



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

MÉTODO DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN
VEHÍCULO DE COMPETENCIA "FORMULA SAE"

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
I N G E N I E R O M E C Á N I C O
P R E S E N T A:
JAIME CORDOBA BREÑA

DIRECTOR DE TESIS:

ING. MARIANO GARCÍA DEL GÁLLEGO



CIUDAD UNIVERSITARIA

Enero, 2012



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Tabla de contenidos

1. Introducción	3
2. Objetivos	3
3. Antecedentes	4
3.1 Competencia Fórmula SAE	4
3.2 Requerimientos de suspensión para la competencia Fórmula SAE	9
3.3 Otros requerimientos ligados a la suspensión	10
4. Introducción a la dinámica del vehículo	12
4.1 Sistema de ejes coordinados de un vehículo	12
4.2 Movimientos y fuerzas principales	14
4.3 Principales afectaciones a la dinámica del vehículo	23
5. Sistema de suspensión	29
5.1 Introducción al sistema de suspensión	29
5.2 Sistema de suspensión dependiente	30
5.3 Sistema de suspensión independiente	32
6. Desarrollo del sistema de suspensión	37
6.1 Selección de tipo de suspensión para el vehículo Formula Sae y sus principales componentes.	37
6.2 Diseño de la suspensión con base a los parámetros estáticos y cinemáticos.	40
6.3 Propuesta de diseño de la suspensión	48
6.4 Análisis de la suspensión	53
6.4.1 Análisis de fuerzas	53
6.4.2 Selección de materiales para brazos de suspensión	60
6.4.3 Análisis de elemento finito	70
7 Conclusiones	80
8 Referencias	
9 Apéndice I	

1. Introducción

El principal objetivo del sistema de suspensión en un vehículo Fórmula SAE es dar una interfaz entre la llanta y el cuerpo del auto, donde permita que se tenga un nivel elevado de control en cualquier tipo de aceleraciones y fuerzas generadas.

Para lograr que un auto tenga un control aceptable, y tenga un comportamiento similar a una suspensión “ideal”, se necesitan considerar muchos aspectos; por lo que se va a explicar de manera general la dinámica del vehículo para poder saber cuál es el comportamiento de un auto de competencia y diseñar la suspensión con estas características. Muchas veces es necesario hacer cálculos iterativos y estos parámetros pueden ser modificados una vez que el vehículo está construido.

Este documento nos va a decir cuáles son los parámetros más importantes a considerar para el desarrollo de un sistema de suspensión para un auto de competencia y también se va a considerar los efectos generados de dichos parámetros.

En repetidas ocasiones se utiliza terminología en inglés debido a que muchas veces no existe la traducción exacta y estos términos son los que se manejan en la industria automotriz. El documento va a contar con un glosario en el cual se van a poder revisar algunas traducciones.

El documento va a partir de una breve explicación donde sobre la competencia Fórmula SAE y cuáles son los objetivos de esta. Posteriormente se van a definir los diferentes tipos de comportamiento dinámico que tiene un vehículo y por consiguiente poder elegir el sistema de suspensión adecuado para que cumpla con los requerimientos deseados. Para concluir el documento se realiza una propuesta para un procedimiento de un diseño de suspensión. Para validar el sistema diseñado en el documento se van a utilizar programas especializados como Solidworks y ADAMS.

2. Objetivos

Los objetivos de esta tesis son:

1. Hacer una investigación del comportamiento de la dinámica de un vehículo e identificar cuáles son los parámetros más importantes.
2. Investigar los diferentes tipos de suspensión y elegir la más adecuada para el auto Fórmula SAE.
3. Proponer un procedimiento para el diseño de un sistema de suspensión cumpliendo con el reglamento de la competencia Fórmula SAE.
4. Identificar cuáles son los parámetros más importantes y obtener los rangos ideales de operación.

5. Validar el sistema de suspensión con ayuda de una paquetería especializada (Solidworks y ADAMS).
6. Documentar el método de diseño utilizado para el desarrollo de la suspensión.

3. Antecedentes

3.1 Competencia Fórmula SAE

Es una competencia organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) a nivel estudiantil. La competencia dio inicio en el año de 1978 y originalmente fue conocida como SAE Mini Indy.

El objetivo de ésta competencia es formar una empresa de diseño y manufactura de ficción, en la cual el equipo tiene que elaborar un pequeño auto tipo Fórmula. Los prototipos son evaluados como un artículo de producción, cada equipo tiene que diseñar, construir y probar su prototipo siguiendo como base un reglamento muy riguroso, en donde el elemento más importante es la seguridad del auto en la pista, ya que estos vehículos son conducidos por los mismos estudiantes.

El prototipo es evaluado por jueces en diferentes eventos, asignando una serie de puntos en cada una de las pruebas. Los puntos se reparten de la siguiente manera:

Eventos Estáticos

- | | |
|-----------------------------------|-----|
| • Presentación del diseño | 150 |
| • Costo y análisis de manufactura | 100 |
| • Presentación general del auto | 75 |

Eventos Dinámicos

- | | |
|--|-----|
| • Prueba de aceleración | 75 |
| • Skidpad | 50 |
| • Autocross | 100 |
| • Prueba de resistencia | 300 |
| • Prueba de rendimiento de combustible | 100 |

El máximo de puntos a alcanzar es de 1000 puntos. El equipo ganador es el que obtenga el mayor puntaje.

Eventos Estáticos

Cada evento debe de presentarse ante un panel de jueces especializados en el área, por lo que se debe de tener un estudio.

Presentación del diseño

En esta prueba se explica a los jueces cuales son los criterios utilizados para el diseño o los criterios de elección de componentes, según sea el caso, para llevar a cabo el prototipo. Esta prueba inicia con una breve introducción al jurado, explicando los objetivos del diseño, acto seguido el jurado pide que se divida el equipo en cuatro áreas: suspensión con dirección, tren motriz, chasis y masa no suspendida, para así poder tener una mayor apreciación del trabajo realizado. Para una mejor explicación es recomendable tener material de apoyo. Este evento debe de ser presentado en un tiempo máximo de 40 minutos.

Costo y análisis de manufactura

Para llevar a cabo esta prueba es necesario haber hecho una carpeta con un reporte de costos de todo el prototipo, explicando detalladamente la manufactura. Para la elaboración de esta carpeta se tiene una lista de precios, establecida por los organizadores, para saber cuál sería el costo del coche suponiendo que se van a manufacturar 1,000 prototipos al año, y el equipo que tenga la carpeta más completa con el costo más bajo, es quien gana esta prueba. Asimismo los jueces realizan una prueba llamada Caso Real (*Real Case*) que consta en modificar algún sistema del coche, por lo regular este reto se basa en la reducción de costos.

Esta prueba debe de ser presentada en un tiempo máximo de 30 minutos.

Presentación general del coche

Suponiendo que cada equipo es una “empresa”, el objetivo de esta prueba es tratar de convencer a los jueces que simulan ser inversionistas que la empresa es rentable, por lo que es necesario presentarlo con cifras y cálculos reales.

Eventos Dinámicos

Los puntos de los eventos dinámicos están divididos en cinco segmentos, sin embargo la prueba de resistencia y la de rendimiento de combustible están ligadas, por lo que realmente sólo hay cuatro pruebas dinámicas.

Para poder competir en las pruebas dinámicas hay que cumplir con ciertos requisitos, al concluir estos requisitos se obtienen tres calcomanías, las cuales son indispensables para continuar con las pruebas dinámicas.

Los requisitos son los siguientes:

Inspección técnica: Los jueces verifican que el diseño del coche cumpla al 100% el reglamento, cualquier falla es señalada una vez concluida la inspección, se pueden arreglar esas fallas para que los jueces vuelvan a revisar el coche. Una vez cumplida esta inspección con éxito se consigue una calcomanía de aprobación y se pasa a la siguiente etapa.

Prueba de inclinación: Para esta prueba es necesario tener el tanque de gasolina lleno, por lo que antes de realizar esta prueba lo jueces obligan a todos los participantes a pasar a la estación de gasolina. Esta prueba se divide en dos etapas, la primera es inclinar el coche 45° y verificar que no se derrame ningún líquido, la segunda etapa es inclinar el coche 60° y al igual que la primera, se verifica que no se derrame ningún líquido y se revisan que las cuatro llantas tengan contacto con el piso, esto es para simular una fuerza lateral grande. De esta forma se adquiere la segunda calcomanía.



Imagen 3.1 Prueba de inclinación a 60°

Prueba de sonido y frenado: Para conseguir la tercera calcomanía es necesario concluir con la prueba de sonido y frenado. Ésta primera es para verificar que el coche no exceda 110 decibeles, el decibelímetro se coloca a 50 cm del escape. Al terminar, el coche se lleva a la prueba de frenado donde se verifica que las cuatro llantas se bloqueen al momento de frenar, ya que se tiene que hacer alto total.

Una vez concluidas estas tres pruebas, el coche ya es apto para participar en los eventos dinámicos que se llevan a cabo en un horario determinado.

Prueba de aceleración

Esta prueba consiste en acelerar lo más rápido que sea posible, empezando desde 0 Km/h. La longitud de la pista es de 75m y cada piloto tiene 2 oportunidades para hacer el mejor tiempo. La pista está delimitada por conos, cada cono que sea derribado trae como consecuencia dos segundos más al tiempo obtenido.

Skidpad

El objetivo de esta prueba es medir la habilidad del vehículo para dar una vuelta de radio constante en una superficie plana. Cada coche puede repetir la competencia con dos pilotos diferentes, de esta forma, cada conductor tiene la oportunidad de correr dos veces.

La pista está formada de dos círculos tangencialmente unidos, siguiendo el patrón de un ocho. Los centros de dichos círculos tienen una separación de 18.25 m. Los círculos internos cuentan con un diámetro de 15.25 m y los círculos externos tienen un diámetro de 21.25 m. El ancho de la pista es de 3m en todo momento.

Para llevar a cabo esta prueba, el coche debe iniciar de manera perpendicular a la pista. Las primeras dos vueltas se realizan en el mismo círculo de la parte derecha de la pista y cuando se concluye la primer vuelta se empieza a cronometrar el tiempo de la segunda, una vez terminada ésta última se prosigue con la vuelta número tres, pero ésta ya se realiza en el círculo que está del lado izquierdo de la pista. Para cambiar del círculo de lado derecho al del lado izquierdo, el piloto lo debe hacer por donde se unen ambas circunferencias, y esta vez las vueltas se realizan en sentido contrario a las manecillas del reloj. Al igual que en la primer vuelta, en la número tres no se toma el tiempo, pero al concluir ésta, ya se cronometra la vuelta número cuatro. Una vez terminado el cuarto recorrido, el coche debe salir por la intersección de ambos círculos. El piloto tiene la opción de repetir la prueba inmediatamente.

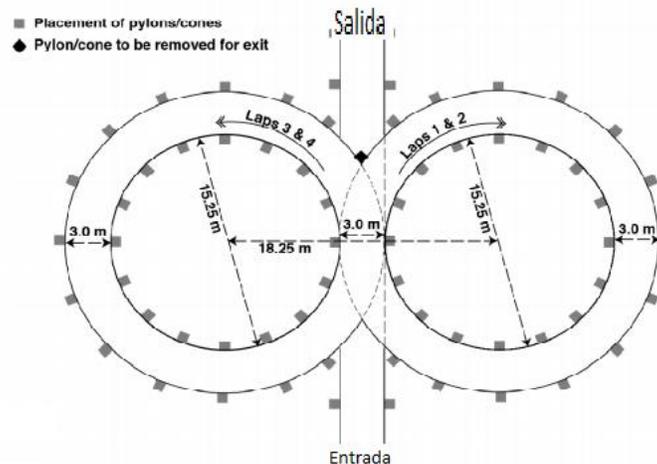


Imagen 3.2 Trazado de la pista de Autocross

Autocross

El objetivo de Autocross es evaluar la maniobrabilidad, el control y el desempeño del vehículo en una pista con curvas constantes, curvas pronunciadas, zigzag, etc. Se va a requerir una respuesta del coche en aceleración, frenado y curvas.

La distancia de la pista es aproximadamente de 800 m y se calcula una velocidad promedio alrededor de 48 km/h.

Cada piloto puede realizar esta prueba dos veces, sólo pueden competir dos pilotos por equipo y únicamente se va a contar el tiempo más rápido. Por cada cono derribado se suman dos segundos al tiempo final de vuelta.

Prueba de resistencia

El objetivo de esta prueba es evaluar de manera general el desempeño, la durabilidad y la confiabilidad del coche. Por el nivel de dificultad de la pista se calcula una velocidad promedio alrededor de 55 km/h y una velocidad máxima aproximadamente de 105 km/h.

La pista es aproximadamente de 1 km, por lo que es necesario repetirla 22 veces y así lograr cerca de 22 km. En esta prueba se tiene que efectuar obligatoriamente un cambio de piloto que se debe realizar en tres minutos. Para rebasar algún coche es necesario hacerlo en zonas especiales.

Cada cono derribado suma dos segundos al tiempo total de la vuelta.

Durante esta prueba queda prohibido modificar cualquier cosa del coche, si el coche falla, no se podrá concluir la prueba.

Prueba de rendimiento de combustible

Antes de entrar a la prueba de resistencia es necesario llenar el tanque de gasolina y tan pronto como se termine la prueba es necesario pasar a llenar el tanque otra vez, ya que así se podrá determinar cuanta gasolina se consumió.

El puntaje de este evento puede variar de -100 hasta 100 puntos, a vehículos que excedan 145% de tiempo del coche más rápidos no recibirán ningún punto.

Al concluir todos los eventos se hace la suma total de los puntos obtenidos en cada una de las competencias y el que tenga el mayor puntaje es el ganador del evento.

Todas y cada una de estas pruebas en conjunto conforman el cuerpo principal de Fórmula SAE, pero no hay que dejar a un lado que cada miembro del equipo es muy importante para la competencia. Aquí se demuestran el trabajo en equipo, aptitudes, habilidades, conocimientos, destrezas, fortalezas, debilidades de cada escuela, por lo que hace de Fórmula SAE una competencia muy completa.

Al estar conformada por tantas pruebas los jueces pueden calificar a detalle cada coche, y de esta manera examinar elementos que van desde la imagen hasta la seguridad.

Por ser una competencia internacional, cada equipo se puede dar cuenta de las tecnologías que se están utilizando en otros países y así tener diferentes ideas que permitan mejorar la calidad del coche.

3.2 Requerimientos de suspensión para la competencia Fórmula SAE

Para competir en Fórmula SAE, el coche debe estar apegado a un extenso reglamento el cual debe ser cumplido, en caso contrario, el coche no podrá competir en las pruebas dinámicas. Cada sistema tiene su apartado y en el caso de la suspensión, el reglamento no es tan riguroso a comparación de otros sistemas.

El reglamento al cual se basa el diseño de suspensión descrito en este documento, es el de Fórmula SAE 2011, el cual dice lo siguiente:

El coche debe de estar equipado con un completo y funcional sistema de suspensión que incluya amortiguadores en la parte frontal y trasera, además debe permitir a la rueda un desplazamiento total de 50.8 mm (dos pulgadas), de los cuales, 25.4 mm (*jounce*) deben ser hacia arriba, y 25.4 mm (*rebound*) deben ser hacia abajo, tomando como referencia la carrocería del vehículo, para estos desplazamientos se debe considerar el peso del piloto.

Los jueces tienen el derecho de descalificar a los coches que no cuenten con un sistema operacional de suspensión adecuado y funcional, o que demuestren un manejo inapropiado para el circuito de Autocross.

Todos los montajes de la suspensión deben ser visibles para una inspección técnica o deben tener cubrimientos desmontables, ya que los jueces revisan a detalle cada una de las partes con las cuales cuenta este sistema.

Para la altura del coche con respecto al piso no hay ninguna restricción, sin embargo, el vehículo no puede tener contacto con la pista en ningún momento, de lo contrario esta es una razón válida para ser expulsado de la prueba. Cualquier vehículo que esté en condiciones de riesgo para algún sistema crítico, ya sea el sistema de frenos, dirección o suspensión, que dañe la superficie de la pista o el sistema de conteo, será causa de descalificación.

En los sistemas de suspensión, dirección y frenos todos los tornillos usados deben de ser iguales o superiores al grado 5 en la escala SAE o de grado 8.8 en la escala métrica. En todo el sistema debe existir un mecanismo de seguridad para todas las tuercas como:

- Una correcta instalación de alambre de seguridad
- Chavetas
- Tuercas de seguridad con nylon

Las rondanas de presión y el uso de Loctite® no son suficientes para cubrir este requisito.

Después de cada tuerca debe de existir como mínimo 2 cuerdas, y en el caso de las rótulas todas deben de tener una contra tuerca para evitar el aflojamiento.

Con el reglamento de la suspensión se tiene mucha flexibilidad en el diseño, los equipos son libres de escoger el tipo de suspensión, materiales, geometría, empaquetamiento, etc., sin embargo, el sistema está ligado a otros sistemas que tienen un reglamento y que pueden afectar con muchos parámetros de diseño.

3.3 Otros requerimientos ligados a la suspensión

Carrocería

Todas y cada una de las partes mecánicas móviles que se encuentran dentro de cabina del coche deben tener una separación física para que el piloto no tenga contacto con éstas, ya que de esta forma el conductor cuenta con una mayor seguridad, esto incluye la caja de dirección, el sistema resorte amortiguador, además el coche debe de contar con un piso el cual no debe de tener alguna ranura de gran tamaño, esto puede afectar el empaquetamiento del sistema de suspensión en dado caso que esta sea una suspensión de barra de empuje, este tipo de suspensión más adelante va a ser explicada.

Asimismo, es necesario que la cabina cuente con el espacio suficiente para que una plantilla (*template*) pase sin ningún problema. Esta plantilla determina el ancho mínimo posible que puede tener el coche, lo cual va a delimitar los anclajes de la suspensión.

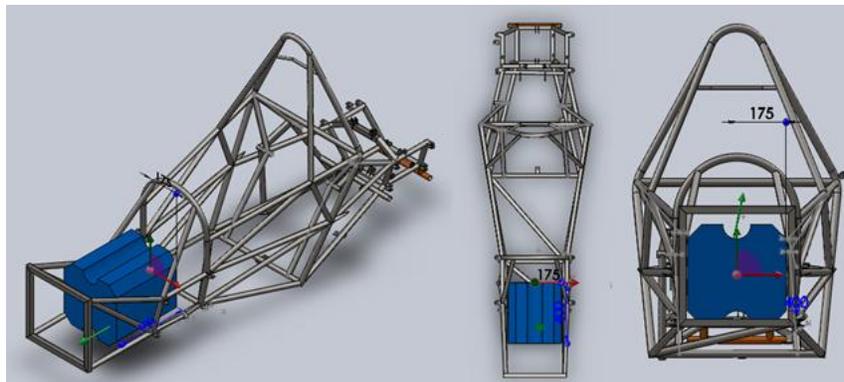


Imagen 3.3 Ilustra el área por el cual debe de pasar la plantilla

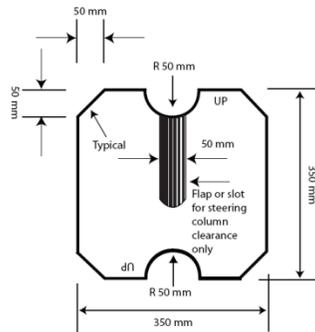


Imagen 3.4 Medida y forma de la plantilla

Todos los sistemas deben tener una visibilidad razonable para lograr una inspección de manera práctica, rápida y eficaz, ya que de esta manera los jueces no tienen que usar instrumentos como endoscopios o espejos para revisar el vehículo. Es posible contar con paneles removibles con el fin de ampliar el campo de visión en el momento de la inspección y respetar el estudio aerodinámico en el caso que éste se haya realizado.

El ancho de vía de cada coche, puede tener como máximo 1525 mm (60 pulgadas), además el ancho de vía frontal no puede tener un 75% de variación con respecto al ancho de vía trasero ya que es causa de descalificación.

Se debe tomar en cuenta que los rines más pequeños que se puede utilizar en la competencia son de 8in. Para la el diseño de suspensión es muy importante conocer el tamaño de llanta y rin ya que es un parámetro clave para los anclajes de la suspensión en el *upright* y poder determinar la altura del coche con respecto al piso.

Para la competencia es necesario tener dos juegos de llantas, las primeras y más importantes son las utilizadas para pavimento seco, y las segundas son usadas para pavimento mojado. Estas primeras tienen una mayor importancia ya que deben ser *slicks*. Los *slicks* cuentan con un coeficiente de fricción muy elevado, generando grandes fuerzas laterales reflejadas en los brazos de suspensión los cuales se deben ser analizados con algún método para garantizar confianza en el vehículo.

El reglamento del sistema de dirección prácticamente no interfiere con el diseño de la suspensión, a pesar de que los sistemas tienen mucha interacción. Algo que se debe considerar es que la unión de la caja de dirección con el *upright* debe de ser por medio de un elemento mecánico, la unión por cables queda estrictamente prohibida, de esta forma puede variar la geometría del *upright* y así modificar el anclaje y el diseño de los brazos de suspensión.

El ancho de vía y el centro de gravedad del coche, al ser combinados, deben de generar una adecuada estabilidad para el vehículo, esto se evalúa con una prueba de inclinación, donde colocan el auto a 60° de tal manera que se simule una fuerza de gravedad de 1.7 G's. Para esta prueba es necesario que participe el piloto más alto del equipo.

4. Introducción a la dinámica del vehículo

4.1 Sistema de ejes coordenados de un vehículo

Para poder calcular aceleraciones y velocidades en ciertas, es necesario definir un sistema de ejes coordenados en los cuales, aceleraciones y velocidades generadas por las fuerzas y torques estén referenciadas a éste.

El sistema de ejes usado en la dinámica de vehículos, fue definido por la SAE para facilitar la comunicación y hacer uniforme la literatura.

Para determinar los movimientos del vehículo y sus componentes existen dos sistemas de referencia, los cuales son explicadas a continuación.

Sistema de ejes coordenados con referencia a la Tierra-fija

Este sistema se encuentra fijo al piso y se utilizan las letras X – Y – Z que denotan las tres principales direcciones. X y Y son horizontales, proporcionando un ángulo rectángulo entre ellas. Z está en el eje vertical. El sistema de referencia de la Tierra- fija es utilizado para hacer referencia a algunos aspectos del movimiento del vehículo a un punto fijo o dirección. Este sistema de referencia es independiente del vehículo y su posición es arbitraria a la conveniencia del usuario.

Sistema de ejes coordenados con referencia al vehículo

Originalmente fue usado en los aviones y la principal razón para utilizar este sistema de referencia es que se encuentra fijo en el vehículo moviéndose con él. También es comúnmente llamado “sistema móvil”.

Como este sistema está fijo en el vehículo, las propiedades de la inercia relacionadas al coche son consideradas como constante.

Para definir el origen del sistema de ejes coordenados, el vehículo es considerado como un sistema de dos masas. La masa no suspendida es considerada como un marco o chasis rígido, y la masa suspendida es considerada como un cuerpo rígido. Estas dos masas están “articuladas” en el *roll axis*, mientras que el *roll angle* especifica la relación que existe entre ambas masas.

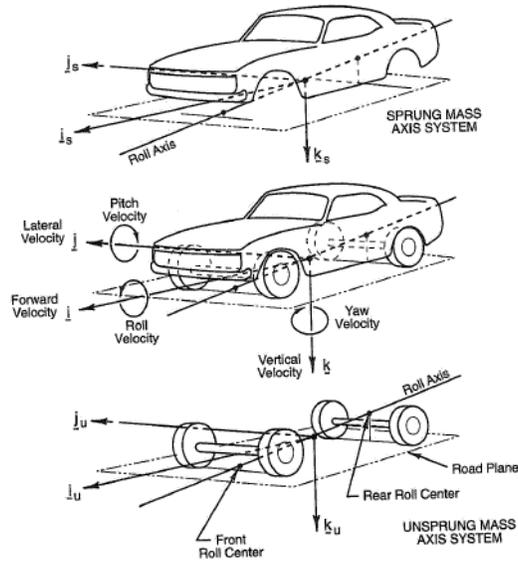


Imagen 4.5 Unión de la masa no suspendida y masa suspendida, así como la forma en la que relacionan el vehículo completo

Este sistema es ortogonal (los ejes están a 90° entre ellos) y está en relación con la regla de la mano derecha. El eje x es horizontal y positivo con dirección hacia delante del movimiento del vehículo cuando viaja en una línea recta.

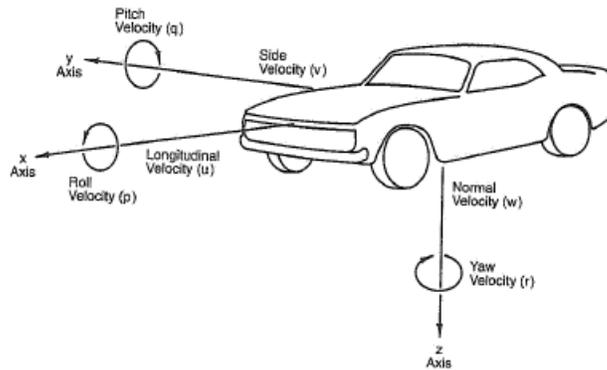


Imagen 4.6 Sistema coordenado de referencia

El origen del sistema coordenado de referencia (x, y, z) es el mismo para la masa suspendida y la no suspendida. Está localizado en la intersección del *roll axis* del vehículo y una línea perpendicular al camino, la cual pasa a través del centro de gravedad del coche, teniendo un *roll angle* de cero para la masa suspendida.

La deflexión de los neumáticos es despreciado, mientras que el plano del centro de la llanta permanece paralelo al piso.

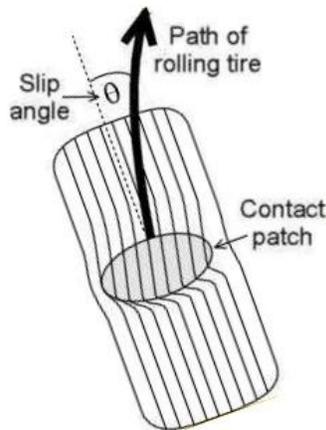


Imagen 4.7 Deflexión de los neumáticos (slip angle)

4.2 Movimientos y fuerzas principales

Para el estudio del movimiento de un coche en la dinámica del vehículo, generalmente se fijan ciertas variables de operación, de este modo los valores pueden ser asignados para una velocidad hacia adelante y una fuerza de tracción/frenado o una aceleración/desaceleración longitudinal. El movimiento de la masa no suspendida puede ser estudiada como perturbaciones de las condiciones de una velocidad estable, así mismo, el giro de la masa suspendida puede ser estudiado en relación a la masa no suspendida. Estas perturbaciones pueden ser iniciadas por una acción o por o algún otro disturbio como una ráfaga de viento.

Para la estabilidad y el control del vehículo, las perturbaciones de velocidad de interés son las siguientes:

Forward velocity u

Lateral velocity v

Yawing velocity r

Rolling velocity p

Los componentes de velocidad de perturbación (linear y angular) del vehículo, tienen que ser medidos con relación a algún punto de referencia.

Los componentes necesarios para un análisis de dinámica del vehículo son:

1. **Aceleración longitudinal:** componente del vector de aceleración de un punto en el vehículo en la dirección x.
2. **Aceleración de costado:** componente del vector de aceleración de un punto en el vehículo en la dirección y.
3. **Aceleración normal:** componente del vector de aceleración de un punto en el vehículo en la dirección z.
4. **Aceleración lateral:** componente del vector de aceleración de un punto en el vehículo perpendicular al eje X de éste y paralelo con el plano del camino. En condiciones de estado estable. Esta aceleración en condiciones estables, es igual al producto de la aceleración centrípeta por el coseno del *sideslip angle* del vehículo, en la mayoría de las condiciones de prueba el *sideslip angle* es pequeño. Para propósitos prácticos, la aceleración lateral es considerada igual a la aceleración centrípeta.
5. **Aceleración centrípeta:** componente del vector de aceleración de un punto en el vehículo perpendicular a la tangente del punto del camino y paralelo al plano de la calle.
6. **Heading angle (Ψ):** es el ángulo entre la traza del plano X-Y del eje x del vehículo con el eje X del sistema tierra-fija. (Véase en la imagen 4.2.1)
7. **Sideslip Angle (β):** es el ángulo entre la traza del plano X-Y del eje x del vehículo y el vector de velocidad de éste en un punto específico del auto. (Véase en la imagen 4.2.1)
8. **Ángulo de curso (γ):** es el ángulo entre la traza del vector de velocidad del vehículo en el plano X-Y y el eje X del sistema de coordenadas de tierra-fijo.
9. **Roll Angle:** es el ángulo entre el eje y del vehículo y el plano del piso.
10. **Pitch Angle:** ángulo entre el eje x del vehículo y el plano del piso

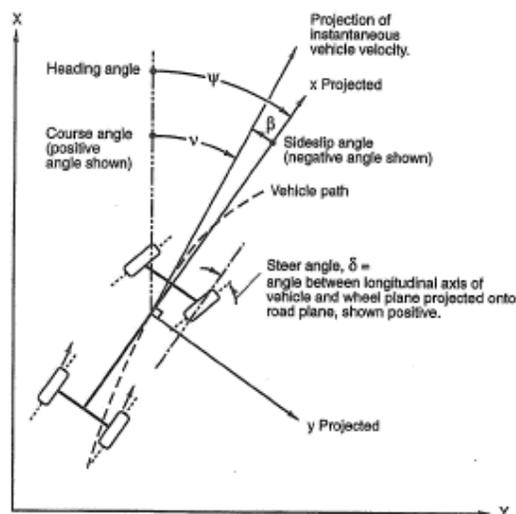


Imagen 4.8 Principales ángulos para el estudio de un vehículo

Las fuerzas y los momentos están definidos por los efectos que producen en el vehículo. Éstas actúan externamente en el automóvil y pueden ser sumadas en una misma fuerza vectorial, tomando en cuenta los siguientes componentes:

11. **Fuerza longitudinal (Fx):** componente de la fuerza del vector en la dirección x.
12. **Fuerza de costado (Fy):** componente de la fuerza del vector en dirección y.
13. **Fuerza normal (Fz):** componente de la fuerza del vector en dirección z.

Los momentos que actúan de manera externa en el vehículo pueden ser sumados en un mismo momento vectorial, tomando en cuenta los siguientes componentes:

14. **Rolling moment (Mx):** componente del momento vectorial con tendencia a rotar el vehículo sobre el eje x, es positivo en sentido horario.
15. **Pitching moment (My):** componente del momento vectorial con tendencia a rotar el vehículo sobre el eje y, es positivo en sentido horario.
16. **Yawing moment (Mz):** componente del momento vectorial con tendencia a rotar el vehículo sobre el eje Z, es positivo en sentido horario.

Segunda Ley de Newton

La ley fundamental para analizar cualquier dinámica del vehículo empieza en la segunda Ley de Newton. Esta ley aplica en el sistema de translación y rotación. Mencionados a continuación:

- **Sistema de translación:** es la suma de las fuerzas externas que actúan en la carrocería en una dirección dada, es igual al producto de su masa y la aceleración en aquella dirección.

$$\Sigma F_x = Ma_x$$

Donde:

F_x = Fuerza en dirección x

M = Masa de la carrocería

a_x = Aceleración en dirección x

- **Sistema de Rotación:** es la suma de los torques actuando en la carrocería de un eje dado, es igual al producto del momento de rotación de inercia y la aceleración rotacional de un eje.

$$\Sigma T_x = I_{xx}\alpha_x$$

Donde:

T_x = Par sobre el eje x

I_{xx} = Momento de inercia sobre el eje x

α_x = Aceleración sobre el eje x

Sistema de ejes con cargas dinámicas

La segunda Ley de Newton es aplicada para determinar las cargas en los ejes de un vehículo en condiciones arbitrarias. Es importante como primer paso analizar el desempeño de la aceleración y frenado, ya que las cargas en el eje determinan los esfuerzos de tracción sobre cada uno de los ejes del vehículo, afectando la aceleración, velocidad máxima, etc.

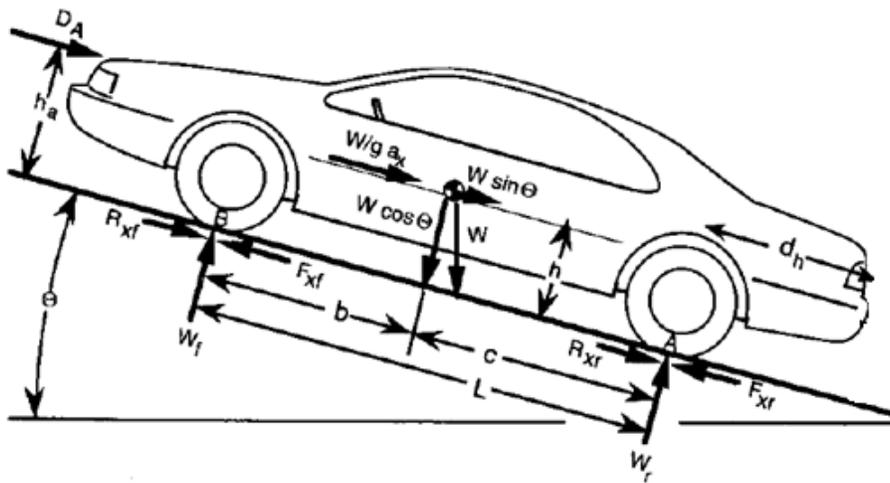


Imagen 4.9 fuerzas arbitrarias actuando sobre el vehículo

- W es el peso del vehículo actuando en el centro de gravedad (CG) con una magnitud igual a la masa multiplicada por la aceleración de la gravedad. En una pendiente existen componentes, una en coseno siendo perpendicular a la superficie del camino y otra en seno que es paralela con el camino.
- Si el vehículo está acelerando a lo largo del camino, es conveniente representar este efecto por una fuerza inercial equivalente conocida como fuerza de D'Alembert, denotada por $\frac{W}{g \cdot a_x}$ actuando en el CG en una dirección opuesta a la aceleración.
- Los neumáticos experimentan una fuerza normal, denotada por W_f y W_r , representando el peso dinámico cargado en las llantas frontales y traseras.
- Las fuerzas de tracción, F_{xf} y F_{xr} , o fuerzas resistentes al giro, R_{xf} y R_{xr} , pueden actuar en el plano del piso con la huella de la llanta.
- D_A es la fuerza aerodinámica que actúa sobre la carrocería del vehículo.

Las cargas que se encuentran en cada eje están formadas por un componente estático más una carga transferida que va del frente hacia la parte trasera (o viceversa) debido a otras fuerzas que

actúan sobre el vehículo. La carga en el eje delantero se determina sumando los torques en el punto A de los neumáticos posteriores. Si se considera que el vehículo no está acelerando en *pitch*, la suma de torques en el punto A debe de ser cero.

Si el torque en sentido horario es positivo entonces:

$$W_f L + D_A h_a + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \Theta - W c \cos \Theta = 0$$

Cuando el vehículo se encuentra en una subida, el ángulo Θ será positivo, por lo tanto el término de seno es positivo. Para una bajada el ángulo es negativo.

Cargas estáticas a nivel de piso

Cuando un vehículo se encuentra estático a nivel de piso, la ecuación de las cargas se simplifica considerablemente, ya que el seno será cero y el coseno será uno, mientras que las variables R_{hx} , R_{hz} , a_x y D_A serán cero.

$$W_{fs} = W \frac{c}{L}$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L}$$

Aceleración con baja velocidad

Cuando el vehículo está acelerando a nivel del suelo con una baja velocidad, siendo $D_A=0$ (suponiendo que no se tiene un remolque), las cargas en el eje serán:

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L}$$

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) = W_{rs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L}$$

De esta manera cuando el vehículo acelera, las cargas transferidas del eje delantero al eje trasero serán en proporción a la aceleración y la relación de la altura del CG con el ancho de vía.

Curva en estado estable

El comportamiento del vehículo en una curva es un factor importante para su desempeño, al igual que la maniobrabilidad. Para ésta última, el piloto da una entrada (movimiento en el volante o en el acelerador) para obtener el movimiento deseado. La forma para medir la respuesta en el vehículo es el gradiente de subviraje. El gradiente de subviraje es una medida de desempeño en condiciones de estado estable.

Curvas a baja velocidad

Para un mejor entendimiento, se realiza un análisis de una curva a baja velocidad, ya que las llantas no desarrollan fuerzas laterales y gracias a esto el *slip angle* es nulo. Si las llantas traseras no tienen *slip angle*, el centro de giro debe obedecer la proyección del eje trasero. La proyección perpendicular de cada una de la ruedas deben pasar por el mismo punto. Véase la imagen 4.2.3.

Para una geometría adecuada, el ángulo de viraje está dada por:

$$\delta_o = \frac{L}{R+t/2} \quad (1)$$

$$\delta_i = \frac{L}{R-t/2} \quad (2)$$

El promedio del ángulo en las llantas frontales está definido por el ángulo Ackerman.

La geometría Ackerman es usada para denotar la geometría exacta en las llantas frontales.

$$\delta = L/R \quad (3)$$

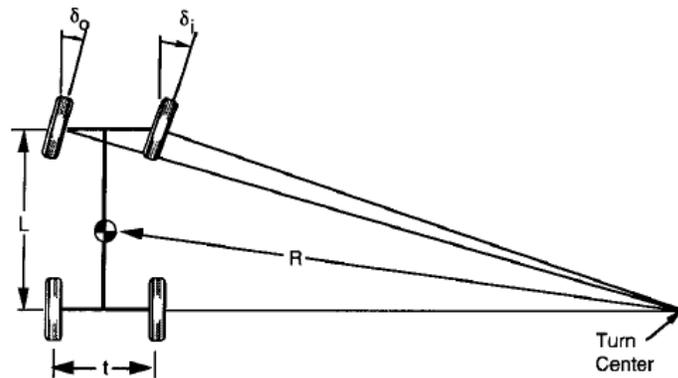


Imagen 4.10 Geometría de un vehículo virando (Geometría Ackerman)

Curva a alta velocidad

En curvas a alta velocidad, las ecuaciones son diferentes, ya que ahora existen aceleraciones laterales, para contrarrestar estas aceleraciones, las llantas tienen que desarrollar fuerzas laterales en las cuales se presenta el *slip angle*.

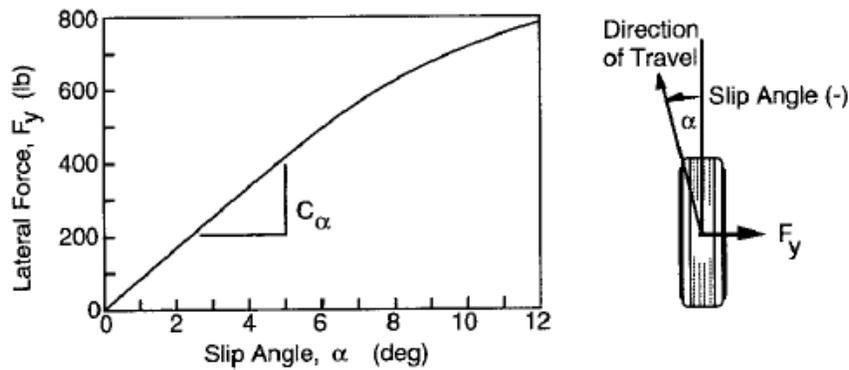


Imagen 4.11 Curvas a alta velocidad, efecto del *slip angle* en la llanta

La fuerza lateral denotada por F_y es llamada “*cornering force*” cuando el *camber* es 0° . En caso de que la llanta tenga una carga, el *cornering force* crece junto con el *slip angle*, linealmente en ángulos pequeños (menores a 5°). Lo cual es descrito por:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (4)$$

C_α es conocido como “*cornering stiffness*” y es dependiente de diversas variables como la presión de la llanta y las cargas.

Ecuaciones del vehículo en curvas

Cuando el vehículo se encuentra en un estado estable, las ecuaciones en una curva se desarrollan a partir de la aplicación de la segunda Ley de Newton. Para efectos de análisis, es conveniente analizar el vehículo en un modelo bicicleta. Para éste modelo, el eje frontal se representa con una rueda con un ángulo de viraje δ , y una *cornering force* equivalente a ambas ruedas. Esta misma suposición se hace para el eje trasero. Véase en la imagen 4.10

Para un vehículo viajando a una velocidad V , la suma de las fuerzas en dirección lateral F_y , debe ser igual a la masa por la aceleración centrípeta.

$$\Sigma F_y = F_{yf} + F_{yr} = M V^2 / R \quad (5)$$

Donde:

F_{yf} = Fuerza lateral en el eje delantero (en curva)

F_{yr} = Fuerza lateral en el eje trasero (en curva)

M = masa del vehículo

V = velocidad

R= radio de la curva

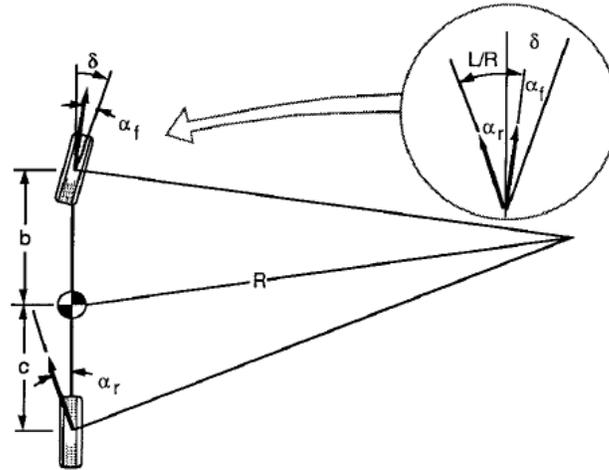


Imagen 4.12 Modelo bicicleta

Para que un vehículo tenga un equilibrio de momentos, la suma de momentos frontal y trasera con respecto al centro de gravedad debe de ser cero.

$$F_{yf}b - F_{yr}c = 0 \quad (6)$$

Sustituyendo (5) tenemos como resultado

$$\frac{MV^2}{R} = F_{yr} \left(\frac{c}{b} + 1 \right) = \frac{F_{yr}(b+c)}{b} = \frac{F_{yr}L}{b} \quad (7)$$

Con la fuerza lateral requerida, el *slip angle* en la rueda frontal y trasera es establecido por las siguientes ecuaciones.

$$\alpha_f = \frac{W_f V^2}{C_{\alpha f} g R} \quad \text{Rueda frontal} \quad (8)$$

$$\alpha_r = \frac{W_r V^2}{C_{\alpha r} g R} \quad \text{Rueda trasera} \quad (9)$$

Ahora se debe analizar la geometría del vehículo en una curva para completar el análisis. Con la Imagen 4.2.5 se puede ver que:

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f + \alpha_r \quad (10)$$

Si se sustituye α_f y α_r da como resultado

$$\delta = + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (11)$$

Donde:

α = ángulo de viraje en las llantas frontales

L = distancia entre ejes (ft)

R = radio de la curva (ft)

V = velocidad (ft/s)

g = fuerza de gravedad (32.2 ft/s²)

W_f = carga en el eje frontal (lb)

W_r = carga en el eje trasero (lb)

$C_{\alpha f}$ = cornering stiffness en las llantas frontales (lb_y/deg)

$C_{\alpha r}$ = cornering stiffness en las llantas traseras (lb_y/deg)

Gradiente de subviraje

La ecuación para definir el gradiente de subviraje es la siguiente:

$$\delta = \frac{L}{R} + K a_y \quad (12)$$

Donde:

K = gradiente de subviraje (deg/g)

a_y = aceleración lateral (g)

La ecuación (11) es muy importante para la respuesta en curva de un vehículo. Ésta describe cómo varía el ángulo de viraje en una curva R o la aceleración lateral $\frac{V^2}{gR}$. El término $\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$ determina la magnitud y dirección del viraje de entrada requerido.

Viraje neutral $\frac{W_f}{C_{\alpha f}} = \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r$

En una curva de radio constante, no se requiere ningún cambio en el ángulo de viraje mientras la velocidad varía. Para obtener un viraje neutral es necesario tener un ángulo de viraje equivalente al ángulo Ackerman, L/R. Físicamente el caso de viraje neutral corresponde al balance del vehículo y la fuerza de aceleración lateral en el centro de gravedad, causando un incremento idéntico en el slip angle de ambas llantas (frontal y trasera).

Subviraje $\frac{W_f}{C_{\alpha f}} > \frac{w_r}{C_{\alpha r}} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r$

En una curva de radio constante, el ángulo de viraje tiende a incrementar con la velocidad en proporción a la K (deg/g) por la aceleración lateral en g's. De esta manera incrementa linealmente con la aceleración lateral y con el cuadrado de la velocidad.

En el caso de subviraje, la aceleración lateral en el CG ocasiona que las ruedas frontales se deslicen teniendo una curva de mayor radio. Para desarrollar la fuerza lateral en las llantas delanteras es necesario mantener el radio de curva y las llantas delanteras deben de tener un ángulo mayor de viraje.

Sobreviraje $\frac{W_f}{C_{\alpha f}} < \frac{w_r}{C_{\alpha r}} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r$

En una curva de radio constante, el ángulo de viraje disminuye, mientras que la velocidad y la aceleración lateral aumentan. En este caso, la aceleración lateral en el centro de gravedad causa que el *slip angle* en las llantas traseras incremente más que en las llantas frontales. El efecto para este fenómeno es que se genere un deslizamiento en las llantas traseras provocando que el vehículo gire más que la parte frontal.

La forma en la cual el ángulo de viraje cambia con respecto a la velocidad en una curva de radio constante se ilustra en la siguiente imagen.

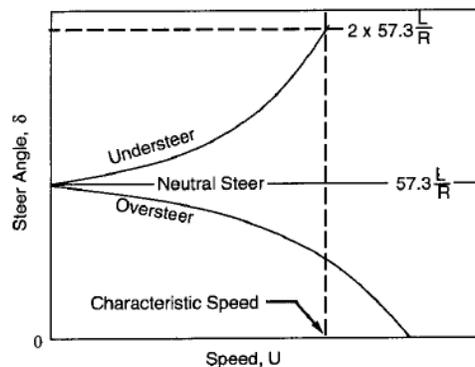


Imagen 4.13 Gradiente de subviraje, cambio del *slip angle* con la velocidad

4.3 Principales afectaciones a la dinámica del vehículo

Todo vehículo de cuatro ruedas con dirección en las llantas frontales tiene básicamente la misma dinámica, ya sea un coche de carreras, un auto sport, un auto familiar, un camión o una vagoneta. Pero en el tipo de auto al que se va a enfocar este documento será un coche de carreras.

En todos los vehículos, la fuerza producida por la fricción de las llantas contra el pavimento es usada para alterar la velocidad y la dirección de un coche. Estas alteraciones son la aceleración, el frenado y las fuerzas generadas por una curva (*cornering*).

En los autos modernos existen dos factores que contribuyen a las fuerzas generadas en los neumáticos: la adhesión aerodinámica y la adhesión mecánica.

Para el análisis dinámico del vehículo, las llantas son de suma importancia, ya que se necesita general la adhesión óptima todo el tiempo. Esto significa mantener el área de contacto entre el piso y el neumático, así como la fuerza vertical a través de las cuatro ruedas.

Para un auto de competencia es necesario que el vehículo sea comprensible, esto significa que el coche tenga un comportamiento predecible y consistente, para que en el momento que comience a derrapar se haga de manera progresiva, es decir, que el vehículo se deslice gradualmente, sin embargo, se puede controlar antes de que llegue a un estado de descontrol total.

Para lograr esos parámetros es necesario sacrificar otros, es por esto que se debe de tener un conocimiento general para así poder modificarlos y diseñar un coche de competencia con un buen desempeño en la pista.

Cornering

Para tener un coche de carreras con buen desempeño, es necesario contar con una adherencia máxima al piso en todas direcciones, así como tener un vehículo balanceado y fácil de conducir. Para ello un número de factores entran en la ecuación.

Spring Rate y Rango de Desplazamiento

La rigidez del resorte en la suspensión de un auto tiene un papel fundamental. Los cuatro resortes soportan el peso total del vehículo y también resiste cargas verticales adicionales impuestas por vueltas, baches, irregularidades en el camino, entre otros.

Para el rango de desplazamiento el comportamiento de la suspensión es un factor crucial, ya que entre más grande es el rango de desplazamiento, más suaves pueden ser los resortes. En general, resortes más suaves permiten que las llantas tengan un mejor seguimiento de la superficie del piso, provocando un mejor contacto y por lo tanto una mejor adherencia, sin embargo, para un rango de desplazamiento alto la transferencia de masa aumenta provocando así una disminución de adherencia a lo largo de los cuatro neumáticos del coche. Es por eso que se necesita encontrar un balance entre la rigidez del resorte y la altura del vehículo.

Slip angle (ángulo de deslizamiento)

El ángulo de la llanta que varía en relación con su línea de centro, en otras palabras, la diferencia entre la huella de la llanta y la línea del centro, es conocido como *slip angle*. Un coche de carreras

pasa la mayoría del tiempo en su punto límite máximo de adhesión, por lo que es de vital importancia comprender el *slip angle* y así optimizar el comportamiento del vehículo. Cuando las fuerzas laterales de una llanta aumentan, ésta empieza a seguir la pista que diverge de la línea de centro

Cuando el *slip angle* aumenta, la adherencia disponible de la llanta aumenta. Después del óptimo *slip angle* de una llanta, la adherencia disponible empieza a decrecer, mientras que el *slip angle* aumenta. Después de haber sobrepasado por el *slip angle* óptimo, es posible que el control del vehículo se pierda.

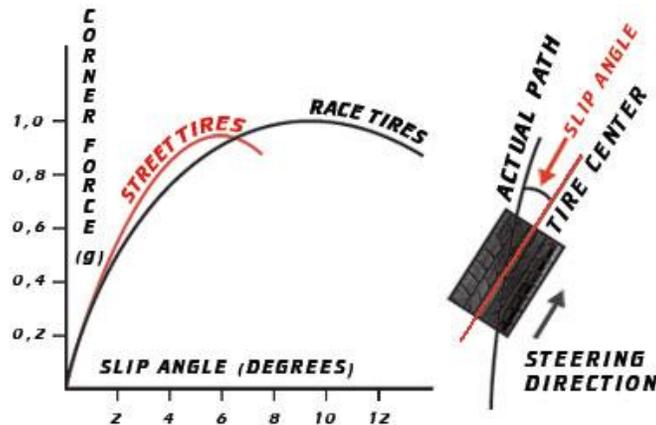


Imagen 4.14 Slip angle vs fuerza de una curva

Las características del *slip angle* de cada llanta varían, sin embargo, entre menos marcada sea la curva del *slip angle*, más fácil va a ser el manejo del vehículo. El auto pierde el control cuando se sobrepasa el *slip angle* óptimo.

Para las llantas traseras, el *slip angle* es aproximadamente el mismo que el del viaje del neumático en relación con el centro del coche, si éste vira a la derecha y entra en un estado de sobreviraje, el *slip angle* de la llanta incrementa.

El objetivo para el desarrollo de la correcta configuración del coche, es permitir al piloto encontrar el *slip angle* óptimo para todas las llantas y mantenerlo tanto como sea posible en las curvas.

Presión de llantas y Camber

Para tener el nivel más alto de adherencia, necesitamos optimizar el área de contacto de la llanta, esto significa, tratar de tener la superficie máxima de contacto posible entre el neumático y el pavimento el mayor de tiempo y en todas las condiciones. Para que esto suceda es necesario considerar el *camber* y la presión de la llanta.

Cuando la llanta tiene una presión baja, la parte céntrica de la huella no tiene mismo contacto que los bordes de la llanta, de lo contrario, cuando la llanta tiene presión alta o esta sobre inflada, sus bordes tienen un menor contacto que centro de ésta. Una forma para determinar si la llanta tiene un buen contacto con el piso, es utilizando la temperatura, ya que al tener una temperatura más elevada, se tiene un mayor contacto con el pavimento.

Una vez que se encuentra la presión óptima para la llanta, se puede ver que los bordes inferiores y exteriores muestran una temperatura diferente. Si el borde exterior del neumático tiene una temperatura más elevada que el borde interior, es porque éste ha tenido un mayor trabajo. Esto es debido a que la llanta tiene una inclinación mejor conocida como *camber* positivo. Si el borde interior de la llanta tiene mayor temperatura que el exterior se le conoce como *camber* negativo.

Para la mayoría de los vehículos, es recomendable tener un *camber* negativo en ambos neumáticos frontales, ya que de esta forma, se tiene un mejor contacto entre la llanta y el pavimento al momento de virar en ambas direcciones. Los únicos vehículos que no tienen *camber* negativo en ambas llantas son los que compiten en óvalos, ya que siempre viran en la misma dirección.

La presión de la llanta y un *camber* calculado dan como resultado un mejor control del vehículo y una mejor tracción, los cuales son vitales para un auto de competencia.

Balance

Para el vehículo, la maniobrabilidad es de vital importancia, ya que el auto debe estar balanceado, esto se refiere a cuando se acerca el límite de adhesión, donde se requiere que tanto las ruedas frontales y traseras se deslicen aproximadamente al mismo tiempo, y a la misma velocidad. Si el carro no está balanceado, ya sea que la ruedas frontales pierdan la adherencia primero, provocando que el coche se deslice recto fuera del camino o que las ruedas traseras pierdan la adherencia primero, puede traer como resultado que el coche vire sin control.

Para que un carro este balanceado, la adherencia que cada llanta brinda, debe ser proporcional al porcentaje de peso que tiene en cada eje; es decir, si tiene un 60% de peso en el eje trasero, el carro debe brindar 60% de adherencia en la parte trasera, sin embargo, esto es relativo debido a que un coche en movimiento tiene cierta transferencia de peso.

Hay varios factores que afectan al balance del vehículo, como por ejemplo, el *camber*, la constante del resorte, las barras estabilizadoras, los amortiguadores, los diferenciales, los frenos, un cambio pequeño en la presión de las llantas, entre otros.

Transferencia de masa

La cantidad de peso transferido a cada una de la llantas al momento de dar una vuelta, puede cambiar el balance del vehículo, ya que mientras más peso es transferido fuera de la llanta, la adherencia disminuye. Este fenómeno no es proporcional, ya que si una llanta tiene una ganancia de peso debido a la transferencia, ésta no aumenta su adherencia en relación a su peso.

Ajuste del Balance

Para balancear el coche se pueden utilizar varios factores a favor. Como ya se mencionó anteriormente, es posible ajustar la presión de la llanta y el *camber* para cambiar la adherencia al momento de dar una curva, pero lo ideal es encontrar un óptimo en varios componentes para obtener el mejor desempeño.

Con la barra estabilizadora, tanto frontal como trasera, se puede afectar de manera considerable el balance del coche. Este elemento afecta el *roll stiffness*, que básicamente es cuánto peso se transfiere a la rueda exterior en una curva. Si se tiene una barra frontal muy rígida, esto ocasiona que el coche subviraje, en cambio, si se tiene una barra suave, tenderá a sobrevirar. En cuanto a la barra estabilizadora en la parte trasera, entre más rígida, el coche tiende a sobrevirar, entre más suave, el auto tendrá una respuesta de subviraje.

Cuando un vehículo subvira, se incrementa la tracción durante una aceleración, mientras que con un sobreviraje, la tracción disminuye.

Por otro lado analizando los frenos, se puede ajustar la cantidad de frenado de cada llanta, si se tiene un frenado más fuerte en el eje trasero, el vehículo tiene una tendencia de girar, debido a que si las llantas traseras se bloquean, se pierde toda la estabilidad direccional. Si se tiene un frenado mayor en la parte frontal, el vehículo tiende a ir de forma recta durante el frenado.

Es posible ajustar la rigidez del resorte para así modificar el balance del coche y tener un mejor resultado. Si se tienen resortes muy rígidos en la parte de atrás, el coche tiende a sobrevirar, en cambio si se tienen resortes rígidos en la parte delantera, éste tiende a subvirar.

Cada elemento tiene algunos efectos que se pueden utilizar para mejorar el balance del coche. Líneas más adelante se hablará de esto.

Estado transitorio

En este estado se hace referencia al momento donde el carro cambia de una condición a otra, como por ejemplo, el cambio que hace de aceleración a frenado, de una curva a línea recta, etc. El estado transitorio más importante es cuando se pasa de una línea recta a una curva. En este momento, el vehículo sufre una transferencia de peso de las llantas interiores a las exteriores.

Que tan rápido sufre ese cambio y que tanto impacto tiene el coche en su respuesta, es crítico para la conducción de éste. En la siguiente imagen 4.14 se hace la simulación de un vehículo que circula en línea recta, toma una curva hacia el lado izquierdo, entra a una recta y nuevamente tiene una curva, pero esta vez a la derecha, finalizando así en una recta. Con la línea azul se representa las condiciones ideales de un vehículo y con la línea de color negro se representa el estado transitorio de un vehículo al tomar y salir de una curva.

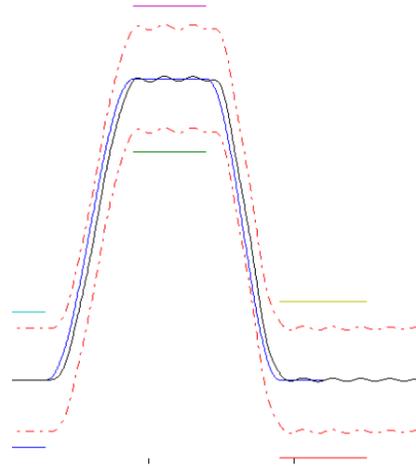


Imagen 4.14 Estado transitorio en una curva

Capacidad de conducción

Probablemente la más elusiva cualidad de un vehículo de competencia sea la facilidad de conducción. Un coche, por más adherencia que tenga, no sirve si no se puede predecir su reacción o si sus límites son difíciles de distinguir.

Como ya se discutió anteriormente, un coche debe ser de fácil predicción y consistente, para que al momento del deslizamiento, esto sea un proceso gradual. Un punto muy importante es el identificar a tiempo cualquier imperfección para corregirla y así evitar que el auto tenga un descontrol.

El vehículo que cuente con una facilidad de conducción tendrá una gran ventaja a lo largo de la competencia, lo que ayudará al piloto a prestar más atención a los indicadores (combustible, condición de las llantas, etc.) en lugar de tener que hacer movimientos bruscos al volante.

La tendencia de un auto de competencia es sobrevirar, mientras que para un coche convencional es recomendable que tenga un comportamiento de subviraje, debido a que esto se considera más estable.

5. Sistema de suspensión

5.1 Introducción al sistema de suspensión

El principal objetivo del sistema de suspensión es sostener al vehículo y absorber las irregularidades del terreno por donde circula. Gracias a la suspensión se logra que las ruedas tengan mayor contacto con el pavimento, proporcionando una buena tracción y un mejoramiento en el agarre que permite al conductor un mejor control del coche, de la misma manera, proporciona comodidad y seguridad a los ocupantes. El sistema de suspensión también evita una inclinación excesiva de la carrocería durante el viraje y una inclinación excesiva en la parte delantera al momento de frenado.

El sistema de suspensión está conformado por tres grupos:

- Elementos de unión o brazos de control: Estos son los miembros que definen la estructura del sistema, unen a la masa no suspendida con la masa suspendida.
- Resortes: son los encargados de absorber la energía de las fuerzas generadas por el camino y que de otra manera se transmitirían directamente hacia la estructura y carrocería del vehículo.
- Amortiguadores: su función principal es disipar la energía almacenada en el resorte en forma de calor.

La principal característica del manejo de un automóvil depende del chasis y de la suspensión, según las características del sistema se puede llegar a tener un desplazamiento suave y placentero, como el que se encuentra en automóviles de lujo, un gran recorrido de las ruedas en vehículos todo terreno o un desplazamiento firme para un automóvil de carreras.

Todo vehículo que cuente con un sistema de suspensión necesita satisfacer ciertos requerimientos que surgen por las condiciones de operación, éstos son generados por las cargas, descargas, aceleraciones, frenado y fuerzas generadas al virar.



Imagen 5.15 Vehículo de confort, todo terreno y de competencia

Para el diseño de la suspensión es muy importante saber diferenciar la masa amortiguada y la masa no amortiguada para tener cálculos más precisos. La masa amortiguada es todo componente

que el sistema resorte amortiguador está soportando, en cambio, la masa amortiguada incluye la carrocería, estructura, motor, componentes de transmisión, etc., la masa no amortiguada es todo elemento que no está soportado por el sistema resorte amortiguador, como lo son las llantas, rines, discos o tambores, frenos, etc.

Existen dos tipos de suspensión, la dependiente y la independiente, a pesar de tener la misma función, la cual es amortiguar, cada una tiene diferentes configuraciones.

5.2 Sistema de Suspensión Dependiente

La suspensión dependiente normalmente es utilizada para la parte trasera de automóviles, así como en la parte delantera de camiones pesados con alta capacidad de carga, aunque algunas veces es también utilizada en la parte delantera de camiones ligeros que tienen un sistema de AWD (*All Wheel Drive*).

Este tipo de suspensión, está montada sobre un perfil sólido y tiene como resultado que el movimiento de una rueda se trasmite a la rueda opuesta causando que el *camber* y un viraje estén relacionados.

Una de las ventajas generales de tener un eje sólido, es que el *camber* de la rueda no es afectado por el giro de del vehículo, aparte de que cuenta con un diseño sencillo y de fácil manufactura.

Una de las desventajas de este tipo de suspensión es que el sistema, al ser muy pesado con respecto a la suspensión independiente y al tener un eje sólido al momento de virar, es muy susceptible a tener vibraciones.

Dentro del tipo de suspensión dependiente existen varias configuraciones, las cuales son:

Hotchkiss

Es el tipo de suspensión más común para los ejes que cuentan con tracción. El eje es sostenido por unas ballestas semi-elípticas como se encuentran mostrados en la imagen 5.2.1 y la tracción es transmitida mediante una flecha por medio de unas juntas universales. Las ballestas se sujetan al chasis por medio de bujes de hule. Las ballestas son probablemente el sistema más simple y económico en todo tipo de suspensión.

En la antigüedad, este tipo de suspensión fue en ejes traseros de vehículos de pasajeros, sus inicios fueron en los años 60's y hoy en día se siguen utilizando.

El desgaste de las ballestas en un vehículo, es causado por la fricción generada entre hojas y la pérdida de estabilidad interna en los resortes debido a que están hechos para trabajar con una constante de resorte pequeña.

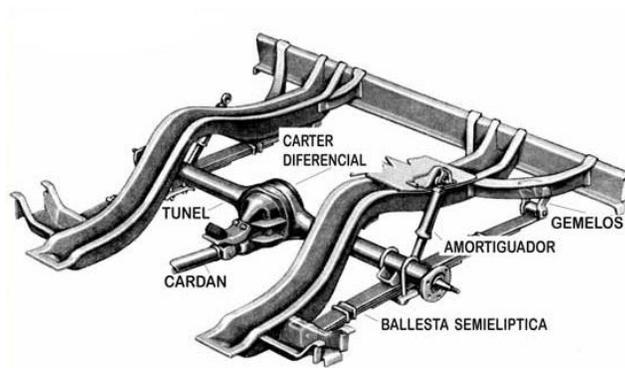


Imagen 5.16 Suspensión Hotchkiss

Cuatro uniones (Four Link)

Este tipo de suspensión es relativamente nuevo, ya que tuvo una evolución en décadas recientes reemplazando las ballestas por resortes helicoidales. Esta evolución sólo se dio para los coches de pasajeros grandes con un eje sólido con tracción trasera. Los brazos de control inferiores promueven un control longitudinal del eje, mientras que el brazo de control superior absorbe las fuerzas generadas por el frenado, el par producido al acelerar y las fuerzas laterales generadas al virar.

La ventaja de los resortes helicoidales o resortes de aire, en lugar de las ballestas, es que promueven un mejor desplazamiento y el NVH (*Noise Vibration and Hardness*) mejora considerablemente, esto debido a que ya no existe una fricción excesiva entre las hojas de las ballestas.

A pesar de que los resortes helicoidales tienen un costo más elevado, el diseño geométrico de la suspensión de cuatro uniones permite tener un mejor control de la localización del *roll center*, la funcionalidad del *anti-squat* y *anti-dive*, y de los cambios del *roll steer*.

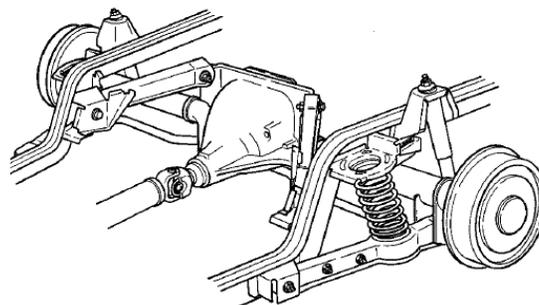


Imagen 5.17 Suspensión de cuatro uniones (*Four link*)

De Dion

Este tipo de suspensión está clasificada entre una suspensión de eje rígido y una suspensión independiente. Consiste en un sistema con un tubo telescópico que sujeta las dos ruedas con un diferencial montado directamente al chasis, el sistema cuenta con una flecha para cada rueda, ya sean homocinéticas o juntas universales.

Las ventajas que tiene este sistema es que reduce la masa no suspendida, debido a que el diferencial esta directamente sujetado al chasis, además de que no hay ningún cambio en el *camber* cuando la suspensión se encuentra con carga, provocando una mejor tracción y comparándolo con una suspensión totalmente independiente que reduce los brinco de la rueda cuando el vehículo se opera con un nivel muy alto de potencia.

Una de las desventajas que se tienen con este diseño, es que al necesitar un tubo telescópico, se le agrega fricción adicional al sistema, que al comparar con una suspensión independiente, obtiene una respuesta dinámica es más limitada.

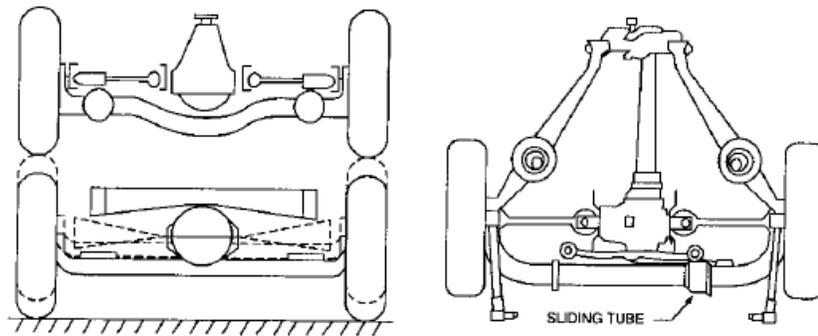


Imagen 5.18 Suspensión de Dion en diversas vistas

2.3 Sistema de Suspensión Independiente

Una suspensión independiente permite que una llanta tenga un recorrido sin afectar la rueda opuesta, en otras palabras, las ruedas no están conectadas por ningún elemento mecánico.

La gran mayoría de los coches de pasajeros y camiones ligeros utilizan este tipo de suspensión. Las ventajas principales que se obtienen son:

- Un gran espacio para el motor.
- Tiene una disminución de las vibraciones al momento de virar.
- Provee una resistencia al giro más elevada.

- Brinda un mejor control de algunos parámetros como son el *roll center*, y por lo tanto el *roll axis*, *anti-dive*, *anti-squat* ente otros.

Suspensión de Trailing arm

Es uno de los diseños más simples y económicos para una suspensión frontal. Éste se empezó a utilizar en VW y Porsche en la época de la segunda guerra mundial. Este tipo de suspensión utiliza brazos paralelos y de igual longitud con rótulas, está unida a una barra de torsión que se utiliza como resorte. Con este diseño la rueda se mantiene paralela a la carrocería y el *camber* es paralelo en todo momento al giro de la carrocería.

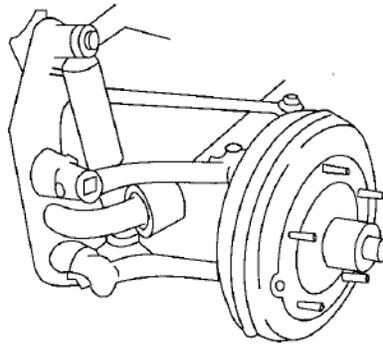


Imagen 5.19 Suspensión Trailing arm

Suspensión de Doble Horquilla

Es el diseño más utilizado para una suspensión delantera. Este tipo de suspensión cuenta con brazos de control con una longitud diferente. En la industria automotriz es mejor conocida como SLA (short- arm), A-Arm o Wishbone.

La suspensión de doble horquilla es utilizada frecuentemente en coches con motor frontal y tracción trasera, debido a que el empaquetamiento se presta para que el motor este orientado en una dirección longitudinal. Esta configuración es la mejor para vehículos con la estructura separada, ya que tiene una fácil sujeción y las fuerzas se pueden absorber de manera directa.

Para el diseño de la geometría de doble horquilla se requiere ser cuidadoso con los parámetros para tener un buen desempeño. Para el *camber* se tiene un *camber gain* al momento de giro.

Una de las ventajas de este tipo de suspensión es que al tener dos brazos de control, el efecto cinemático puede ser alterado de manera muy sencilla, pudiendo así tener un movimiento en la llanta que puede ser optimizado de acuerdo a las necesidades del vehículo, además de que es fácil trabajar con las cargas generadas y se puede mejorar el peso con un buen diseño.

Una desventaja es que se incrementan los componentes, por lo que se vuelve un sistema más complejo.

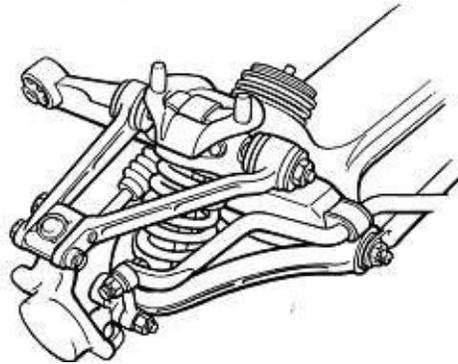


Imagen 5.20 Suspensión de doble horquilla (SLA, A-arm o Wishbone)

McPherson Strut

Una suspensión McPherson es un tipo de suspensión ampliamente utilizada en los automóviles modernos, se desarrolló en el año de 1951, en el modelo Ford Consul. Puede ser utilizada tanto en el eje delantero como en el trasero, habitualmente se utiliza en el delantero, donde proporciona un punto de apoyo a la dirección y actúa como eje de giro de la rueda. Esta misma estructura es similar para el eje trasero.

Tiene como ventajas su simplicidad y bajo costo de fabricación, pero tiene un problema geométrico, ya que debido a su configuración no es posible que el movimiento de la rueda sea vertical, sino que el ángulo vertical varía algunos grados durante su movimiento. Además transmite el movimiento directamente del asfalto al chasis, lo que provoca ruidos y vibraciones en la carrocería.

Las ventajas del eje McPherson son, una menor masa no suspendida, una amplia base de apoyo, fuerzas reducidas y un diseño más compacto.

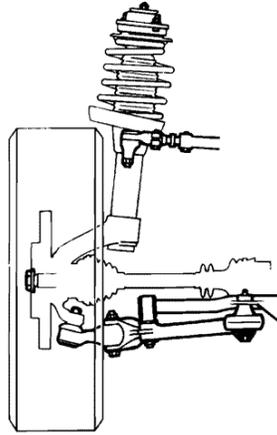


Imagen 5.21 Suspensión Mac Pherson

Suspensión de uniones múltiples (trasera)

Este tipo de suspensión se caracteriza por varios brazos de control con longitud diferente y rótulas esféricas o bujes de hule como conexión al final de los brazos, por lo que tienen fuerzas a lo largo del brazo, pero no experimentan flexión. En cuestiones generales, la cuarta barra se utiliza para dar control lateral y longitudinal de las llantas, así como recibir la reacción provocada por el torque de frenado. En ocasiones se llegan a utilizar hasta cinco barras. Este tipo de suspensión se puede utilizar en vehículos todo terreno.

La suspensión de uniones múltiples permite que el diseñador pueda incorporar un buen control y confort al conductor, pero son complejas y costosas. Una vez diseñada, es difícil de alterar para obtener una mejora, ya que en la mayoría de los casos es necesario utilizar un software para saber y entender su comportamiento.

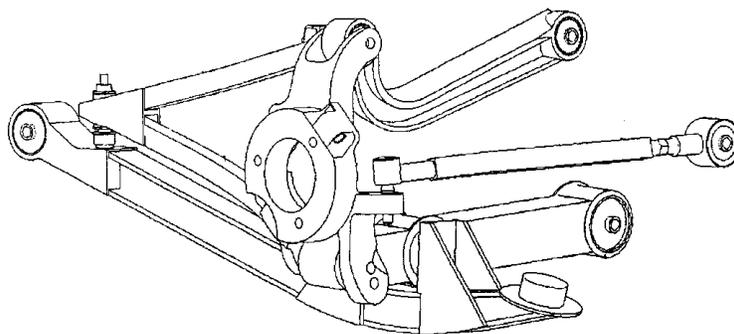


Imagen 5.22 Suspensión de uniones múltiples

Trailing arm rear suspensión

Este tipo de suspensión es utilizada en coches con un gran desempeño. Por lo general cuenta con dos brazos de gran longitud encargados de conectar el eje trasero con el chasis, además de que absorben fuerzas longitudinales y momentos de frenado, teniendo así un control del *squat* y *lift*.

Este tipo de suspensión tiene la ventaja de reducir peso en la masa no suspendida al montar el diferencial en el cuerpo del coche y su manufactura es económica al igual que fácil de construir.

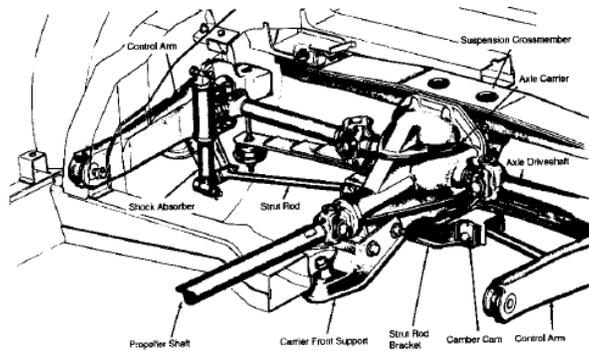


Imagen 5.23 Suspensión *trailing arm*

6. Desarrollo del sistema de suspensión

6.1 Selección de tipo de suspensión para el vehículo Formula SAE y sus principales componentes

Como el objetivo de este documento es el diseño de la suspensión de un vehículo de competencia tipo fórmula, se tomó la decisión de utilizar la suspensión de doble horquilla con *pushrod*, tanto frontal como trasera, ya que su característica principal es su alto rendimiento. Los puntos que se tomaron en cuenta para esta decisión son los siguientes:

- Al tener dos brazos de control de diferente longitud especialmente diseñados para el tipo de coche que se va a construir, se pueden tener varias geometrías, por lo que es necesario utilizar un programa especializado para obtener una aproximación a las características deseadas.
Algo que se debe cuidar es que al tener dos brazos de control, el sistema se vuelve más complejo, por lo que es difícil predecir los parámetros, y de esta manera modificar algún detalle ya que se tiene el diseño previo a su finalización. Es importante recalcar que el ajuste fino de la suspensión se realiza una vez que el coche está en movimiento y se hace con ayuda de la retroalimentación del piloto, sin embargo el análisis por computadora nos ayuda a validar el diseño y determinar si está en el rango donde correcto para tener un buen desempeño.
- Con este tipo de suspensión, la llanta tiene un mejor contacto con el piso en condiciones donde exista una fuerza lateral producida por un viraje, ya que cuando la suspensión tiene un recorrido vertical, se produce un aumento negativo en el *camber*.
- Al ser un vehículo de competencia tipo fórmula, es importante reducir el arrastre generada por el viento, por lo que este tipo de suspensión tiene la ventaja de posicionar el sistema resorte amortiguador dentro de la carrocería, dejando únicamente expuestos los brazos de suspensión y la *pushrod*. Así mismo el peso puede reducirse de manera significativa optimizando el sistema con un buen análisis de elemento finito y de esta manera obtener una suspensión ligera, la cual es elemental para este tipo de automóvil.

Es importante mencionar que para obtener los puntos decisivos para la realización del diseño, deben de entenderse los principales elementos que conforman la suspensión de doble horquilla, y son las siguientes:

Brazos de control: El propósito de los brazos de control es unir el ensamble de la rueda con el chasis. Además, considerando la geometría de la suspensión, este elemento juega un papel muy importante, ya que es el que determina la cinemática del coche, así como la reacción del *camber* y la estabilidad de rotación.

Pivotes de la suspensión: Generalmente para este tipo de suspensión se utilizan rótulas (*rodends*) para unir los brazos con el chasis, ya que estos permiten tener un pequeño ajuste sin presentar grandes esfuerzos, y *spherical bearings* para unir el brazo con el ensamble de la rueda, evitando los grandes esfuerzos producidos en esta zona ya que de otra manera se podría producir la falla por flexión mejor conocida como *bending*.

Uprights: Su principal función es dar una interface de conexión entre el brazo superior y el inferior de la suspensión con la masa, es elemental minimizar el peso de los *uprights*, ya que estos son parte de la masa no suspendida y los amortiguadores tienen que controlar este peso en los rebotes. Para reducir al máximo el peso comúnmente se hace un análisis de elemento finito donde se puede eliminar el material excedente.

Mecanismos de almacenamiento de energía: Estos mecanismos son básicamente la *pushrod*, el balancín, el resorte y el amortiguador. El propósito del mecanismo es disminuir el impacto generado en la carrocería al momento de una sacudida mejorando considerablemente el control del vehículo. La geometría del mecanismo de suspensión es crítico porque determina la relación del movimiento del amortiguador con respecto a la llanta en un movimiento vertical. Esta relación es utilizada para determinar la frecuencia natural del vehículo, que de manera significativa afecta las cualidades de manejo. La fricción se tiene que llevar al mínimo posible para que de esta forma el sistema resorte amortiguador tenga una máxima eficiencia.

Para evitar momentos flexionantes en el sistema, la *pushrod* debe de estar en el mismo plano que el resorte y el amortiguador, de lo contrario, la suspensión es más susceptible a fallar.

Pushrod y Pullrod: Es una barra encargada de transmitir las fuerzas generadas en la llanta por irregularidades del camino, aceleración o frenado o en momento que el vehículo está virado, con el sistema resorte amortiguador. Las diferencias entre el *pushrod* y el *pullrod* son:

- Una barra trabaja a tracción y la otra a compresión.
- La barra trabajando en tracción puede ser más delgada y esto nos produce una disminución de peso en la masa no suspendida.
- Al ser más delgada la barra de tracción nos produce menos resistencia aerodinámica.
- El sistema de tracción disminuye el centro de gravedad del vehículo.

A pesar de que la barra de tracción tiene algunas ventajas, para el diseño de la suspensión de este documento se utilizó la *pushrod* debido a que el empaquetamiento del sistema se vuelve menos complicado y elimina la posibilidad de que los amortiguadores tengan un impacto con el piso y además el sistema es menos delicado por lo que disminuye la posibilidad de que el sistema falle.

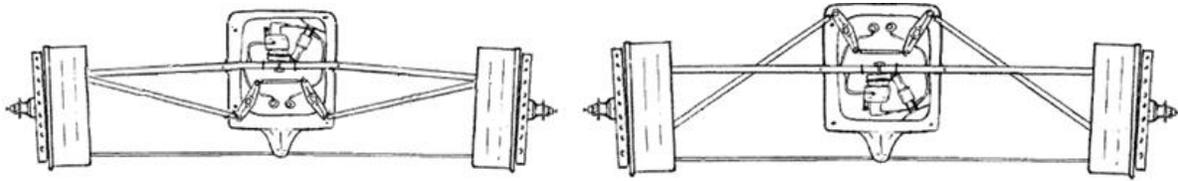


Imagen 6.24 Pull rod imagen izquierda, Push rod imagen derecha

Balancin (rocker): Gracias a este elemento el sistema puede reducir significativamente la masa no suspendida, también permite que los desplazamientos *pull/pushrod* y el sistema resorte amortiguador tengan un desplazamiento en diferentes direcciones, lo que ayuda enormemente al empaquetamiento de la suspensión. Por medio del balancin, la relación de movimiento entre la llanta y el amortiguador puede variar obteniendo la configuración más conveniente para el vehículo.

Barra estabilizadora: Es un componente de la suspensión que conecta las rueda opuesta del vehículo por medio de un resorte de torsión, de esta forma se minimiza la inclinación lateral que sufre el automóvil al momento de virar. Esto se debe a que aumenta la rigidez de volcadura (*roll stiffnes*).

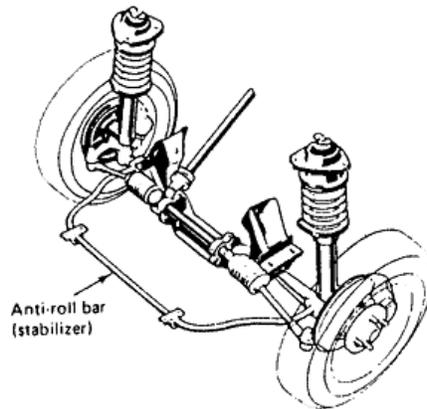


Imagen 6.25 Barra estabilizadora

Sistema resorte amortiguador: El resorte y el amortiguador están diseñados para trabajar en conjunto para mantener la huella de la llanta en contacto con piso. En un rebote el amortiguador se comprime para ayudar a controlar el viaje de la llanta y prevenir el "overshoot", y en un rebound, el amortiguador ayuda a absorber la energía almacenada en el resorte.

Con un buen control de amortiguación, se contrarrestan las excitaciones producidas en el sistema obtiene así un buena adherencia mecánica entre la llanta y el piso que es elemental en un auto de competencia, en caso contrario, el vehículo no tendría un buen desempeño. La mayoría de los

amortiguadores tienen un tope mecánico de hule para prevenir algún tipo de daño en el caso de aplicación de una fuerza extraordinaria.

El desempeño de los amortiguadores normalmente esta descrita por alta y baja velocidad de compresión. La velocidad mencionada es la rapidez de movimiento del pistón dentro de su carcasa. Un amortiguamiento de alta velocidad afecta el desempeño de baja velocidad y viceversa. Para ajustar la velocidad de amortiguamiento es recomendable hacerlo de “suave” a “rígido”. Para un mejor entendimiento de la velocidad de compresión se presenta la siguiente tabla.

Tabla 6.1 Desempeño del sistema resorte-amortiguador

	Mayor compresión		Mayor rebote	
	Baja velocidad	Alta velocidad	Baja velocidad	Alta velocidad
Frontal	Menor desplazamiento hacia debajo de la nariz del auto, reduce el sobreviraje, pero hay una posible pérdida de agarre. La entrada del viraje puede ser mas brusca.	Recorrido mas duro, especialmente en sacudidas. Pérdida de adherencia.	Menor inclinación en la parte frontal del vehículo. Posible perdida de adherencia, pero generalmente se reduce el subviraje durante la aceleración.	Mejor control del chasis en la parte frontal, posible pérdida de agarre en sacudidas.
Posterior	Menor <i>squat</i> del chasis, reducción en el sobreviraje al aplicar potencia. Posibilidad de reducir la adherence.	Recorrido más duro, especialmente en sacudida, posible pérdida de adherencia.	Reduce el levantamiento de la parte trasera del chasis. Posible pérdida de adherencia, pero generalmente reduce el sobreviraje al acelerar.	Mejor control del chasis de la parte trasera, posible pérdida de adherencia en sacudidas.

6.2 Diseño de la suspensión con base a los parámetros estáticos y cinemáticos

Para poder desarrollar el sistema suspensión es necesario conocer algunos parámetros los cuales son fundamentales para cubrir las demandas que el diseño necesita.

Camber

El *camber* es el ángulo de la llanta relativo al eje vertical visto de la parte de enfrente o de atrás. Si la llanta se inclina hacia el chasis, se le conoce como un *camber* negativo, si la llanta se inclina hacia afuera del carro, es un *camber* positivo.

El *camber* es un parámetro del sistema de suspensión que se cataloga como de los más importantes para efectos cinemáticos, este va a cambiar como una función del recorrido de la rueda, a ese cambio generado se le conoce como *camber gain*.

La fuerza generada por una curva que desarrolla la llanta depende del ángulo relativo con la superficie del piso, entonces la llanta puede tener una mejor eficiencia hablando en cuestiones de agarre. Una llanta siempre va a desarrollar un mejor agarre cuando tiene un pequeño *camber negativo*. Un buen sistema de suspensión va a estar operando entre los 0° y -3° . Esto es debido a que la fuerza lateral genera una deformación elástica en el hule de la llanta provocando una mayor superficie de contacto.

Para un coche de competencia es necesario primero establecer los parámetros estáticos, probar y por medio de la retroalimentación del piloto, si es necesario, se van a alterar de tal forma que se vayan obteniendo resultados deseados.

Para obtener la máxima tracción sobre un vehículo es necesario tener un *camber* 0.

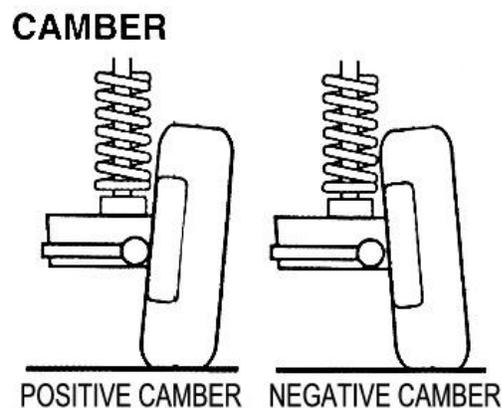


Imagen 6.26 *Camber* positivo y negativo

Toe

Existen dos tipos de toe, cuando en un eje las líneas principales de las llantas tienen una tendencia hacia adentro, en otras palabras cuando las llantas apuntan hacia el centro del coche se le conoce como toe-in, cuando las líneas principales de las llantas tienen una dirección para afuera del se le conoce como toe-out.

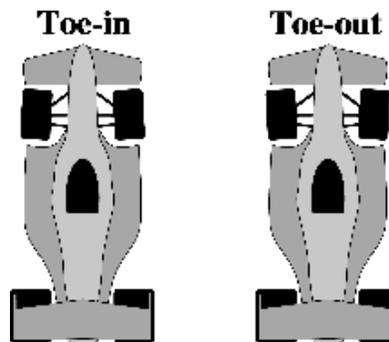


Imagen 6.27 Toe-in y Toe-out

El *toe* afecta el desempeño de tres áreas importantes: tendencia a seguir en línea recta, la estabilidad y control en curva y la forma de desgaste de la llanta.

Hay algunas condiciones donde el *toe* brinda un beneficio, en general el *toe-in* da como resultado un incremento en estabilidad cuando se conduce en línea recta, mientras que el *toe-out* da un comportamiento de transición más rápido, es decir, tiene una velocidad mayor de reacción al momento de mover el manubrio. Si en las llantas traseras agregamos *toe*, general mente es toe-in debido a que reduce la tendencia de pérdida de agarre en la parte de atrás del vehículo durante una curva.

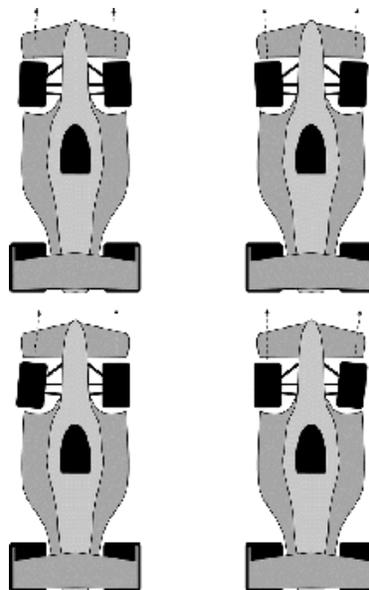


Imagen 6.28 Con *toe-in* (izq) por la suspensión no va a girar el coche como en el caso del *toe-out* (derecha)

Los valores estáticos de *toe* no son tan importante para el diseño de la suspensión y pueden ser alterados al ajustar las rotulas, por lo que es un parámetro que se puede modificar de forma muy fácil una vez que el vehículo este en pruebas dinámicas.

Hablando del desgaste de la llanta, lo ideal es tener un *toe* 0 para obtener un desgaste lento y parejo, sin embargo muchas veces no es conveniente debido a la dinámica del vehículo, si tenemos un *toe-in* grande, tenemos como resultado un desgaste en el borde exterior, mientras que con un *toe-out* grande da como resultado un desgaste en el borde interior. .

Caster

Es un ángulo que se forma entre el eje donde pivota la dirección y el plano vertical de la llanta. Si el eje donde pivota la dirección está inclinando hacia atrás, el *caster* es positivo, si el eje está inclinado hacia enfrente, el *caster* es negativo. El *caster* es calculado por la relación de cambio de *camber* en el giro preestablecido en las ruedas delanteras.

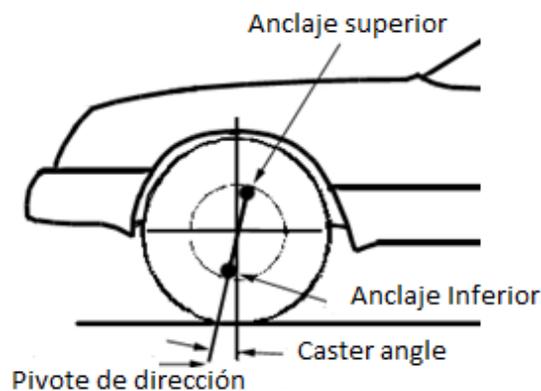


Imagen 6.29 Ángulo *Caster*

Su función es proporcionar estabilidad y facilitar la dirección. El *caster* positivo al proyectar hacia adelante el eje geométrico de giro y establecer el punto de carga adelante del punto de contacto de la rueda sobre el pavimento imparte a las ruedas la tendencia a mantenerse orientadas con fuerza direccional del vehículo hacia enfrente.

Los efectos de un *caster* incorrecto son los siguientes:

Insuficiente

- Reduce la estabilidad direccional a alta velocidad.
- Reduce el esfuerzo direccional requerido a baja velocidad.

Excesivo

- Aumenta la estabilidad direccional a alta velocidad.
- Aumenta el esfuerzo direccional requerido a baja velocidad.

- Puede causar vibraciones a alta velocidad.

Desigual

- Puede ocasionar un giro indeseado al momento de frenar.

Un *caster* positivo va a generar un *camber* negativo en la llanta exterior del coche vuelta y un *camber* positivo en la llanta interior al momento de dar una vuelta.

El *caster* típico en los coches de calle se encuentra entre 3° y 6° grados positivos.

Scrub Radius

El Scrub Radius es la distancia que hay entre el centro de la llanta y la proyección del kingpin al intersecar con el suelo.

Para un coche de tracción trasera lo ideal es tener un scrub radius ligeramente positivo. Esto genera una buena retroalimentación del camino por medio del manubrio. Si la llanta delantera tiene un golpe, se presenta un torque sobre el manubrio en sentido contrario llamado torque steer. Un scrub radius excesivo puede hacer que un coche tenga un comportamiento inestable en caminos irregulares. En coches con tracción delantera es conveniente tener un scrub radius ligeramente negativo para combatir los efectos de torque steer. En la imagen 6.30 se ve representado el scrub radius.

Kingpin

El kingpin es un ángulo formado por el anclaje superior y el anclaje inferior entre los brazos de suspensión y el upright.

Para poder decidir el kingpin angle correcto hay que tomar en cuenta el scrub radius y la longitud del eje conocida como spindle length debido a que tienen una relación lo que los hace dependientes.

Si se quiere tener un cierto scrub radius es necesario establecer el punto de anclaje inferior y el punto de contacto con el piso y de esta manera automáticamente el kingpin angle queda establecido, pero si se quiere un cierto kingpin angle entonces el scrub radius no necesariamente va a ser el requerido.

El kingpin angle va a afectar el desempeño del coche cuando esté girando. Un concepto que debe ser entendido es que entre más grande sea el kingpin angle va a tender a levantarse más el coche al dar una vuelta, otro factor importante para evitar el levantamiento del coche durante una curva es el spindle length, es por eso que se desea tener un spindle length lo más corto posible.

El camber y el caster al girar las llantas van a estar en función del kingpin, si no hay kingpin, el camber y el caster no van a ser afectados. Con un caster positivo y 0 kingpin, va a dar como resultado un camber positivo en la rueda exterior.

El objetivo de un diseñador de suspensión es minimizar el kingpin ya que como resultado tenemos una reducción en el camber gain positivo en la rueda exterior al tener un recorrido en la suspensión.

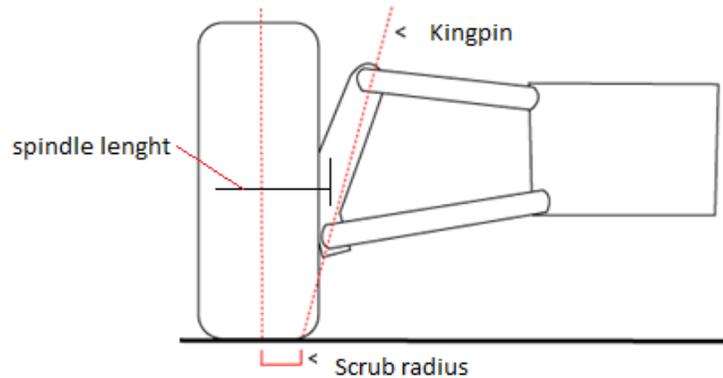


Imagen 6.30 Scrub radius, spindle length y kingpin.

Centro instantáneo (IC)

La trayectoria que tiene la rueda de un vehículo gracias a un complejo sistema de suspensión generado por dos brazos de control puede ser reemplazado por un brazo virtual de control. Este brazo virtual puede facilitar el estudio cinemático del sistema.

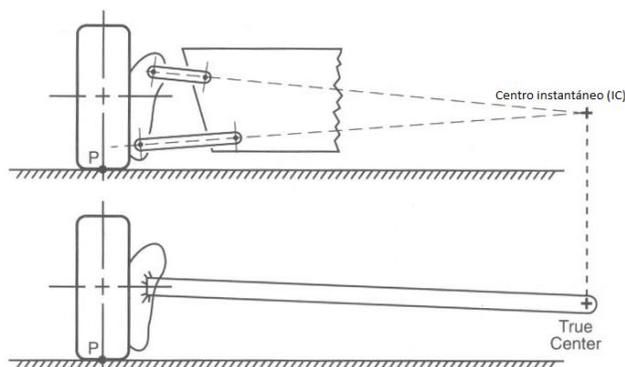


Imagen 6.31 Vista frontal del brazo virtual de control, concepto de IC

La trayectoria de la rueda se puede evaluar por la rotación que tiene utilizando el centro instantáneo como pivote. La distancia que tiene el centro instantáneo con respecto al centro de la rueda va a estar ligado con la ganancia de camber (*camber gain*), es decir, entre mayor sea la distancia, menor ganancia de camber va a tener el sistema. Para un mejor entendimiento se encuentra representado en la imagen 6.31

La ganancia de *camber* está definido por la siguiente ecuación:

$$\text{CamberGain} = \tan^{-1} \frac{1}{\text{longitud}_{\text{brazo de control}}} \quad (1)$$

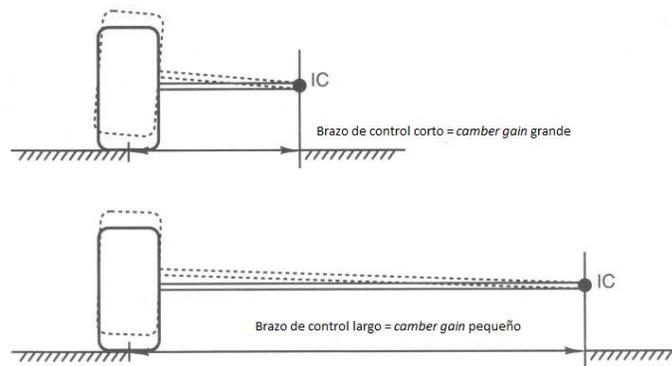


Imagen 6.32 Efecto en una vista frontal de la longitud del brazo de control en el *camber gain*

Roll center y roll axis

Existe un roll center para la suspensión frontal y uno para la trasera, el roll center es uno de los parámetros más importantes para el comportamiento del sistema, este parámetro tiene que ser calculado para la compensación de las fuerzas de generadas en una curva y el peso general del vehículo. El roll center es el punto de rotación del vehículo cuando una fuerza es aplicada. Si unimos por medio de una línea el roll center frontal y trasero, se obtiene otro parámetro llamado roll axis que este nos indica el eje de rotación del vehículo.

Para la obtención del *roll center* es necesario trabajar con el centro instantáneo desde una vista frontal y con el ancho de vía. Para generar la posición de este, es necesario dibujar una línea desde el centro instantáneo al punto de contacto de la llanta (*contact patch*), es necesario hacer lo antes escrito de ambos lados y con la intersección de las líneas obtenemos el *roll center*.

Con el *roll center* se va a determinar la fuerza de acoplamiento entre la masa suspendida y la masa no suspendida. Por ejemplo, si el roll center esta a la misma altura que el centro de gravedad y se genera una agitación, el coche no va a presentar una rotación porque la distancia es 0 por lo tanto no va a existir ningún momento. Mientras más grande sea esta distancia, mas grande va a ser la rotación del coche.

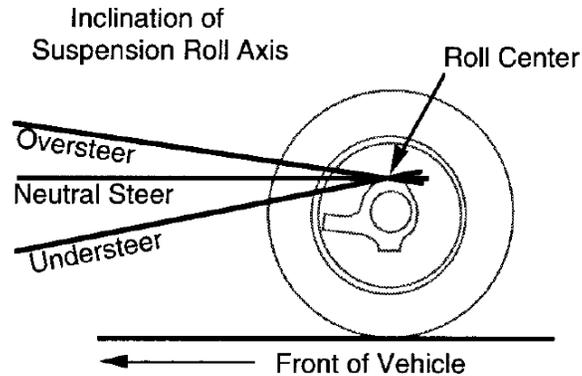


Imagen 6.33 Tendencias del vehículo con un roll axis determinado

Anti-Dive

Esta característica de la suspensión no afecta las cargas generadas en las ruedas en un estado estable. Cuando el coche desacelera ya sea por la aplicación del freno o por el motor, las llantas frontales tienen un incremento en la carga debido a la transferencia de pesos. Lo que se logra con el *anti-dive* es evitar que toda la fuerza se vaya directamente a los resortes, esto se obtiene distribuyendo la fuerza entre los resortes y los brazos de control en momento de frenado.

Para el *anti-dive* se utiliza el porcentaje indicando la cantidad de carga que reciben los brazos de control en lugar de los resortes.

En la práctica el 100% de anti-dive es raramente usado, por lo general el máximo anti-dive apenas excede el 50%.

Algunos elementos para considerar para determinar el anti-dive son:

- Un frenado si pitch no es deseado por la sensación de no frenado al piloto
- Con un full anti-dive, el cambio en el caster puede provocar un mayor esfuerzo en la dirección al momento de frenar.
- El sistema de suspensión requerido puede ser más complejo.
- Puede causar problemas de sobreviraje
- El desempeño del NVH puede ser afectada

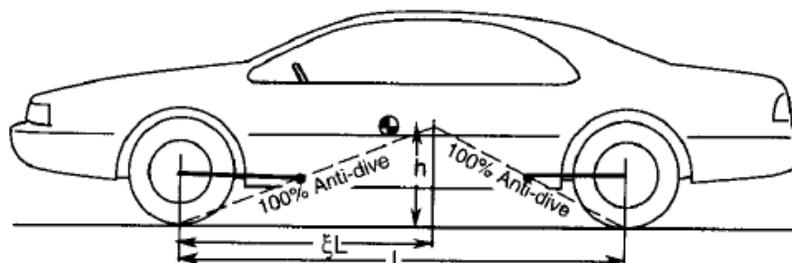


Imagen 6.34 Representación del anti-dive al 100%

Anti-squat/ Anti- lift

El anti-squat sirve para disminuir el movimiento del coche al momento de acelerar, debido a que no toda la fuerza es recibida por los resortes de la suspensión trasera, sino, se dividen entre los resortes y los brazos de control. Al igual que anti-dive, el anti-squat se calcula en porcentaje y según la cantidad de carga que reciben los brazos es el valor que va a obtener el vehículo de anti-squat.

6.3 Propuesta de diseño de la suspensión

Una vez conocidos estos parámetros, se puede construir una suspensión que cumpla con los requerimientos de un coche de competencia, vamos a partir del diseño en una vista 2D y posteriormente se realizará el levantamiento a 3D.

Como primera etapa de diseño es necesario saber las condiciones en las que se va a competir, es decir, las dimensiones de la pista, tanto ancho como radio mínimo de curva, velocidades máximas que alcanza el vehículo, un peso aproximado, etc., sin embargo, siempre se debe tener presente que el diseño debe de estar dentro del reglamento de competencia. Para ello es necesario definir ciertos parámetros y así obtener un sistema que cubra estas necesidades.

Tabla 6.2 Justificación de parámetros

Parámetros	Frontal		Posterior	
	Valor	Comentarios	Valor	Comentarios
Camber	-1.5°	Se busca que el <i>camber</i> siempre sea negativo en todo el recorrido de la suspensión.	0°	Se busca un <i>camber</i> cero con un <i>camber gain</i> pequeño y así poder tener la mayor tracción posible en todo momento.
Caster	7°	Con el <i>caster</i> de 7° se busca tener una estabilidad de dirección considerable y una dirección firme para evitar movimientos del manubrio con cualquier irregularidad del camino.	-	Este valor no afecta en cuestiones de desempeño para la suspensión trasera.

Toe	0.5°	Como primera iteración se determina un <i>toe out</i> para tener una rápida respuesta. Este parámetro se puede modificar por la retroalimentación del piloto.	0°	Estático 0 grados con opción de ajustar por medio de retroalimentación del piloto
Kingpin	0	Se desea eliminar el levantamiento del coche al virar.	0°	Al no tener dirección el <i>kingpin</i> puede generar cambios en el recorrido de la suspensión haciendo más difícil su análisis.
scrub radius	1.5 in	Al no tener <i>kingpin</i> , el <i>scrub radius</i> es igual al <i>offset</i> .	1.5 in	Al no tener <i>kingpin</i> , el <i>scrub radius</i> es igual al <i>offset</i> .
Centro instantaneo		Se va a determinar por el Roll center, sin embargo, se busca tener un valor grande para tener un <i>camber gain</i> pequeño.		Se va a determinar por el Roll center, sin embargo, se busca tener un valor grande para tener un <i>camber gain</i> pequeño.
Roll center	48m	Se busca tener un valor menor que el roll center trasero para obtener una respuesta del automóvil con tendencia a subvirar haciéndolo más estable.	65 m	Se busca tener un valor mayor al frontal de tal manera que la respuesta del automóvil sea con una tendencia a subvirar haciéndolo mas estable.
Anti-dive/squat	0 %	Al ser un coche relativamente ligero, la transferencia de masas al acelerar y al frenar son suficientemente pequeñas como para alterar el comportamiento del sistema.	0 %	Al ser un coche relativamente ligero, la transferencia de masas al acelerar y al frenar son suficientemente pequeñas como para alterar el comportamiento del sistema.

Por efectos prácticos del diseño, el tamaño del rin, la llanta y el offset se establecen por default, ya que son los recomendados para un equipo novato por efectos de facilidad en el empaquetamiento y disponibilidad en el mercado.

El rin que se utiliza es de 13 pulgadas con un offset de 1.5 " y una llanta de 20.5 " de diámetro.

Para definir el ancho de vía y distancia entre ejes, partimos de vehículos ya existentes que cumplen el reglamento y tienen un buen desempeño en la pista. Partiendo que el ancho de vía delantero es de 1200 mm y el posterior es de 1150 mm con una distancia entre ejes de 1600mm.

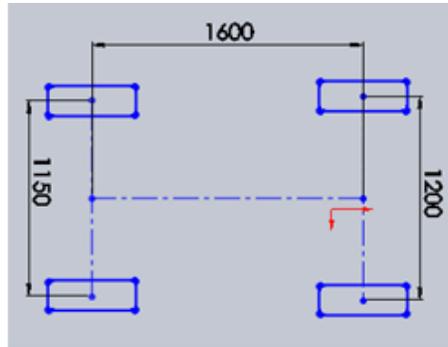


Imagen 6.35 Ancho de vía y distancia entre ejes.

Una vez obtenidos estos parámetros, se debe analizar los anclajes de los brazos de suspensión con el chasis. Para la suspensión delantera, es necesario considerar la plantilla que debe de pasar por la cabina y en el caso posterior se debe cuidar el espació del diferencial, sprocket y las fechas, de este modo se evita que exista algún tipo de choque. Es importante recordar que tanto los brazos como las flechas estarán sometidos a movimientos. Para determinar estos anclajes se utiliza la vista frontal.

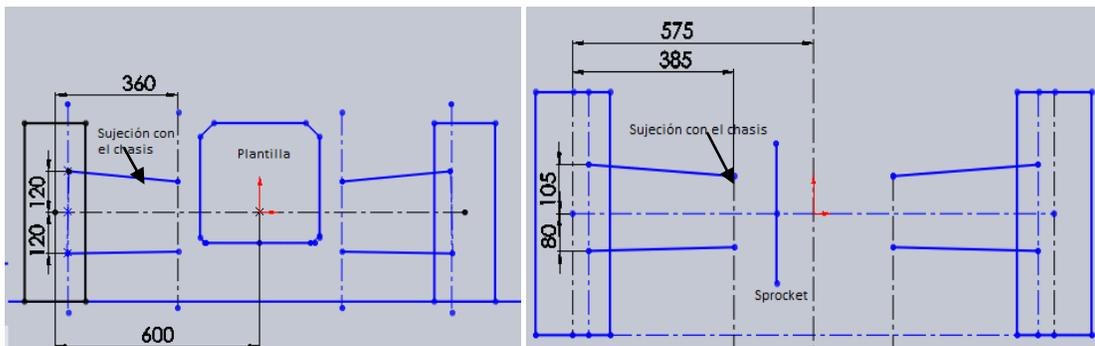


Imagen 6.36 Vista frontal. Imagen izquierda suspensión frontal, sujeción con el chasis y upright.
Imagen derecha suspensión delantera, sujeción con el chasis y upright

Con la vista frontal se determina el centro instantáneo, para este parámetro es recomendable que se encuentre fuera del vehículo. Entre mayor sea la distancia del centro instantáneo, menor será el camber gain. En cuestiones del roll center, en la parte posterior será de mayor altura que la frontal, de tal manera que el roll axis tenga una intersección con el piso por delante de la nariz del vehículo dando como resultado una tendencia a subvirar, ya que en este estado se tiene más control del vehículo y con la precarga y rigidez de los resortes se pueda modificar el comportamiento.

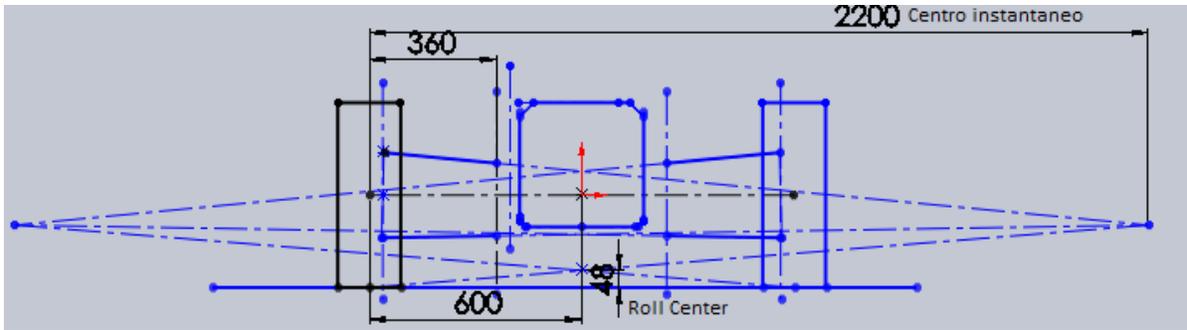


Imagen 6.37 suspensión frontal, centro instantáneo y roll center

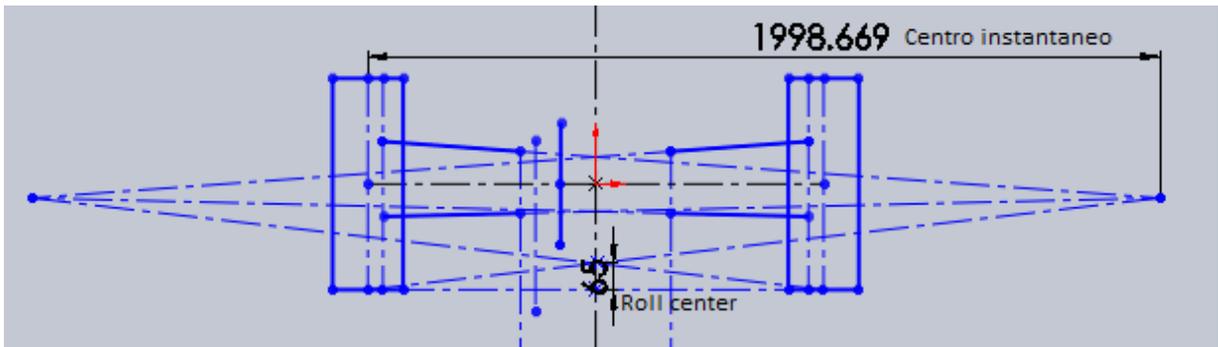


Imagen 6.38 suspensión trasera, centro instantáneo y roll center

Una vez obtenido el *roll center* se analiza la suspensión desde la vista superior. De esta forma es como se da la apertura a los brazos, la cual es simplemente estructural y puede variar según los elementos y la distribución del coche. Para validar los brazos de suspensión es necesario realizar un análisis de fuerzas.

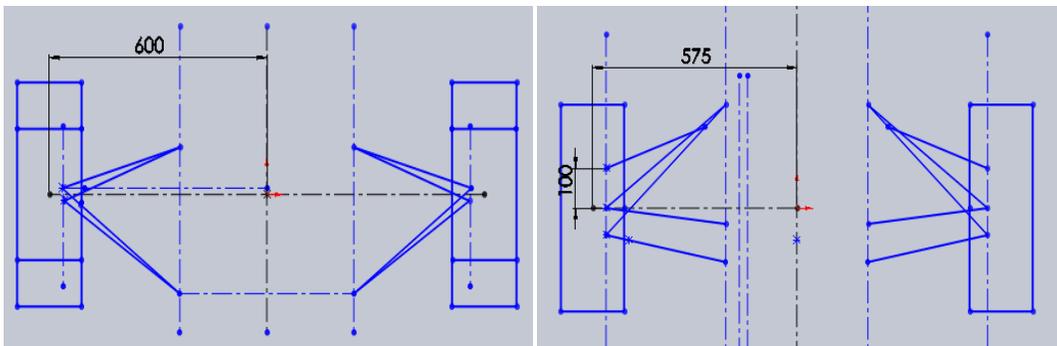


Imagen 6.39 Vista superior, Imagen izquierda frontal, derecha posterior.

Una vez obtenidas ambas vistas se puede realizar el levantamiento, es decir, realizar el dibujo en 3D. La vista lateral no es necesaria debido a que no se cuenta con *anti-dive* ni *anti-squat* por razones explicadas anteriormente.

Aprovechando el dibujo 3D, se puede determinar por donde van a estar localizados los amortiguadores, los balancines y los *push-rods*. Hay que tener presente que para el diseño de la suspensión trasera se tienen que considerar las flechas, las cuales se conectan al diferencial con el centro de la rueda, por lo que el *push-rod* forzosamente debe de pasar por un costado.

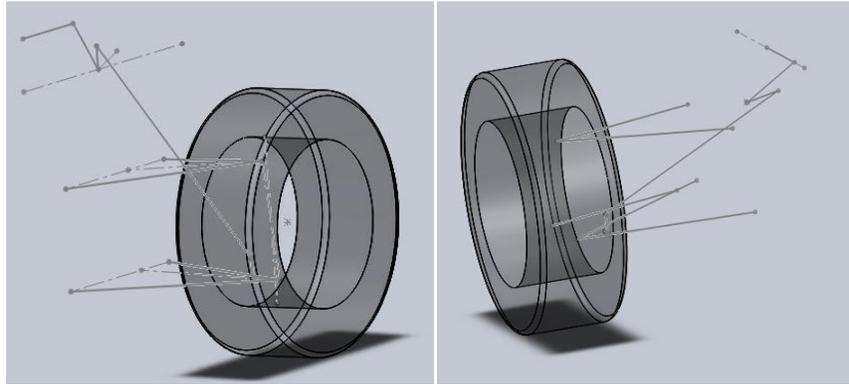


Imagen 6.40 Vista 3D. Imagen izquierda frontal, derecha posterior.

Una vez concluida las vistas en 3 dimensiones, se prosigue a realizar el CAD, el cual sirve para identificar si existe alguna obstrucción con algún componente. Este es la primera etapa donde se tiene interacción con otros sistemas del coche. Aquí se tiene que evaluar si el diseño cumple con las características deseadas y si tiene correlación con el vehículo en general.

Como primera etapa, se utilizan brazos de 5/8" y balancines que van a estar sujetos a una evaluación posterior para verificar el funcionamiento y cumplimiento de resistencia a fuerzas generadas.

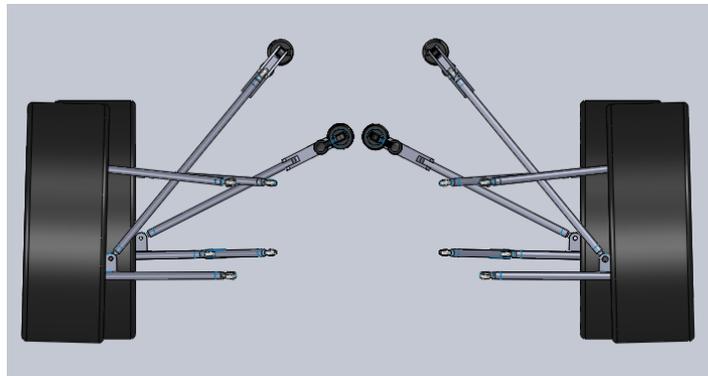


Imagen 6.41 Vista frontal



Imagen 6.42 Vista lateral

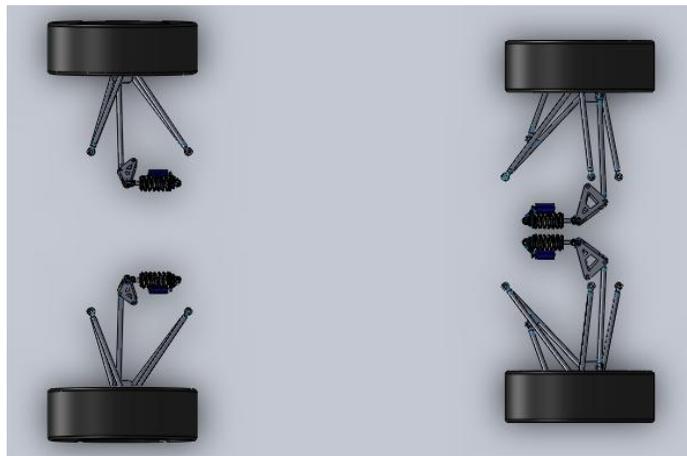


Imagen 6.43 Vista superior

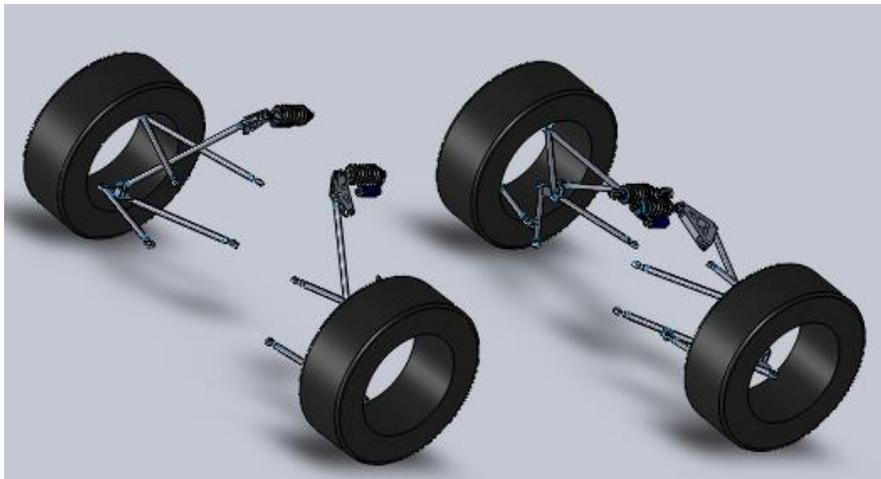


Imagen 6.44 vista isométrica

6.4 Análisis de la suspensión

6.4.1 Análisis de fuerzas

En el sistema de suspensión el componente que tiene a fallar con mayor frecuencia son los brazos de suspensión, es por eso que se le dedica todo un subtema en el análisis que para el cual se considera un caso crítico como lo es una curva de 20 metros de radio a una velocidad 60Km/h con un peso neto del vehículo de 350kg considerando al piloto. Hay valores que se obtuvieron del vehículo Formula SAE UNAM 2011 y de esta manera tener valores reales y así tener resultados cercanos a la realidad.

Peso total del vehículo:

$$m_T = 350 \text{ kg} = 771.6 \text{ lbs}$$

$$W_T = m_T g = 3430 \text{ N}$$

Distribución de pesos:

Esta distribución de pesos se obtiene del vehículo Formula SAE UNAM 2011

Frontal (45%)

$$m_{F1,2} = 78.8 \text{ kg} = 173.7 \text{ lbs}$$

$$W_{F1,2} = m_{F1,2} g = 772.24 \text{ N}$$

$$m_F = 157.5 \text{ kg} = 357.4 \text{ lbs}$$

$$W_F = m_F g = 1543.5 \text{ N}$$

Trasera (55%)

$$m_{T1,2} = 96.25 \text{ kg} = 212.2 \text{ lbs}$$

$$W_{R1,2} = m_{R1,2} g = 943.25 \text{ N}$$

$$m_R = 192.5 \text{ kg} = 424.4 \text{ lbs}$$

$$W_R = m_R g = 1886.5 \text{ N}$$

Dimensiones

Ancho de vía

Frontal

$$t_F = 1.2 \text{ m} = 3.936 \text{ ft} = 47.23 \text{ in}$$

Posterior

$$t_R = 1.15 \text{ m} = 3.772 \text{ ft} = 45.25 \text{ in}$$

Distancia entre ejes

$$l = 1.6 \text{ m} = 5.248 \text{ ft}$$

Altura del centro de gravedad

$$h = 0.3 \text{ m} = 0.984 \text{ ft}$$

Distancia del CG con el Roll axis

$$H = 0.299 \text{ m} = 0.980 \text{ ft}$$

Roll center

Frontal

$$RC_F = 0.048 \text{ m} = .16 \text{ ft}$$

Posterior

$$RC_R = 0.065 \text{ m} = .21 \text{ ft}$$

Condiciones de curva (condiciones para generar una fuerza lateral máxima para el análisis de la suspensión)

Slip angle $\rightarrow \alpha = -3 \text{ deg}$ (slip angle máximo de las llantas Hoosier)

Radio de curva $\rightarrow R = 20 \text{ m}$

Velocidad del vehículo $\rightarrow V = 60 \text{ km/h} = 16.7 \text{ m/s}$

Calculo de la Frecuencia Natural.

Para la frecuencia natural de todo vehículo se busca que la que la frecuencia sea menor en la parte frontal que en la posterior ya que existe un retraso en la respuesta El primer eje en impactar

una irregularidad es el frontal, dando como resultado un desfase de acuerdo al movimiento.

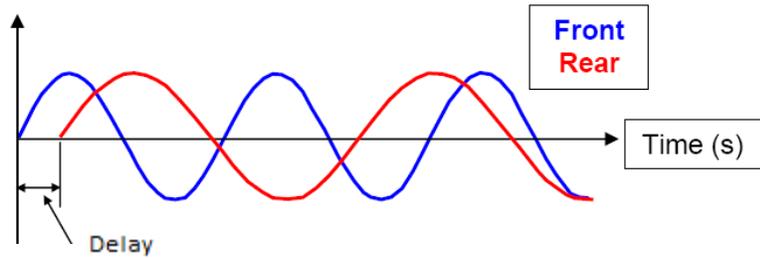


Imagen 6.45 Configuración de frecuencias naturales. (mayor frecuencia en la suspensión Frontal)

Para obtener la frecuencia natural se utiliza:

$$F_{nat} = \frac{1}{m} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{MR}}$$

Frontal

$$F_{natF} = \frac{1}{75(2)\pi} \sqrt{\frac{65}{0.71}} = 2.38Hz$$

Posterior

$$F_{natR} = \frac{1}{90(2)\pi} \sqrt{\frac{110}{0.71}} = 2.18Hz$$

Calculo para el ROLL RATE (k_{Φ})

Frontal

$$Ride\ rate = \frac{(2\pi F_{natF})^2 m_{F1}}{384} = \frac{(2\pi 2.38)^2 173.7}{382} = 101.6lbs/in$$

$$k_{\Phi F} = \frac{Ride\ rate \cdot t_F^2}{1375} = \frac{101.6 (47.23^2)}{1375} = 164.82 \frac{lbft}{deg} = 9442.5 \frac{lbft}{rad}$$

Posterior

$$Ride\ rate = \frac{(2\pi F_{natR})^2 m_{R1}}{384} = \frac{(2\pi 2.18)^2 212.2}{382} = 104.2lbs/in$$

$$k_{\Phi R} = \frac{Ride\ rate \cdot t_R^2}{1375} = \frac{104.2 \cdot 45.25^2}{1375} = 155.2 \frac{lbft}{deg} = 8892.3 \frac{lbft}{rad}$$

Distancia del centro de gravedad (CG) a los ejes

$$\text{Distancia del CG al eje delantero } b = \frac{m_f * l}{m_T} = \frac{157.5 * 1.6}{350} = 0.72m = 2.36ft$$

$$\text{Distancia del CG al eje posterior } a = l - b = 1.6 - .72 = 0.88m = 2.89ft$$

Aceleración lateral horizontal

$$A_\alpha = \frac{V^2}{R g} = \frac{16.7^2}{20 * 9.8} = 1.42g's$$

Aceleración lateral en el vehículo

$$A_y = -A_\alpha \cos(-\alpha) - \sin(-\alpha) = -1.42 \cos(-3) - \sin(-3) = 1.346g's$$

Calculo de fuerza lateral generado por neumático

$$F_L = \frac{A_y m_T g}{4} = \frac{1.346 (350) 9.8}{4} = 1154.2 N$$

Transferencia de masa

Frontal

$$mT_F = A_y \frac{m_T}{t_F} \left(\frac{H k_{\Phi F}}{k_{\Phi F} + k_{\Phi R}} + \frac{b}{l} RC_F \right) = 1.346 \frac{771.6}{3.936} \left(\frac{.98(9442.5)}{9442.5 + 8892.3} + \frac{2.36}{5.248} 0.16 \right) \\ = 152.15lb$$

$$mT_F = 152.15lbs = 69 kg$$

$$WT_F = mT_F g = 69(9.8) = 676.2N$$

Posterior

$$mT_R = A_y \frac{m_T}{t_R} \left(\frac{H k_{\Phi R}}{k_{\Phi F} + k_{\Phi R}} + \frac{a}{l} RC_R \right) = 1.346 \frac{771.6}{3.78} \left(\frac{.98 * 9442.5}{9442.5 + 8892.3} + \frac{2.89}{5.248} 0.21 \right) \\ = 162.35lb$$

$$mT_R = 162.35lbs = 73.64kg$$

$$WT_R = mT_R g = 73.64 * 9.8 = 721.67N$$

Al tomar una curva las cargas generadas en las llantas se van a modificar teniendo un aumento de carga en la parte exterior del vehículo.

Frontal

$$W_{FE} = W_{F1} + WT_F = 772.24 + 676.2 = 1448.4N$$

$$W_{FI} = W_{F2} + WT_F = 772.24 - 676.2 = 96.04N$$

$$W_{FE} = F_{NF}$$

Posterior

$$W_{RE} = W_{R1} + WT_R = 943.25 + 721.67 = 1665N$$

$$W_{RI} = W_{R2} + WT_R = 943.25 - 721.67 = 221.6N$$

$$W_{RE} = F_{NR}$$

Análisis de fuerzas en los brazos de suspensión en el caso crítico

Frontal

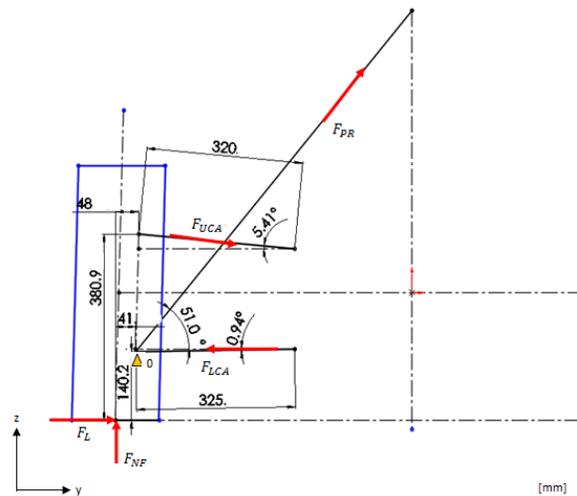


Imagen 6.46 Suspensión frontal vista frontal

$$+ \uparrow \Sigma F_z = 0 = F_{NF} - F_{LCA} \sin(-0.94) + F_{PR} \sin(51.4) - F_{UCA} \sin(5.4)$$

$$+ _ \Sigma F_y = 0 = F_L - F_{LCA} \cos(-0.94) + F_{PR} \cos(51.4) + F_{UCA} \cos(5.4)$$

$$+ \odot \Sigma M_0 = 0 = -F_{NF}(0.041) + F_L(0.14) - F_{UCA} \cos(5.4) * (0.381 - 0.140)$$

$$F_{LCA} = -444 \text{ N} \quad F_{UCA} = 405 \text{ N} \quad F_{PR} = -1799 \text{ N}$$

Posterior

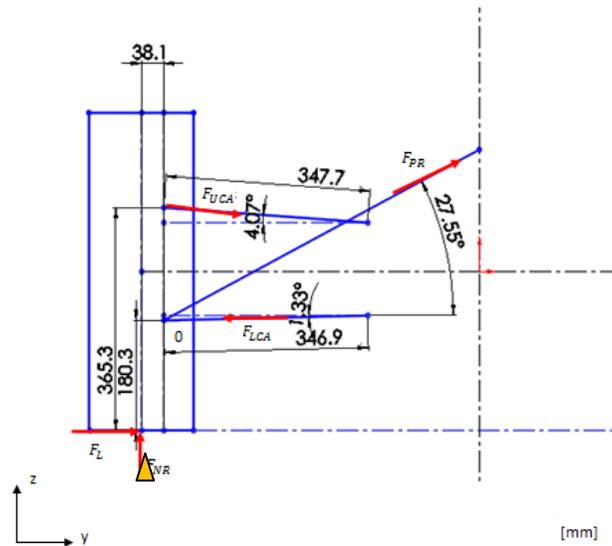


Imagen 6.47 Suspensión Trasera vista frontal

$$+ \uparrow \Sigma F_z = 0 = F_{NR} - F_{LCA} \sin(-1.33) + F_{PR} \sin(27.55) - F_{UCA} \sin(4.07)$$

$$+ _ \Sigma F_y = 0 = F_L - F_{LCA} \cos(-1.33) + F_{PR} \cos(27.55) + F_{UCA} \cos(4.07)$$

$$+ \curvearrowright \Sigma M_0 = 0 = -F_{NR}(0.038) + F_L(0.18) - F_{UCA} \cos(4.07) * (0.365 - 0.18)$$

$$F_{LCA} = 1231.2 \text{ N} \quad F_{UCA} = 785 \text{ N} \quad F_{PR} = -3561 \text{ N}$$

Fuerzas de frenada "en curva"

Para efectos del cálculo de frenado se considera que la trasferencia de pesos es de 65% frontal 35% posterior y las llantas cuentan con un coeficiente de fricción (μ) aproximado de 1.3.

Frontal

$$F_{BF} = (F_{NR} + F_{Nf})0.65\mu = 3113 * 0.65 * 1.3 = 2630 \text{ N}$$

Posterior

$$F_{BR} = (F_{NR} + F_{Nf})0.35\mu = 3113 * 0.35 * 1.3 = 1416 \text{ N}$$

6.4.2 Selección de materiales para brazos de suspensión

Para determinar que material se utilizará para manufacturar los brazos de suspensión, es necesario identificar su función principal y saber a qué fuerzas está sometido, para poder darle mayor valor a las propiedades de los materiales que tengan relación con estas características.

Para hacer la selección se utilizaron las gráficas de Ashby, que comparan 2 o más propiedades de cada material, agrupándolos por características específicas.

Los elementos que se evaluarán para el diseño de los brazos de suspensión son los siguientes:

- Módulo de Young (E) - Es la medida de la tenacidad y rigidez del material del resorte o su capacidad elástica. Mientras mayor sea el valor (módulo), mas rígido es el material.
Para el diseño de los brazos necesitamos que tengan la menor deformación posible y así asegurar que toda la energía sea absorbida por los amortiguadores por lo que se requiere un grande valor de Módulo de Young
- Densidad (ρ) - Es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa contenida en un determinado volumen.
Al ser un auto de competencia el peso es un factor muy importante, con el material escogido se quiere garantizar que resista siendo lo mas ligero posible.
- Esfuerzo (σ) - Es una media de fuerzas internas actuando en un cuerpo deformable, en otras palabras, es la medida de la fuerza por unidad de área de una superficie.
Al existir una transferencia de pesos, el esfuerzo se puede incrementar considerablemente haciendo fallar la pieza, para que esto no suceda se necesita un esfuerzo de cedencia con un valor alto para asegurarnos que este resista.
- K_{IC} - Es la propiedad que describe la capacidad de un material que contiene una grieta para oponerse a la fractura. El K_{IC} se determinó mediante la siguiente fórmula:

$$K_{IC} = E\sqrt{\pi * a} \quad a = \text{área}$$

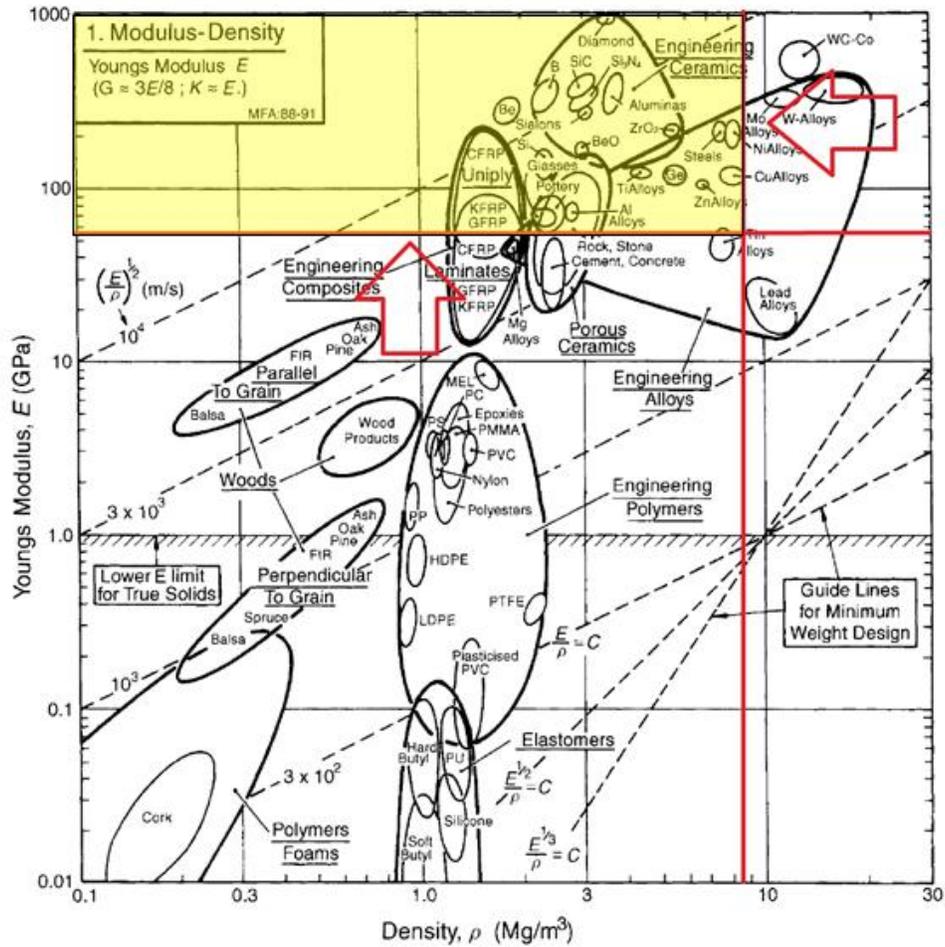
- Módulo específico (E/ρ) - Es una propiedad de materiales que consiste en el módulo elástico por densidad de masas de un material.
- Esfuerzo específico (σ/ρ) - Es una propiedad de materiales que consiste en el esfuerzo obtenido por densidad de masas de un material.

Dadas las características anteriores se analizan las gráficas de Ashby y con ellas hacer una adecuada selección del material.

Para determinar cuáles son los materiales que se van a analizar, se realiza la selección en cada una de las graficas utilizando los materiales que cubran las necesidades requeridas. Las zonas de interés están marcadas de color amarillo.

Graficas de Ashby

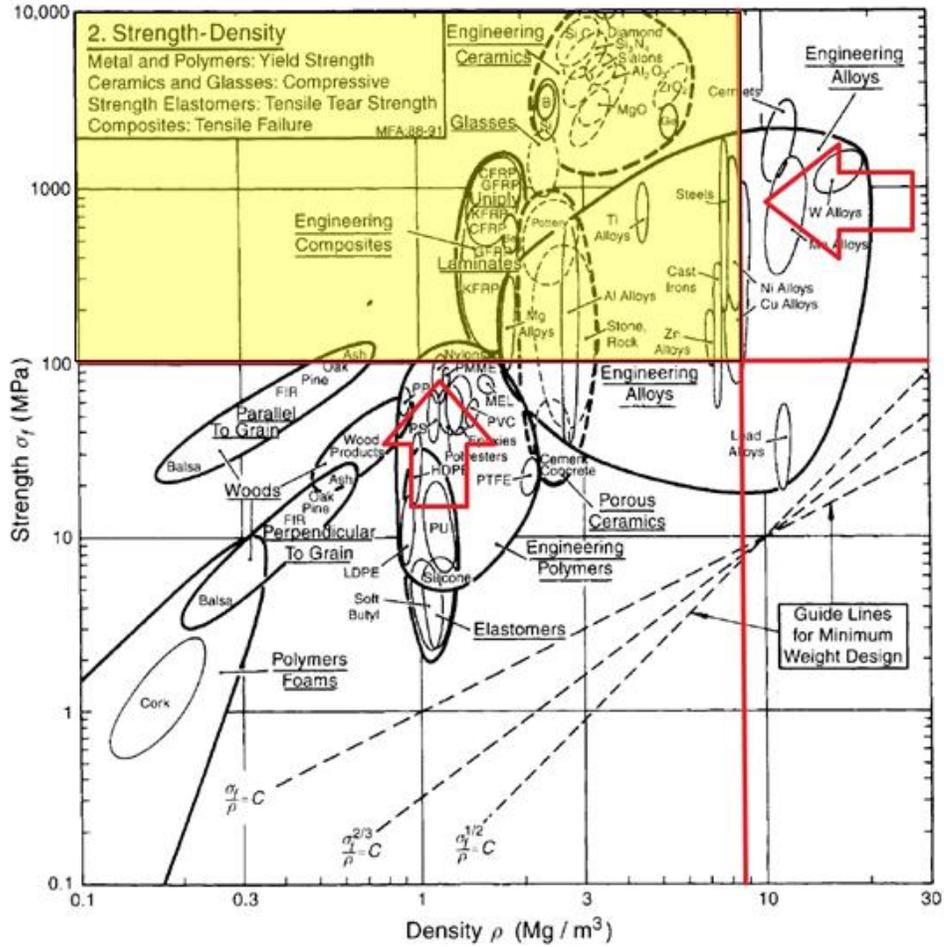
Módulo de Young contra Densidad



Materiales Factibles:

- Aluminas
- Diamante
- CFRP
- ZrO₂
- BeO
- Si
- Be
- SiC
- Aleaciones de Al
- Aleaciones de Cu
- Aleaciones de Ti
- Aleaciones de Ni
- Aleaciones de Zn
- Vidrio

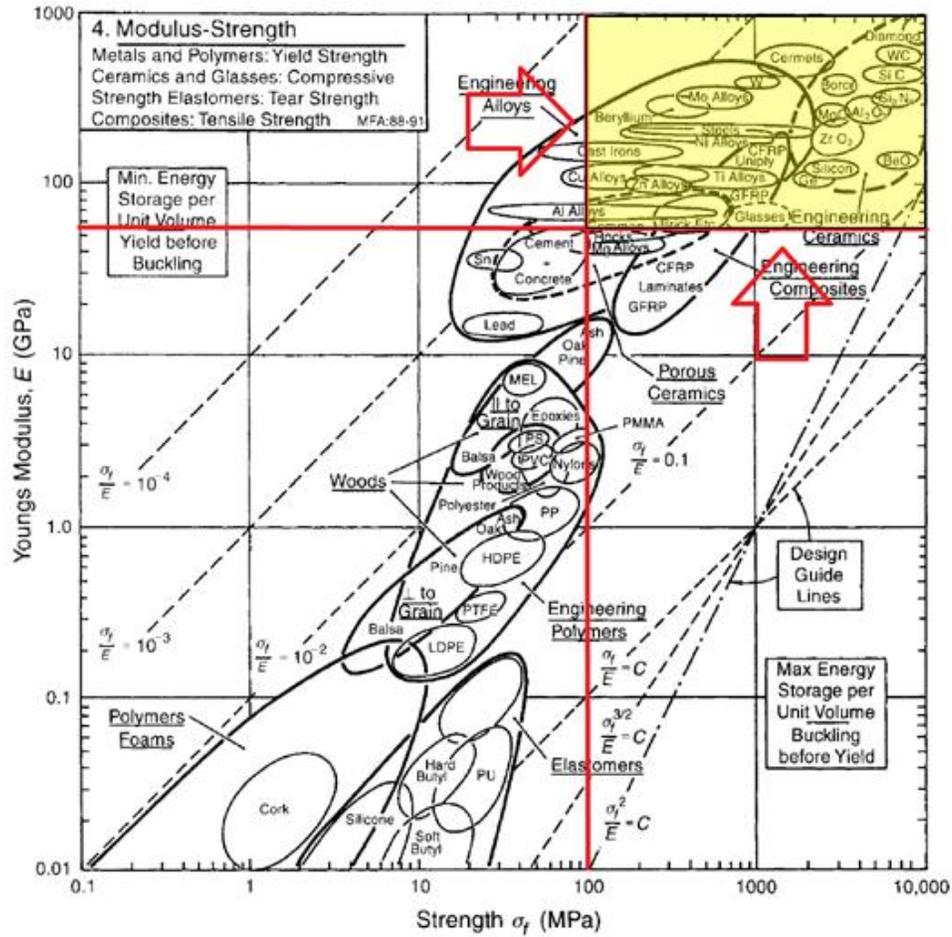
Esfuerzo contra Densidad



Materiales Factibles:

- Diamante
- CFRP
- Si₃N₄
- MgO
- ZrO₂
- Si
- CFRP
- Vidrio
- Aleaciones de Mg
- Aleaciones de Al
- Aleaciones de Ti
- Aleaciones de Zn
- Aleaciones de Cu
- Aleaciones de Ni
- Aceros
- Hierro fundido

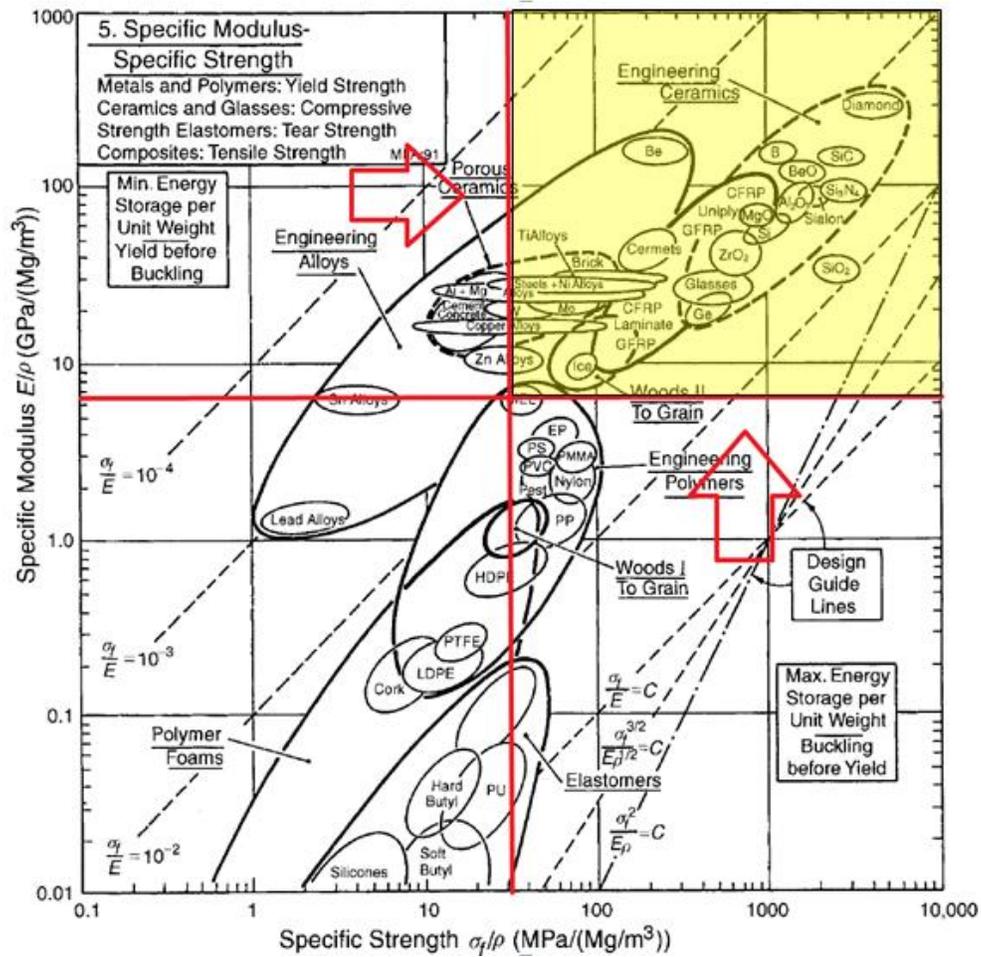
Modulo de Young contra Esfuerzo



Materiales Factibles:

- Berilio
- Hierro Fundido
- Aleaciones de Cu
- Aleaciones de Al
- Aleaciones de Zn
- Aleaciones de Ti
- Aleaciones de Ni
- Acero
- Vidrio
- Cemento
- MgO
- ZrO2
- Silicona
- BeO
- Diamante
- Al2O3
- Si3N4
- SiC

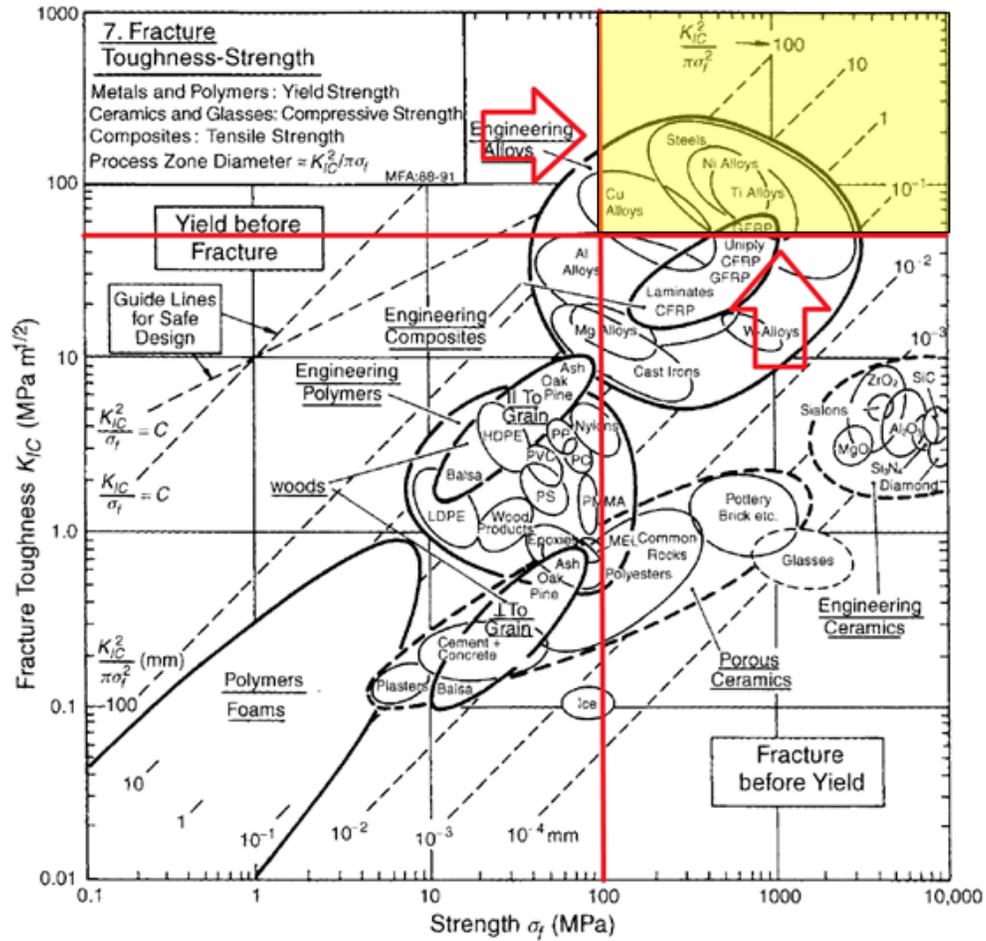
Modulo específico E/ρ contra Esfuerzo E



Materiales Factibles:

- Diamante
- SiC
- Si₃N₄
- BeO
- Al₂O₃
- SiO₂
- MgO
- Si
- ZrO₂
- Vidrio
- Ge
- Cementos
- Be
- Acero
- Aleaciones de Ni
- Aleaciones de Zn
- Aleaciones de Mg
- Aleaciones de Ti
- Aleaciones de Al
- Aleaciones de Cu

K_{IC} contra Esfuerzo



Materiales factibles:

- Aleaciones de Cu
- Aceros
- Aleaciones de Ni
- Aleaciones de Ti
- GFRP

Materiales que cubren las necesidades requeridas en cada una de las graficas

- Aleaciones de Cu
- Aceros
- Aleaciones de Ni
- Aleaciones de Ti

Una vez obtenido los materiales que cubren las necesidades, se realizó un análisis para saber cuáles son las aleaciones más comunes y que tengan disponibilidad en el mercado.

Los resultados fueron:

Aleaciones de Cu → Berilio Cobre S200F

Aceros → 4130 (Cromoly) / A36

Aleaciones de Ni → Duranikel 301

Aleaciones de Ti → Titanio Ti8Al1M01V / Titanio Ti6Al4V

Matriz de decisiones

Tabla 6.3 Valores de los materiales

Propiedades de los materiales	Unidades	Acero 4130	Acero A36	Berilio - Cobre S-200F	Titanio Ti8Al1M01V	Titanio Ti6Al4V	Duranikel 301
Modulo de Young E	MPa	205000	200000	303400	120000	104800	210000
Esfuerzo de corte σ_c	MPa	80000	79300	135000	46000	41024	77000
Densidad ρ	g/mm ³	0.00785	0.00785	0.00185	0.00437	0.00443	0.00819
Esfuerzo a tensión σ_t	MPa	731	400	324	937	827	620
Límite elástico σ_f	MPa	460	250	241	910	1050	345
Resistencia a la fractura K_{1c}	MPa m ^(1/2)	63	140	20	70	60	100

Los valores fueron obtenidos de www.matweb.com

Tabla 6.4 matriz de decisión

Matriz de decisión																	
Propiedades	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	DP	α
Modulo de Young E	0	0	0	0	1											1	0.07
Esfuerzo de corte σ_c	1					0	0	0	1							2	0.13
Densidad ρ		1				1				0	0	0				2	0.13
Esfuerzo a tensión σ_t			1				1			1			0	1		4	0.27
Límite elástico σ_f				1				1			1		1		1	5	0.33
Resistencia a la fractura K_{1c}					0				0			1		0	0	1	0.07
Total																15	1.00

Tabla 6.5

Material	E	σ_c	ρ	σ_t	σ_f	K1C	β_E	β_C	β_ρ	β_T	β_{of}	β_{K1C}
Acero 4130	205000	80000	0.00785	731	460	63	67.6	59.3	23.6	78.0	43.8	45.0
Acero A36	200000	79300	0.00785	400	250	140	65.9	58.7	23.6	42.7	23.8	100.0
Berilio - Cobre S-200F	303400	135000	0.00185	324	241	20	100.0	100.0	100.0	34.6	23.0	14.3
Titanio Ti8Al1Mo1V	120000	46000	0.00437	937	910	70	39.6	34.1	42.3	100.0	86.7	50.0
Titanio Ti-6Al-4V	104800	41024	0.00443	827	1050	60	34.5	30.4	41.8	88.3	100.0	42.9
Duranickel 301	210000	77000	0.00819	620	345	100	69.2	57.0	22.6	66.2	32.9	71.4

Tabla 6.6 Resultado de materiales

Índice de desempeño del material	
Material	γ
Acero 4130	53.96
Acero A36	41.36
Berilio - Cobre S-200F	51.16
Titanio Ti8Al1Mo1V	71.71
Titanio Ti-6Al-4V	71.65
Duranickel 301	48.59

Después de analizar la matriz, el material más adecuado para realizar las barras de suspensión fue el Titanio Ti8Al1Mo1V, el cual es una muy buena opción de acuerdo a sus propiedades, pero es muy difícil de manufacturar y muy costoso.

En general los titanios tienen las mejores propiedades, sin embargo en el Módulo de Young y la resistencia a la fractura no son tan favorables a comparación de los materiales mostrados en la tabla, pero estos valores no tienen mucho valor en la decisión. Lo que se busca es que los brazos no sufran ninguna fractura y considerando también un elevado esfuerzo de cedencia y de tensión para quitarle importancia al Módulo de Young.

Para efectos prácticos, ya sea por disponibilidad, bajo costo y/o fácil manufactura, el acero 4130 es el material que se utilizará para realizar los brazos de suspensión, ya que al haber hecho el análisis de las propiedades, nos damos cuenta que en la más importante, el límite elástico, este acero está muy bien calificado, razón por la cuál es ampliamente recomendado.

Con el análisis de esta matriz se pudo observar que la aleación de berilio cobre muestra una posible opción para su selección, por lo que se podría realizar un análisis más a fondo de sus procesos de manufactura y ensamble, así como sus costos y facilidad de obtención para ver si se puede considerar

6.3.3 Análisis de Elemento Finito

El análisis de elementos finitos es una técnica de simulación usada en la ingeniería. Comúnmente se utiliza para determinar los esfuerzos y desplazamientos en sistemas mecánicos, además se puede utilizar de manera rutinaria en el análisis para muchos otros tipos de problemas, como lo son transferencia de calor, dinámica de fluidos, electromagnetismo entre otros. Con el análisis de elemento finito se pueden manejar sistemas complejos cuyas soluciones analíticas son difícilmente encontrados.

Para el diseño de este sistema sólo se van a analizar los brazos y los balancines.

Para los brazos de suspensión sólo se analizarán los brazos donde se conecta el *push rod* ya que son los que cuentan con mayor número de cargas. Las fuerzas que se utilizan para realizar este análisis son considerando un escenario crítico, este es cuando existe una curva a alta velocidad y las llantas del vehículo estén en su estado máximo de adherencia (F_L) en combinación de un freno de pánico (F_{BF} y F_{BR}).

Para el caso de los balancines se consideran las mismas fuerzas, sin embargo, este componente es importante ya que es un elemento donde existe la oportunidad de reducir peso ya sea por el diseño (barrenos estructurales) o por selección de materiales.

Para realizar el análisis se utilizara Solidworks ya que es una paquetería que además de poder realizar CADs, cuenta con el área de simulación. Esta paquetería utiliza el criterio de Von Mises que nos arrojará como resultado un factor de seguridad más elevado.

Análisis de los brazos de suspensión

Los brazos de suspensión serán manufacturados con un perfil tubular y acero 4130 por las cualidades mostradas anterior mente. Para tener la mejor relación de peso/esfuerzo (factor de seguridad), se realizara el estudio con las siguientes configuraciones:

1. Perfil tubular 5/8" calibre 18
2. Perfil tubular 5/8" calibre 16
3. Perfil tubular 3/4" calibre 18
- 4.

Análisis del brazo frontal

Perfil tubular 5/8" calibre 18

Volumen 42498.8 mm³ → Masa = 333.6 gr

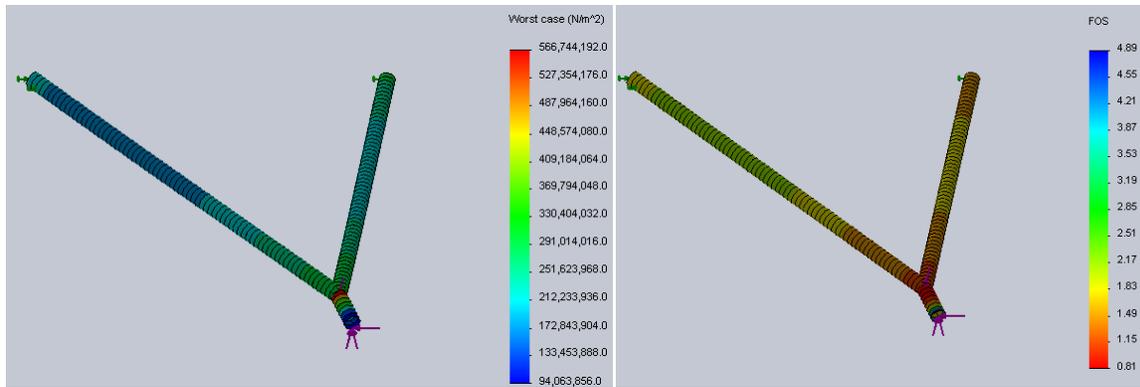


Imagen 6.48 Izquierda análisis de esfuerzos, derecha factor de seguridad

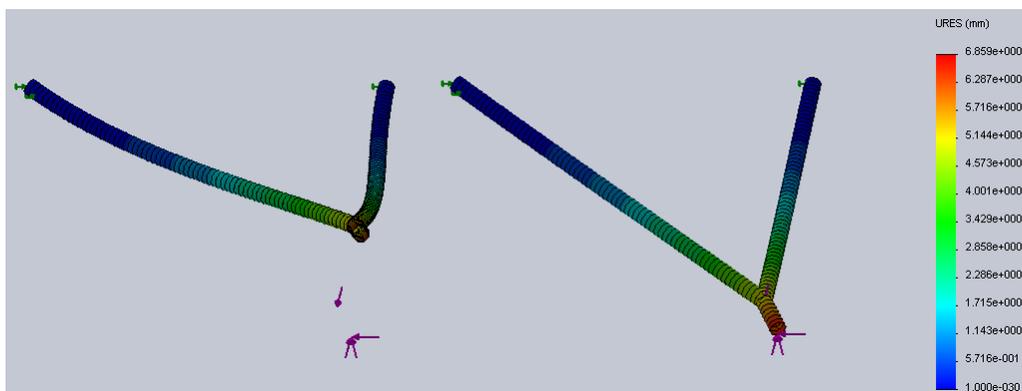


Imagen 6.49 Izquierda desplazamiento del brazo ampliado 20 veces, derecha desplazamiento del brazo

Perfil tubular 5/8" calibre 18

Volumen 54966 mm³ → Masa = 431.6 gr



Imagen 6.50 Izquierda análisis de esfuerzos, derecha factor de seguridad

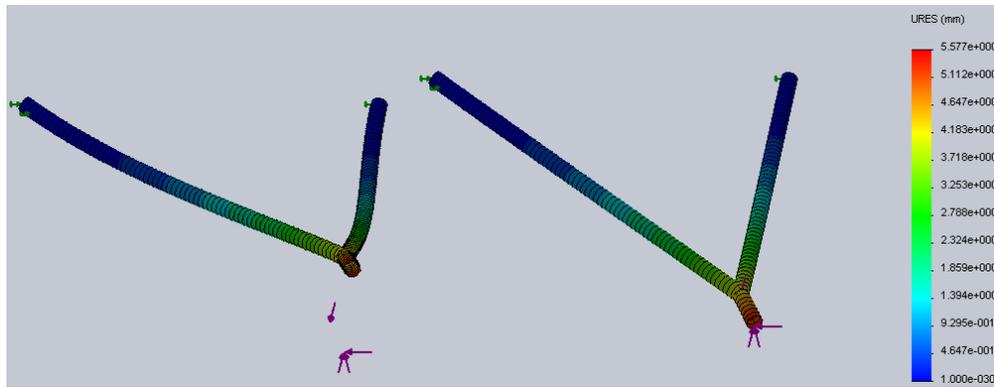


Imagen 6.51 Izquierda desplazamiento del brazo ampliado 20 veces, derecha desplazamiento del brazo

Perfil tubular 3/4" calibre 18

Volumen 51718.7mm³ → Masa = 406 gr.

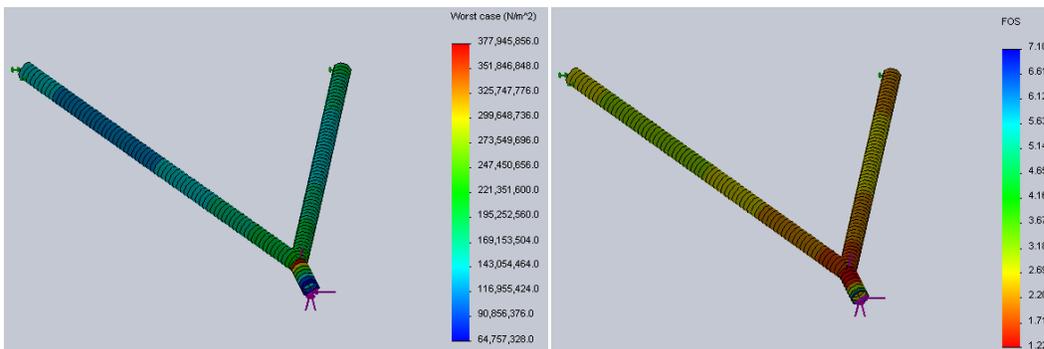


Imagen 6.52 Izquierda análisis de esfuerzos, derecha factor de seguridad

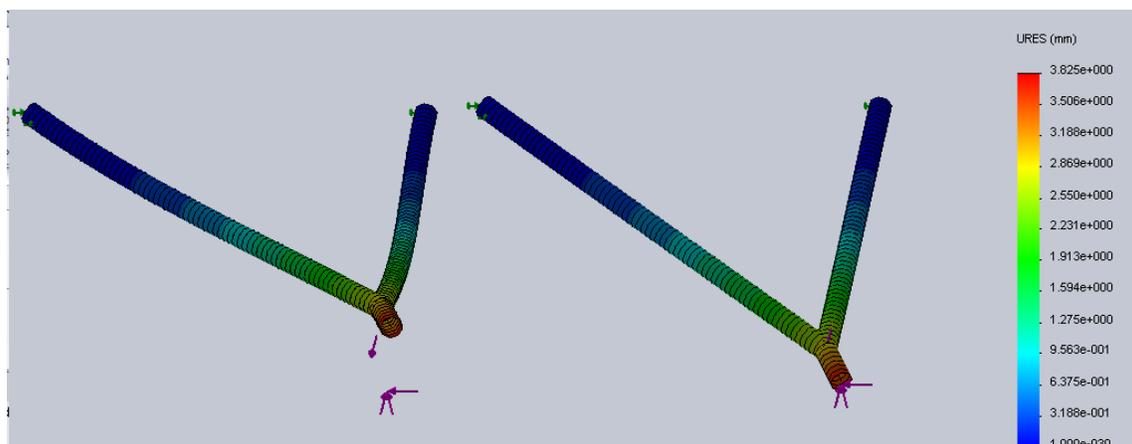


Imagen 6.53 Izquierda desplazamiento del brazo ampliado 20 veces, derecha desplazamiento del brazo

Análisis del brazo posterior.

Perfil tubular 5/8" calibre 18

Volumen 47396.2 mm³ → Masa = 372 gr

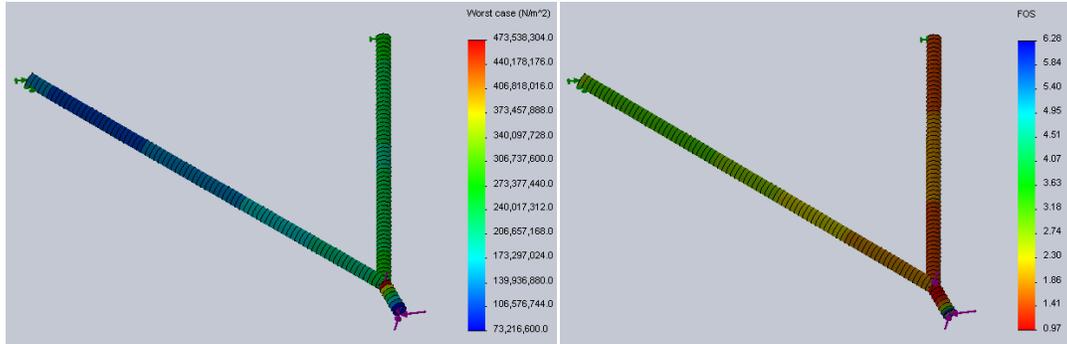


Imagen 6.54 Izquierda análisis de esfuerzos, derecha factor de seguridad

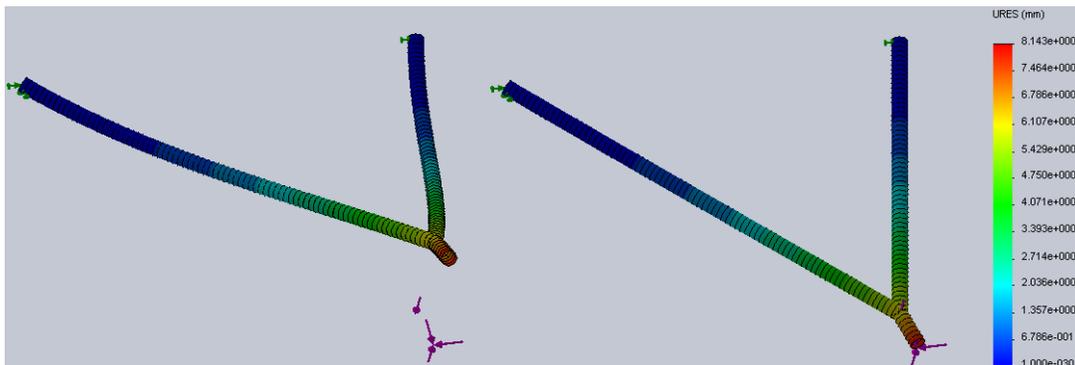


Imagen 6.55 Izquierda desplazamiento del brazo ampliado 20 veces, derecha desplazamiento del brazo

Perfil tubular 5/8" calibre 18

Volumen 613000 mm³ → Masa = 481.2 gr

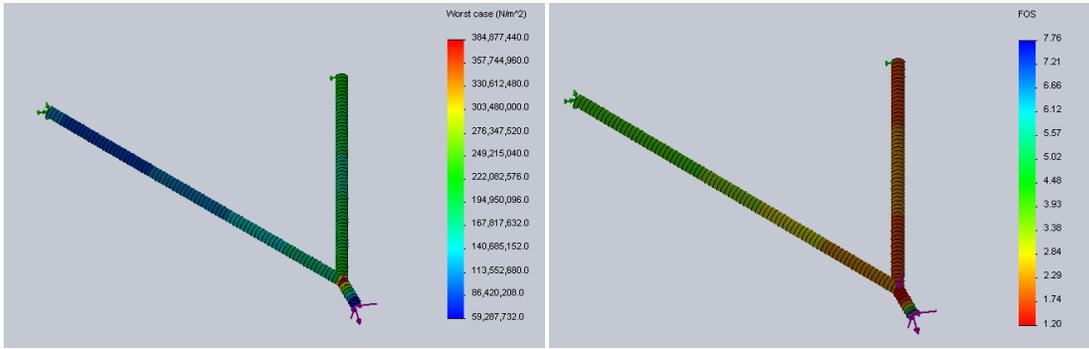


Imagen 6.56 Izquierda análisis de esfuerzos, derecha factor de seguridad

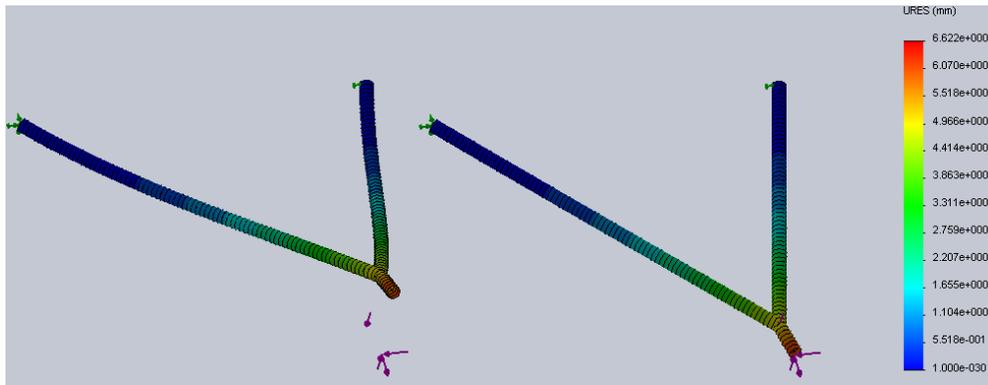


Imagen 6.57 Izquierda desplazamiento del brazo ampliado 20 veces, derecha desplazamiento del brazo

Perfil tubular 3/4" calibre 18

Volumen 57678mm³ → Masa = 452.7 gr

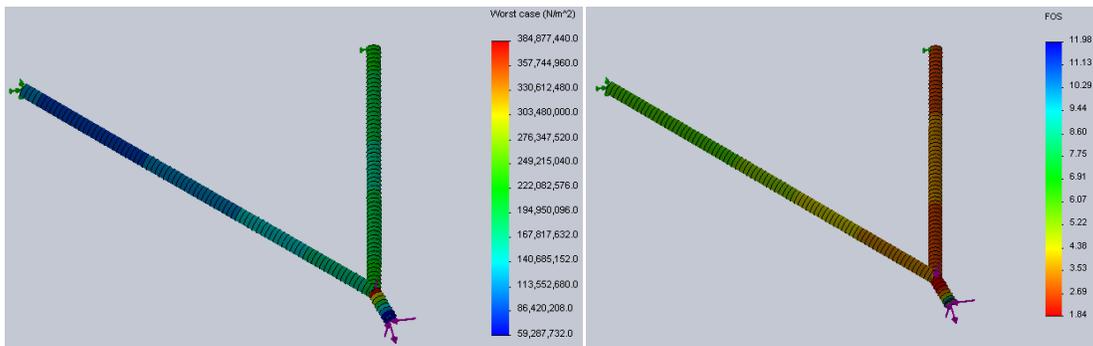


Imagen 6.58 Izquierda análisis de esfuerzos, derecha factor de seguridad

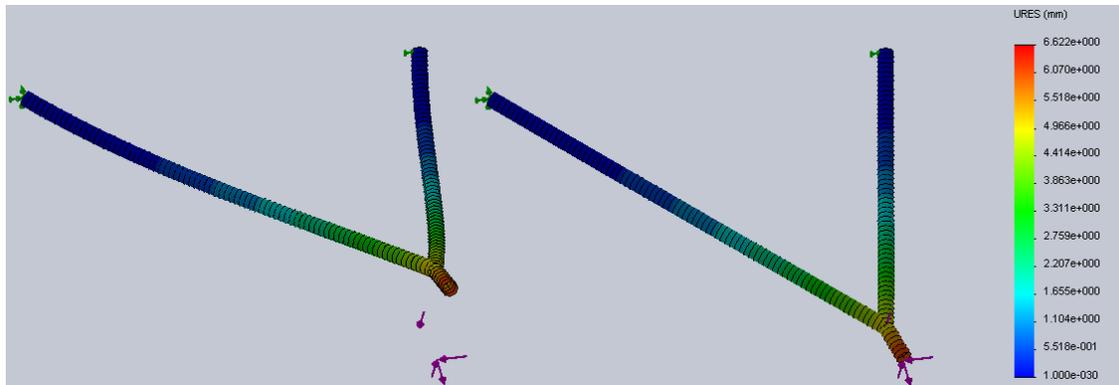


Imagen 6.59 Izquierda desplazamiento del brazo ampliado 20 veces, derecha desplazamiento del brazo

Tabla 6.6 Selección

Brazo frontal				
Tubo	Masa (g)	Factor de seguridad (FS)	Apreciación	Comentarios
5/8" Calibre 18	333.6	0.81	☹	La pieza fallaría en el escenario crítico
5/8" Calibre 16	431.6	1.00	☹	La pieza resiste, sin embargo, esta en su limite
3/4" Calibre 18	406	1.22	☺	Es la mejor opción por peso y FS
Brazo posterior				
Tubo	Masa (g)	Factor de seguridad (FS)	Apreciación	Comentarios
5/8" Calibre 18	372	0.97	☹	La pieza fallaría en el escenario crítico
5/8" Calibre 16	481.2	1.20	☺	La pieza cumple pero no es la mejor opción
3/4" Calibre 18	452.7	1.84	☺	Es la mejor opción por peso y FS

Análisis de los balancines

Al diseñar los balancines es necesario considerar que van a estar en continuo cambio de fuerzas tanto de magnitud como en dirección por lo que es importante considerar un factor de seguridad considerable además de tomar en cuenta la fatiga, sin embargo, si se tiene un buen análisis es un elemento clave para reducir peso eligiendo un buen material que sea resistente, ligero y con buenas propiedades mecánicas, además existe la posibilidad de reducir peso haciendo barrenos

estructurales; es decir, analizar donde el esfuerzo de la pieza es menor y determina si es factible eliminar el material.

Los materiales utilizados para hacer el análisis de estos elementos fueron acero A36 y aleación de aluminio 6061 T6 debido a que son material comerciales sin necesidad de importar y con un costo accesible.

Balancín frontal

En el caso del balancín frontal se hizo el análisis de elementos finitos con la geometría original que se representa a la derecha de la Imagen 6.3.3.13 y se observa que hay una baja concentración de esfuerzos del lado contrario de donde se encuentra el barreno en la parte central de la figura, posteriormente se fue eliminando material hasta tener un buen balance entre la masa de la pieza y un factor de seguridad confiable.

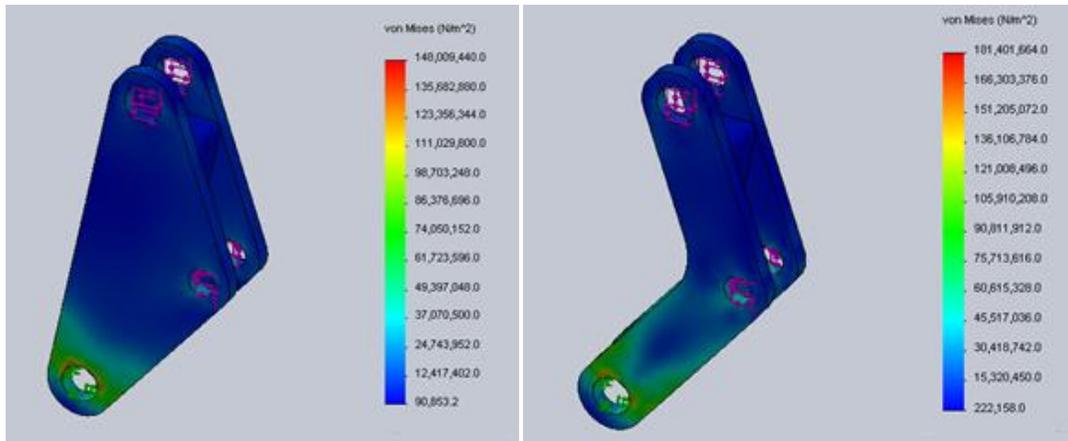


Imagen 6.60 Análisis de elemento finito del balancín frontal; Izquierda pieza original, derecha pieza optimizada llegando al resultado final

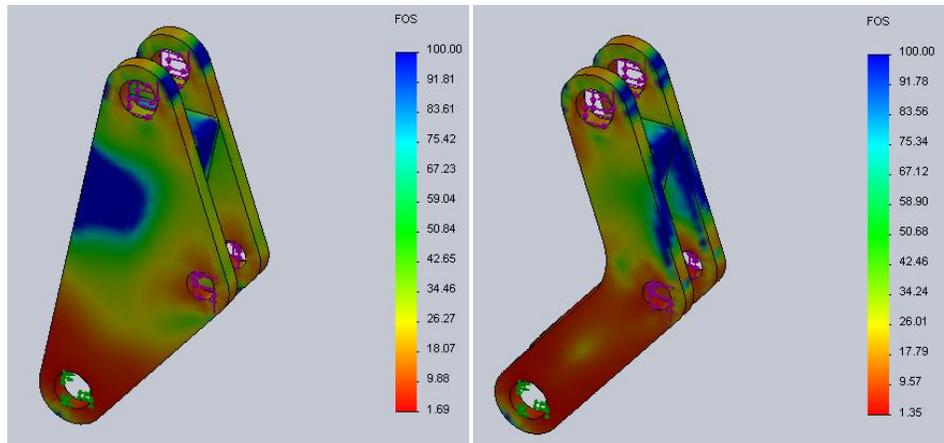


Imagen 6.61 Factor de seguridad utilizando acero A36; Izquierda pieza original, derecha pieza optimizada llegando al resultado final

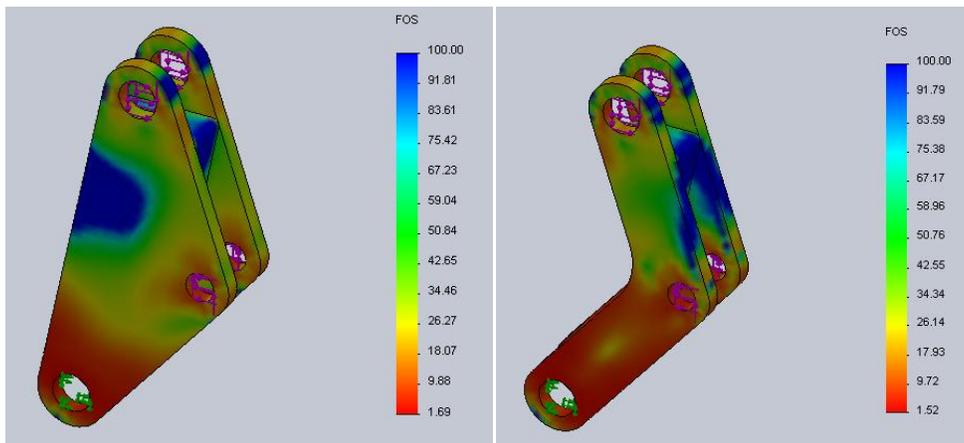


Imagen 6.62 Factor de seguridad utilizando aleación de aluminio 6061 T6; Izquierda pieza original, derecha pieza optimizada llegando al resultado final

Balancín frontal

Al igual que el balancín frontal, se utiliza el mismo método para reducir material y poder optimizar la pieza.

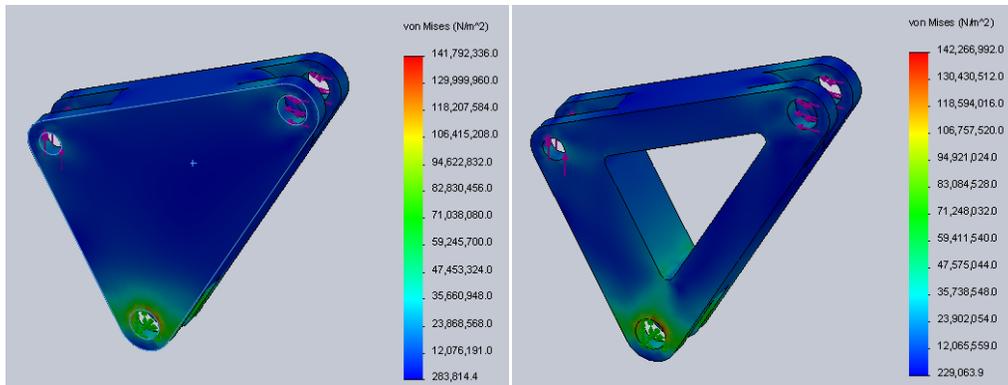


Imagen 6.63 Análisis de elemento finito del balancín frontal; Izquierda pieza original, derecha pieza optimizada llegando al resultado final

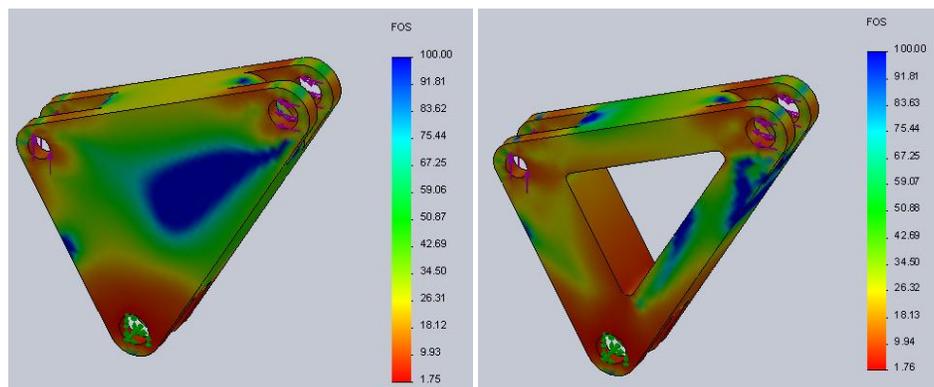


Imagen 664 Factor de seguridad utilizando acero A36; Izquierda pieza original, derecha pieza optimizada llegando al resultado final

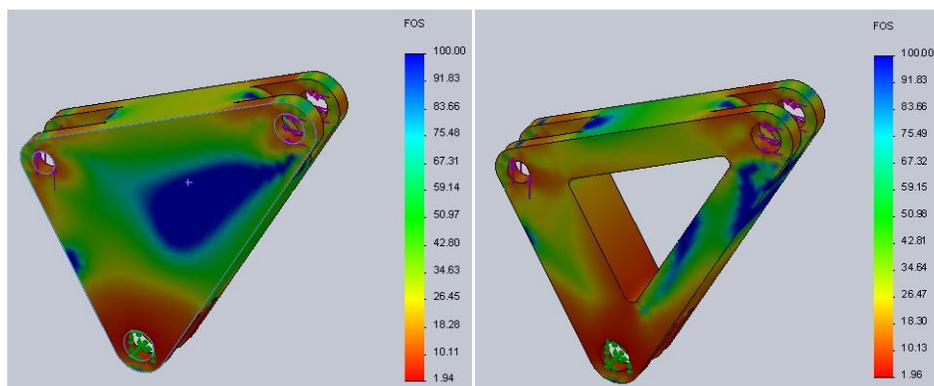


Imagen 6.65 Factor de seguridad utilizando aleación de aluminio 6061 T6; Izquierda pieza original, derecha pieza optimizada llegando al resultado final

Tabla 6.8 Selección de balancín

Balancín frontal					
Balancín	Descripción	Volumen (mm ³)	Masa (g)	Factor de seguridad (FS)	Apreciación
A36	original	86209	676.74065	1.69	☹
A36	geometría modificada	49361	387.48385	1.35	☹
6061 T6	original	86209	232.7643	1.69	☹
6061 T6	geometría modificada	49361	133.2747	1.52	☺
Balancín posterior					
Balancín	Descripción	Volumen (mm ³)	Masa (g)	Factor de seguridad (FS)	Apreciación
A36	original	185401	1455.3979	1.75	☹
A36	geometría modificada	119688	939.5508	1.76	☹
6061 T6	original	185401	500.5827	1.96	☹
6061 T6	geometría modificada	119688	323.1576	1.96	☺

7. Conclusiones

En esta tesis se ha presentado el trabajo realizado para tener un método de diseño para un sistema de suspensión para el prototipo para el proyecto Fórmula SAE UNAM 2011. La importancia de entender la dinámica del vehículo es fundamental ya que de allí parte el diseño y la fuerzas generadas, por esta razón se le dedico un capítulo donde se explicaron cuales son los principales parámetros y que sucede cuando se modifican estos.

Para realizar la metodología del diseño de suspensión se estudiaron varios sistemas donde se determino cuales eran los elementos primordiales para su desarrollo y así tener un punto de partida. Para ello fue necesaria la aplicación de diversos conocimientos de diferentes ramas de la ingeniería (Mecánica de materiales, estática, dinámica, etc.) con el fin obtener resultados que cubran los objetivos.

El procedimiento utilizada para la realización de este documento servirá de guía para los nuevos estudiantes que se encuentren participando en este proyecto, así mismo podrán tener un mejor panorama y tener claros los alcances que se puede lograr con un buen diseño.

Los objetivos planteados para este trabajo se cumplieron en su totalidad ya que se realizó por dos años consecutivos el sistema de suspensión del vehículo totalmente funcional logrando participar en la competencia y tener un buen desempeño durante la competencia.

Una vez terminado el diseño y la construcción de la suspensión, se deberán realizar pruebas dinámica donde se deben de modificar los parámetros por medio de la retroalimentación del piloto en caso de que sea necesario, adicional a esto, se puede utilizar barras estabilizadoras para una mejor respuesta del vehículo en pista.

Al tener buenos resultados con una suspensión, los siguientes pasos para su mejora serán:

- La realización de un análisis con fuerzas reales obtenidas de forma práctica para la disminución de peso del sistema.
- Desarrollar un método de ajuste para cumplir los requerimientos de cada piloto.

8. Referencias

- SAE International, FSAE 2011 Rules, E.U.A, 2011
- Formula SAE Website.

(<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/about.htm>)

(<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2011fsaerules.pdf>)

- Miliken, W. F. (1995), RACE CAR VEHICLE DYNAMICS, SAE Publications.
- Smith, Carrol (1978), TUNE TO WIN, Aero Publishers
- Gillespie, Thomas, FUNDAMENTALS OF VEHIVLE DYNAMICS, SAE Publications
- MatWeb: Online Materials Information Resource

(www.matweb.com)

- How car suspension works.

(<http://auto.howstuffworks.com/car-suspension1.htm>)

- Miliken, W. F. (1995), RACE CAR VEHICLE DYNAMICS, SAE Publications.
- Genta, G. (2009), THE AUTOMOTIVE CHASSIS, Springer.
- Dieter, G. (1999), ENGINEERING DESIGN: A MATERIALS AND PROCESSING APPROACH, McGraw Hill.

Apéndice

DISEÑO DE AUTOMÓVILES DE COMPETENCIA**Glosario de términos técnicos****(1) Introducción a los sistemas del automóvil**

Traducción español → inglés

Español	Inglés
amortiguador	shock absorber, damper
ancho de pulso	pulse width
árbol de levas	camshaft
balata, zapata	brake pad
ballesta	leaf spring
barra de torsión	torsion bar
barra estabilizadora	anti-sway bar, anti-roll bar, stabilizer bar
biela	connecting rod
bieleta	tie rod
brazo de semi-arrastre	semi-trailing arm
bujía	spark plug
cabeza o cabezal de cilindro	cylinder head
caja de velocidades	gearbox
cáliper, mordaza	caliper
cámara de combustión	combustion chamber
cámara del flotación	float chamber
carrera (de pistón)	stroke
cigüeñal	crankshaft
desplazamiento	displacement
detonación, preignición	detonation, pre-ignition, dieseling
diámetro (de pistón)	bore
diferencial	differential
dirección de piñón y cremallera	rack-and-pinion steering
dirección por bolas recirculantes	recirculating-ball steering
disco, rotor	disc, rotor
eje de entrada	input shaft
eje de salida	output shaft
eje intermedio	intermediate shaft, countershaft
embrague	clutch
engranaje planetario o epicíclico	planetary gearset
guía de combustible	fuel rail
inyección directa	direct injection
inyección mono-punto	single port injection
inyección multipunto secuencial	sequential multi-port fuel injection
inyector	injector
mango de rueda	spindle
mariposa del acelerador	throttle butterfly
mezcla pobre	lean mixture
mezcla rica	rich mixture
múltiple de admisión	intake manifold

octanaje	octane rating
pistón	piston
punto muerto superior	top dead center (tdc)
radio de paso	pitch radius
relación de compresión	compression ratio
relación de dirección	steering ratio
resorte helicoidal	coil spring
rótula	ball joint
sincronizador	synchronizer
suspensión dependiente	dependant suspension
suspensión doble A o de doble horquilla	double wishbone, double A arm, upper and lower control arm, four bar link independent system.
suspensión independiente	independent suspension
suspensión McPherson	McPherson (or MacPherson) strut
tambor	brake drum
transmisión secuencial	sequential gearbox, sequential manual transmission
válvula de admisión	intake valve
válvula de aguja	needle valve
válvula de escape	exhaust valve
vénturi	venturi
volante	steering wheel
volante motor	flywheel

Traducción inglés → español

Inglés	Español
anti-sway bar, anti-roll bar, stabilizer bar	barra estabilizadora
ball joint	rótula
bore	diámetro (de pistón)
brake drum	tambor
brake pad	balata, zapata
caliper	cáliper, mordaza
camshaft	árbol de levas
clutch	embrague
coil spring	resorte helicoidal
combustion chamber	cámara de combustión
compression ratio	relación de compresión
connecting rod	biela
crankshaft	cigüeñal
cylinder head	cabeza o cabezal de cilindro
dependant suspension	suspensión dependiente
detonation, pre-ignition, dieseling	detonación, preignición
differential	diferencial
direct injection	inyección directa
disc, rotor	disco, rotor

displacement	desplazamiento
double wishbone, double A arm, upper and lower control arm, four bar link independent system.	suspensión doble A o de doble horquilla
exhaust valve	válvula de escape
float chamber	cámara del flotación
flywheel	volante motor
fuel rail	guía de combustible
gearbox	caja de velocidades
independent suspension	suspensión independiente
injector	inyector
input shaft	eje de entrada
intake manifold	múltiple de admisión
intake valve	válvula de admisión
intermediate shaft, countershaft	eje intermedio
leaf spring	ballesta
lean mixture	mezcla pobre
McPherson (or MacPherson) strut	suspensión McPherson
needle valve	válvula de aguja
octane rating	octanaje
output shaft	eje de salida
piston	pistón
pitch radius	radio de paso
planetary gearset	engranaje planetario o epicíclico
pulse width	ancho de pulso
rack-and-pinion steering	dirección de piñón y cremallera
recirculating-ball steering	dirección por bolas recirculantes
rich mixture	mezcla rica
semi-trailing arm	brazo de semi-arrastre
sequential gearbox, sequential manual transmission	transmisión secuencial
sequential multi-port fuel injection	inyección multipunto secuencial
shock absorber, damper	amortiguador
single port injection	inyección mono-punto
spark plug	bujía
spindle	mango de rueda
steering ratio	relación de dirección
steering wheel	volante
stroke	carrera (de pistón)
synchronizer	sincronizador
throttle butterfly	mariposa del acelerador
tie rod	bieleta
top dead center (tdc)	punto muerto superior
torsion bar	barra de torsión
venturi	vénturi