] y hacia Abajo 1 [in].	o	±2.54	Centímetro [cm]	±3.0	Centímetro [cm]	±3.0	Centímetro [cm]
4. Masa del auto con piloto, debe ser menor a 300 [kg] de peso.	↓	300	kilogramos [kg]	285.5, 216.5 sin piloto	kilogramos [kg]	283, 214 sin piloto	kilogramos [kg]
5. Que el auto tenga un buen desempeño en las pruebas dinámicas de skidpad y acceleration.	o	4.878 skidpad	Tiempo [s]	4.878 skidpad	Tiempo [s]	/	Tiempo [s]
	o	3.896 acceleration	Tiempo [s]	3.896 acceleration	Tiempo [s]	/	Tiempo [s]

Debido a lo anterior, se tiene que el diseño teórico bajo las especificaciones del cliente esta validado con la ayuda de esta herramienta.

4.1.6 FMEA (Análisis de modo y efecto de falla)

El análisis de modo y efecto de falla (FMEA por sus siglas en inglés) es un método para identificar problemas potenciales (errores) y sus posibles efectos en un sistema o proceso para así priorizarlos y poder concentrar los recursos en planes de prevención, supervisión y respuesta.

El principal empuje para la prevención de fallas vino durante los años 60's mientras se desarrollaba la tecnología para enviar un hombre a la luna en la misión Apolo. Ford Motor Company motivados por los altos costos de demandas de responsabilidad civil introdujo los FMEAs en la industria automotriz a finales de los años 70's para consideraciones de seguridad y requisitos regulatorios.

En 1993 Chrysler, Ford y GM crearon el documento «Potencial Failure Mode And Effects Analysis» que cubría los tipos vigentes de FMEA. El documento formó parte de la norma QS 9000 (hoy conocida como ISO 16949).

Existen tres tipos de FMEA, los cuales son:

FMEA de Sistema (Planeación y definición del proyecto)

- Asegura la compatibilidad de los componentes del sistema.

FMEA de Diseño (Diseño de producto/servicio)

- Se usa para analizar componentes de diseños. Se enfoca hacia los modos de falla asociados con la funcionalidad de un componente, causados por el diseño
- Evalúa subsistemas del producto o servicio.

FMEA de Proceso (Diseño de proceso y desarrollo)

- Revisa los procesos para encontrar posibles fuentes de error.

Figura 4.6. Tipos de FMEA.

Para realizar este análisis se requieren de los siguientes pasos, independientemente de cual sea el enfoque o tipo de FMEA que se requiera hacer. Para el caso de estudio del diseño del sistema de suspensión, se muestra como se hizo este análisis al inicio de la temporada 2015.

- Paso 1: Determinar el producto, proceso o sistema a analizar

En la temporada 2014, el diseño de la suspensión delantera no funcionó correctamente y se hizo consiente ese error hasta la etapa de ensamble a un día de la puesta en marcha hacia la competencia Formula SAE en Lincoln, Nebraska. El error constaba en que el sistema de energía diseñado para funcionar con el diseño geométrico de la suspensión, presentaba colisiones entre sus componentes (**rocker** y **pushrod**) que se observaron en el software Adams Car como se muestra en la figuras 4.7 a, b y c pero que no fueron observados por el personal a cargo sino, hasta la etapa de ensamble, cuando se vió el error físicamente.

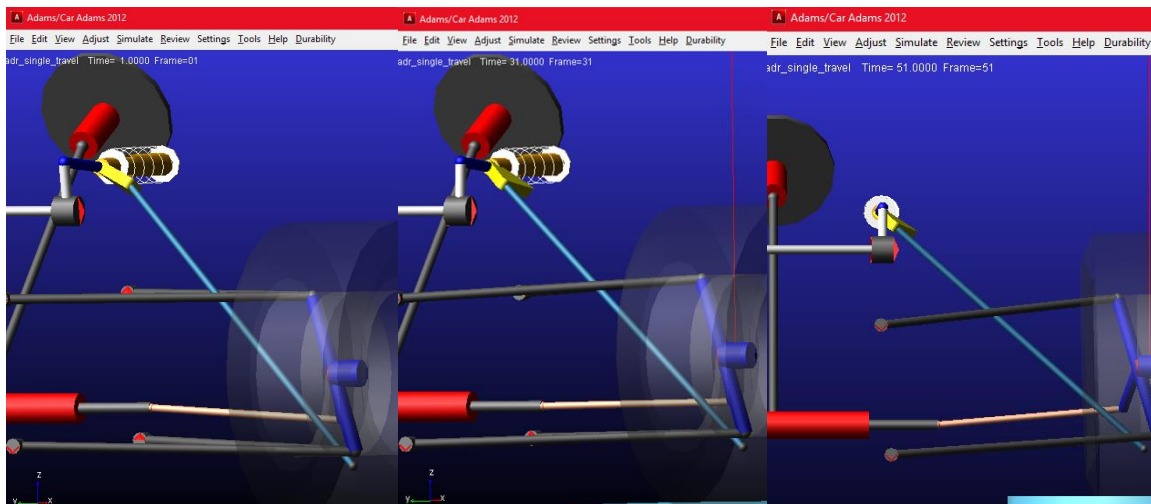


Figura 4.7. Suspensión delantera 2014. a) viaje en -30 [mm] en Ride, b) viaje en 0 [mm] estático y c) viaje en 30 [mm] en Ride.

Es entonces que el producto que se analizó en sí, fue el sistema de energía de la suspensión delantera de la temporada 2014, ya que al corregir sus fallas se obtuvo un mejor camino para el diseño del sistema de energía de la temporada 2015 la cual se presentó en el capítulo 3 del presente trabajo.

- Paso 2: Determinar los posibles modos de falla del producto o proceso a analizar

En la figura 4.7 a) se observa la colisión entre 2 miembros del sistema de energía dado su comportamiento en un viaje en **ride** (vertical) de -30 [mm]. Dicha colisión se refiere a que cuando el neumático baja 30 [mm], el **rocker** (triángulo amarillo) y el miembro al cual se conecta llamado **pushrod** forman un ángulo haciendo que una parte del tubo **pushrod** choque con el **rocker**. Por otro lado, en la figura 4.7 c) cuando el neumático sube 30 [mm], el **rocker** y el miembro **pushrod** no forman ángulo alguno, que genere alguna colisión entre esas dos piezas.

Debido a lo anterior, la falla se presenta en la colisión entre el **rocker** y el tubo **pushrod** haciendo que el mecanismo del sistema de suspensión, al cual forman parte estos dos miembros, no se mueva correctamente y de manera uniforme, por lo que, al chocar estas dos piezas no sólo se podrían romper, sino que también ponen en peligro al auto entero y al piloto en sí.

- Paso 3: Listar los efectos de cada potencial modo de falla

Tabla 4.9. Efectos de falla de colisión entre rocker y push rod de la suspensión delantera de la temporada 2014..

Falla: Colisión entre rocker y pushrod de la suspensión delantera de la temporada 2014.	
No.	Efecto
1	Mala transmisión de fuerzas (cargas) de la llanta al resorte-amortiguador
2	Ruptura o pandeo de las piezas
3	Pérdida de control en el manejo del auto en pista

- Paso 4: Asignar el grado de severidad de cada efecto (Siendo la severidad aquella consecuencia de que la falla ocurra)

En la siguiente tabla se muestra el grado de severidad que se puede aplicar en cada efecto de falla. Ese grado de severidad utiliza una escala del 1 al 10, siendo el uno el valor sin defecto y el 10 representa un valor de peligro.

Tabla 4.10. Grado de severidad de efectos de falla.

Efecto	Rango	Criterio
No	1	Sin efecto.
Muy poco	2	Muy poco efecto en el desempeño del sistema o producto.
Poco	3	Poco efecto en el desempeño del sistema o producto.
Menor	4	Efecto menor en el desempeño del sistema o producto.
Moderado	5	Efecto moderado en el desempeño del sistema o producto.
Significativo	6	El desempeño del sistema o producto se ve afectado pero es operable y está a salvo. Falta parcial pero operable.
Mayor	7	El desempeño del sistema o producto se ve seriamente afectado, pero es funcional y está a salvo.
Extremo	8	El sistema o producto es inoperable, pero está a salvo.
Serio	9	Efecto de peligro potencial.
Peligroso	10	Efecto peligroso. Seguridad relacionada.

Por lo tanto, para el caso de la colisión de 2 de los miembros del sistema de energía de la suspensión delantera de la temporada 2014, se tiene que el rango de consecuencia es:

Tabla 4.11. Grado de severidad de los efectos de falla dado el caso de estudio.

No.	Efecto		Rango	Criterio
1	Mala transmisión de fuerzas (cargas) de la llanta al resorte-amortiguador	Mayor	7	El sistema se ve seriamente afectado ya que no cumple con el desempeño dinámico requerido por la empresa y el cliente, pero es funcional y aún las piezas están a salvo.
2	Ruptura o pandeo de las piezas	Serio	9	Efecto de peligro potencial dado por las sollicitaciones del camino y las fuerzas generadas por el movimiento del auto en pista.
3	Pérdida de control en el manejo del auto en pista	Peligro	10	Efecto peligroso dado por la ruptura de las piezas. Seguridad relacionada. No se están cumpliendo con las buenas prácticas de ingeniería.

- Paso 5: Generar las causas potenciales de modo de falla

Las causas son todas aquellas posibles por las cuales se generen esos defectos y en sí el modo de falla principal, como por ejemplo en el efecto de falla número 1 de la tabla 4.11, se tiene que una causa de modo de falla es la posición errónea del plano de movimiento del **rocker**. Como se observa en el capítulo 3 del presente trabajo, el plano de movimiento del **rocker** debe de diseñarse y posicionarse en el espacio de tal manera que permita un movimiento lineal de esta pieza, asegurándose que este componente sólo se desplazará bajo ese plano.

- Paso 6: Asignar el grado de ocurrencia de cada causa potencial de modo de falla (Siendo la ocurrencia aquella probabilidad de que la falla ocurra)

Tabla 4.12. Ocurrencia de causa de modo de falla.

Ocurrencia	Rango	Criterio	Probabilidad de falla
Remota	1	Falla improbable. No existen fallas asociadas a este sistema o producto.	< 1 en 1,500,000
Muy poca	2	Sólo faltas aisladas asociadas al sistema, producto y a casi similares.	1 en 150,000
Poca	3	Faltas aisladas asociadas al sistema, producto y a idénticos.	1 en 30,00
Moderada	4	Fallas ocasionales.	1 en 4,500
	5		1 en 800
	6		1 en 150
Alta	7	Falla a menudo.	1 en 50
	8		1 en 15
Muy alta	9	Falla inevitable.	1 en 6
	10		> 1 en 3

- Paso 7: Controles actuales de prevención

Son aquellos medios o formas que ayudan a prevenir el modo de falla y condicionan el proceso, es decir, si es necesario se detiene el proceso hasta que la falla sea corregida.

- Paso 8: Controles actuales de detección

Son aquellos medios o formas que sirven para detectar el modo de falla pero no paran el proceso, ya que solo alertan de que la falla en el sistema, proceso o producto se presentó. Algunos controles pueden ser las revisiones del proceso o las auditorías del mismo, bitácoras, registros de calidad, entre otros.

Para el caso de la falla por colisión de componentes del sistema de energía delantero, sólo se tenían revisiones del líder de sistema de suspensión.

- Paso 9: Asignar el grado de detección de cada causa potencial de modo de falla (La detección es la probabilidad de que la falla sea detectada antes de que llegue al cliente)

Tabla 4.13. Rango de detección de fallas.

Probabilidad	Rango	Criterio	Probabilidad de detección de la falla
Alta	1	El defecto es una característica funcionalmente obvia.	99.99%
Medianamente alta	2 - 5	Es muy probable detectar la falla. El defecto es una característica obvia.	99.7%
Baja	6 - 8	El defecto es una característica fácilmente identificable.	98%
Muy baja	9	No es fácil detectar la falla por métodos usuales o pruebas manuales, siendo el defecto una característica oculta.	90%
Improbable	10	El defecto no es fácil de detectar en el sistema, proceso o producto.	< a 90%

Para el caso de la falla por colisión entre el **rocker** y la **pushrod** del sistema de energía delantero, se tiene un *rango de detección "Bajo"*, debido a que es fácilmente apreciable su causa desde la etapa de diseño de detalle donde se pudo haber corregido antes de la manufactura y ensamble.

- Paso 10: Calcular el NPR (Número Prioritario de Riesgo) de cada efecto

Para calcular el número prioritario de riesgo de efecto se utiliza la siguiente ecuación:

$$NPR = Severidad * Ocurrencia * Detección \quad (4.3)$$

Tabla 4.14. Prioridad de NPR

Prioridad de NPR	
500 - 1000	Alto riesgo de falla
125 - 499	Riesgo de falla medio
1 - 124	Riesgo de falla bajo
0	No existe riesgo de falla

- Paso 11: Proporcionar acciones recomendadas para resolver la falla y sus efectos

Se deben generar ideas que lleven a acciones para dar solución tanto a la falla como a cada uno de sus efectos. Estas acciones son recomendaciones que deben de tomar en cuenta todo aquello que sea parte del diseño del sistema de suspensión y que esté afectado directamente por la falla, que para el caso de estudio, el diseño del sistema de energía se ve directamente afectado.

- Paso 12: Tomar acciones para eliminar o reducir el riesgo del modo de falla

Es importante que se tomen acciones que sí solucionen el problema ya que de lo contrario, temporada tras temporada de competencia, el auto seguirá presentando la misma falla. Es por eso, que es muy importante que se documente cada falla y su solución para las nuevas generaciones.

- Paso 13: Calcular el nuevo resultado del NPR para revisar si el riesgo ha sido eliminado o reducido

La única forma de saber si se corrigió parcial o totalmente el problema es volviendo a evaluar sus desempeño. Por lo tanto, obtener de nuevo el Número Prioritario de Riesgo NPR ayuda a conocer si las acciones recomendadas y tomadas fueron correctas.

Debido al rediseño de la suspensión delantera que se acopló en conjunto con el funcionamiento de la suspensión trasera mostrado en el capítulo 3 del presente trabajo, se corrigió la falla de colisión entre los dos componentes del sistema de energía de la

temporada 2014, como se puede ver en la figura 4.8. Ahora el mecanismo del sistema de suspensión funcionó correctamente de forma lineal debido al gran trabajo que se hizo por hacer las simulaciones dinámicas lo más cercanas a la realidad del auto top 10 en pista dadas las especificaciones para la temporada 2015.

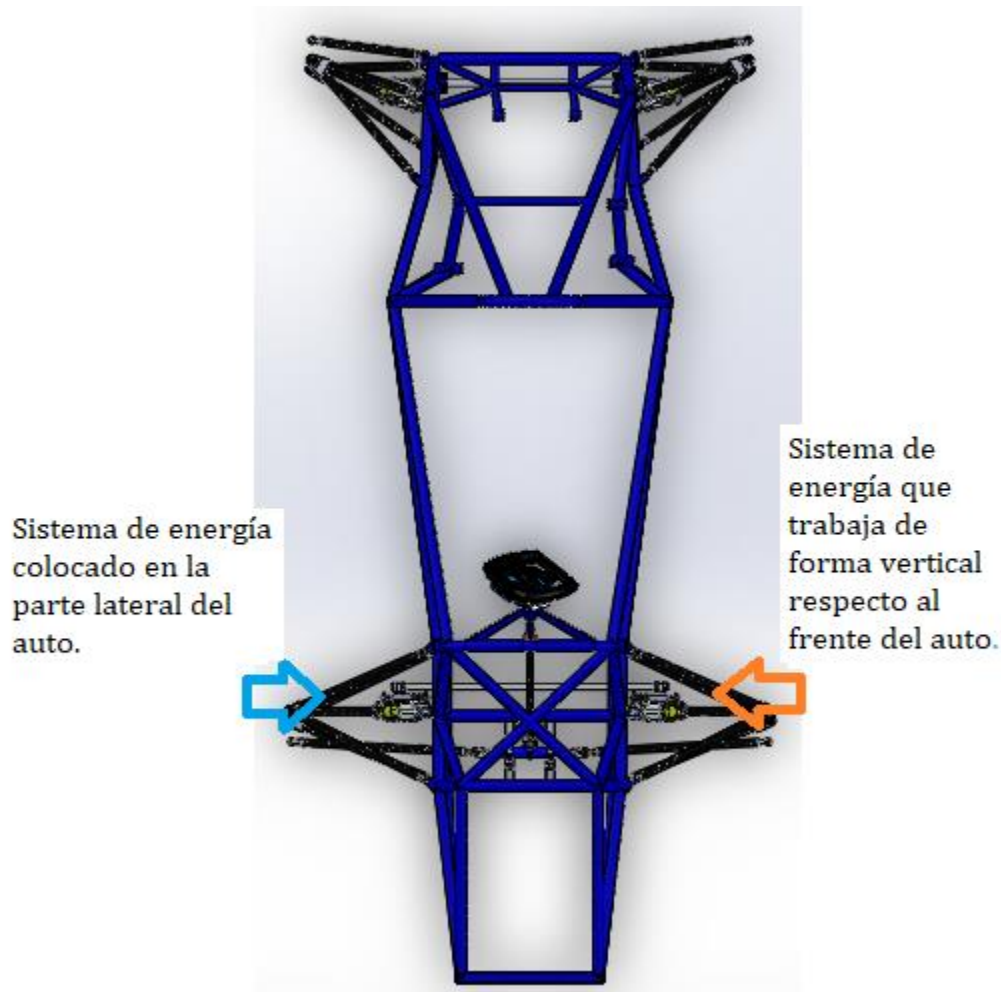


Figura 4.8. Vista superior del sistema de suspensión delantero y trasero unido al frame de la temporada 2015.

En la tabla 4.15 se muestran los resultados para el número prioritario de riesgo al final de la temporada 2014 y a mediados de la temporada 2015 cuando el diseño del sistema de suspensión se finalizó. Estos resultados comprueban que se tomaron acciones correctivas para disminuir la falla por colisión de componentes en el sistema de energía de la suspensión delantera, disminuyendo el riesgo de falla que antes presentaba el sistema de energía delantero. En el anexo D se muestra el FMAE completo para el caso de estudio.

Tabla 4.15. Resultados del NPR calculados al finalizar la temporada 2014 y a mediados de la temporada 2015.

Acciones tomadas (Mitad de temporada 2015)	NPR 1 (Fin temporada 2014)	NPR 2 (Mitad de temporada 2015)
Rediseño de la suspensión delantera	196	12
Nuevo ubicación para el plano del rocker	245	12
Nueva posición del sistema de energía delantero	245	24
Rediseño de rocker sólido a rocker de placas	216	4
Selección de materiales correcta	216	8
Diseño del sistema de suspensión bajo las BPI	120	4

Es entonces que en este capítulo se mostraron algunas herramientas de verificación tanto de los requerimientos como del diseño, tal es el caso de la casa de calidad y el análisis FMEA respectivamente. Dadas estas dos herramientas y los conocimientos de la norma ISO 9001, de **Six Sigma** y con la metodología propuesta, es como se generó un diseño teórico enfocado en entregar un producto verificado, validado y adecuado a las necesidades del cliente desde la primera vez. Lo que resta hacer es una validación de las etapas finales del proceso de diseño del producto; manufactura y ensamble, con las cuales se tenga la seguridad de que el diseño puesto en marcha dio como resultado un producto de calidad para la competencia de Formula SAE.

5 Conclusiones y trabajo a futuro

Para concluir el presente trabajo de tesis se hace referencia al objetivo general de la misma, puesto que se logró el cumplimiento de la metodología propuesta para la parte de diseño teórico y se generó una propuesta de sistema de calidad para la validación de varias etapas en el diseño del producto que para este caso es el sistema de suspensión de un auto de competencia Formula SAE.

Por lo que, con base en esa metodología, los resultados fueron el diseño del sistema de suspensión que cumple con los requerimientos del cliente y de la competencia misma. Esto fue debido a que en todo el proceso de diseño se mantuvieron presentes dichos requerimientos, que por consecuencia, se lograron los resultados siguientes para el cumplimiento de los objetivos específicos del sistema de suspensión:

- **Wheelbase:** 1524 [mm]
- **Track** delantero: 1200 [mm], **track** trasero: 1100 [mm]
- Viaje vertical de neumático: 30 [mm] arriba y 30 [mm] abajo.
- Peso del auto con piloto: <300 [kg], que para la temporada 2015 se logró 285.5 [kg]
- Tiempo mínimo en las pruebas de **Skidpad** y **Acceleration** como un auto de Top 10: 4.878 [s] y 3.855 [s] respectivamente a una velocidad: $40.2 \left[\frac{km}{h} \right]$.

Por lo que la calidad del producto está dada por la validación de los resultados anteriores. Dicha validación y verificación se generó a partir del respaldo normativo tanto de la competencia Formula SAE e ISO 9001 y de conjuntar la metodología propuesta con el Diseño para **Six Sigma**, extrayendo de esta última, dos herramientas

que ayudaron a la verificación del diseño en varias etapas del mismo. En primera, la implementación de la herramienta llamada *Casa de calidad* dió como resultado la validación y la verificación en el cumplimiento de los requerimientos del cliente para el diseño del sistema de suspensión con lo cual se asegura que el diseño del producto cuenta con las bases firmes (objetivos de diseño) respecto a lo que cliente necesita, definiendo así la calidad del propio producto.

Con base en lo anterior, al realizar el Análisis de modo y efecto de falla aplicado al sistema de energía fallido de la temporada 2014, se hizo una comparación del número prioritario de riesgo obtenido tanto al final de la temporada 2014 y a mediados de la temporada 2015, dando como resultado una reducción en el riesgo debido a la colisión del **rocker** y el miembro **pushrod** de hasta un 90%. Esto se debe a las acciones correctivas para disminuir dicha colisión entre los componentes en el sistema de energía de la suspensión delantera dada una nueva posición y configuración del mismo.

Cabe destacar que, existen diversas herramientas para la validación de las diferentes etapas que conllevan al diseño teórico del sistema de suspensión, ya que las expuestas no son las únicas aplicables a dicho diseño. Es por eso que la presente tesis aborda el inicio de un sistema de gestión de calidad, es decir, la implementación de un sistema que valide la calidad del diseño del sistema de suspensión desde la primera vez.

5.1 Trabajo a futuro

Lo antes expuesto da como consecuencia que se hable del trabajo a futuro que debe hacerse por los miembros, no solo del sistema de suspensión, sino de todo aquel integrante del equipo UNAM MOTORSPORTS, puesto que de nada sirve que el sistema de suspensión esté diseñado para lograr que el auto sea Top 10 en la competencia, si los demás sistemas quedan rezagados en su diseño. Es por eso que la validación del producto no solo termina con la validación del diseño teórico del sistema de suspensión, sino también en la validación de las etapas restantes: Manufactura y Ensamble.

En la primera etapa restante cabe señalar que lo que se debe de vigilar y validar son los procesos en los que se fabrican los componentes para así cumplir con las buenas prácticas de ingeniería en todos sus campos, es decir, se debe verificar que las dimensiones, tolerancias, acabados, materiales y procesos de manufactura sean los adecuados dado el diseño de cada componente y sobre todo se debe de tener siempre en cuenta que cumplan con los requerimientos del cliente tales como el **wheelbase**, los **tracks** y el recorrido vertical del neumático en ambos sentidos sin perder de vista la seguridad del piloto.

Finalmente en la etapa de ensamble, no solo se debe de validar que el ensamble del sistema de suspensión funcione correctamente entre sí, cuidando que no haya holguras y colisiones entre las piezas, sino que también la validación de dicho sistema implica en cómo interactúa con los demás sistemas: chasis, dirección, transmisión y masa no suspendida. Esa validación debe hacerse en dos partes: la primera en estático con el peso de propio auto y el del piloto, donde se revisará si existe colisión entre sistemas y si se cumplen los requerimientos del cliente e ingenieriles; y la segunda en una evaluación dinámica donde se probará el auto ya sea en pista, usando un dinamómetro o un banco de pruebas, para revisar si existe una variación en los requerimientos del cliente y parámetros ingenieriles cuando el auto esté sometido a cargas longitudinales, laterales y normales.

De la misma forma se invita a los integrantes futuros de cada sistema que conforman el auto a que sigan con la implementación de un sistema de calidad que respalde, ayude y exija tanto al equipo mismo y al diseño de cada componente para tener la seguridad de que el equipo UNAM MOTORSPORTS diseña, manufactura y vende un vehículo con la calidad que necesita el cliente.

6 Referencias y bibliografía

- [1] William F. Milliken y Douglas L. Milliken. (1995). Race Car Vehicle Dynamics. USA.: SAE international.
- [2] Carl Smith. (1978). Tune To Win. USA.: Aero.
- [3] SAE International. Formula SAE Rules. USA.: SAE international. [En línea]. Actualizada: 2017. [Fecha de consulta: 28 enero 2018]. Disponible en: www.fsaeonline.com.
- [4] “2017 Formula One Technical Regulations”, Fédération Internationale de l’Automobile. [En línea]. Actualizada: 27 abril 2017. [Fecha de consulta: 15 octubre 2017]. Disponible en: https://www.formula1.com/en/championship/inside-f1/rules-regs/Suspension_and_steering_systems.html
- [5] “ISO 9001:2008 COPANT/ISO 9000:2008 NMX-CC-9001-IMNC-2008. Sistema de Gestión de calidad – Requisitos.”
- [6] “ISO 9001:2015 COPANT/ISO 9000:2015 NMX-CC-9001-IMNC-2015. Sistema de Gestión de calidad – Requisitos.”
- [7] SAE International. [En línea]. Actualizada: 2018. [Fecha de consulta: 15 octubre 2017]. Disponible en: www.sae.org
- [8] FIA. Federation Internationale De L’Automobile,. [En línea]. Actualizada: 2018. [Fecha de consulta: 15 octubre 2017]. Disponible en: www.fia.com
- [9] R. N. Jazar, (2007). Vehicle Dynamics: Theory and Application, Riverdale, NY: Springer.

- [10] SAE International. Result-Formula SAE Series. [En línea]. Actualizada: 2014.
[Fecha de consulta: 22 noviembre 2015] Disponible en:
<http://students.sae.org/cds/formulaseries/results/>.
- [11] Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger, (2013). Diseño y desarrollo de productos, México. Mc Graw Hill Education.
- [12] Roldan Campo Elias. Inges AEROSPACE- MECHANICAL ENGINEERING. [En línea]. Actualizada: Julio 2010. [Fecha de consulta 27 octubre 2017]. Disponible en: Blogger.com
- [13] F. Beer y E. R. Johnston, (2011). Static and mechanics of materials, New York: Mc Graw Hill.
- [14] Seth Beckley, Kevin Gygyryuk, Josh Hilferty, Mike Teri, (2010). Final Presentation to Engineering Panel of Team FSAE Suspension.
- [15] Nicholas D. Smith, (2004). Understanding Parameters Influencing Tire Modeling, Department of Mechanical Engineering, Colorado State University, Formula SAE Platform.
- [16] University Racing Eindhoven Team, (March 2010). Design of a Formula Student Race Car Spring-Damper System. Technische Universiteit Eindhoven, Department of Mechanical Engineering, Control Systems Technology Group
- [17] Norman Idnas Vázquez Trevilla, (2011). Diseño del Sistema de Suspensión del Vehículo Formula SAE UNAM 2011. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.
- [18] Jaime Cordoba Breña, (Enero 2012). Método de diseño del sistema de suspensión de un vehículo de competencia Formula SAE. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.
- [19] César Leonardo Guerrero Ayala, (Octubre 2013). Diseño de actuadores de desplazamiento para plataforma de simulación para vehículos de competencia Formula SAE. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.

- [20] Omar Contreras Nava, (2014). Análisis dinámico de la suspensión de un vehículo tipo Formula SAE. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.
- [21] Aldo Guillermo Espejel Arroyo, (Enero 2015). Rediseño de un sistema de suspensión para un auto de competencia mediante Adams/Car y Matlab. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.
- [22] Alan Sampson Rojas, (Marzo 2015). Modelado cinemático y diseño de control de una suspensión semiactiva. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.
- [23] Gonzalo Guerrero Salazar, (2015). Consideraciones teóricas para el diseño y análisis de la suspensión para el vehículo Formula SAE 2012. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.
- [24] J. A. García-Manrique, S. Peña-Miñano, M. Rivas, (2015). Manufacturing to motorsport by students. Spain: Universitat Politècnica de Valencia. Elsevier
- [25] Joshua Beckerman, (Septiembre 2017). Design, analysis, and verification of an open-wheeled Formula-Style Race Car suspension system. Syracuse University: Honors Program Capstone Projects.
- [26] Samant Saurabh Y., Santosh Kumar, Kaushal Kamal Jain, Sudhanshu Kumar Behera, Dhiraj Gandhi, Sivapuram Raghavendra, Karuna Kalita, (2016). Design of suspension system for Formula Student race car. IIT Guwahati, Guwahati: Elsevier
- [27] Gabriel de Paula Eduardo, (2005). Formula SAE suspension design. Universidad de São Paulo: SAE Technical Paper Series.
- [28] Edmund F. Gaffney III and Anthony R. Salinas. Introduction to Formula SAE suspension and frame design. University of Missouri - Rolla
- [29] S. Chepkasov, G. Markin, A. Akulova, (2016). Suspension kinematics study of the "Formula SAE" sports car. Ural Federal University: Elsevier.
- [30] Xintian Liu, Jiao Luo, Yansong Wang, Hui Guo and Xinyu Wang, (Diciembre 2013). Analysis for suspension hardpoint of Formula SAE Car based on correlation theory.

Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology: Maxwell Scientific Organization.

[31] M. Software, (2012). Using the special FSAE database with Adams/Car 2012.

[32] M. Software. Adams/Car Learning Guide, MSC. [En línea]. Actualizada: 2017

[Fecha de consulta: 01 nov 2017]. Disponible en:

http://www.me.ua.edu/me364/adams_car_learning_guide.htm.

[33] Advanced Suspension Technology. [En línea] Actualizada: 2015. [Fecha de consulta: 02 noviembre 2015]. Disponible en: <https://www.ohlins.com>

[34] MatWeb (Material property data). [En línea]. Actualizada: 2016. [Fecha de consulta: 10 noviembre 2017]. Disponible en: www.matweb.com

[35] Sergio Villalobos V. (2014). Reporte de diseño del sistema Power Train, temporada 2015 para UNAM Motorsports. Ciudad Universitaria: Facultad de Ingeniería.

[36] Lehigh University. [En línea]. Actualizada: 07 septiembre 2015. [Fecha de consulta: 10 noviembre 2017]. Disponible en: www.lehigh.edu

[37] SAE International. Results-Formula SAE Series. [En línea]. Actualizada: 2015.

[Fecha de consulta: 14 noviembre 2017]. Disponible en

<http://students.sae.org/cds/formulaseries/results/>.

[38] Arturo Ruiz-Falcó Rojas, (Marzo 2009). Apuntes de clase: Introducción a 6 Sigma, Madrid. Universidad Pontificia Comillas Madrid.

7 Índice temático

A

Acceleration, 15, 29, 50, 51, 88, 94, 95, 97, 101, 103, 123, 134, 135, 136, 157, 153, 170
 Adams Car, 15, 16, 20, 35, 111, 117, 118, 120, 121, 122, 123, 127, 128, 130, 132, 133, 134, 136, 161
 Aligning torque, 15, 56
 Anti roll bar, 15, 105, 110, 115
 Autocross, 15, 29

B

Bellcrank, 15, 18, 38
 Body, 15, 80
 Bump-steer, 15, 88, 92

C

Camber angle, 15, 52, 56, 58, 59, 67, 69, 84, 85, 86, 87, 88, 90, 91, 94
 Camber arm, 15, 70
 Camber moment, 15, 70
 Camber torque, 15, 70
 Camber trail, 15, 16, 70
 Caster angle, 16, 55, 56, 85, 87, 94
 Caster trail, 16, 55
 Cornering, 16, 62, 127
 Cornering stiffness, 16, 62
 Cost Analysis, 15, 29

D

Damper, 16, 80, 115
 Damper-rocker, 16, 120, 137
 Design for Six Sigma, 16, 153
 Downforce, 16, 107, 108

E

Efficiency, 17, 29
 Endurance, 17, 29
 Engineering Design, 17, 29

F

Frame, 11, 16, 17, 18, 19, 20, 39, 80, 116, 168

H

Hardpoint, 16, 39, 123

I

Inclination angle, 16, 52
 Installation ratio, 17, 104, 107, 118, 120, 122
 Instant center, 17, 54, 59, 85, 94

J

Jacking point, 17, 72, 73, 78


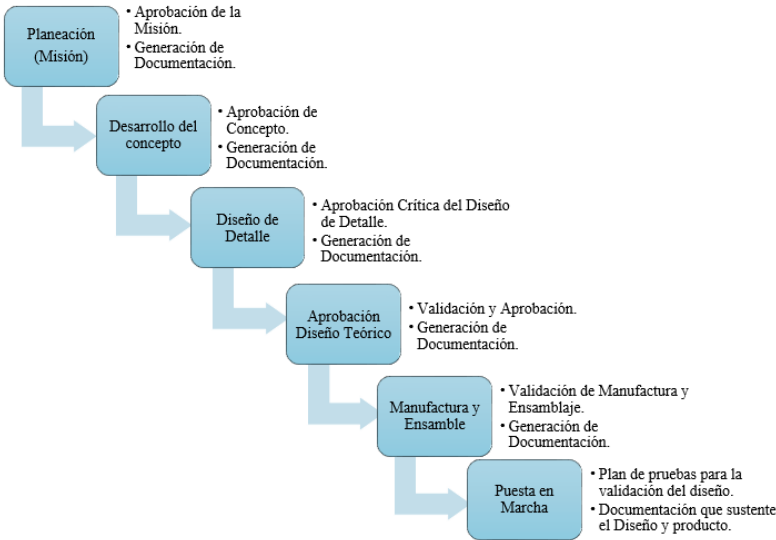
K

Kingpin angle, 17, 56, 85, 94
 Kingpin offset, 17, 57


- L**
- Link, 17,115,116
- M**
- Magic number, 17,107
McPhearson, 17,36
Motion ratio, 17,110
- P**
- Pneumatic trail, 18,65
Presentation, 18,29
Pullrod-rocker, 19,120,137
Pullrod, 19,20,115
Pushrod, 19,38,115,116,161,162,163,166,171
Pushrod-rocker, 19
- R**
- Ride, 19,84,87,88,90,91,93,103,104,105,110,162
Ride Camber, 19,58,59
Ride rate, 19,104,105
Ride y roll rates, 19,104
Rocker pivot, 19,120,137
Roll, 19,60,61,87,91,93,97,108,109,110,112,113,117
Roll axis, 19,59,60,85,87,90,94,106
Roll camber, 19,58,59,94
Roll center, 19,59,60,85,86,87,90,94
- S**
- Scrub radius, 19,56,57,85,90,91,94
Six Sigma, 16,20,24,148,149,150,151,152,153,169
- Skidpad, 20,50,51,85,94,95,100,106,123,132,133,136,137,147,170
Slip angle, 20,61,62,63,65,67
Slip ratio, 20,68
Spring rate, 20,104
Sprung mass, 20,80
- T**
- Tierod, 20,84,89,137
Tire rate, 20,104
Tire Test Consortium, 20,126
Tire testing, 21
Toe angle, 21,54,58,85,92,94
Toe-in, 21,53
Toe-out, 21,53
Track, 21,50,51,53,57,58,73,74,75,83,85,87,92,94,98,105,170,172
Trackrod, 21,58,92,137
- U**
- Unsprung mass, 21,80,81,82
Upper and lower a-arms, 21,84,137
Upright, 17,18,19,20,21,38,55,57,58,80,84,86,89,137
- V**
- Voice of Customer, 21,154
- W**
- Wheel, 22
Wheel center rate, 22,104,105
Wheelbase, 22,50,51,53,85,94,101,170,172
WinGeo, 21,22,23,84,86,87,89,91,92,106


8 Anexos

A. Ejemplos de documentación de la etapa de planeación

Team	UNAM Motorsports		
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/1	
Metodología para el diseño del Sistema de Suspensión de un ato tipo FSAE.			
<p>Metodología propuesta y modificada de Karl T. Ulrich y Steven D. Eppinger.</p> 			
<p><u>Anotaciones.</u></p> <p>Etapa de Planeación.</p> <p>Esquema descriptivo de la metodología propuesta para el desarrollo del diseño y fabricación del Sistema de suspensión para auto tipo FSAE.</p>			
<p>_____</p> <p>Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<p>_____</p> <p>Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<p>_____</p> <p>Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>	

B. Ejemplos de documentación de Etapa de Desarrollo de concepto

Team	UNAM Motorsports		
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/2	
Ubicación del CG del auto y de la Masa Suspendida con cambio de track delantero.			
Ubicación de Cg en X y Y.			
	m	mm	cm
Track Front	1.2	1200	120
Track Rear	1.100	1100	110
Wheelbase L	1.524	1524	152.4
Distancias con piloto			
b	0.75438	754.38	75.438
a	0.76962	769.62	76.962
d	0.05	50	5
y'	0.55156064	551.560639	55.1560639
y''	0.00156064	1.56063923	0.15606392
Altura CG en Z.			
tanθ en grados		0.36397023	
θ en grados	20	1radian=57.2958°	
		0.349066	<--- 20°
cos θ en grados		0.93969262	
	m	mm	cm
L1	1.43209155	1432.09155	143.209155
b1	0.71691105	716.911051	71.6911051
c	0.00854	8.54	0.854
h1	0.02346567	23.4656705	2.34656705
h	0.29197	291.965671	29.1965671

Team	UNAM Motorsports																																														
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 2/2																																													
Ubicación del CG del auto y de la Masa Suspendida con cambio de track delantero.																																															
Ubicación del CG de la masa suspendida en los tres ejes coordenados.																																															
<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr style="background-color: #ffff00;"> <th></th> <th>m</th> <th>mm</th> <th>cm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>Track Front</td> <td>1.2</td> <td>1200</td> <td>120</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>Track Rear</td> <td>1.100</td> <td>1100</td> <td>110</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>Wheelbase L</td> <td>1.524</td> <td>1524</td> <td>152.4</td> </tr> <tr style="background-color: #ffff00;"> <th></th> <th>m</th> <th>mm</th> <th>cm</th> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td colspan="4">Distancias con piloto</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>bs</td> <td>0.756452</td> <td>756.452001</td> <td>75.6452001</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>as</td> <td>0.767548</td> <td>767.547999</td> <td>76.7547999</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>y's</td> <td>0.55496937</td> <td>554.969369</td> <td>55.4969369</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>y''s</td> <td>0.00496937</td> <td>4.96936898</td> <td>0.4969369</td> </tr> <tr style="background-color: #d9e1f2;"> <td>hs</td> <td>0.29410095</td> <td>294.100946</td> <td>29.4100946</td> </tr> </tbody> </table>					m	mm	cm	Track Front	1.2	1200	120	Track Rear	1.100	1100	110	Wheelbase L	1.524	1524	152.4		m	mm	cm	Distancias con piloto				bs	0.756452	756.452001	75.6452001	as	0.767548	767.547999	76.7547999	y's	0.55496937	554.969369	55.4969369	y''s	0.00496937	4.96936898	0.4969369	hs	0.29410095	294.100946	29.4100946
	m	mm	cm																																												
Track Front	1.2	1200	120																																												
Track Rear	1.100	1100	110																																												
Wheelbase L	1.524	1524	152.4																																												
	m	mm	cm																																												
Distancias con piloto																																															
bs	0.756452	756.452001	75.6452001																																												
as	0.767548	767.547999	76.7547999																																												
y's	0.55496937	554.969369	55.4969369																																												
y''s	0.00496937	4.96936898	0.4969369																																												
hs	0.29410095	294.100946	29.4100946																																												
<u>Anotaciones.</u>																																															
Etapa de Desarrollo de concepto.																																															
Al cambiar el track delantero de 1219 [mm] a 1200 [mm], cambian algunas medidas referentes a la ubicación del centro de gravedad del auto y de la masa suspendida.																																															
<hr style="width: 20%; margin-left: auto; margin-right: auto;"/> <p style="text-align: center;">Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<hr style="width: 20%; margin-left: auto; margin-right: auto;"/> <p style="text-align: center;">Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<hr style="width: 20%; margin-left: auto; margin-right: auto;"/> <p style="text-align: center;">Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>																																													



Team	UNAM Motorsports	
------	------------------	--

Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/1
-----------------	-----------------------	------------------

Diseño geométrico del sistema de suspensión usando paquetería WinGeo.

Puntos del sistema de suspensión delantero.

Left	Right	BOTH	SUSPENSION	Steering	Auxiliary	Swaybar	3rd	Pivot	Halfshaft	Clearance	Fixture	Sketch	Origin	Notes
Both sides	Chassis coords		X fore-aft	Y width	Z vertical	Check distance		Kingpin axis		-0.000 degrees				
Lower A-arm forward	A	-160.000	220.000	100.000	A to B=	391.310		Scrub radius	21.000					
Lower ball joint	B	-10.944	579.000	145.000	C to B=	400.160		Caster	5.321 degrees					
Lower A-arm rearward	C	160.000	220.000	100.000	A to C=	320.000		Caster trail	24.449					
Upper A-arm forward	D	-160.000	240.000	300.000	D to E=	397.999		Upper A-arm	348.312					
Upper ball joint	E	10.944	579.000	380.000	F to E=	378.865		Lower A-arm	361.809					
Upper A-arm rearward	F	160.000	240.000	300.000	D to F=	320.000								
Wheelbase, track, tire diameter	1524.000	1200.000	520.700	Rollout	1635.827		Track at ground	1200.000						
Camber, Toesteer, Toe span	-2.500	0.000	711.201	HubTrak	588.644		Track at hub	1177.287						
Tire contact patch	0.000	600.000	0.000	B to E=	236.017									
Filename: C:\Users\adriana\Documents\DROPOBOX\FORMULA SAE\SUSPENSION Undo editing														

Left	Right	BOTH	Suspension	STEERING	Auxiliary	Swaybar	3rd	Pivot	Halfshaft	Clearance	Fixture	Sketch	Origin	Notes
Both sides	Chassis coords		X fore-aft	Y width	Z vertical	Check distance		Kingpin axis		-0.000 degrees				
Steering tie-rod on hub	S	30.260	580.000	193.503	S to T=	454.906		Scrub radius	21.000					
Steering tie-rod inboard	T	0.000	131.000	127.000	B to S=	63.650		Caster	5.321 degrees					
Idler arm upper-axis	P	0.000	0.000	0.000			Caster trail	24.449						
Idler arm lower-axis	Q	0.000	0.000	0.000			Upper A-arm	348.312						
Drag-link to Idler arm	X	0.000	0.000	0.000			Lower A-arm	361.809						
Drag-link tie-rod attach	Z	0.000	0.000	0.000			Track at ground	1200.000						
Steering tie-rod attaches to	1 is Tub or Rack	<input type="checkbox"/>	Draglink_Type	False				Track at hub	1177.287					
Toe-inch span, Steering Box	711.201	50.000	not used	mm / 360 degrees										
Filename: C:\Users\adriana\Documents\DROPOBOX\FORMULA SAE\SUSPENSION Undo editing														

Anotaciones.

Etapas de Desarrollo de concepto.

Puntos del sistema de suspensión delantero usando la interfaz de WinGeo.

<p>Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<p>Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<p>Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>
--	---	--



Team	UNAM Motorsports	
------	------------------	--

Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/1
-----------------	-----------------------	------------------

Diseño geométrico del sistema de suspensión usando paquetería WinGeo.

Puntos del sistema de suspensión trasera.

Left	Right	BOTH	SUSPENSION	Steering	Auxiliary	Swaybar	3rd	Pivot	Halfshaft	Clearance	Figure	Sketch	Origin	Notes
Both sides	Chassis coords		X fore-aft	Y width	Z vertical	Check distance		Kingpin axis -0.000 degrees						
Lower A-arm forward	A	-220.000	220.000	145.000	A to B= 370.100		Scrub radius 25.100							
Lower ball joint	B	-10.420	525.000	150.000	C to B= 305.597		Caster 5.949 degrees							
Lower A-arm rearward	C	8.000	220.000	145.000	A to C= 228.000		Caster trail 26.050							
Upper A-arm forward	D	-282.000	250.000	325.000	D to E= 402.193		Upper A-arm 276.134							
Upper ball joint	E	10.420	525.000	350.000	F to E= 288.172		Lower A-arm 305.041							
Upper A-arm rearward	F	-72.000	250.000	325.000	D to F= 210.000									
Wheelbase, track, tire diameter	1524.000		1100.200	520.700	Rollout1635.827		Track at ground 1100.200							
Camber, Toesteer, Toe span	0.000		0.000	711.201	HubTrak 550.100		Track at hub 1100.200							
Tire contact patch	0.000		550.100	0.000	B to E= 201.083									

Left	Right	BOTH	Suspension	STEERING	Auxiliary	Swaybar	3rd	Pivot	Halfshaft	Clearance	Figure	Sketch	Origin	Notes
Both sides	Chassis coords		X fore-aft	Y width	Z vertical	Check distance		Kingpin axis -0.000 degrees						
Steering tie-rod on hub	S	58.000	525.000	150.000	S to T= 305.696		Scrub radius 25.100							
Steering tie-rod inboard	T	38.000	220.000	145.000	B to S= 68.420		Caster 5.949 degrees							
Idler arm upper-axis	P	0.000	0.000	0.000			Caster trail 26.050							
Idler arm lower-axis	Q	0.000	0.000	0.000			Upper A-arm 276.134							
Drag-link to Idler arm	X	0.000	0.000	0.000			Lower A-arm 305.041							
Drag-link tie-rod attach	Z	0.000	0.000	0.000			Track at ground 1100.200							
Steering tie-rod attaches to	I is Tub or Rack		<input type="checkbox"/> Draglink_Type False		Track at hub 1100.200									
Toe-inch span, Steering Box	711.201		50.000	not used	mm / 360 degrees									

Anotaciones.

Etapas de Desarrollo de concepto.

Puntos del sistema de suspensión trasera usando la interfaz de WinGeo.

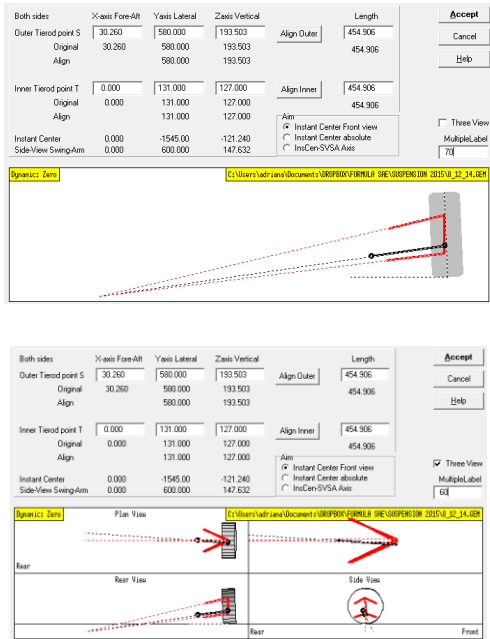
<p>Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<p>Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<p>Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>
--	---	--

Team	UNAM Motorsports	
------	------------------	--

Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/1
-----------------	-----------------------	------------------

Diseño geométrico del sistema de suspensión usando paquetería WinGeo.

Análisis de *Bumb steer* para la suspensión delantera.



Anotaciones.

Eta de Desarrollo de concepto.

Análisis de *bumb steer* para la ubicación de brazo delantero de dirección *tierod* respecto al IC.

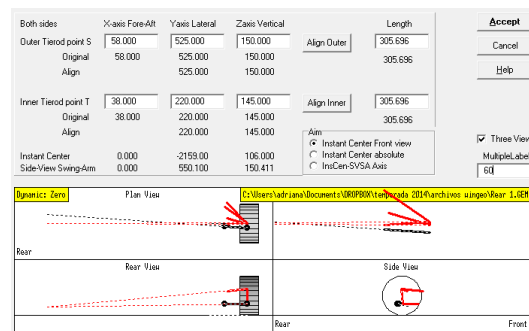
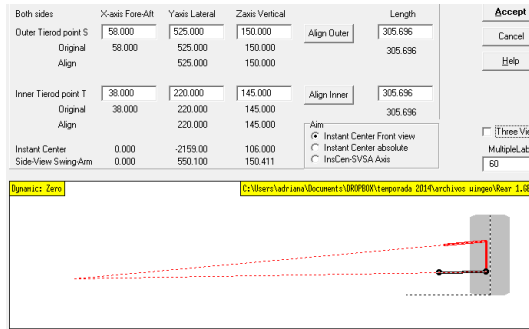
<hr/> Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.	<hr/> Nombre y Firma del Capitán del Equipo.	<hr/> Nombre y Firma del Capitán de Diseño.
---	--	---

Team	UNAM Motorsports	
------	------------------	--

Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/1
-----------------	-----------------------	------------------

Diseño geométrico del sistema de suspensión usando paquetería WinGeo.

Análisis de *Bump steer* para la suspensión trasera.



Anotaciones.

Etapas de Desarrollo de concepto.


Análisis de *bump steer* para la ubicación de brazo trasero de dirección *trackrod* respecto al IC.

Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.

Nombre y Firma del Capitán del Equipo.

Nombre y Firma del Capitán de Diseño.

C. Ejemplos de documentación de Etapa de Diseño de Detalle

Team	UNAM Motorsports																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja 1/1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
Resultados Transferencia de Carga Lateral para SkidPad.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: 8px;"> <thead> <tr> <th colspan="2">Test</th> <th colspan="10">SkidPad PARA AUTO 2015. TOP 10</th> <th colspan="2"></th> </tr> <tr> <th>Place</th> <th>Simulation</th> <th>School Time</th> <th>Mass [kg] with pilot</th> <th>Front Track</th> <th>Rear Track</th> <th>Center of Gravity [m]</th> <th>Time [s]</th> <th>Diameter [m]</th> <th>Radius[m]</th> <th>Circumference[m]</th> <th>Speed [m/s]</th> <th>Normal Acceleration [m/s²]</th> <th>Ay g's</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>UNAM</td><td>Univ of Michigan - Ann Arbor</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.878</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.753629</td><td>15.139483</td><td>1.5432705</td></tr> <tr><td>2</td><td>UNAM</td><td>Univ of Texas - Arlington</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.917</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.660403</td><td>14.900273</td><td>1.5188861</td></tr> <tr><td>3</td><td>UNAM</td><td>Michigan State Univ</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.921</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.650925</td><td>14.87606</td><td>1.5164179</td></tr> <tr><td>4</td><td>UNAM</td><td>Univ of Wisconsin - Madison</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.957</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.56651</td><td>14.660771</td><td>1.494472</td></tr> <tr><td>5</td><td>UNAM</td><td>Missouri University of Science and Tech</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.966</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.545348</td><td>14.607679</td><td>1.48906</td></tr> <tr><td>6</td><td>UNAM</td><td>Texas A & M Univ - College Station</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.971</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.533736</td><td>14.578308</td><td>1.486056</td></tr> <tr><td>7</td><td>UNAM</td><td>Univ of Washington</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.983</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.50596</td><td>14.508178</td><td>1.4789172</td></tr> <tr><td>8</td><td>UNAM</td><td>Univ of Kansas - Lawrence</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.987</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.496732</td><td>14.484913</td><td>1.4765457</td></tr> <tr><td>9</td><td>UNAM</td><td>California State Poly Univ - Pomona</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>4.99</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.48982</td><td>14.467502</td><td>1.4747708</td></tr> <tr><td>10</td><td>UNAM</td><td>Univ of Oklahoma</td><td>285.5</td><td>1.2</td><td>1.1</td><td>0.29</td><td>5.023</td><td>18.25</td><td>9.125</td><td>57.3342</td><td>11.414334</td><td>14.27803</td><td>1.4554567</td></tr> </tbody> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: 8px;"> <thead> <tr> <th>Place</th> <th>Front ΔW [N]</th> <th>Rear ΔW [N]</th> <th>Front Force [kg]</th> <th>Rear Force [kg]</th> <th>Fz, FL [kg]</th> <th>Fz, FR [kg]</th> <th>Fz, RL [kg]</th> <th>Fz, RR [kg]</th> <th>Fz, FL [N]</th> <th>Fz, FR [N]</th> <th>Fz, RL [N]</th> <th>Fz, RR [N]</th> <th>Plus Kg</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>599.578161</td><td>485.436104</td><td>61.1190786</td><td>49.4838026</td><td>143.057579</td><td>20.8194214</td><td>110.295303</td><td>11.3276974</td><td>1403.39485</td><td>204.238524</td><td>1081.99692</td><td>111.124711</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>2</td><td>590.104574</td><td>477.76601</td><td>60.1533715</td><td>48.7019378</td><td>142.091871</td><td>21.7851285</td><td>109.513438</td><td>12.1095622</td><td>1393.92126</td><td>213.712111</td><td>1074.32682</td><td>118.794805</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>3</td><td>589.14564</td><td>476.989628</td><td>60.0556208</td><td>48.6227959</td><td>141.994121</td><td>21.8828792</td><td>109.434296</td><td>12.1887041</td><td>1392.96232</td><td>214.671045</td><td>1073.55044</td><td>119.571187</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>4</td><td>580.619423</td><td>470.086552</td><td>59.1864855</td><td>47.9191185</td><td>141.124986</td><td>22.7520145</td><td>108.730618</td><td>12.8923815</td><td>1384.43611</td><td>223.197262</td><td>1066.64737</td><td>126.474263</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>5</td><td>578.516789</td><td>468.384198</td><td>58.9721498</td><td>47.745586</td><td>140.91065</td><td>22.9663502</td><td>108.557086</td><td>13.065914</td><td>1382.33347</td><td>225.299896</td><td>1064.94501</td><td>128.176617</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>6</td><td>577.353591</td><td>467.442439</td><td>58.8535771</td><td>47.649586</td><td>140.792077</td><td>23.0849229</td><td>108.461086</td><td>13.161914</td><td>1381.17028</td><td>226.463094</td><td>1064.00325</td><td>129.118376</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>7</td><td>574.576188</td><td>465.193771</td><td>58.5704575</td><td>47.420364</td><td>140.508957</td><td>23.3680425</td><td>108.231864</td><td>13.391136</td><td>1378.39287</td><td>229.240497</td><td>1061.75459</td><td>131.367044</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>8</td><td>573.654839</td><td>464.44782</td><td>58.4765381</td><td>47.3443242</td><td>140.415038</td><td>23.4619619</td><td>108.155824</td><td>13.4671758</td><td>1377.47152</td><td>230.161846</td><td>1061.00864</td><td>132.112995</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>9</td><td>572.965281</td><td>463.889534</td><td>58.4062468</td><td>47.2874143</td><td>140.344747</td><td>23.5322532</td><td>108.098914</td><td>13.5240857</td><td>1376.78197</td><td>230.851404</td><td>1060.45035</td><td>132.671281</td><td>285.5</td></tr> <tr><td>10</td><td>565.461501</td><td>457.814253</td><td>57.6413355</td><td>46.6681195</td><td>139.579835</td><td>24.2971645</td><td>107.47962</td><td>14.1433805</td><td>1369.27819</td><td>238.355184</td><td>1054.37507</td><td>138.746562</td><td>285.5</td></tr> </tbody> </table>				Test		SkidPad PARA AUTO 2015. TOP 10												Place	Simulation	School Time	Mass [kg] with pilot	Front Track	Rear Track	Center of Gravity [m]	Time [s]	Diameter [m]	Radius[m]	Circumference[m]	Speed [m/s]	Normal Acceleration [m/s ²]	Ay g's	1	UNAM	Univ of Michigan - Ann Arbor	285.5	1.2	1.1	0.29	4.878	18.25	9.125	57.3342	11.753629	15.139483	1.5432705	2	UNAM	Univ of Texas - Arlington	285.5	1.2	1.1	0.29	4.917	18.25	9.125	57.3342	11.660403	14.900273	1.5188861	3	UNAM	Michigan State Univ	285.5	1.2	1.1	0.29	4.921	18.25	9.125	57.3342	11.650925	14.87606	1.5164179	4	UNAM	Univ of Wisconsin - Madison	285.5	1.2	1.1	0.29	4.957	18.25	9.125	57.3342	11.56651	14.660771	1.494472	5	UNAM	Missouri University of Science and Tech	285.5	1.2	1.1	0.29	4.966	18.25	9.125	57.3342	11.545348	14.607679	1.48906	6	UNAM	Texas A & M Univ - College Station	285.5	1.2	1.1	0.29	4.971	18.25	9.125	57.3342	11.533736	14.578308	1.486056	7	UNAM	Univ of Washington	285.5	1.2	1.1	0.29	4.983	18.25	9.125	57.3342	11.50596	14.508178	1.4789172	8	UNAM	Univ of Kansas - Lawrence	285.5	1.2	1.1	0.29	4.987	18.25	9.125	57.3342	11.496732	14.484913	1.4765457	9	UNAM	California State Poly Univ - Pomona	285.5	1.2	1.1	0.29	4.99	18.25	9.125	57.3342	11.48982	14.467502	1.4747708	10	UNAM	Univ of Oklahoma	285.5	1.2	1.1	0.29	5.023	18.25	9.125	57.3342	11.414334	14.27803	1.4554567	Place	Front ΔW [N]	Rear ΔW [N]	Front Force [kg]	Rear Force [kg]	Fz, FL [kg]	Fz, FR [kg]	Fz, RL [kg]	Fz, RR [kg]	Fz, FL [N]	Fz, FR [N]	Fz, RL [N]	Fz, RR [N]	Plus Kg	1	599.578161	485.436104	61.1190786	49.4838026	143.057579	20.8194214	110.295303	11.3276974	1403.39485	204.238524	1081.99692	111.124711	285.5	2	590.104574	477.76601	60.1533715	48.7019378	142.091871	21.7851285	109.513438	12.1095622	1393.92126	213.712111	1074.32682	118.794805	285.5	3	589.14564	476.989628	60.0556208	48.6227959	141.994121	21.8828792	109.434296	12.1887041	1392.96232	214.671045	1073.55044	119.571187	285.5	4	580.619423	470.086552	59.1864855	47.9191185	141.124986	22.7520145	108.730618	12.8923815	1384.43611	223.197262	1066.64737	126.474263	285.5	5	578.516789	468.384198	58.9721498	47.745586	140.91065	22.9663502	108.557086	13.065914	1382.33347	225.299896	1064.94501	128.176617	285.5	6	577.353591	467.442439	58.8535771	47.649586	140.792077	23.0849229	108.461086	13.161914	1381.17028	226.463094	1064.00325	129.118376	285.5	7	574.576188	465.193771	58.5704575	47.420364	140.508957	23.3680425	108.231864	13.391136	1378.39287	229.240497	1061.75459	131.367044	285.5	8	573.654839	464.44782	58.4765381	47.3443242	140.415038	23.4619619	108.155824	13.4671758	1377.47152	230.161846	1061.00864	132.112995	285.5	9	572.965281	463.889534	58.4062468	47.2874143	140.344747	23.5322532	108.098914	13.5240857	1376.78197	230.851404	1060.45035	132.671281	285.5	10	565.461501	457.814253	57.6413355	46.6681195	139.579835	24.2971645	107.47962	14.1433805	1369.27819	238.355184	1054.37507	138.746562	285.5
Test		SkidPad PARA AUTO 2015. TOP 10																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
Place	Simulation	School Time	Mass [kg] with pilot	Front Track	Rear Track	Center of Gravity [m]	Time [s]	Diameter [m]	Radius[m]	Circumference[m]	Speed [m/s]	Normal Acceleration [m/s ²]	Ay g's																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
1	UNAM	Univ of Michigan - Ann Arbor	285.5	1.2	1.1	0.29	4.878	18.25	9.125	57.3342	11.753629	15.139483	1.5432705																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
2	UNAM	Univ of Texas - Arlington	285.5	1.2	1.1	0.29	4.917	18.25	9.125	57.3342	11.660403	14.900273	1.5188861																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
3	UNAM	Michigan State Univ	285.5	1.2	1.1	0.29	4.921	18.25	9.125	57.3342	11.650925	14.87606	1.5164179																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
4	UNAM	Univ of Wisconsin - Madison	285.5	1.2	1.1	0.29	4.957	18.25	9.125	57.3342	11.56651	14.660771	1.494472																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
5	UNAM	Missouri University of Science and Tech	285.5	1.2	1.1	0.29	4.966	18.25	9.125	57.3342	11.545348	14.607679	1.48906																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
6	UNAM	Texas A & M Univ - College Station	285.5	1.2	1.1	0.29	4.971	18.25	9.125	57.3342	11.533736	14.578308	1.486056																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
7	UNAM	Univ of Washington	285.5	1.2	1.1	0.29	4.983	18.25	9.125	57.3342	11.50596	14.508178	1.4789172																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
8	UNAM	Univ of Kansas - Lawrence	285.5	1.2	1.1	0.29	4.987	18.25	9.125	57.3342	11.496732	14.484913	1.4765457																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
9	UNAM	California State Poly Univ - Pomona	285.5	1.2	1.1	0.29	4.99	18.25	9.125	57.3342	11.48982	14.467502	1.4747708																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
10	UNAM	Univ of Oklahoma	285.5	1.2	1.1	0.29	5.023	18.25	9.125	57.3342	11.414334	14.27803	1.4554567																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
Place	Front ΔW [N]	Rear ΔW [N]	Front Force [kg]	Rear Force [kg]	Fz, FL [kg]	Fz, FR [kg]	Fz, RL [kg]	Fz, RR [kg]	Fz, FL [N]	Fz, FR [N]	Fz, RL [N]	Fz, RR [N]	Plus Kg																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
1	599.578161	485.436104	61.1190786	49.4838026	143.057579	20.8194214	110.295303	11.3276974	1403.39485	204.238524	1081.99692	111.124711	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
2	590.104574	477.76601	60.1533715	48.7019378	142.091871	21.7851285	109.513438	12.1095622	1393.92126	213.712111	1074.32682	118.794805	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
3	589.14564	476.989628	60.0556208	48.6227959	141.994121	21.8828792	109.434296	12.1887041	1392.96232	214.671045	1073.55044	119.571187	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
4	580.619423	470.086552	59.1864855	47.9191185	141.124986	22.7520145	108.730618	12.8923815	1384.43611	223.197262	1066.64737	126.474263	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
5	578.516789	468.384198	58.9721498	47.745586	140.91065	22.9663502	108.557086	13.065914	1382.33347	225.299896	1064.94501	128.176617	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
6	577.353591	467.442439	58.8535771	47.649586	140.792077	23.0849229	108.461086	13.161914	1381.17028	226.463094	1064.00325	129.118376	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
7	574.576188	465.193771	58.5704575	47.420364	140.508957	23.3680425	108.231864	13.391136	1378.39287	229.240497	1061.75459	131.367044	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
8	573.654839	464.44782	58.4765381	47.3443242	140.415038	23.4619619	108.155824	13.4671758	1377.47152	230.161846	1061.00864	132.112995	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
9	572.965281	463.889534	58.4062468	47.2874143	140.344747	23.5322532	108.098914	13.5240857	1376.78197	230.851404	1060.45035	132.671281	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
10	565.461501	457.814253	57.6413355	46.6681195	139.579835	24.2971645	107.47962	14.1433805	1369.27819	238.355184	1054.37507	138.746562	285.5																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
<p>Anotaciones.</p> <p>Etapa Diseño de Detalle.</p> <p>Resultados de la prueba <i>SkidPad</i> en Transferencia de carga lateral para los primeros 10 lugares de las universidades.</p> <p>[9] SAE International, (2014). «Result-Formula SAE Series,» [En línea]. Available: http://students.sae.org/cds/formulaseries/results/.</p>																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
<hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> <p>Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> <p>Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> <p>Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			



Team	UNAM Motorsports	
------	------------------	--

Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja: 1/1
-----------------	-----------------------	------------------

Resultados Transferencia de Carga Longitudinal para *Acceleration*.

Test ACCELERATION PARA AUTO 2015. TOP 10												
Place	Simulation	School Time	Mass [kg] with pilot Wt	Wheel Base[m]	Distance [m] Dp	Time [s]	Speed [m/s]	Acceleration [m/s ²] A	Ak [g/s]	Center of Gravity [m]	ΔW[N]	ΔW [Kg]
1	UNAM	Auburn Univ	285.5	1.524	75	3.855	19.455253	10.093516	1.0289008	0.29	548.35479	55.897532
2	UNAM	Univ of Kansas - Lawrence	285.5	1.524	75	4.11	18.248175	8.8798906	0.9051876	0.29	482.42162	49.176515
3	UNAM	Southern Polytechnic State Univ	285.5	1.524	75	4.124	18.186227	8.8197027	0.8990523	0.29	479.15176	48.843197
4	UNAM	Univ of Michigan - Ann Arbor	285.5	1.524	75	4.154	18.054887	8.6927717	0.8861133	0.29	472.25593	48.140258
5	UNAM	San Jose State University	285.5	1.524	75	4.159	18.033181	8.6718832	0.883984	0.29	471.12111	48.024578
6	UNAM	Michigan State Univ	285.5	1.524	75	4.169	17.989926	8.6303313	0.8797484	0.29	468.8637	47.794465
7	UNAM	Univ of Toledo	285.5	1.524	75	4.17	17.985612	8.6261926	0.8793265	0.29	468.63885	47.771545
8	UNAM	Univ of Illinois - Urbana Champaign	285.5	1.524	75	4.179	17.946877	8.5890774	0.8755431	0.29	466.62248	47.566002
9	UNAM	Univ of Calif - San Diego	285.5	1.524	75	4.214	17.797817	8.4469942	0.8610596	0.29	458.90347	46.779151
10	UNAM	Univ of Missouri	285.5	1.524	75	4.216	17.789374	8.4389819	0.8602428	0.29	458.46818	46.734779

10	428'48813a	4e'1391381	44'083070e	44'083070e	88'061389f	88'061389f	438'3304f	438'3304f	8e5'0470a	8e5'0470a	382'2
9	428'48813a	4e'1391381	44'083070e	44'083070e	88'061389f	88'061389f	438'3304f	438'3304f	8e5'0470a	8e5'0470a	382'2
8	40e'055483	41'2060053	44'5060388	44'5060388	88'4830015	88'4830015	434'52052a	434'52052a	80e'11834f	80e'11834f	382'2
7	40e'055483	41'2060053	44'5060388	44'5060388	88'4830015	88'4830015	434'52052a	434'52052a	80e'11834f	80e'11834f	382'2
6	40e'055483	41'2060053	44'5060388	44'5060388	88'4830015	88'4830015	434'52052a	434'52052a	80e'11834f	80e'11834f	382'2
5	415'522058	48'1405211	43'2138175	43'2138175	88'1101388	88'1101388	431'443230	431'443230	80e'834904	80e'834904	382'2
4	415'522058	48'1405211	43'2138175	43'2138175	88'1101388	88'1101388	431'443230	431'443230	80e'834904	80e'834904	382'2
3	415'522058	48'1405211	43'2138175	43'2138175	88'1101388	88'1101388	431'443230	431'443230	80e'834904	80e'834904	382'2
2	415'522058	48'1405211	43'2138175	43'2138175	88'1101388	88'1101388	431'443230	431'443230	80e'834904	80e'834904	382'2
1	415'522058	48'1405211	43'2138175	43'2138175	88'1101388	88'1101388	431'443230	431'443230	80e'834904	80e'834904	382'2
T	428'48813a	4e'1391381	44'083070e	44'083070e	88'061389f	88'061389f	438'3304f	438'3304f	8e5'0470a	8e5'0470a	382'2
b19cc	vM [N]	vM [Kg]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	L ⁵ L ⁶ [m]	b19cc [Kg]


Anotaciones.

Etapa Diseño de Detalle.

Resultados de la prueba *Acceleration* en Transferencia de carga lateral para los primeros 10 lugares de las universidades.

[9] SAE International, (2014). «Result-Formula SAE Series,» [En línea]. Available: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/results/>.

<p>_____ Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<p>_____ Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<p>_____ Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>
--	---	--

Team	UNAM Motorsports		
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja:1/1	

Caracterización de la suspensión delantera en Adams Car.

loc_x	loc_y	loc_z	remarks	
hpl_arb_bushing_mount	-700.0	-210.08	-250.0	(none)
hpl_arblink_to_bellcrank	-762.0	-322.16	-190.0	(none)
hpl_bellcrank_pivot	-762.0	-250.0	-200.0	(none)
hpl_bellcrank_pivot_orient	-812.0	-250.0	-200.0	(none)
hpl_lca_front	-922.0	-220.0	-206.0	(none)
hpl_lca_outer	-772.94	-579.0	-180.0	(none)
hpl_lca_rear	-602.0	-220.0	-206.0	(none)
hpl_prod_outer	-762.0	-540.0	15.0	(none)
hpl_prod_to_bellcrank	-762.0	-355.31	-211.36	(none)
hpl_shock_to_bellcrank	-762.0	-322.16	-116.98	(none)
hpl_shock_to_chassis	-762.0	250.0	50.0	(none)
hpl_tierod_inner	-905.4	-179.0	-183.0	(none)
hpl_tierod_outer	-819.6	-596.8	-152.4	(none)
hpl_uca_front	-922.0	-240.0	10.0	(none)
hpl_uca_outer	-751.06	-579.6	40.0	(none)
hpl_uca_rear	-602.0	-240.0	10.0	(none)
hpl_wheel_center	-762.0	-609.6	-58.625	(none)
hps_global	1524.0	0.0	0.0	(none)

loc_x	loc_y	loc_z	remarks	
hps_intermediate_shaft_forward	-500.0	0.0	140.0	(none)
hps_intermediate_shaft_rear	-501.0	0.0	140.0	(none)
hps_pinion_center_at_rack	-895.0	0.0	-183.0	(none)
hps_steeringwheel_center	-300.0	0.0	290.0	(none)

loc_x	loc_y	loc_z	remarks	
hpl_arb_bend	-700.0	-314.42	-250.0	(none)
hpl_arb_bushing	-700.0	-210.08	-250.0	(none)
hpl_droplink_to_arb	-762.0	-314.42	-250.0	(none)
hps_arb_middle	-700.0	0.0	-250.0	(none)

Anotaciones.


Etaapa Diseño de Detalle.

Caracterización de *hardpoints* en la interfaz de Adams Car para la suspensión 2015 (suspensión, dirección y barra de torsión).

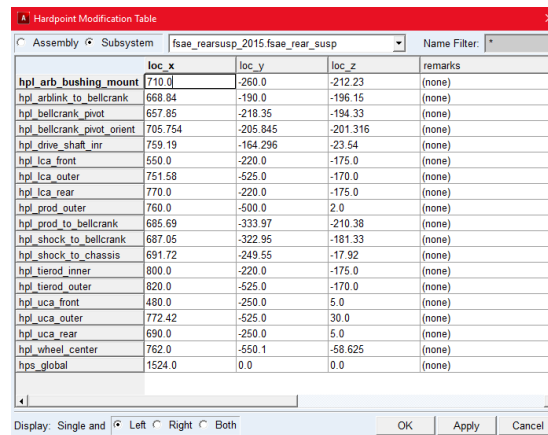
Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.

Nombre y Firma del Capitán del Equipo.

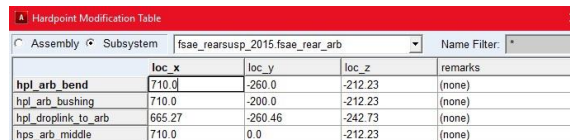
Nombre y Firma del Capitán de Diseño.

Team	UNAM Motorsports		
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja:1/1	

Caracterización de la suspensión trasera en Adams Car.



	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_arb_bushing_mount	710.0	-260.0	-212.23	(none)
hpl_arblink_to_bellcrank	668.84	-190.0	-196.15	(none)
hpl_bellcrank_pivot	657.85	-218.35	-194.33	(none)
hpl_bellcrank_pivot_orient	705.754	-205.845	-201.316	(none)
hpl_drive_shaft_inr	759.19	-164.296	-23.54	(none)
hpl_ica_front	550.0	-220.0	-175.0	(none)
hpl_ica_outer	751.58	-525.0	-170.0	(none)
hpl_ica_rear	770.0	-220.0	-175.0	(none)
hpl_prod_outer	760.0	-500.0	2.0	(none)
hpl_prod_to_bellcrank	685.69	-333.97	-210.38	(none)
hpl_shock_to_bellcrank	687.05	-322.95	-181.33	(none)
hpl_shock_to_chassis	691.72	-249.55	-17.92	(none)
hpl_therod_inner	800.0	-220.0	-175.0	(none)
hpl_therod_outer	820.0	-525.0	-170.0	(none)
hpl_uca_front	480.0	-250.0	5.0	(none)
hpl_uca_outer	772.42	-525.0	30.0	(none)
hpl_uca_rear	690.0	-250.0	5.0	(none)
hpl_wheel_center	762.0	-550.1	-58.625	(none)
hps_global	1524.0	0.0	0.0	(none)



	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_arb_bend	710.0	-260.0	-212.23	(none)
hpl_arb_bushing	710.0	-200.0	-212.23	(none)
hpl_droplink_to_arb	665.27	-260.46	-242.73	(none)
hps_arb_middle	710.0	0.0	-212.23	(none)

Anotaciones.

Etapa Diseño de Detalle.

Caracterización de *hardpoints* en la interfaz de Adams Car para la suspensión 2015 (suspensión y barra de torsión).

Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.

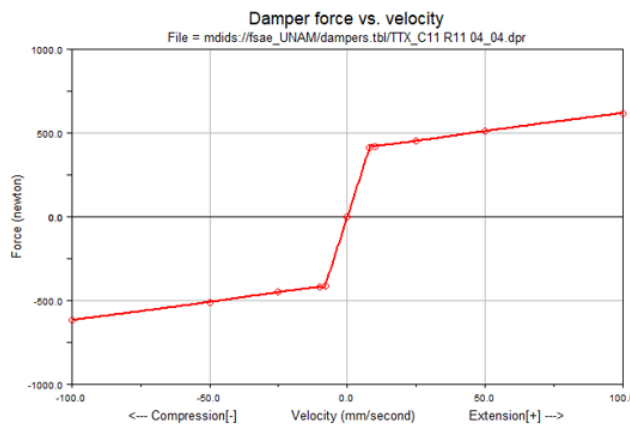
Nombre y Firma del Capitán del Equipo.

Nombre y Firma del Capitán de Diseño.

Team	UNAM Motorsports	
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja:1/1

Puntos de la caracterización del amortiguador en Adams Car

Velocity (mm/second)	Force (newton)
1 -100.0	618.030000013
2 -50.0	-510.1200000115
3 -25.0	-451.2600000094
4 -10.0	-420.0000000091
5 -8.0	-412.0200000087
6 0.0	0.0
7 8.0	412.0200000087
8 10.0	420.0000000091
9 25.0	451.2600000094
10 50.0	510.1200000115
11 100.0	618.030000013



Anotaciones.

Etapas Diseño de Detalle.

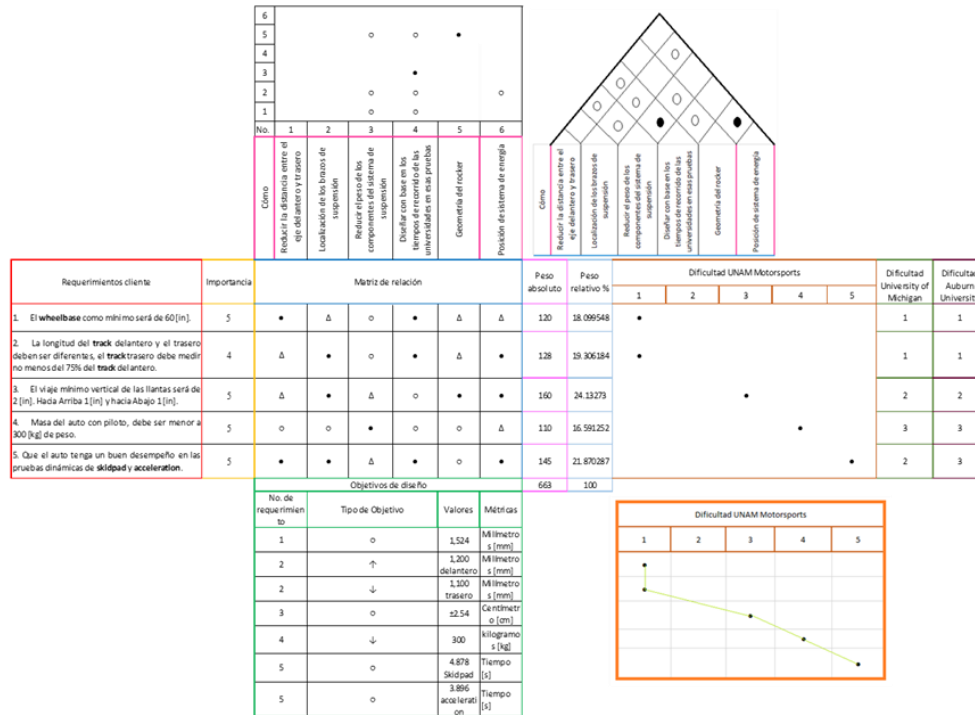
Amortiguadores de la temporada 2015 marca Öhlings TTX25 FSAE.

<hr/> Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.	<hr/> Nombre y Firma del Capitán del Equipo.	<hr/> Nombre y Firma del Capitán de Diseño.
---	--	---

D. Ejemplos de documentación de Etapa de Aprobación del Diseño Teórico

Team	UNAM Motorsports		
Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja 1/1	

Casa de Calidad.



Anotaciones.

Etapa Aprobación del Diseño Teórico

Casa de calidad dadas las necesidades del cliente.

<p>Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<p>Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<p>Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>
--	---	--



Team	UNAM Motorsports	
------	------------------	--

Fecha: dd/mm/aa	Sistema de Suspensión	No. de Hoja 1/1
-----------------	-----------------------	-----------------

Análisis de modo y efecto de falla (FMEA).

No.	Modo de falla	Sistema al que pertenece	Efecto de la falla	Severidad	Causa potencial de la falla	Ocurrencia	Controles actuales de prevención	Controles actuales de detección	Detección	NPR 1	Responsable / Fecha	Acciones recomendadas (Fin temporada 2014)
1	Colisión entre rocker y pushrod de la suspensión delantera de la temporada 2014.	Sistema de energía delantero	Mala transmisión de fuerzas (cargas) de la llanta al resorte-amortiguador	7	Mal funcionamiento del mecanismo de la suspensión	7	No hay	Revisión proceso de diseño	4	196	Adriana Alarcón M. / Julio 2014	Rediseñar el sistema de energía
					Posición errónea del plano de movimiento del rocker	7	No hay		5	245	Adriana Alarcón M. / Julio 2014	Iterar y corregir la posición del plano de movimiento del rocker
					Posición errónea del sistema de energía	7	No hay		5	245	Adriana Alarcón M. / Julio 2014	Rediseñar el sistema de energía
2			Ruptura o pandeo de las piezas	9	Mal diseño de las piezas	4	No hay	Revisión proceso de diseño	6	216	Adriana Alarcón M. / Julio 2014	Rediseñar componentes con base a condiciones reales
					Material erróneo para manufacturar	6	No hay		4	216	Adriana Alarcón M. / Julio 2014	Selección de materiales correcta
3			Pérdida de control en el manejo del auto en pista	10	Debido a la ruptura de las piezas o pandeo de las mismas	2	No hay	Revisión de seguridad y BPI	6	120	Adriana Alarcón M. / Julio 2014	Diseñar con base en las BPI para asegurar la integridad del piloto y del auto

No.	Acciones tomadas (Mitad de temporada 2015)	Severidad	Ocurrencia	Detección	NPR 2
1	Rediseño de la suspensión delantera	2	3	2	12
	Nuevo ubicación para el plano del rocker	2	3	2	12
	Nueva posición del sistema de energía delantero	3	4	2	24
2	Rediseño de rocker sólido a rocker de placas	1	2	2	4
	Selección de materiales correcta	2	2	2	8
3	Diseño del sistema de suspensión bajo las BPI	2	1	2	4

Anotaciones.

Etapas Aprobación del Diseño Teórico

Análisis de modo y efecto de falla aplicado a la colisión entre componentes del sistema de energía delantero para la suspensión de la temporada 2014 y tomando acciones correctivas para eliminar esa colisión en el sistema de energía delantero para la temporada 2015.

<hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> <p>Nombre y Firma de Líder de Sistema de Suspensión.</p>	<hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> <p>Nombre y Firma del Capitán del Equipo.</p>	<hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> <p>Nombre y Firma del Capitán de Diseño.</p>
--	---	--