



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

Facultad de Ingeniería

DISEÑO DE SUSPENSIÓN ADAPTATIVA PARA
VEHÍCULO HÍBRIDO

TESIS

PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO

P R E S E N T A

RICARDO FERNANDO ABELA POSADA

DIRECTOR DE TESIS: M.I HUBERTO MANCILLA ALONSO

México, D.F.

AGOSTO, 2014



Firmas



Agradecimientos

A mis padres, quienes durante 23 años me dieron un techo donde vivir. Pero más importante, me enseñaron el valor de la perseverancia y el trabajo. Gracias a ellos es que pude escribir esta tesis.

A mi hermana por todas esas peleas y discusiones que me sirvieron de experiencia y por su ejemplo de trabajo.

A mi perrita “Tesla” por todas las mañanas despertarme a las 7 de la mañana para que la saque a pasear sin mencionar el cariño que me ha dado.

A mi familia que siempre me ha apoyado en lo que he necesitado. En especial a mis abuelos y tíos quienes me enseñaron el valor del trabajo.

Al profesor Yavhé Abdul Ledezma Rubio por apoyarme en el modelado de los sistemas y en el análisis de vibraciones aparte de ser de los pocos profesores que dedicaron su materia con gran pasión a la enseñanza. También por darme un ejemplo de que tener mucho conocimiento no está peleado con la humildad ni la bondad.

Al profesor Humberto Mancilla por apoyarme con sus consejos y conseguir gente de confianza para desarrollar este proyecto. Espero que nuestras ideas se vuelvan realidad.

A mis amigos Charlie, Laura, Julio, Escorcía, Axel, Pepe, Martha, Fonse y Luz, por haber hecho de mi estancia en la Facultad de Ingeniería una fiesta todos los días. Lo bueno es que venimos a la facultad a estudiar.

A mis amigos Ian, Rafa, Cuenca Alex y Renato por estar ahí todos los días de mi vida durante los últimos 15 años. Gracias a ellos, la secundaria es uno de mis mejores recuerdos.

A mis amigos Juan Carlos, el otro Alex, y Gerardo, por haber sido de las pocas buenas amistades que tuve en la preparatoria.



A mis amigos Alejandra, Janeth y Donovan, por haberme seguido con mis locuras de construir un carro eléctrico de la nada. Vaya que somos un equipo, y vaya que fue una aventura que nunca olvidaré y me dejó tantas buenas experiencias.

A mi amiga Pamela por todos sus consejos y pláticas.

Al amor de mi vida Paola, quien desgraciadamente ya no está entre nosotros, pero me acuerdo de todas sus enseñanzas y el cariño que me dio. Gracias nena.

A la Facultad de Ingeniería por haberme dado la oportunidad de estudiar. Y aunque muchas ocasiones estuve cerca de renunciar algo en ella me hacía quedarme.

A la UNAM, por todo lo que nos da a los estudiantes, y que desgraciadamente en muchas ocasiones ni lo apreciamos.



Contenido

A.- Índice de Tablas y Figuras	I
B.- Resumen	IV
1.- Introducción	5
2.- Antecedentes	7
3.- Objetivos y Motivaciones	9
4.- Metodología.....	11
5.- Neumáticos	13
5.1.- Ángulo de Deslizamiento.....	15
5.2.- Ángulo de Camber.....	18
5.3.- Resistencia a la Rodadura	20
5.4.- Curvas de Fuerzas Laterales	22
6.- Suspensión Delantera.....	27
6.1.- Tipos de Suspensión.....	29
6.1.1.- MacPherson	29
6.1.2.- Doble Horquilla	30
6.2.- Geometría	31
6.2.1.- Geometría Frontal.....	31
6.2.2.- Cambio de Camber.....	33
6.2.3.- Eje de Giro y Distancia D	34
6.2.4.- Ángulo de Convergencia y Divergencia.....	35
6.2.5.- Centro de Alabeo y Fuerzas de Levantamiento	36



6.3.-Análisis del Sistema	42
6.3.1.- Características de la Suspensión.....	38
6.3.2.- Especificaciones del Amortiguador.....	45
6.3.3.- Modelado del Sistema y Respuesta Transitoria.....	47
6.4.- Análisis de Vibración	51
6.5.- Factor de Transferencia	55
6.6.- Transferencia de Masa	58
7.- Instrumentación de la Suspensión Delantera	66
7.1.- Sensores	67
7.2.- Programación en LabView.....	71
7.2.1.- Instrumentación de la Inclinación.....	75
7.2.2.- Instrumentación del Ángulo de las Horquillas	78
7.2.3.- Instrumentación de las Fuerzas G.....	80
8.- Conclusiones	81
9.- Bibliografía	83



A.- Índice de Tablas y Figuras

A.A- Tablas

5.1- Valores de coeficientes de resistencia a la rodadura	23
5.2.- Comparativa de neumáticos de distintos perfiles.....	26
6.1.- Ángulos y tamaños de las horquillas.....	33
6.2.- Parámetros básicos de las distancias de las horquillas	34
6.3.- Valores y porcentajes críticos para distintos tipos de suspensiones	45
6.4.- Comparativa entre comodidad en suspensiones.....	52
6.5.- Parámetros de cálculo para el centro de alabeo	62
7.1.- Concatenación de los datos en de distintos pines	74

A.B- Figuras

1.1- Toyota Prius	7
2.1- Camber Car MX1	8
2.2.- Mercedes Benz F400	9
3.1.- Cougar II	11
4.1.- Metodología	12
5.1.- Esfuerzos cortantes sobre objetos viscosos.....	15
5.2.- Modelo lineal de un neumático	16
5.3- Comparación de neumáticos	17
5.4.- Deformación de un neumático bajo un ángulo de deslizamiento	17
5.5.- Fuerza lateral contra ángulo de deslizamiento	18
5.6.- Deformación del neumático bajo el efecto del camber.....	19
5.7.- Comportamiento ante distintos ángulos de deslizamiento y de camber	20
5.8.- Comportamiento de un neumático ante ángulo de deslizamiento	21
5.9.- Comportamiento de un neumático bajo ángulo de camber	21
5.10- Comportamiento ante distintos ángulos de camber y deslizamiento constante	22
5.11.- Fuerzas externas	24
5.12.- Gráfica de potencia contra velocidad	26
6.1.- Válvula de estrangulamiento de un amortiguador	29
6.2.- Suspensión tipo MacPherson.....	30
6.3.- Suspensión de doble horquilla	31
6.4.- Distancias y medidas de la suspensión	34
6.5- Camber positivo y camber negativo.....	35
6.6- Ángulo del eje de giro y distancia d	36



6.7.- Comportamiento de los neumáticos ante aceleración y frenado.....	37
6.8.- Centro de alabeo.....	37
6.9.- Fuerzas de levantamiento.....	38
6.10.- Fuerzas de levantamiento en un vehículo.....	39
6.11.- Fuerzas de levantamiento con respecto a la fuerza lateral.....	40
6.12.- Cambio del centro de alabeo con respecto al ángulo de alabeo.....	41
6.13.- Cambio del ángulo del centro de alabeo.....	41
6.14.- Constantes del resorte y del neumático.....	44
6.15.- Amortiguador adaptable marca DNM serie MT-RC.....	47
6.16.- Modelo básico de un cuarto de masa.....	48
6.17.- Comportamiento de la suspensión bajo 100% de amortiguación crítica.....	49
6.18.- Comportamiento de la suspensión bajo 40% de amortiguación crítica.....	50
6.19.- Comportamiento de la suspensión bajo 25% de amortiguación crítica.....	50
6.20.- Comparación de las respuestas de la suspensión.....	51
6.21.- Frecuencia natural con respecto a la masa.....	53
6.22.- Frecuencia natural amortiguada con respecto a la masa.....	54
6.23.- Resonancia de la suspensión.....	55
6.24.- Homologación de la suspensión.....	56
6.25.- Geometría de la suspensión.....	57
6.26.- Comparación entre la suspensión real y la ideal.....	58
6.27.- Error entre la suspensión real y la ideal.....	58
6.28.- Ángulo de alabeo.....	60
6.29.- Deflexión durante curvas.....	60
6.30.- Fuerzas externas e inerciales.....	61
6.31.- Ángulo de alabeo respecto al radio de giro.....	62
6.32.- Mecanismo de precarga del amortiguador.....	65
6.33.- Camber y ángulo de alabeo del vehículo.....	66
7.1.- Entorno de LabView.....	67
7.2.- Sensor ITG-3200.....	68
7.3.- Sensor de aceleración GY-61.....	69
7.4.- Encoder de cuadratura.....	70
7.5.- Sensor ITR-8102.....	70
7.6- Microcontrolador Arduino.....	71
7.7.- Programación en Labview para recibir información del microcontrolador.....	72
7.8.- Programación en LabView para un objeto 3D.....	73
7.9.- Programación en Labview para guardar información.....	74
7.10.- Instrumentación del ángulo de cabeceo y alabeo.....	75
7.11.- Movimiento de cabeceo y alabeo en 3D.....	76
7.12.- Gráfica del ángulo de cabeceo con respecto al tiempo.....	76



7.13.- Interfaz completa de los ángulos de cabeceo y alabeo	77
7.14.- Instrumentación de los ángulos de la suspensión	78
7.15.- Instrumentación de los movimientos del neumático	79
7.16.- Interfaz completa del movimiento de la suspensión	79
7.17.- Instrumentación de las fuerzas G.....	80

Resumen

Los vehículos actuales tienen como desafío otorgar mayor maniobrabilidad y rendimiento. Con respecto al rendimiento, es obvio que los vehículos evolucionarán a sistemas de propulsión híbridas y motores con ciclos térmicos más eficientes. Aparte que se pueden utilizar neumáticos con un coeficiente de rodadura menor, lo que provocaría que a bajas velocidades, el motor necesite generar menor potencia ahorrando el consumo de combustible. Sin embargo, con respecto a la maniobrabilidad no hay muchas opciones. Los vehículos actuales tratan de aprovechar al máximo las fuerzas laterales provocadas por los ángulos de deslizamiento, aunque hay establecer que estas fuerzas aparentemente han llegado a su límite, por lo cual es necesario encontrar otras maneras de generar fuerzas laterales.

En este trabajo se diseña la suspensión delantera de un vehículo híbrido de alta eficiencia que se espera ser producido a gran escala en los subsecuentes años. Este diseño toma en cuenta parámetros de gran importancia como la comodidad del vehículo. Este factor es determinante a la hora de que un usuario elija o no un vehículo determinado. Las suspensiones deben de oscilar a frecuencias naturales bajas que sean las mismas que cuando una persona camina. Si una suspensión oscila de esta manera, se considera como cómoda y ergonómica. Por el contrario una suspensión no debe de vibrar más rápido o lento ya que esto tiene consecuencias no deseadas.

La tesis escrita se centra en la posibilidad de cambiar el coeficiente de amortiguamiento por medio de un amortiguador adaptable. Sin duda alguna estos sistemas ya existen en vehículos de gama alta o deportivos. Sin embargo, se pretende llevar este sistema a un vehículo de bajo costo. La adaptabilidad de la suspensión para cambiar su rigidez puede dar la sensación de comodidad a bajas velocidades, mientras que a altas velocidades, el vehículo será más estable.

Los cálculos realizados en este trabajo validan la geometría de la suspensión bajo ciertos criterios específicos como las vibraciones, la transferencia de la masa durante acciones de fuerzas inerciales y las fuerzas de levantamiento que puede afectar la estabilidad del vehículo y su comodidad.



Capítulo 1

Introducción

En las últimas décadas, ha aumentado el interés por el cuidado del planeta. Existen muchas versiones sobre el daño hecho al mismo, entre ellas, que ya es completamente irreparable, y que de seguir utilizando de manera indiscriminada combustibles fósiles terminaremos por destruir el planeta. Aunque dichas aseveraciones son demasiado tendenciosas, es un hecho, que las reservas de petróleo tanto nacional como internacional, son finitas. Algunos expertos, dicen que aún con el gas de esquisto, un país como México no podría sobrevivir más de 30 años con la demanda que actualmente tiene, y lo que es peor, dicha demanda se espera que sea mayor para entonces. No es coincidencia, que el aumento en el precio de la gasolina en los últimos años, comience a drenar los bolsillos de la gente, que cada año, optan por otros medios de transporte, que sin embargo, han fracasado casi en su totalidad.

Ante estos problemas, los vehículos híbridos ofrecen una solución clave para dichos problemas ya que estos son capaces de utilizar la energía de mejor manera, y por tanto, aprovechar mejor el combustible. Sin embargo, a pesar de todos los problemas anteriormente mencionados, la proporción de vehículos híbridos contra la cantidad de combustión interna no ha crecido. Esto se debe en su mayoría a los precios de venta de los mismos. Simplemente, aunque otorgan tantas ventajas, no son capaces de competir contra aquellos de combustión interna. Peor aún, los pocos vehículos que están medianamente al alcance de los consumidores de clase media, no han llegado a México. Los que sí ha llegado, como es el caso del Toyota Prius, tiene poco mercado, y a pesar de que Toyota ha hecho un gran intento por introducirlo, el mismo, ha fracasado.

El alto costo, no es el único factor que interviene en dicho problema, sino las débiles emociones generadas en el consumidor. Para la gente, un vehículo, no es sólo un dispositivo para transportarte del punto A al punto B (ya que si fuese así, la gente usaría el transporte público que es más barato), sino, que es un dispositivo que otorga sensación de independencia. Un vehículo que llama la atención, otorgará la satisfacción deseada a aquel que lo maneja.



Probablemente uno de los grandes problemas de los vehículos híbridos, es que estos no dan esta sensación. Hasta este punto, podrá parecer que lo anteriormente escrito es mentira, sin embargo, basta ver todos los sistemas que tiene un vehículo utilitario, más aún, la cantidad de millones que la grandes empresas gastan en mercadotecnia alrededor de todo el mundo. Dicho esto, se puede proceder a establecer cuáles son los objetivos de esta tesis y del proyecto en sí.



Figura 1.1-Toyota Prius 1

El proyecto, al que se ha llamado Cougar III por el momento, consta de un vehículo híbrido de alta eficiencia, y bajo costo, que deseamos pueda ser manufacturado en México. Este proyecto, contiene bases de ingeniería automotriz, y busca ser el primer vehículo híbrido producido y diseñado en México a un bajo costo, y que sea capaz de otorgar las necesidades que los usuarios de México y el mundo requieren.

En caso más específico, esta tesis se centra en el diseño de la suspensión, elemento de gran importancia para la sensación de comodidad y confort del usuario, así como para la dinámica y estabilidad del vehículo.



Capítulo 2

Antecedentes

Durante años, los ingenieros automotrices han intentado otorgar mayor dinámica a los vehículos, por medio de aumentar la adherencia con el asfalto. Algunos especialistas en el tema, indican que ya se llegó al límite entre los coeficientes de rozamiento del asfalto y el neumático. Esto significa, que los vehículos deben de optar por otros métodos para generar fuerzas laterales. Por esta razón, se han diseñado diversos tipos de direcciones y suspensiones que sean capaces de extraer al máximo la adherencia de los neumáticos. En realidad, ha habido muy poca información referente a los vehículos que maniobran por medio del camber. En los últimos años no ha habido un avance en el diseño de estos. Sin embargo existe el antecedente de uno de los ingenieros más importantes de la ingeniería automotriz. En 1967, Milliken diseñó junto con sus hijos el llamado “MX1 Camber Car”. Este vehículo estaba diseñado con una suspensión que podía cambiar los ángulos de camber. Utilizaba neumáticos de motocicleta debido a su perfil redondo. Este vehículo era capaz de generar hasta 0.8 g de aceleración lateral sin necesidad de alguna ventaja aerodinámica que lo posiciona más como una motocicleta que como un automóvil. Milliken, indicó que el vehículo se sentía muy rápido en las curvas, pero que generaba demasiado arrastre en las rectas, esto debido a que siempre se tenía un camber muy pronunciado.



Figura 2.1-En esta figura se aprecia el vehículo Camber car Mx1 de Milliken. Tenía un camber de 22



Desgraciadamente, la idea del Camber car murió junto con Milliken ya que no documentó ninguna teoría referente al mismo, ni siquiera los resultados. Todo lo que se sabe, es por una entrevista que le fue hecha posterior a la prueba del vehículo.

En la actualidad, sólo existe un vehículo a nivel prototipo que utiliza el camber en vez de ángulo de deslizamiento. Se trata del Mercedes Benz F400. Para este vehículo, la empresa Dunlop, fabricó unos neumáticos especiales que tienen como característica que al interior son curvos, mientras que el exterior son planos. De acuerdo a los experimentos realizados, este vehículo podía producir 20% más de fuerza lateral. Lo cual en un vehículo deportivo es mucha diferencia.

Los ingenieros utilizaron actuadores hidráulicos que permitieran generar ángulos de camber de hasta 20°. Cabe resaltar que como los neumáticos sólo son redondos en un solo lado, estos pueden girar únicamente en un sentido específico. Si ambas llanta pudieran cambiar su ángulo de camber, es posible que se incrementaran aún más las fuerzas laterales producidas.



Figura 2.2-La figura muestra el vehículo F400 de Mercedes Benz



Capítulo 3

Objetivos y Motivaciones

El diseño de esta suspensión forma parte de un ambicioso proyecto que se plantea el diseño y la construcción de un vehículo híbrido de bajo consumo de combustible que tenga una dinámica y aceleración que pueda ser equiparable con otros vehículos actualmente existentes en el mercado. Sin duda alguna, a pesar de que el objetivo general es complejo y difícil, contamos con un grupo de trabajo, dispuesto a generar la experiencia y técnicas necesarias para realizar dicha empresa.

En realidad, este no es el primer vehículo que el equipo intentó diseñar o construir. Existen dos vehículos anteriores a este. El primero fue diseñado y construido cuando cursábamos el quinto semestre. Estaba diseñado con tubos de PVC y unido con “T” y “codos”. Las llantas ni siquiera eran comparadas. Las mismas estaban fabricadas con el fondo de las cubetas. A estas les pegamos el caucho usado de llantas de bicicletas que nos regalaron. Una vez que estaban unidas utilizamos un eje hecho de PVC. Por supuesto, ni siquiera estaban alineadas. Diseñamos una CVT para aumentar el par motor del vehículo. Utilizamos motores eléctricos de scooter de 250 W cada uno, esperando que con esa potencia el vehículo pudiera moverse relativamente rápido. Pese a todo pronóstico las llantas ni el chasis fallaron, sino que el asiento, que estaba hecho con una franela amarrado con cuerdas, se rompía sin importar cómo la colocáramos. Por motivos de tiempo, no pudimos continuar con el proyecto y decidimos evolucionar nuestras ideas a un vehículo mejor manufacturado.

El segundo vehículo contaba con motores eléctricos de mayor potencia. Cada uno era capaz de otorgar 1000W. Decidimos conservar la idea la CVT. Sin embargo cambiamos la configuración de la misma, y este fue nuestro error. La CVT no era capaz de transmitir el par necesario para hacer mover el vehículo, sino que el selector sólo se deslizaba sobre los conos deshaciendo el hule. Aunado al problema anterior los motores no otorgaban la potencia que supone debían dar.

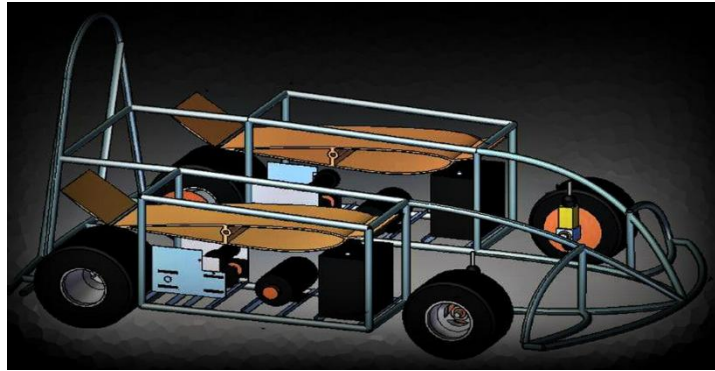


Figura 3.1-La figura muestra el segundo vehículo bajo el nombre Cougar II

En lugar de generar 1000 W cada uno, su potencia oscilaba en un orden de 180 W. Debido a la falta de potencia de los motores, el vehículo se desplazaba a una velocidad menor a la de una persona caminando. Cabe indicar que el objetivo de este vehículo era participar en el campeonato electratrón. Sin embargo, no logramos tener el vehículo en el tiempo necesario y por tanto, no pudimos correr ni una sola carrera. El proyecto fue abandonado y optamos por mejorar el diseño y crear un vehículo de uso personal pero a mayor tamaño. Un vehículo que cumpla con las normas de seguridad y sea barato, aparte de que tenga un rendimiento alto de gasolina. De aquí nace el proyecto de este vehículo. Los objetivos de esta tesis se centran en el diseño de una suspensión, pero el objetivo global es el diseño de un vehículo en sí.

El objetivo general de esta tesis se enfoca en diseñar una suspensión adaptativa capaz de ajustar la dureza y por consiguiente mejorar la estabilidad y comodidad del vehículo. Los objetivos específicos son:

- Diseñar la geometría de la suspensión para que tenga un centro de alabeo estable a las curvas
- Diseñar un sistema de suspensión que entre en resonancia en frecuencias que sean cómodas para los usuarios (1-2 Hz).
- Diseñar una suspensión que sea capaz de alterar el ángulo de camber durante las curvas para generar fuerzas laterales que maximicen la dinámica del vehículo.



Capítulo 4

Metodología

En este apartado se indica cuál fue el proceso con el que se elaboró el diseño. El siguiente organigrama contiene los pasos del mismo.

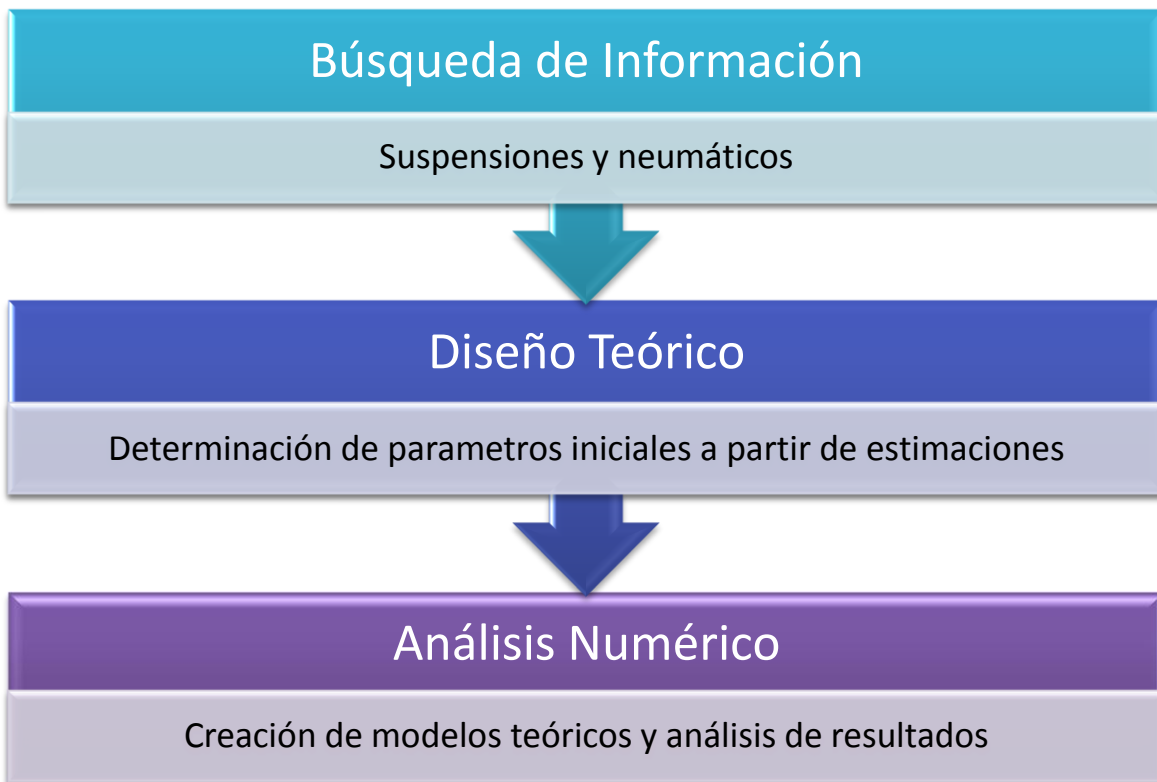


Figura 4.1-La figura muestra la metodología seguida en esta tesis

La primera etapa abarca el estudio de la suspensión y de los neumáticos. En esta parte, se busca la información acerca de los modelos existentes más sencillos para analizar la suspensión y el neumático.



En esta parte del proceso, se utilizó bibliografía de diseño de suspensiones de otras tesis de distintas universidades del mundo. Así mismo, se buscó la bibliografía de los autores más reconocidos a nivel mundial. La información que se encontraba fue resumida en un cuaderno de trabajo. Aquí se escribieron las principales fórmulas y se anotan los consejos y recomendaciones del autor.

Una vez que la información se escribió en el cuaderno de anotaciones, se optó por comenzar el análisis teórico. En esta etapa, se prefirió no introducir fórmulas o números como tal, sino que con base a la información básica y los conceptos previamente adquiridos se realizaron distintas iteraciones de la geometría de la suspensión. De igual manera, se optó por buscar piezas que se cumplieran con las características adecuadas para la realización de la suspensión. Esto se hizo con la finalidad de evitar diseñar una suspensión que requiriera elementos muy complejos o casi imposibles de conseguir. Cabe resaltar, que esta fue la etapa más compleja de las tres ya que el conocimiento que se debe tener en esta etapa es puramente teórico, es decir, se debe de entender el fenómeno físico como tal y no el modelado matemático. Esta parte es de gran importancia ya que las ideas generadas tienen que ser concretas y realizables, para que, posteriormente, se pueda modelar matemáticamente y encontrar cual de las iteraciones es la mejor. Por lo mismo, esta etapa fue la más tardada. Se realizaron múltiples iteraciones hasta encontrar la mejor geometría que cumpliera con los objetivos y recomendaciones.

En la última etapa, se modeló matemáticamente las iteraciones que teóricamente deben ser mejores. Para no demorar demasiado, se analizaron solamente tres iteraciones que destacaban sobre las demás. Esto es porque no se contaba con un software de análisis de suspensiones como tal, y en muchas ocasiones los cálculos debían de ser hecho manualmente o con programas como Excel.

El análisis de resultados sólo puede hacerse matemáticamente. En general, los resultados que se quieren no se podrán corroborar hasta que el vehículo se construido. En la etapa de búsqueda de información se estudiaron los comportamientos generales matemáticos que se deben de tener en una suspensión dependiendo de su aplicación. Como regla en general, si el resultado matemático coincidía con los parámetros recomendados en la literatura, se considera un diseño óptimo. Después se compararon las tres iteraciones y se optó por la mejor.



Capítulo 5

Neumáticos

El neumático, es posiblemente el elemento más importante dentro de todo el vehículo. Así mismo, es uno de los elementos más difíciles de diseñar y manufacturar. Este es el encargado de transmitir la potencia del motor y en él recaen las fuerzas de tracción con el suelo. Si se hiciera una comparativa con respecto a otros elementos como la suspensión o el motor, el neumático queda por mucho en el lugar más importante. Por ejemplo, existen diversos vehículos que carecen de suspensión, tal como el **go kart**. Pero el mismo, por fuerza debe tener elementos neumáticos, de lo contrario, la fricción con el piso es tanta, que sería imposible desplazarlo.

Si se compara con el motor, el neumático sigue siendo más importante. Puede ser que sin un motor, el vehículo ya no se desplace de manera autónoma aunque podrá rodar al menos por la acción de una fuerza externa como un empujón o por la misma gravedad. En caso de que se le retiraran los neumáticos al vehículo, volvemos al caso donde es imposible desplazarlo.

Tan importante es el neumático, que muchos expertos, han indicado que la rueda, sin duda es el invento más importante de todos los tiempos. Sin éste, no tendríamos máquinas, transportes ni piezas para construir los mismos, ya que las poleas o los engranes, son ruedas con algunas modificaciones, pero que sirven bajo el mismo principio.

Los neumáticos, son ruedas que tienen un elemento hecho de goma alrededor de la misma, que tiene propiedades viscoelásticas. Estas propiedades son las que le dan al neumático las características que lo hacen tan útil, pero al mismo tiempo tan complejo.

La viscosidad, es una propiedad de los fluidos y de algunos sólidos de deformarse ante esfuerzos tangenciales. Esto se debe a las fuerzas de cohesión de las moléculas mismas.

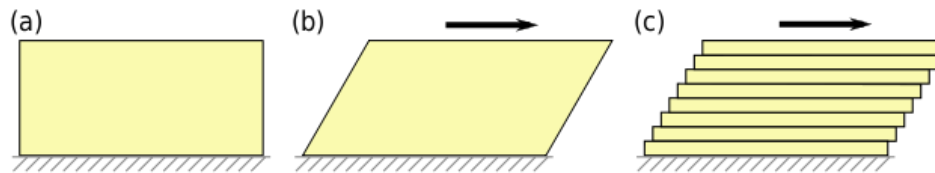


Figura 5.1-La figura muestra el esfuerzo cortante y la deformación actuando sobre un objeto viscoso.

De acuerdo a la imagen anterior, se observan tres casos. Imaginemos que se tiene un cuerpo rígido (a), a este mismo, se le aplica una fuerza lateral sobre la parte de arriba, que tiende a deformarlo (b), de aquí que se deforme como un trapecio. En los fluidos (c), esta fuerza genera una deformación por capas, mientras un fluido sea más viscoso, más resistencia a ser deformado presentará, en el otro caso, menos resistencia opondrá y por tanto, será más fácil deformarlo.

Si bien la explicación anterior es sencilla, medir la viscosidad, representa en reto bastante grande. Así mismo, se desconoce al 100% el porqué de la cohesión a nivel molecular. Se dice que se debe al electromagnetismo y atracción por cargas de los protones y electrones de un átomo a otro, pero esta teoría, aún no es comprobada.

En el caso de la elasticidad, se puede referir, a la propiedad de un objeto a sufrir deformaciones por efecto de una fuerza externa. Al momento que dicha fuerza cesa, el objeto regresa a su posición y forma original. En realidad, todos los cuerpos de cualquier material, tienen elasticidad, si bien unos mucho más que otros, el neumático tiene una gran capacidad elástica.

Una vez que se han descrito las propiedades de viscosidad y elasticidad, es importante indicar, que un neumático tiene ambas. Es decir, se comporta como un fluido con una viscosidad muy alta, y un elemento muy elástico. Existen varias maneras de modelar una llanta. Desde modelos lineales a modelos con comportamientos altamente exponenciales. Sin embargo, no existe un modelo que pueda predecir ni por mucho, la verdadera naturaleza del neumático. Esto se debe a la gran cantidad de variables existentes que dichos modelos no toman en cuenta. Por ejemplo, presión del aire en el interior, temperatura, velocidad de giro entre muchas otras. Esto, obliga a los ingenieros a optar por técnicas completamente experimentales para obtener los datos más importantes. Así mismo, complica el diseño de los neumáticos ya que se deben hacer muchas pruebas para calificar su desempeño y converger hacia el resultado deseado.



Esto lo hace un proceso caro y tardado. No es coincidencia, que los cambios en el neumático durante los últimos 100 años, sean muy pocos comparados con otras tecnologías.

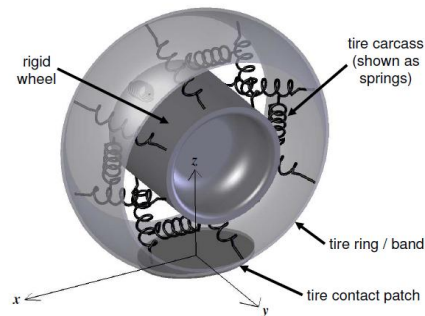


Figura 5.2-La figura muestra el modelo lineal de resorte de una llanta

En los siguientes apartados, se describirán las maneras que existen actualmente para que una llanta genera las fuerzas laterales, cuáles son los parámetros que les afectan, y el porqué de dicho fenómeno.

5.1.-Ángulo de deslizamiento

Existen dos maneras de generar fuerzas laterales hasta el momento conocidas. La primera se trata del ángulo de deslizamiento, y la segunda del **camber**. El ángulo de deslizamiento, ha sido por años, el preferido de la industria automotriz, mientras que el segundo ha sido relegado a solamente las motocicletas.

Para comprender ambos mecanismos de giro, se debe de conocer primero qué es cada uno de ellos, y la física detrás del fenómeno de dar una curva.

Cuando un vehículo se mueve en línea recta, la única fuerza involucrada es la reacción del asfalto sobre la llanta, que es la que propulsa dicho vehículo hacia el sentido contrario de la fuerza de acción.

Sin embargo, cuando un vehículo da una vuelta, se necesita una fuerza lateral que empuje al vehículo hacia el interior de la curva. Dicha fuerza será proporcional a la masa y la aceleración normal que se requiere para dar la curva a la velocidad y el radio de giro indicado.



Cuando la llanta es forzada a dar una curva se genera un ángulo de deslizamiento. Este fenómeno, es el ángulo generado entre la dirección de la trayectoria real del neumático, y la dirección del parche que está en contacto con el piso. Ya que un neumático está constituido por un material viscoelástico, en el momento en que se generan cargas, el mismo se deforma. En el caso de un neumático que está a 90° con respecto a la horizontal se genera la mayor fuerza lateral, ya que por la manera en que se deforma dicho material proporciona el máximo coeficiente de fricción. A medida que una llanta comienza a inclinarse, el coeficiente de fricción disminuye. Dicha disminución también tiene un impacto grande en la fuerza lateral máxima que una llanta puede generar. En pocas palabras, si la llanta de perfil cuadrado, se inclina su capacidad de generar fuerzas laterales disminuyen. La manera por tanto, en que se genera dicha fuerza lateral, es por el dichoso ángulo de deslizamiento.

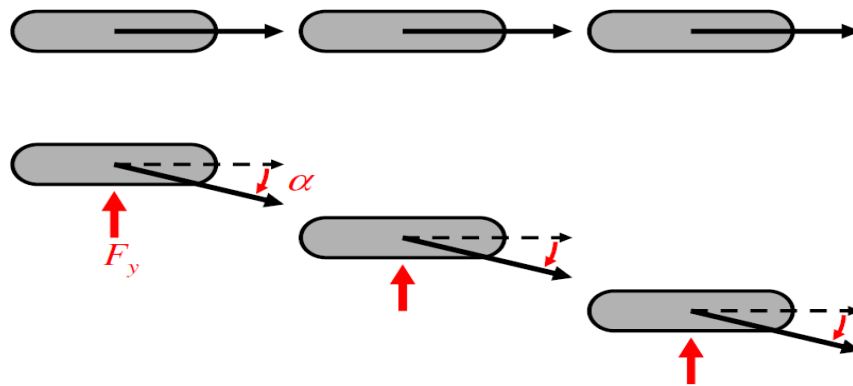


Figura 5.3.-La figura muestra la comparación entre una llanta rodando en línea recta y una rodando en una curva

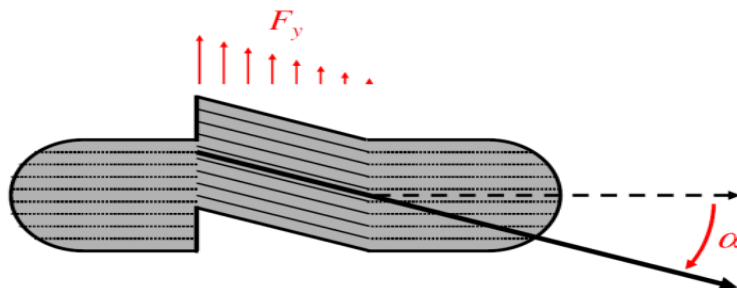


Figura 5.4.- La figura muestra la deformación de la llanta bajo el efecto del ángulo de deslizamiento



En la figura anterior se muestra el ángulo de deslizamiento de una llanta debido a una curva. Dicho efecto del ángulo de deslizamiento deforma la llanta de una manera parecida a un triángulo. Las fuerzas de recuperación de dicha deformación, son la que generan las fuerzas laterales, de esta manera, mientras más se deforme la llanta más fuerza lateral podrá generar.

Sería por tanto lógico que entonces se lograra hacer que la llanta se deformara lo más posible para generar la mayor cantidad de fuerza lateral. Sin embargo, ésta premisa tiene un fallo. Esto se debe a que mientras más se deforme la llanta, parte de ella comenzará a deslizarse, esto quiere decir que el coeficiente de fricción cambiará de estático a dinámico. Recordando que el coeficiente dinámico siempre es menor al estático, dicho cambio de coeficiente causará una disminución en la adherencia de la llanta y por lo tanto, disminución en las fuerzas laterales. Por esta razón es mejor que la llanta tenga un área de contacto mayor, ya que mientras más área exista, menor porcentaje de área deslizando habrá y por lo tanto, la caída del coeficiente de fricción no será tan abrupta. Lo que no implica que la fricción dependa directamente del área, sino que el coeficiente de fricción no es constante y de hecho varía con respecto del área, de la misma, de la carga y de otros parámetros como el propio ángulo de deslizamiento.

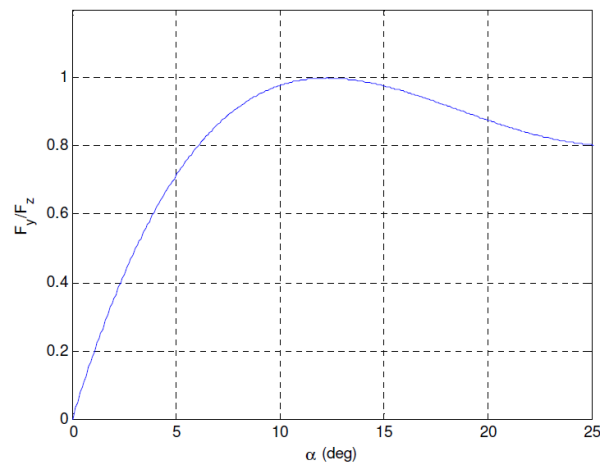


Figura 5.5.-La gráfica muestra el comportamiento de la fuerza laterales con respecto del ángulo de deslizamiento.



En la imagen anterior se observa la curva de dicho coeficiente de fricción. En este caso está normalizado como F_y/F_z . Se observa que hay tres partes de la curva. La primera es lineal, que oscila entre los 0° y 5° . En esta zona, no hay área de superficie de la llanta que esté deslizando, por lo tanto, se tiene un coeficiente de fricción estático. Después existe una zona de transición, desde los 5° hasta 12° aproximadamente. Esta zona tiene como característica que hay una cierta cantidad de área en deslizamiento (coeficiente dinámico) y otra sin deslizar (coeficiente estático). Por último, existe la zona de deslizamiento, donde toda la llanta está en coeficiente de fricción dinámico, la cual existe en ángulos de 12° en adelante. Este fenómeno nos hace pensar, que no se está obteniendo la máxima capacidad de la fuerza normal, y por tanto, el vehículo pierde estabilidad en curvas a grandes velocidades.

5.2.-Ángulo de Camber

Durante muchos años, los ingenieros automotrices han hecho lo posible por obtener las fuerzas laterales que una motocicleta pueda generar en vehículos de cuatro llantas pero con resultados poco alentadores. Esto se debe a lo anteriormente expuesto. Sin embargo, el camber otorga una posibilidad de que el parche de la llanta que está en contacto con el suelo genera las tan deseadas fuerzas laterales. Esto se aprecia por la deformación de la llanta misma cuando se inclina.

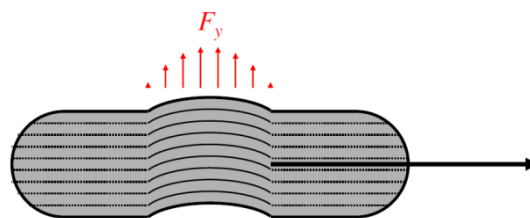


Figura 5.6.- Se observa la deformación del neumático bajo el efecto del camber.

La figura anterior, demuestra la deformación de la llanta cuando se inclina. Esta, a diferencia de al ángulo de deslizamiento, genera un perfil parabólico. Este paraboloides ayuda en que la llanta no deslice, y por tanto, el coeficiente de fricción será casi siempre estático.



Esto nos permite generar más fuerza lateral ya que se aprovecha mayor cantidad de la fuerza normal disponible. Por lo tanto, se genera un comportamiento lineal entre la fuerza lateral y el ángulo de **camber**.

Como se aprecia, la fuerza lateral generada por una llanta de motocicleta es mayor que la generada por una de perfil cuadrado. Por último, en el siguiente gráfico se observa la fuerza lateral total normalizada cuando una llanta utiliza ambas formas para generar fuerzas laterales, tanto **camber** como ángulo de deslizamiento.

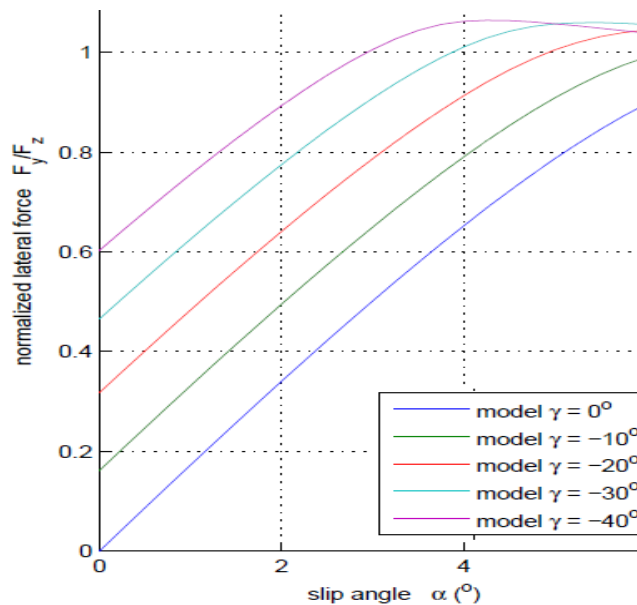


Figura 5.7-La gráfica muestra el comportamiento del neumático a diferentes ángulos de deslizamiento y distintos ángulos de camber.

Se puede observar que la fuerza lateral tiende a ser mayor que la misma fuerza normal. Por esta razón, las motocicletas son capaces de generar fuerzas laterales tan grandes sin necesidad de alguna ventaja aerodinámica (**downforce**).

El análisis anterior, sirve para justificar el diseño de la suspensión de este vehículo. Se tomará en cuenta una llanta de perfil redondo que permita utilizar las fuerzas laterales al máximo, y por tanto mejorar la dinámica en curvas de dicho vehículo.



5.3.-Curvas de Fuerzas Laterales

Si bien estos experimentos no fueron conducidos por el escritor de ésta tesis, se pueden utilizar como parámetro de diseño. Las mismas fueron encontradas en una tesis de doctorado de la universidad de Standford. En estas, se elaboraron pruebas experimentales de neumáticos (Dunlop 180/55 r17) de perfil redondo bajo ángulos de deslizamiento y de **camber**. Los resultados son los siguientes:

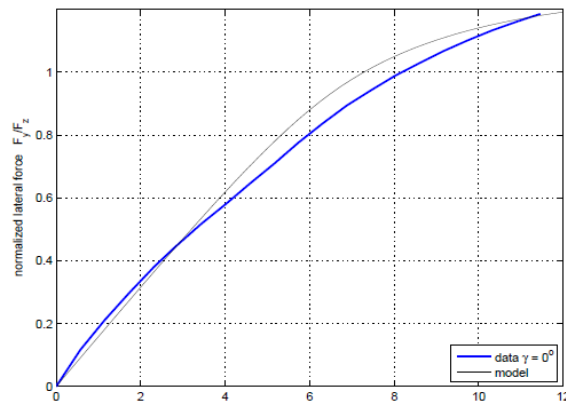


Figura 5.8.-La gráfica muestra el comportamiento de un neumático bajo efectos del ángulo de deslizamiento

Se observa la curva del ángulo de deslizamiento contra la fuerza lateral normalizada. El modelo teórico (línea negra), no es muy preciso con respecto a la línea experimental (azul). En este experimento, se considera un ángulo de **camber** de 0° .

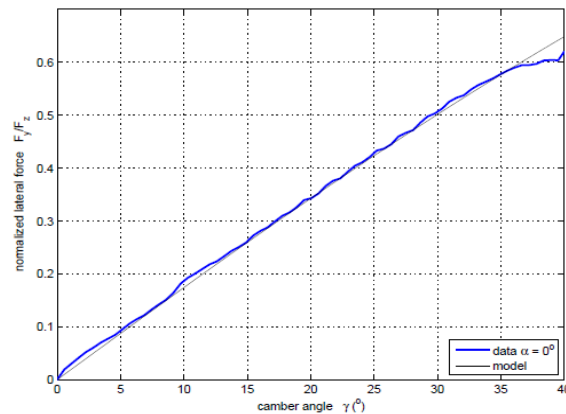


Figura 5.9.- La gráfica muestra el comportamiento de un neumático bajo efectos del ángulo de camber



En la figura anterior, se observa la fuerza lateral normalizada contra el **camber** con un ángulo de deslizamiento de 0° . El comportamiento es bastante lineal y se asemeja mucho el modelo experimental del teórico. Se observa, que al parecer, las fuerzas laterales generadas por el **camber** no son mayores a las generadas por al ángulo de deslizamiento. Sin embargo, es la unión de ambas lo que potencializa a la fuerza lateral.

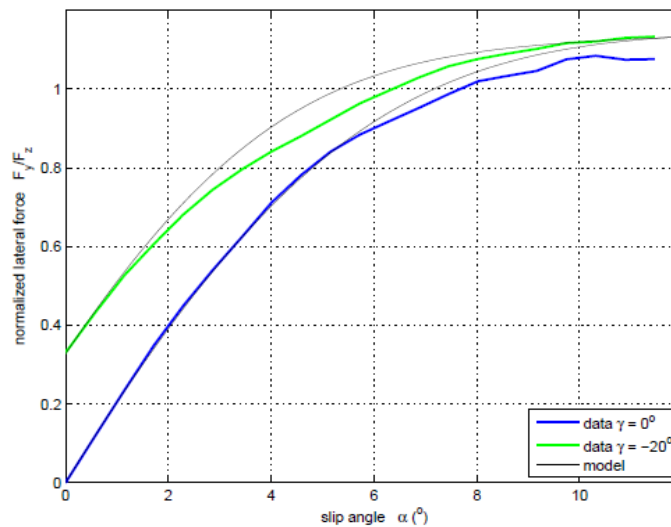


Figura 5.10.- La gráfica muestra el comportamiento bajo el ángulo de deslizamiento con camber de 0° (línea azul) y con camber de 20° (línea verde)

En la figura anterior, se observa la comparativa entre **camber** de 20° contra un camber de 0° . Es claro, que el camber aumenta mucho la fuerza lateral máxima. Sin embargo, los ángulos alcanzados por una motocicleta y aquellos alcanzados por esta suspensión, son muy distantes. En el caso de una motocicleta se pueden inclinar hasta 50° , mientras que en este vehículo, un ángulo de 5° es lo máximo que se alcanzará. Sin embargo, es claro, que la fuerza lateral aumentará por poco que sea. Por lo tanto, se justifica el uso de dichos neumáticos. Sin embargo, se podría diseñar un neumático que mejore su comportamiento usando ángulo de deslizamiento y ángulo de **camber**. Los neumáticos de motocicleta no están diseñados para generar fuerzas laterales por medio de ángulo de deslizamiento ya que están expuestas al efecto giroscópico, y en caso de girar de más el manubrio, pueden llegar a perder la estabilidad.

Como conclusión de estos resultados, la llanta de motocicleta actual, es útil para nuestro diseño, y aunque la mejora sustancial es poca, es una primera iteración que ofrece un camino distinto al los límites del ángulo de deslizamiento.



Por otra parte, servirá para establecer los parámetros de diseño de un segundo neumático que pueda potencializar el efecto de las fuerzas laterales causadas por el **camber**.

5.4.-Resistencia a la Rodadura

La resistencia a la rodadura de una llanta es una fuerza que impide el movimiento de un cuerpo que gira sobre una superficie. En la mayoría de los casos, se utilizan modelos que no toman en cuenta las deformaciones, es decir se asume un cuerpo rígido indeformable. Sin embargo, esta premisa es todo menos cierta en el campo de los neumáticos. Como se explicó anteriormente el efecto viscoelástico de un neumático significa que se deformará bajo cargas normales sobre el mismo. Esta deformación, requiere de energía. De hecho, se puede modelar dicho efecto como un resorte, que al momento de ser comprimido, absorbe una cierta cantidad de energía. Las fórmulas de dicho resorte asumen siempre una reversibilidad absoluta, es decir, la misma energía que se requiere para comprimir el resorte, es la misma que el resorte regresará cuando se descomprima. Sin embargo, debido a los efectos de pérdida de energía y de las irreversibilidades, dicho resorte no devuelve la misma cantidad de energía, ya que parte de ella se disipa en calor. Lo mismo sucede con un neumático. Cabe resaltar que este mismo efecto, es el que crea parte del ruido con el pavimento. Los neumáticos modernos, utilizan silicio en sus compuestos que endurece la llanta y disminuye el efecto de la resistencia al rodamiento. Los vehículos actuales sin silicio tienen coeficientes de 0.03 a 0.04. Sin embargo, los neumáticos con silicio pueden llegar a disminuir dicho coeficiente a 0.007, una disminución sin duda alguna muy significativa. En la siguiente figura, se observa diferentes coeficientes de rodadura en distintos suelo.

Naturaleza y Estado del Suelo	Coefficiente de resistencia a la rodadura
Carretera en buen estado	0.02 a 0.04
Camino de tierra firme	0.03 a 0.05
Camino de tierra blando	0.04 a 0.06
Suelo baldío	0.06 a 0.1
Arena y suelo muy suelto	0.15 a 0.3

Tabla 5.1.-La tabla muestra distintos coeficientes de resistencia a la rodadura



Puede parecer que la resistencia a la rodadura es muy baja y que por lo tanto, no es útil su estudio en el diseño de un vehículo. Sin embargo, dependiendo de la velocidad, dicha resistencia puede llegar a ser el 30% de la energía necesaria para mover un vehículo. La segunda más importante después de la resistencia aerodinámica. A velocidades bajas, dentro de los primeros 50 km/hr, la resistencia a la rodadura puede ser la culpable de hasta el 50% de la energía total necesaria para mantener el vehículo en movimiento. De los 50 km/hr a los 80 km/hr, dicho efecto representa el 30% de la energía total necesaria. Y a partir de los 80 km/hr en adelante, dicha fuerza es menor al 10%. La información anterior se puede observar con la siguiente figura, que representa la fuerza total necesaria así como la resistencia aerodinámica y a la rodadura.

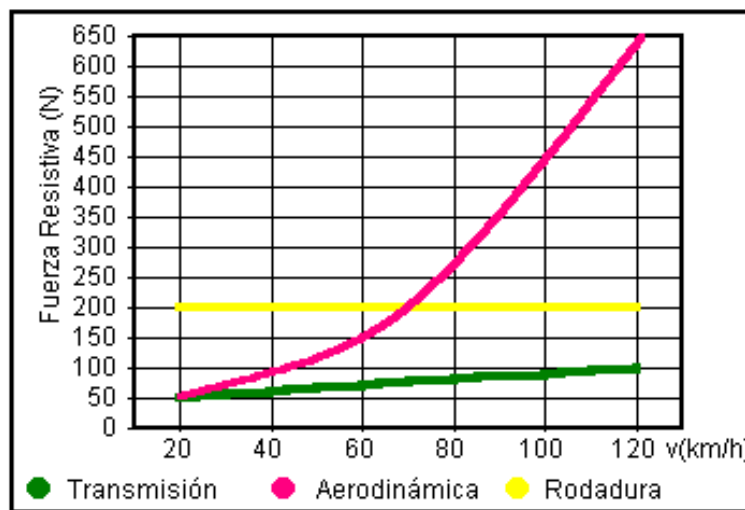


Figura 5.11.-La figura muestra las fuerzas externas que frenan el vehículo a distintas velocidades.

En el caso de las llantas de perfil redondo, como el de la llanta de motocicleta, su coeficiente de resistencia al rodamiento es menor. En la mayoría de las veces dicho coeficiente es de 0.017 a 0.02 en el peor de los casos, y en llantas con cama pequeña y con sílice, pueden llegar a ser de 0.005. Dicho de otra manera, se podría disminuir a la mitad la energía necesaria para mantener el vehículo a cierta velocidad. Esto implica disminuir la cantidad de consumo de gasolina en el vehículo, lo cual, es un parámetro de diseño.



Dicho fenómeno, se modela con la siguiente fórmula:

$$Fr = W * Crr$$

Donde:

Fr es la fuerza de resistencia a la rodadura, W es el peso del vehículo y Crr es el coeficiente de resistencia a la rodadura.

Si se asume un peso del vehículo de 600 kg y dos personas a bordo de 75 kg cada una, se obtiene en total un peso de 750 [kg]. Este peso debe ser convertido de kilogramos masa a Newton, por lo que se debe de multiplicar por el valor de la gravedad. Por lo tanto, $N= 7357.5$ [N]. El coeficiente de resistencia a la rodadura no es constante. El mismo es capaz de aumentar con la velocidad. Sin embargo, tomamos el valor promedio entre el límite superior y el inferior. Por lo tanto se asume $Crr=0.017$. De esta manera se obtiene la fuerza de resistencia a la rodadura de $Fr=125.07$ [N]. Si bien este valor podría no ser muy alto, influye a la hora de calcular la potencia.

La potencia se calcula como:

$$P = F * V$$

Donde:

F es la fuerza de resistencia a la rodadura y V es la velocidad a la que el vehículo se desplaza.

La siguiente gráfica muestra la potencia que se necesita para vencer la fuerza de resistencia a la rodadura. Esto significa que a mayor resistencia de rodadura más potencia se necesita. De aquí la necesidad de hacer vehículos más livianos y neumáticos con un menor coeficiente de resistencia a la rodadura. El coeficiente de rodadura, depende de varios factores:

- Radio de la llanta.- A mayor radio, menor es dicho coeficiente
- Presión.- A mayor presión, menor resistencia.
- Tipo de suelo

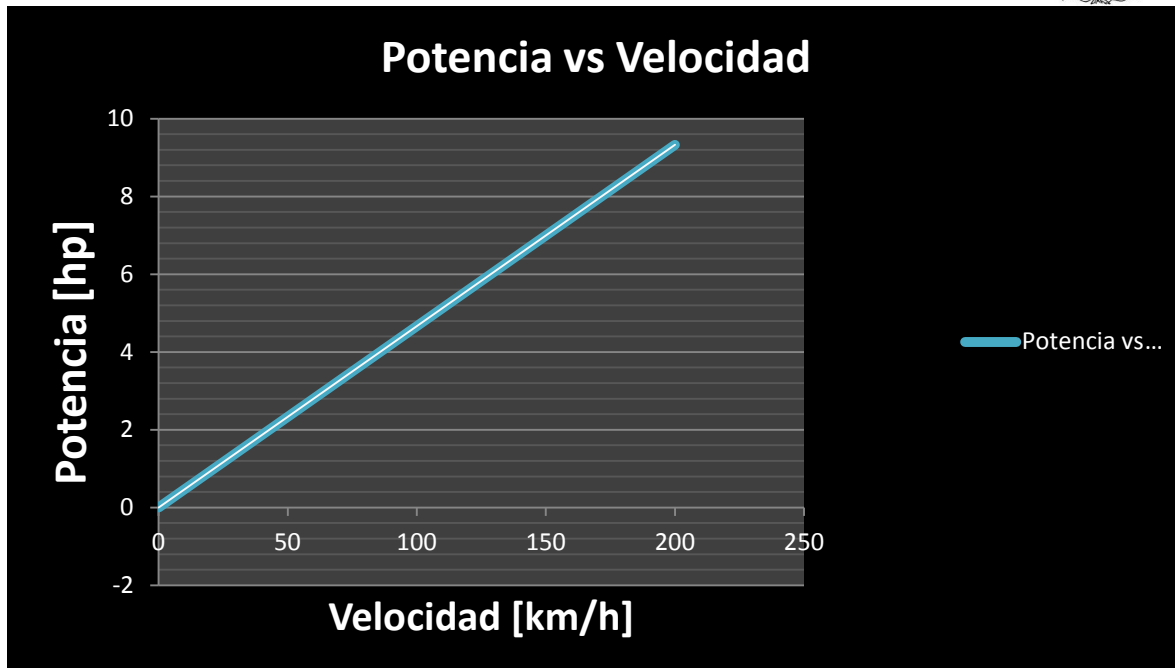


Figura 5.12.- La figura muestra la gráfica de potencia contra velocidad.

La figura anterior nos muestra un comportamiento lineal entre la velocidad a la que el vehículo se desplaza contra la potencia necesaria. A una velocidad de ciudad que oscila entre los 50 [km/h] y los 90 [k/h], se observa que se requieren 2.5 y 4 [Hp] correspondientemente. Sin embargo a velocidades de carretera este valor puede aumentar hasta los 8 [hp]. Si bien parece que no es mucha potencia, para un vehículo que no tendrá más allá de 30 [hp], estos valores pueden llegar a ser críticos junto con la aerodinámica. Por tanto, el uso de neumáticos de perfil redondo que ofrecen un coeficiente de resistencia a la rodadura menor que un neumático de perfil cuadrado mejora el rendimiento del vehículo. Debido a que la información experimental se deriva de una llanta Dunlop 180/55 r17, se utilizará un neumático de las mismas dimensiones. Otra ventaja de utilizar un neumático de este tipo, es que otorgará algo único al vehículo, ya que no existe otro automóvil que utilice las llantas con este perfil.

Tipo de llanta	Coeficiente resistencia a rodadura	de la	Fuerzas laterales por ángulo de deslizamiento máxima(normalizada)	Fuerzas laterales por ángulo de camber máxima (normalizada)
Cuadrado	0.02-0.04		0.8	0.2
Redondo	0.01-0.02		0.8	0.5
Diferencia	50%		0%	40%

Tabla 5.2.-Se observa un cuadro comparativo entre las llantas de perfil cuadrado y de perfil redondo



Sin embargo, un coeficiente bajo de rodamiento no es funcional en frenados bruscos. Esto se debe a que durante el frenado, las llantas con una resistencia alta funcionan mejor (retiran energía), y aunque se podría pensar que este efecto es bajo, los resultados experimentales reportan que una disminución del 10% en el coeficiente de resistencia a la rodadura, representa un aumento de 8 metros en una frenada brusca. Estos 8 metros, son una diferencia importante.

Para contrarrestar dicho efecto, un vehículo híbrido puede recuperar parte de la energía de frenado con un dispositivo llamado freno regenerativo. En este caso, se utiliza como ventaja la dualidad de un motor y un generador. Al momento de frenar, el motor se convierte en generador, transformando el movimiento cinético de las llantas en energía eléctrica que se puede almacenar en baterías o supercapacitores. Algunas pruebas revelan que el freno regenerativo puede aprovechar el 40% de la energía de frenado. Esta conversión energética también disminuiría la necesidad de frenos hiperventilados de compuestos cerámicos que en efecto, son más caros, además que para retirar energía del vehículo, no depende de la fricción disponible con el piso, sino, de la capacidad generativa del motor y la batería.



Capítulo 6

Diseño de la Suspensión Delantera

La suspensión, ha evolucionado, de ser simples muelles que absorbían la energía de las irregularidades del pavimento. Poco a poco, se diseñaron mejores suspensiones con sistemas de control que fueran capaces de ajustarse a las necesidades del camino.

Se debe de entender que el sistema de suspensión tiene básicamente dos funciones:

- Otorgar comodidad al usuario (una suspensión blanda, tiende a ser más comfortable)
- Transferir la potencia del motor a las ruedas (una suspensión más dura otorga mayor dinámica, ya que transfiere mejor la potencia del motor)

Debido a lo anterior, es muy difícil diseñar una suspensión cómoda y que otorgue dinámica. Por lo anterior, se optó por lo que se llama, suspensión adaptativa. Esta es capaz de cambiar sus características de amortiguamiento dependiendo de las necesidades del vehículo. De esta manera, cuando el vehículo realiza un giro muy brusco, el sistema endurece la suspensión, y cuando el vehículo se dirija en línea recta, el sistema ablanda la suspensión para absorber mejor las imperfecciones del pavimento y otorgar comodidad al usuario.

Este cambio de dureza de la suspensión, se logra por medio de amortiguadores que son capaces de variar su coeficiente de viscosidad volviéndose más duros o más suaves. Esto se puede lograr de dos maneras:

- Dispositivos mecánicos de estrangulación al interior del mismo que aumenten o disminuyen la velocidad del fluido de trabajo.



-Amortiguadores con fluido magnetoreológico, que por medio de un campo magnético aplicado, son capaces de cambiar sus propiedades de viscosidad, y por tanto, fluyen con mayor o menor facilidad.



Figura 6.1.- La figura muestra la válvula de estrangulamiento de un amortiguador controlado electrónicamente

La primera opción, es más barata, sin embargo, debido a que es mecánico, está sujeto a desgaste, por lo que los amortiguadores deben ser de gran calidad y la respuesta del sistema es más lenta (alrededor de 200 ms). Los segundos, ofrecen mayor velocidad de respuesta (20 ms), sin embargo son muchos más caros.

Debido a la razón anterior se optó por amortiguadores mecánicos de menor precio y gran calidad. Se implementará un servosistema, que gire las válvulas para suavizar o endurecer el amortiguador. Así mismo, el diseño de la geometría de la suspensión dependió en gran medida de las características de tamaño y de las constantes de dicho resorte.

En este apartado, se discutirá cuál fue el método de diseño de una suspensión adaptable, los cálculos y modelos matemáticos utilizados, así como las herramientas para instrumentar y controlar dicha suspensión.

Para el diseño de la suspensión se tomaron en cuenta los siguientes puntos:

- Baja frecuencia de resonancia (1-2 Hz)
- Posibilidad de cambiar la precarga
- Amortiguadores adaptativos (capaces de cambiar el coeficiente de amortiguación)
- Bajo error en el factor de transferencia
- Diseño modular



6.1.-Tipos de Suspensión

6.1.1.-MacPherson

La suspensión MacPherson es un simple arreglo de resorte, amortiguador y horquilla.

Esta configuración si bien, es la más sencilla de diseñar y manufacturar, no es la mejor para obtener un desempeño y maniobrabilidad deseada. Esto se debe, a que en el momento en que la suspensión se comprime, el ángulo formado por el piso y la llanta (**camber**) cambia, lo cual hace que disminuya coeficiente de fricción entre a llanta y el pavimento. Otra desventaja es el frenado. Debido a que el punto de giro está a una cierta distancia del punto de agarre de la llanta con respecto al piso, se genera un momento que tiende a abrir las llantas. Dicho efecto, no es deseado, ya que puede hacer que al momento de un frenado brusco, el vehículo tienda a perder el control en la parte delantera. Otra desventaja que se tiene al usar esta suspensión, es que el punto de agarre del amortiguador, debe ser directamente en el monocasco por lo que resulta difícil reusar el sistema de suspensión y trasladarlo de un vehículo a otro. Es decir, no es modular. En este proyecto, se piensa que la parte del tren motriz y suspensión, pueda ser modular y de esta manera reusar el chasis para que varios vehículos tengan la misma base disminuyendo así, los costos de diseño y manufactura.

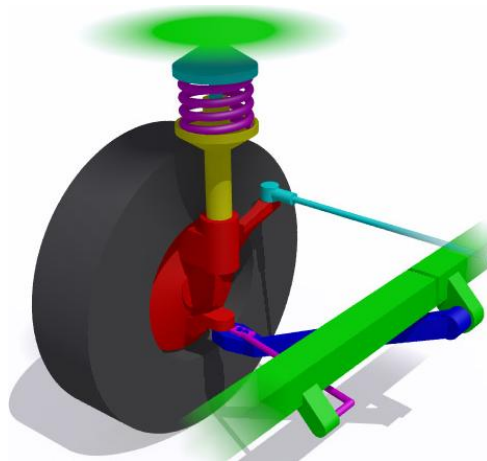


Figura 6.2.-La figura muestra la configuración básica de una suspensión tipo MacPherson



6.1.2.-Doble Horquilla

La suspensión doble A, es semejante a un mecanismo de 4 barras. Este tipo de suspensión permite mayor dinamismo, ya que el ángulo de **camber** puede cambiar de acuerdo a las necesidades del vehículo. Al momento de una vuelta, cuando el lado contrario al cuál se está girando se comprime, el ángulo de la suspensión se mantenga menor a cero. Esto significa que la parte superior de la llanta tenderá a estar inclinada hacia el interior del vehículo, lo cual aumenta el brazo de palanca e impide que el vehículo se vuelque, caso contrario, a una suspensión MacPherson.



Figura 6.3.-La figura muestra la configuración de una suspensión de doble horquilla

Otra característica de esta suspensión es que se tiene una ventaja mecánica entre el amortiguador y el punto de aplicación de la fuerza. Dicha ventaja mecánica hace que el amortiguador tenga que recorrer menor distancia al momento en que la suspensión se comprime o se expande. Este efecto logra que el amortiguador y resorte, si bien tendrán que ser de mayor rigidez, se desgasten menos. Haciendo que su vida útil sea mayor.

Una tercer e importante razón es la posibilidad de hacer modular esta suspensión debido a que estos amortiguadores tienden a ser de menor distancia que los amortiguadores necesitados para una suspensión MacPherson (50% del tamaño). La corta distancia de estos amortiguadores, facilita su implementación y unión con el resto del chasis.



Por último, se puede conseguir que el punto de giro de la llanta coincida con el punto de agarre de la misma con el piso. De esta manera, se cancelan los momentos generados durante el frenado. Al mismo tiempo reduce las vibraciones hacia el volante provocadas por las imperfecciones del asfalto, otorgando mayor comodidad y ergonomía al conductor.

6.2.-Geometría de la suspensión

Como primer punto se implementó una geometría adecuada para lograr un centro de alabeo estable. Es recomendable, que el centro de alabeo esté lo más cercano al piso, ya que esto eliminará los efectos llamados de “jacking forcé”, por lo que el momento generado cuando se da una vuelta será menor, disminuyendo la posibilidad de volcadura.

Los tres puntos más importantes a considerar en el diseño de la suspensión fueron:

- -Centro de alabeo bajo con respecto del piso
- -Relación 1:1 de cambio de la altura del chasis con respecto al cambio de altura del centro de alabeo
- -Poco cambio de **camber**.

6.2.1.-Geometría Frontal

El primer paso fue calcular la geometría de la suspensión delantera. Para esto se utilizó un sencillo programa que pudiera apoyar. Existen diversos programas que pueden ser útiles, sin embargo la licencia de los mismos es cara. Este programa funciona desde el internet, y es completamente gratuito. En el mismo se muestra con un punto verde el centro instantáneo de alabeo. Se diseñó la geometría para que este variara poco y fuera más estable. Se plantea en un futuro, cambiarse a un programa especializado y simular dicho mecanismo con herramientas más precisas, sin embargo como primer iteración, este programa puede funcionar. Se decidió ocupar horquillas más largas. Esto permite que el **camber** cambie poco cuando la suspensión se comprima o se expanda.



Sin embargo, esto último presenta un desafío a la resistencia del material del que está hecha la horquilla, ya que habrá mayor flexión.

En segunda, las horquillas se diseñaron para que tiendan a converger hacia el interior del vehículo y no al exterior, esto ofrece que el centro de alabeo cambie menos de posición con respecto a la posición inicial. La horquilla inferior es más larga que la superior, esto disminuye el cambio de **camber** durante la extensión de la suspensión. De esta manera se obtuvieron los ángulos de posición inicial de ambas horquillas así como su distancia en el plano frontal. Los resultados fueron los siguientes:

Horquilla	Ángulo	Distancia
Superior	3.4°	284mm
Inferior	0°	370mm

Tabla 6.1-La tabla muestra los ángulo y tamaños de las horquillas vistos desde el frente del vehículo.

La distancia de la parte inferior del vehículo al piso, se eligió de 214 mm. Esto porque se hizo un estudio de las distancias existentes entre otro vehículos y se obtuvo un promedio. Dicha distancia es la suficiente para pasar un tope, pero no demasiada para comprometer aerodinámicamente el comportamiento del vehículo.

En el caso del ancho llamado comúnmente “**track**” que es la distancia entre los punto de contacto de las llantas viéndolo desde el frente, se determinó de 1420 mm. Esta medida proporcionará un vehículo estrecho, que facilitará el manejo.

En el caso de los soportes de las horquillas que van montados al chasis, se optó por disminuir el tamaño del chasis, ya que esto disminuirá la flexión y por tanto la fatiga sufrida por los materiales. De igual manera, al tener un chasis delgado, se reducirá el peso que mejorará la dinámica. En la siguiente tabla, se describen las dimensiones de los soportes del chasis.



Parámetro	Dimensión [mm]
Ancho de soportes superiores	793
Ancho de soportes inferiores	633
Altura entre los soportes	173
Distancia entre los soportes	191
Altura al piso	204
Ancho entre llantas (track)	1420

Tabla 6.2-La tabla muestra los parámetros básicos de las distancias de las horquillas

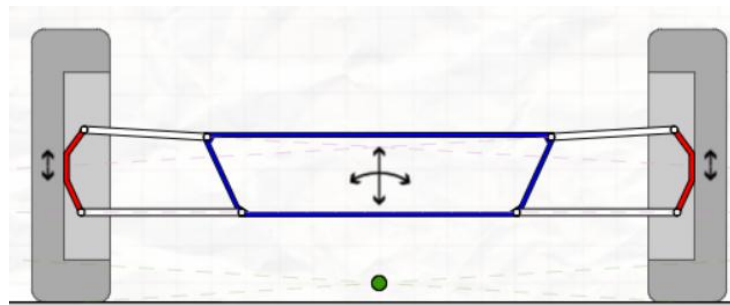


Figura 6.4-La figura muestra las distancias y medidas de la geometría de la suspensión.

6.2.2.-Cambio de **Camber**

El cambio de **camber**, que generalmente es lo más importante en el diseño de estas suspensiones, pasó a un tercer plano. Se utilizarán llantas de motocicleta que ofrecen un coeficiente de fricción equivalente sin importar el ángulo con respecto del piso, de esta manera se tiene un gran agarre sin importar la variación en el **camber**. Así mismo, estas llantas ofrecen menor resistencia al arrastre, lo que economizaría combustible. Sin embargo, si el cambio de **camber** es demasiado, se producen efectos denominados “**camber steer**”



El **camber** steer, es un efecto causado por la capacidad de las llantas de generar fuerzas laterales por tener un ángulo de **camber** distinto a 0° . Esto significa, que al momento de que una llanta pase por un bache o un tope, y la suspensión se comprima, la variación de **camber** genera una fuerza lateral que obliga al carro a dar vuelta, aun cuando el conductor no gire el volante.

Estos efectos son los menos deseados. Por esta razón, se calculó una geometría donde este efecto se disminuya. La mejor manera de disminuir este efecto, es que la horquilla inferior sea más larga que la superior, y dichas barras sean lo más paralelas posibles.

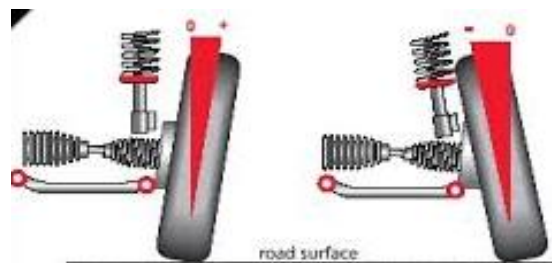


Figura 6.5.-La figura muestra camber positivo (izquierda) y camber negativo (derecha)

6.2.3.-Eje de giro y Distancia d

Este punto es también llamado “**king pin**” y “**scrub radius**”. Se refieren al ángulo del pivote de giro de la llanta para dar vuelta, y a la distancia que existe entre la línea que el pivote genera y el punto de contacto de la llanta con el suelo. Para entender mejor esto, debemos darnos cuenta que cuando queremos hacer girar la llanta para dar una curva, utilizamos el volante para direccionar la misma. El giro del volante se transmite por la columna de dirección hasta un mecanismo piñón cremallera, que convierte el movimiento rotacional en lineal. El movimiento lineal se transfiere por las bieletas hasta el mango de dirección.

Si se observa frontalmente la llanta, existe un punto generado por una línea imaginaria que sigue la dirección del ángulo de la mangueta de dirección y la intersección con el piso. Así mismo, hay otro punto que es el lugar donde el neumático y el piso entran en contacto. La distancia entre estos dos puntos es la distancia d . Esta distancia genera un momento que debe ser vencido por el giro del volante.



Mientras más grande sea esta distancia mayor será el momento, por lo que se tendrá una dirección muy dura. Lo ideal, sería tener una distancia d igual a cero. Sin embargo, la dirección se vuelve demasiado blanda y resulta inestable.

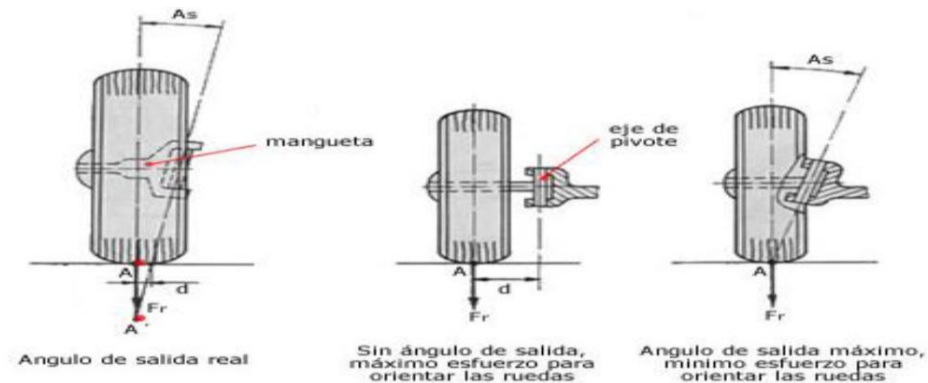


Figura 6.6.-La figura muestra el ángulo del eje de giro y la distancia d . A mayor distancia, mayor momento

La mayoría de los vehículos de turismo tienen una distancia d entre 20 y 70 mm. Por esta razón se optó por la mínima distancia d , ya que el mecanismo de giro, será por medio de un piñón cremallera y no se contará con ninguna dirección asistida. Por lo tanto, se requiere que el esfuerzo del conductor sea el mínimo. Una distancia d pequeña, otorgará la dureza ideal, ya que la dirección no será demasiado dura, ni demasiado blanda. Además, al tener una distancia d pequeña, el momento generado en el pivote durante el frenado, que tiene que ser resistido por las bieletas de dirección, será menor, propiciando que las mismas se compriman y extiendan en menor magnitud disminuyendo su desgaste por fatiga.

6.2.4.-Ángulos de Convergencia y Divergencia

Los ángulos de convergencia y divergencia, son una consecuencia de la distancia d . Cuando un vehículo frena o acelera, las llantas se tienden a abrir o cerrar. En el caso del frenado, las llantas se abren, y provocan una cierta inestabilidad durante el mismo. El ángulo de convergencia, contrarresta este efecto, y ayuda a mejorar la detención estable del vehículo. De igual manera cuando un automóvil de tracción delantera, acelera, las llantas se cierran, por lo que se coloca un ángulo divergente para contrarrestar dicho efecto.



En el caso de este vehículo, se prefiere un ángulo de convergencia para contrarrestar los efectos del frenado, ya que estas fuerzas son mucho mayores en magnitud que aquellas de aceleración. Para no generar demasiado arrastre por tener las llantas convergentes, se utilizará 1° para contrarrestar los efectos anteriormente explicados.

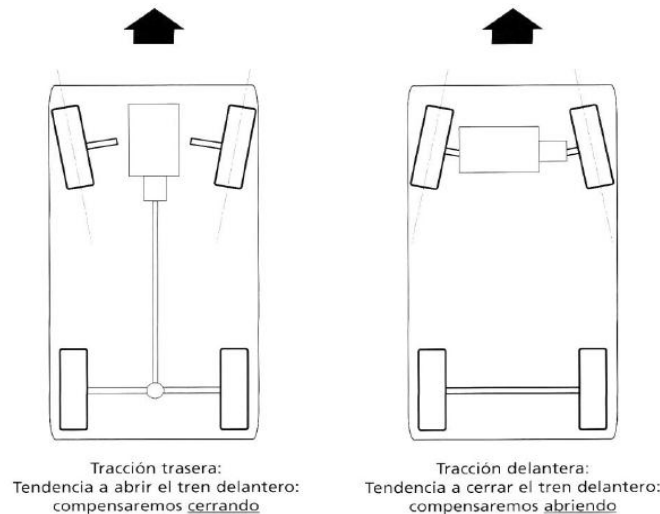


Figura 6.7.-a figura muestra el comportamiento de las llantas durante aceleración y frenado dependiendo de la tracción

6.2.5.-Centro de Alabeo y Jacking Forces

El centro de alabeo es el punto donde el chasis rota al momento en que se da una curva. La inercia provoca que el vehículo se niegue a dar vuelta, como resultado se tiene una transferencia de masa hacia el lado opuesto al cual se está dando vuelta.

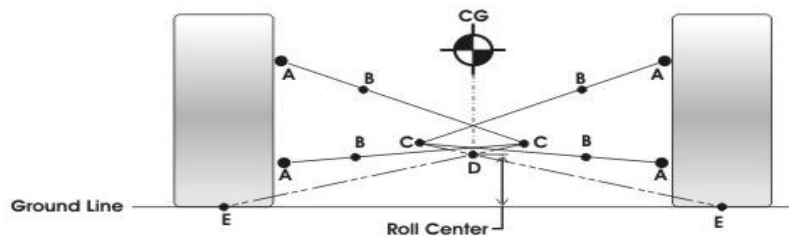


Figura 6.8.-La figura muestra la ubicación del centro de alabeo con respecto al piso



Sin embargo, se generan fuerzas que se denominan “**jacking forces**” o fuerzas de levantamiento. Estas fuerzas, son resultado del momento generado entre las fuerzas laterales y la distancia del centro de alabeo de la suspensión con respecto al piso. Este momento, puede volcar al vehículo, y para eliminarlo, la distancia del centro alabeo de la suspensión se coloca lo más cercano al piso.

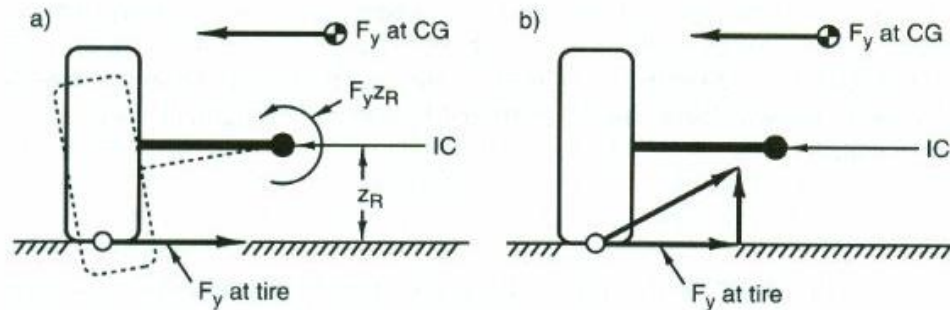


Figura 6.9.- La figura muestra los efectos de las “jacking forces” en el triángulo de fuerzas

El índice de movilidad, es aquel que describe cómo cambia el centro de giro sobre el plano de la suspensión. Este depende de las horquillas y sus posiciones relativas entre ellas. Si esta geometría varía demasiado, el centro de alabeo también lo hará. Por lo tanto, con unos cuantos grados de alabeo, el centro de alabeo podrá variar muchos centímetros desde su posición original. Esto tendrá como repercusión problemas de estabilidad al momento de dar curvas o pasar por un bache o tope. En general, se debe tener una relación de 1:1. Esto significa que por cada cm que se desplaza el chasis, se debe desplazar el centro de rotación en el mismo sentido y magnitud. De esta manera se estabiliza el vehículo debido a que las fuerzas de levantamiento son constantes en todo momento. Se debe tener en cuenta que la estabilidad del centro de alabeo sólo se refiere al cambio en la altura, ya que el momento generado por la fuerza lateral debe ser a 90°. Podría pensarse que las fuerzas de levantamiento son despreciables, sin embargo, no lo son. Durante mucho tiempo se desconocían, y se diseñaba la suspensión para que el centro de alabeo fuera muy alto, tan cerca al centro de masa como se pudiera, pensando que el vehículo tendería menos a girar sobre su centro de alabeo, y por tanto incrementando la estabilidad. Sin embargo, al no conocer los efectos de las fuerzas de levantamiento, los ingenieros se desconcertaban al observar como durante las curvas los vehículo se levantaban sin razón aparente. No fue hasta que Milliken explicó dicho efecto y ahora, los ingenieros prefieren centros de alabeo bajos y compensar el alabeo con las barras estabilizadoras.



Los efectos de las fuerzas de levantamiento pueden ser observados en la siguiente imagen.



Figura 6.10.- La figura muestra un vehículo bajo las fuerzas de levantamiento en el tren trasero

La fórmula para calcular las fuerzas de levantamiento es:

$$F_j = F_l * \text{sen } \phi$$

Donde:

F_j es la fuerza de levamiento, F_l es la fuerza lateral y ϕ es el ángulo generado por la línea que va desde el punto de contacto de la llanta y el centro de alabeo.

En el caso del vehículo que se está diseñando, se optó por tener el centro de alabeo bajo, para que las fuerzas de levantamiento sean las menores posibles, para lograrlo, el ángulo debe ser el menor. Usando simple trigonometría, podemos obtener el ángulo del mismo. La altura del centro de alabeo es de 45 mm, y la distancia de la mitad del ancho entre llantas es de 710 mm. Por lo tanto, el ángulo es de 3.62°. Utilizando la fórmula anterior se puede generar un programa donde dependiendo de la fuerza lateral, se observa el aumento de las fuerzas de levantamiento.

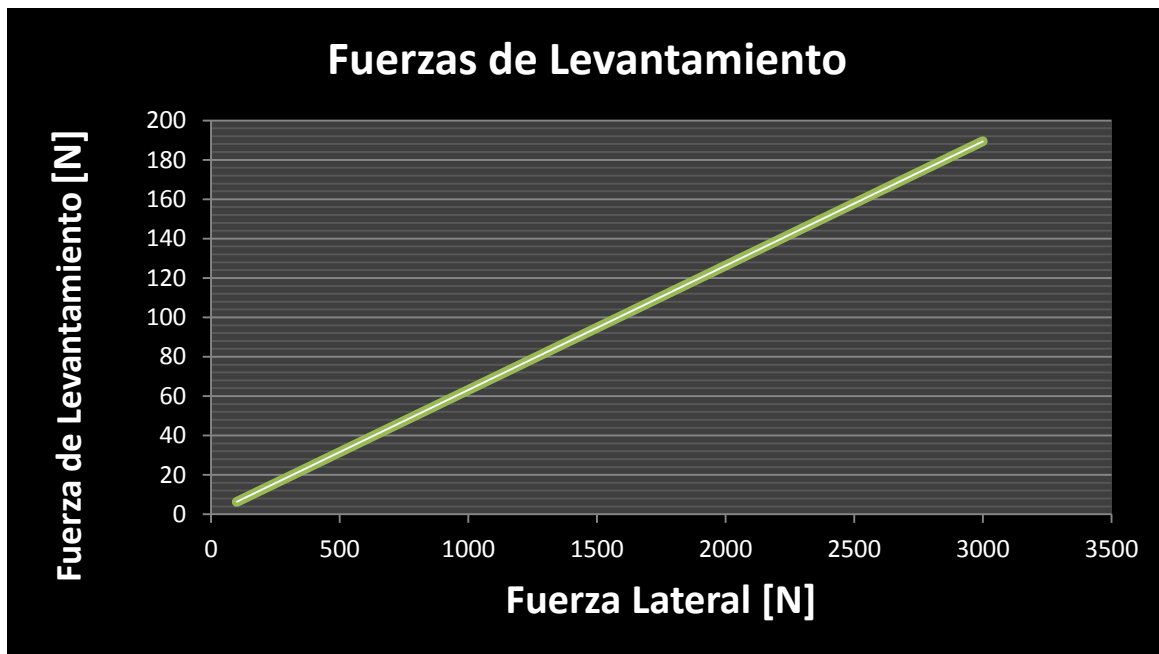


Figura 6.11.- La tabla muestra las fuerzas de levantamiento con respecto a la fuerza lateral

Se puede observar en la tabla, que el comportamiento es lineal, y la fuerza de levantamiento es muy baja comparada con el peso mismo del vehículo, ya que con fuerzas laterales muy altas (305 [kgf]), la fuerza de levantamiento es de apenas 20 [kgf]. Esto prueba, que la suspensión será estable a altas velocidades y curvas muy cerradas. Sin embargo, el ángulo provocado por la altura del centro de alabeo no se mantiene constante. El mismo cambia dependiendo de la misma geometría de la suspensión y de las fuerzas que la misma deba de soportar. Si se hace un análisis del cambio del ángulo del centro de alabeo con respecto al ángulo de alabeo, se obtendrá información valiosa que funcionará para analizar si las fuerzas de levantamiento pueden ser o no un problema. Es importante indicar que el cambio en la altura y el largo del centro de alabeo es dependiente no sólo del ángulo de alabeo sino de la altura con respecto al piso. En el siguiente ensayo se propone una altura del chasis de 20 [cm] hacia el piso medido desde el centro del chasis.

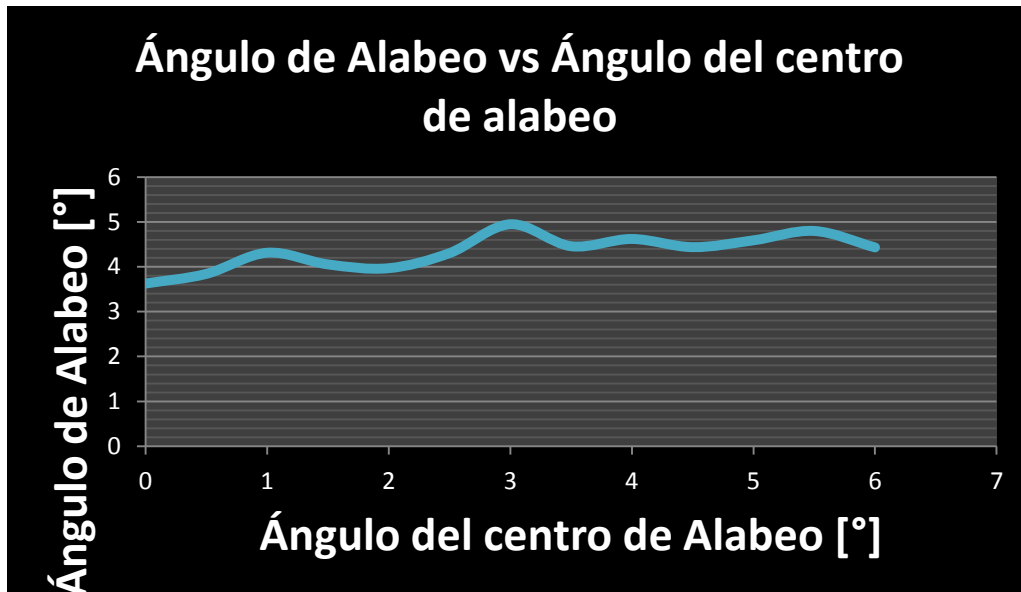


Figura 6.12.- La tabla muestra el cambio del ángulo del centro de alabeo con respecto al alabeo mismo del vehículo

La figura muestra que el cambio en el ángulo del centro de alabeo no es grande. Esto es preferible, ya que las fuerzas de levantamiento serán relativamente constantes y bajas. El ángulo mínimo es de 3.62° mientras que el ángulo máximo es de 4.43° . Si se calcula el error entre estos se observa el siguiente comportamiento:

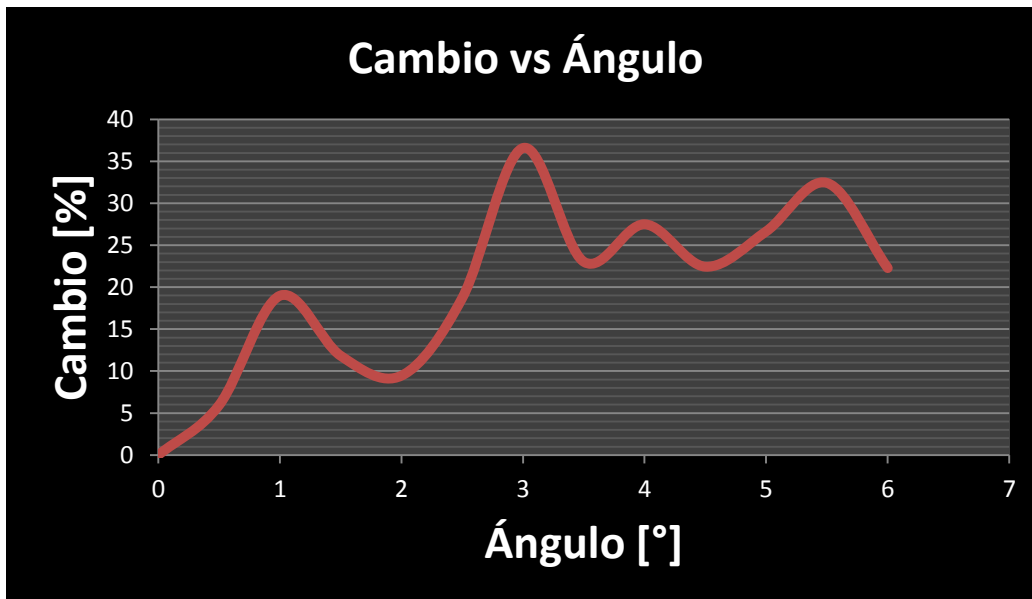


Figura 6.13.- La tabla muestra el cambio del ángulo del centro de alabeo con respecto al original



En la gráfica anterior se observa que existe un cambio de 36 [%]. Esto significa que a ciertos ángulos de alabeo las fuerzas de levantamiento pueden ser 36 [%] mayor a lo esperado. Si bien es una fuerza notoriamente más grande, en realidad sigue siendo muy baja ya que en casos extremos de tener una fuerza lateral de 305 [kgf] se produce apenas 19.23 [kgf] de fuerza de levantamiento. Si a esto se le suma el aumento de 36% producido por la manera en que se mueve el centro de alabeo obtendríamos 26.15 [kgf]. Este valor, es muy bajo con respecto al peso mismo del vehículo ya que es menor al 1/16 del mismo. Aparte, se puede disminuir este efecto al evitar que el vehículo gire tanto.

Lo anterior se puede lograr de dos maneras; con las barras estabilizadoras, ó endureciendo el amortiguador. En este caso, aprovechando que se tiene un amortiguador adaptativo, se optará por la segunda opción. Sin embargo, el uso de estos elementos no es tanto para disminuir las fuerzas de levantamiento, sino para disminuir el cambio de camber durante una curva, ya que el segundo efecto repercute más en la estabilidad del vehículo que las mismas fuerzas de levantamiento.

Otro factor a tomar en cuenta, es que se planea que el vehículo a altas velocidades (100 km/h en adelante) sea capaz de bajar el del chasis, y ajustarlo para que el centro de alabeo quede por completo a la altura del suelo. Este cambio anulará las fuerzas de levantamiento incrementará la aerodinámica del mismo.

Las fuerzas de levantamiento son un parámetro de gran importancia y se sabe que las suspensiones deben ser diseñadas de tal manera que el centro de alabeo esté lo más cerca del piso. Este parámetro facilita el diseño de la suspensión. Es decir si se logra una altura pequeña, las fuerzas de levantamiento serán casi nulas, por lo que el análisis puede ser omitido y así se permitirá poner más atención a otros parámetros de diseño como el **camber**, la comodidad o la resonancia.



6.3.-Análisis del Sistema

Para analizar el sistema primero se deben tener los parámetros básicos. Por ejemplo, la constante del resorte y del amortiguador, el tamaño de la suspensión, y de los elementos que la conforman, así como la masa suspendida y la no suspendida. Posterior a esto, se elige el modelo que se utilizará para analizar el comportamiento del neumático y de la suspensión. Recordemos que la finalidad de la suspensión es otorgar comodidad y dinámica. Estos últimos son contrarios por lo que ganar en una significa perder en otra. Por esta razón se elige una suspensión adaptativa es decir, que al menos un parámetro de la misma se pueda cambiar. En este caso, dicho parámetro será el amortiguador. Por lo tanto, en el siguiente apartado de este capítulo, se analizarán con respecto a tablas y ciertas especificaciones que debe cumplir el vehículo, el valor de la constante del resorte y del amortiguador.

6.3.1.- Características de la Suspensión

Para continuar con el análisis se requiere la constante del resorte. En total se tendrán 10 cm de recorrido de la suspensión. Se requiere que el vehículo se comprima 2.5 cm, cuando ambos pasajeros estén subidos en el vehículo. Se considera una masa de 75kg de cada persona, que es el promedio mundial. Por lo tanto, con un peso de 150kg sobre el vehículo más el peso propio del vehículo estimado en 600kg, se obtiene un peso en total de casi 750kg. Por lo que en el modelo de $\frac{1}{4}$ de masa, se tendrán 187.5 kg sobre una llanta.

De acuerdo a la siguiente ecuación:

$$k_m = \frac{m_{sd} * g}{l_0 - l}$$

Donde:

m_{sd} es el cuarto de la masa, g es la gravedad y $l_0 - l$ es la deflexión del amortiguador.



El vehículo se diseña para que la precarga, que es el peso del vehículo sin pasajeros sólo contemple 5 cm de compresión. En este punto, el vehículo sin pasajeros, deberá estar a una altura de 21 cm respecto al piso. Esto es lo común en los vehículos de calle. Usando la fórmula anterior con la masa de $\frac{1}{4}$ de vehículo se obtiene una k_m de 36 787 N/m. Al momento que dos personas de 75 kg cada uno, se sube al vehículo, la suspensión se comprime 2.5 cm más.

Por lo tanto, la suspensión podrá tener a extensión 7.5 cm y el restante 3.5 cm serán a compresión. Se puede ver entonces que se cumple con los parámetros de ergonomía para un coche cómodo, que son 75% a extensión y 25% a compresión, ya que 7.5 cm representa el 75% a compresión y 3.5 cm corresponde al restante 25%.

Para continuar, se obtiene la constante del resorte tomando en cuenta la constante elástica de la rueda misma. Generalmente las llantas de una motocicleta, tienen coeficientes de 220 000 N/m. Se calcula la constante de rigidez total como una suma de resistencias en paralelo. La fórmula es la siguiente:

$$k_s = \frac{k_m * k_n}{k_m + k_n}$$

Donde:

k_s es la constante total del sistema, k_m es la constante del resorte y k_n es la constante del neumático.

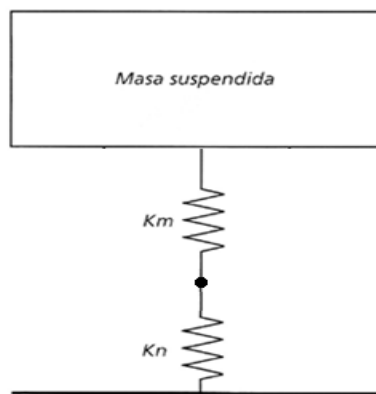


Figura 6.14.- La figura muestra la constante del resorte de la suspensión y del neumático en serie



Como resultado se obtiene una K_s de 31 517 N/m. Se puede observar que la rueda repercute poco en la constancia elástica total.

Por último se obtiene el coeficiente de amortiguamiento con un factor de amortiguamiento igual a 1. El factor de amortiguamiento igual a 1, dará como resultado el coeficiente de amortiguamiento crítico.

Dada la siguiente fórmula:

$$C = 2 * \varepsilon * \sqrt{k_s * m}$$

Donde:

C es el coeficiente de amortiguamiento, ε es el coeficiente de amortiguamiento crítico (en este caso es igual a 1), k_s es la constante total del sistema y m es la masa.

Se sabe por tablas que en el caso de vehículos cómodos se debe de obtener un 25% del amortiguamiento crítico.

Tipo de suspensión	% compresión / % Extensión	% Amortiguación crítica
Coche cómodo	25 - 30 / 75 - 70	15 - 25
Semi deportivo	30 - 35 / 70 - 65	25 - 30
Deportivo	40 - 45 / 60 - 55	30 - 35
Competición	50 - 60 / 50 - 40	35 - 40

Tabla 6.3.- La tabla muestra los valores de porcentaje de compresión y extensión y de amortiguamiento crítico para diversos tipos de suspensiones.

Realizando los cálculos pertinentes, se obtiene un coeficiente de amortiguamiento de $C= 4861.86$ Ns/m. Si se cuenta que para un vehículo cómodo se busca tener 25% del coeficiente crítico amortiguado, se obtiene un coeficiente de $C=1215.46$ Ns/m.

Actualmente se cuenta con un amortiguador que pudiera suplir las necesidades de adaptabilidad que se requieren. Estos amortiguadores son de motocross lo cual implica que son de buena calidad y mucha resistencia. Están contruidos a base de nitrógeno y líquido y tiene tres formas de cambio de coeficiente de amortiguamiento.



6.3.2.- Especificaciones del Amortiguador

El amortiguador es el elemento más importante de la suspensión. En él recaen todas las fuerzas involucradas y es el elemento que absorbe las mismas. Por lo tanto, el amortiguador debe ser duradero y de buena calidad. Sus elementos deben ser capaces de soportar dichas fuerzas y cargas.

Un amortiguador duro, se desplaza poco esto contribuye a su poco desgaste contrario a uno que se desplaza mucho. En el caso de las suspensiones MacPherson, los amortiguadores deben ser cambiados constantemente ya que por la misma configuración de la suspensión, no existe ventaja mecánica. Lo anterior significa que lo mismo que se desplace la llanta, se deberá de desplazar el amortiguador. En el caso de la suspensión doble A, se puede tener ventaja mecánica que contribuya a que haya menor desplazamiento del mismo. Por lo tanto, los amortiguadores de las suspensiones doble A, son más fuertes y duraderos, sin embargo, esto también presenta un aumento en el costo. Encontrar un amortiguador de vehículos que cumpla estas necesidades es muy complicado.

La mayoría de las suspensiones de un vehículo de uso cotidiano utilizan la suspensión MacPherson. Estos amortiguadores son muy blandos, y no son los óptimos para el diseño de esta suspensión. Por lo tanto, sólo nos queda la opción de los semi deportivos o los deportivos. Pero de nuevo su costo es muy elevado. Sin embargo, existe una tercera opción. Los amortiguadores de la motocicleta. Estos amortiguadores soportan bien las cargas, y los costos son relativamente bajos. Más aún, tomando en cuenta que el vehículo que se está diseñando cumple más como la unión de dos motocicletas que un vehículo en sí estos amortiguadores son los óptimos.

Al existir diversos tipos de motocicletas, significa que también existen muchos tipos de amortiguadores. Los mejores amortiguadores son para "motocross". Estos amortiguadores normalmente tienen una suspensión que contiene brazos de palanca con ventaja mecánica. Así mismo, son amortiguadores muy rígidos y que por las fuerzas que deben soportar, su calidad es alta. Mejor aún, su costo no es tan elevado. Después de realizar una búsqueda se encontró con un modelo en especial, que cumple con las especificaciones de tamaño y dureza.



El amortiguador es de la marca DNM. La serie de construcción es MT-RC. Esta marca es reconocida por su calidad y muchos profesionales del “motocross” los prefieren. A continuación se enuncian sus características:

- Alta dureza del resorte (alrededor de 210152.20 N/m)
- Coeficiente de amortiguamiento adaptable de dos maneras; rebote y compresión.
- Precarga del resorte ajustable.
- Bajo desplazamiento (55 a 77mm)
- Tamaño de 260 mm de buje a buje
- Precio de 109 dólares aproximadamente
- Maquinado con CNC de precisión
- Acero cromado para evitar corrosión
- Bujes esféricos

A continuación se presenta una imagen del mismo.



Figura 6.15- Amortiguador adaptable marca DNM serie MT-RC



6.3.3.- Modelado del Sistema y Respuesta Transitoria

La segunda parte, comprende el modelado del sistema. Se utilizó el modelo de $\frac{1}{4}$ de masa del vehículo.

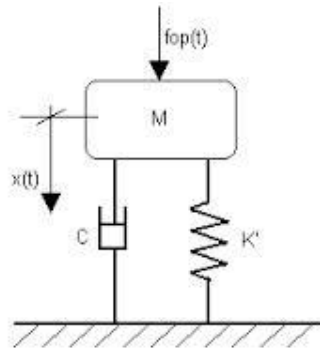


Figura 6.16.-La figura muestra el modelado básico de un cuarto de llanta

La fuerza generada por el resorte depende de la compresión del mismo. Este es un elemento activo, lo que significa que es capaz de absorber energía.

$$F_{res} = k(x - l_0)$$

Donde:

F_{res} es la fuerza generada por el resorte, k es la constante del mismo, x es la longitud inicial del resorte y l_0 es la longitud final del mismo.

El amortiguador, disipa la energía, esto lo convierte en un elemento pasivo, se modela de la siguiente manera ya que depende de la velocidad con la que se desplaza:

$$F_a = -c\dot{x}$$

Así, la ecuación de Newton para la masa m está dada por:

$$m\ddot{x} = k(x - l_0) + c\dot{x}$$



Reemplazando y aplicando la transformada de Laplace en tiempo 0 y condiciones iniciales 0 obtenemos:

$$m\ddot{s} + c\dot{s} + ks = F(t)$$

Se obtiene la función de transferencia que queda:

$$G(s) = \frac{1}{ms^2 + cs + k}$$

Aunque esta función de transferencia no es exacta, es un modelo que se acerca mucho y que por su gran facilidad, es de los más utilizados. Así mismo, este modelo sólo toma en cuenta la entrada de una sola llanta, y funciona más para modelar el comportamiento de la suspensión ante un bache o un tope que para la dinámica del mismo. Aún cuando el modelo no sea el óptimo, la adaptabilidad del amortiguador otorga una gran ventaja, ya que de manera experimental se podrá determinar qué valor de coeficientes de amortiguamiento son los mejores. Usando un programa como matlab, y en especial, simulink, se puede obtener las respuestas de la suspensión ante entradas de diferentes magnitudes y sentidos.

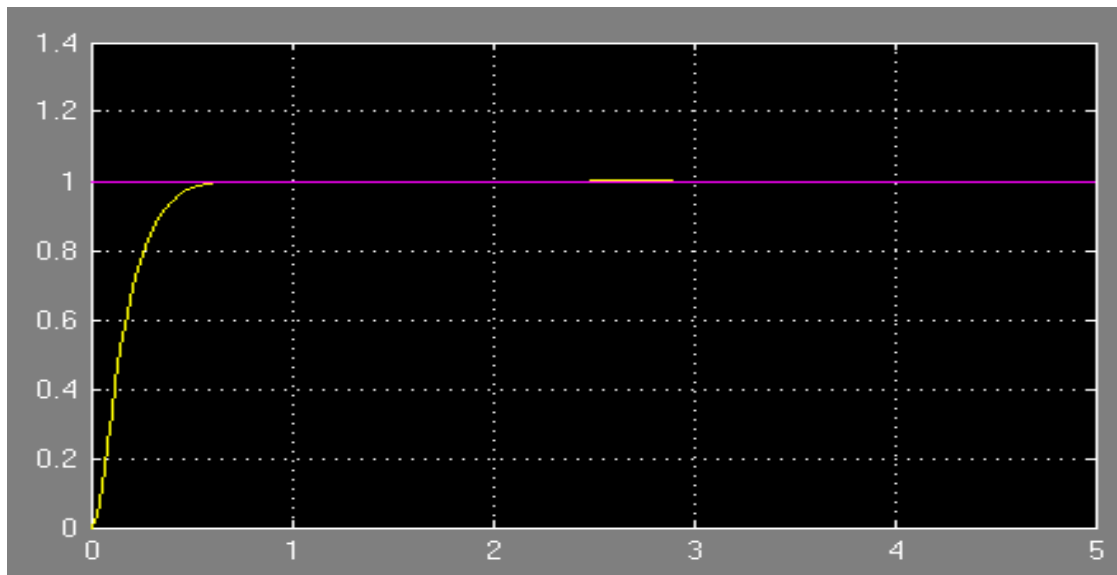


Figura 6.17.- La figura muestra el comportamiento de la suspensión con un coeficiente de amortiguamiento de 4861.86 [Ns/m] que representa 100% del valor críticamente amortiguado



La figura siguiente muestra la diferencia de la misma función con un 40% del valor críticamente amortiguado

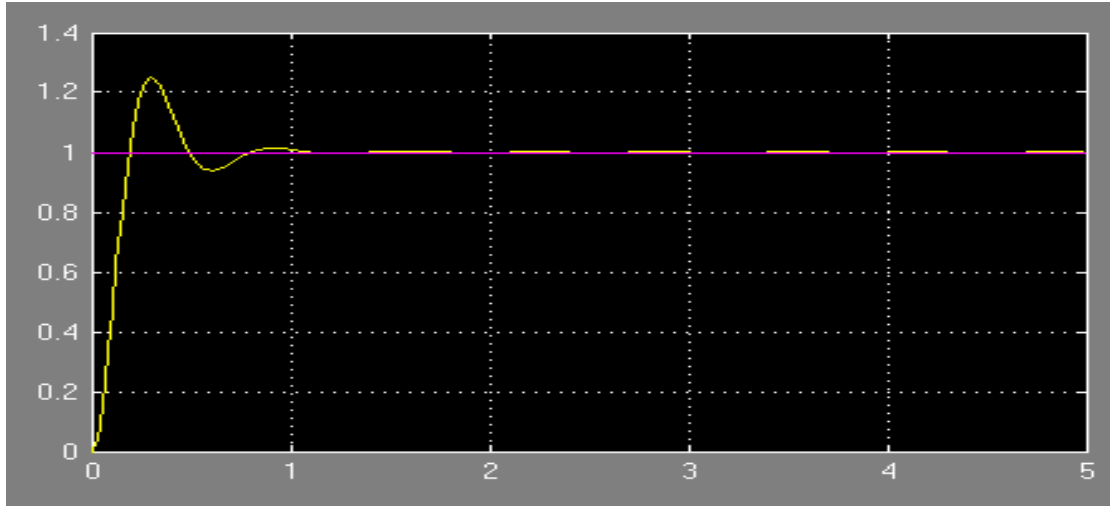


Figura 6.18.- La figura muestra el comportamiento de la suspensión con 40% del valor críticamente amortiguado

Lo óptimo en una suspensión, es que el valor del coeficiente de amortiguamiento sea igual al críticamente amortiguado, tal y como se muestra en la *figura 6.17*. Sin embargo, la suspensión sería muy dura y por tanto poco confortable. En el caso de una suspensión confortable, se recomienda 25% del valor críticamente amortiguado.

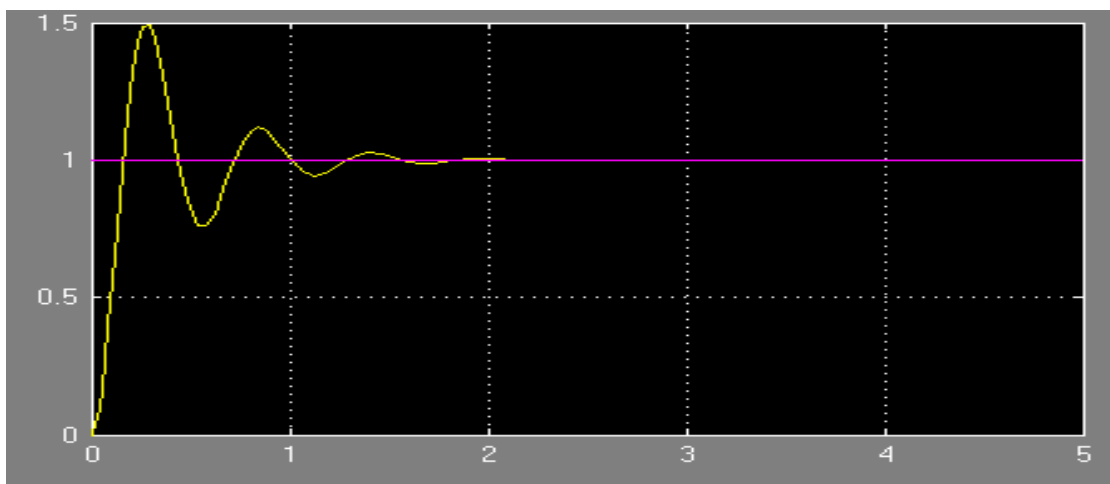


Figura 6.19.- La figura muestra el comportamiento de la suspensión con 25% del valor críticamente amortiguado



En comparación, mientras el coeficiente de amortiguamiento se acerque más al valor críticamente amortiguado, mejor será la dinámica, ya que la velocidad de respuesta del sistema será más rápida, es decir, converge al valor de entrada más rápidamente. Al ser más rápida, el sobrepaso es menor, como se observa con el 40% del valor crítico. Sin embargo, esta respuesta aunque es la óptima en cuanto a estabilidad, no es la más cómoda.

El sistema debe de oscilar antes para dar la sensación de confort. Una suspensión más blanda, es más confortable porque su sobrepaso es mayor, aparte de que converge al valor final más lentamente. Este mayor número de oscilaciones y lentitud en la respuesta, es la que proporciona comodidad, ya que poco a poco se absorbe la energía provocada por la entrada. La ventaja de esta suspensión, es que el valor del amortiguamiento puede ser cambiado, desde un 25% del valor crítico (confortable) hasta un valor de 35% del valor crítico (deportivo).

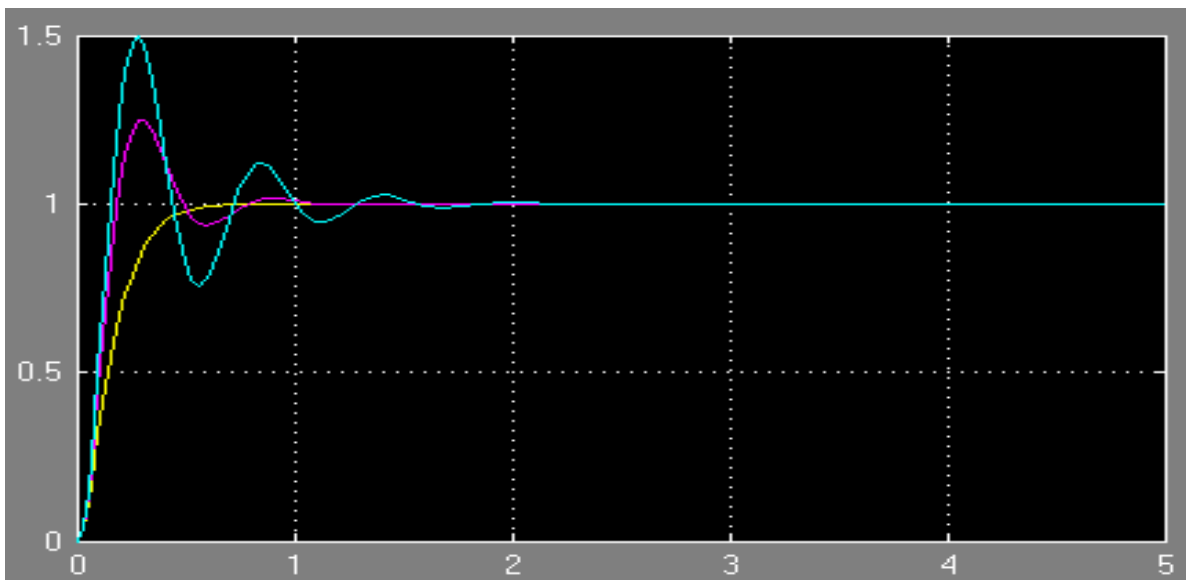


Figura 6.20.- La figura muestra el comportamiento de la suspensión con 100% (amarillo), 40% (morado) y 25% (azul) del valor críticamente amortiguado.



6.4.-Análisis de Vibraciones

Con la información anterior se puede proceder a hacer un análisis de vibraciones. Las vibraciones en vehículos son cruciales ya que pueden ser muy incómodas para el conductor. En la siguiente tabla se observa cuáles son las vibraciones y que tan cómodo es para el conductor.

Frecuencia de oscilación	Impresión de confort	Tolerancia física	Tipo de suspensión
5	Muy mala	Intolerable	Competencia
2.5	Mala	Intolerable	Deportiva
2	Confortable	Tolerable	Semi deportiva
1.1	Muy confortable	Tolerable indefinidamente	Confortable
1	Muy confortable	Tolerable indefinidamente	Confortable
0.8	Sensación de arrullo	Tendencia al mareo	No existente

Tabla 6.4.- La tabla muestra una comparativa entre los distintos tipos de suspensiones

Se observa que entre 1 y 1.1 Hz se obtiene la mayor comodidad posible, a partir de 2 Hz en adelante se vuelve tolerable por poco tiempo. Por lo tanto se tratará de diseñar la suspensión tomando en cuenta un rango de 1 a 2 Hz.

Para el siguiente análisis se utilizará la frecuencia natural, que se calcula con la fórmula:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s}{m_{sd}}}$$

Donde:

f_n es la frecuencia natural, k_s es la constante total del resorte y m_{sd} es la cuarta parte de la masa.



Sustituyendo valores de 40kg hasta 200kg de peso de los individuos y carga extra obtenemos la siguiente gráfica:

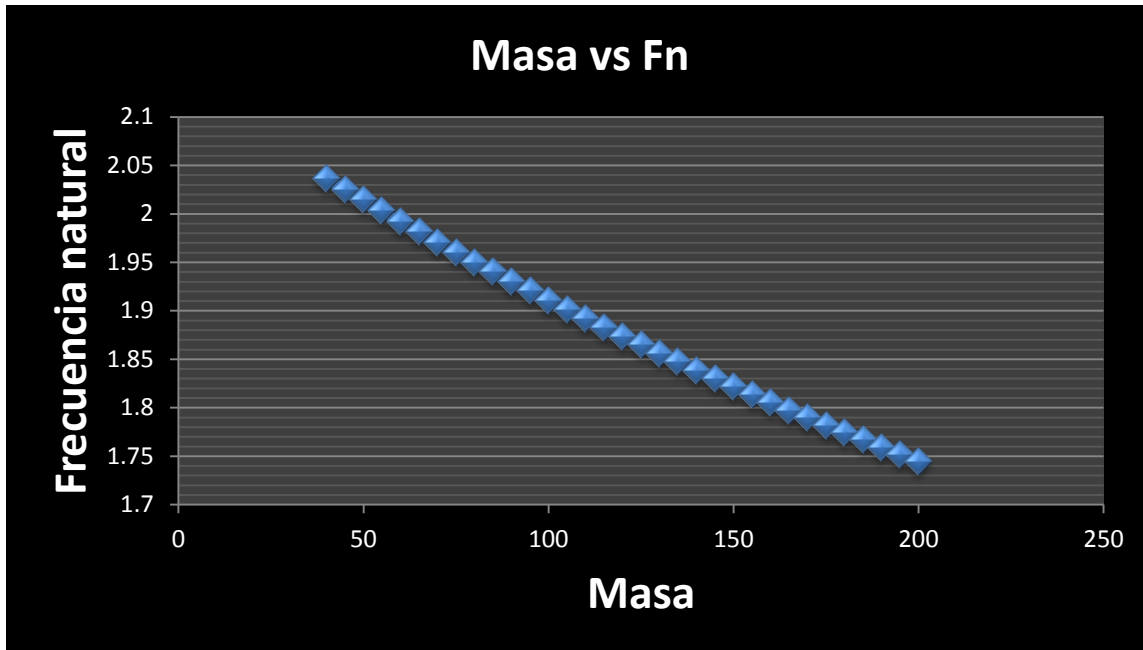


Figura 6.21.- La gráfica muestra el cambio de la frecuencia natural con respecto al aumento de la masa

Se obtiene como valor máximo 1.74 Hz y 2.03 Hz, lo cual entra en el rango aceptable. Se puede observar que mientras más masa exista sobre el sistema, más cómoda tiende a ser la suspensión.

También se puede obtener una frecuencia amortiguada debido al resorte y al amortiguador, con la que se utiliza la fórmula:

$$f_b = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c^2}{4 * m^2} - \frac{k_s}{m}}$$

Donde: f_b es la frecuencia de resonancia del sistema amortiguado, c es el coeficiente de amortiguamiento, k_s es la constante del sistema y m es la masa.



Haciendo el mismo ejercicio que el anterior se obtiene un rango de 1.7 Hz y 1.97 Hz. Se puede observar que el amortiguador cambia poco el efecto de la frecuencia natural generado únicamente por el resorte y la masa lo deseable y se debe al valor bajo del amortiguador.

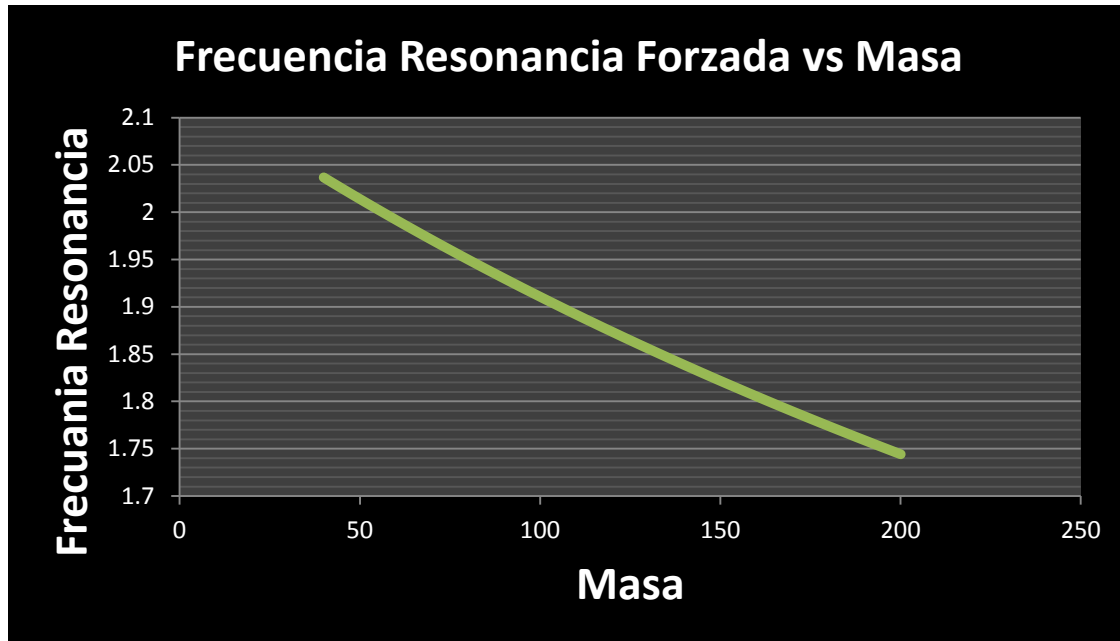


Figura 6.22.- La gráfica muestra el cambio de la frecuencia natural amortiguada con respecto al aumento de la masa

Posterior a esto haremos un análisis de resonancia, para saber en qué valores, el sistema tiende a ser menos estable, y con la menor perturbación, este puede crear amplitudes muy grandes. La resonancia se debe cuando la amplitud crece exponencialmente debido a que la frecuencia de entrada llamada forzada es muy semejante a la natural. La amplitud está dada por la fórmula:

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k_s - \omega^2 m)^2 + \omega^2 c^2}}$$

Donde: A es la amplitud, F_0 es la fuerza de entrada, k_s es la constante elástica del sistema, ω es la frecuencia de entrada, m es la cuarta parte de la masa y c es el coeficiente de amortiguamiento.



Al introducir diversos parámetros de ω , encontramos la siguiente gráfica:

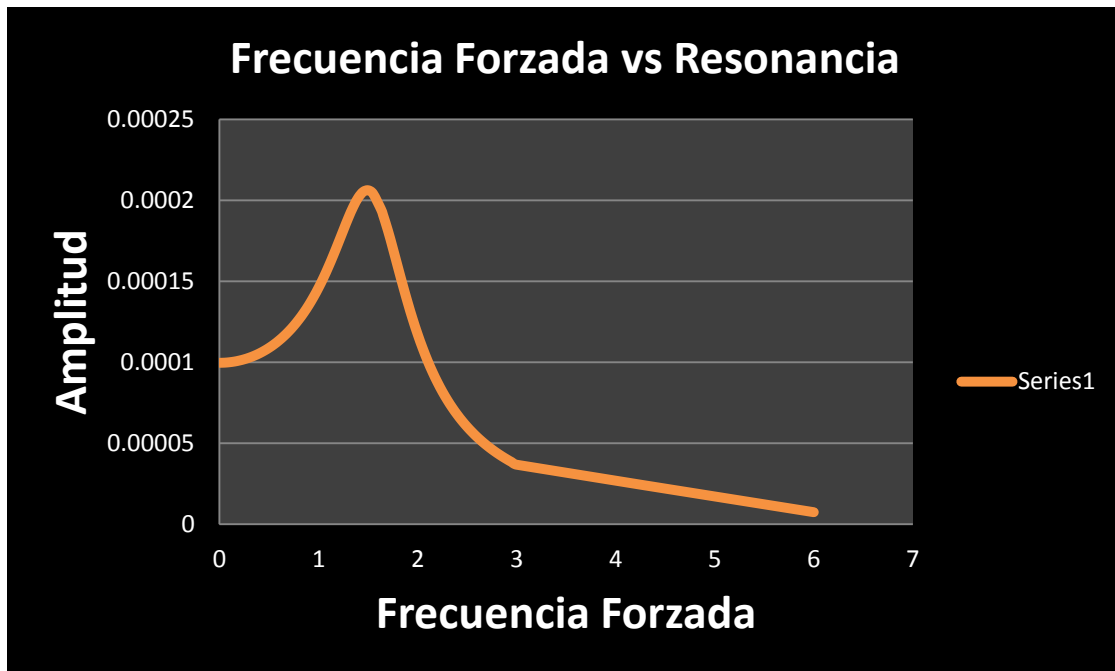


Figura 6.23.- La gráfica muestra el pico de resonancia que se ubica 1.5 y 2 Hz

El pico creado, es debido a que esa frecuencia es donde la frecuencia forzada de entrada es parecida a la frecuencia natural. Por lo tanto la amplitud puede llegar a crecer casi hasta el doble. Incluso, si el sistema no estuviera amortiguado, el sistema tendería a una amplitud infinita, esto se debe a que se haría una división entre cero. En este sistema, se ve que la frecuencia que genera el pico, se ubica en 1.5 Hz. De nuevo, la resonancia cumple con los parámetros de comodidad ya que la frecuencia de resonancia está en el rango de 1 a 2 Hz.



6.5.-Factor de Transferencia

En el capítulo 5.3 se elaboró el diseño de la suspensión con el modelo de $\frac{1}{4}$ de masa. Sin embargo, las fuerzas involucradas tanto del resorte como del amortiguado no son en la misma dirección que las presentadas en el modelo. Por esta razón se tiene que realizar un análisis de factor de transferencia. El factor de transferencia es una manera de saber que tan aproximado es la suspensión al modelo matemático deseado. La descripción del mismo se observa mejor en la siguiente ilustración:

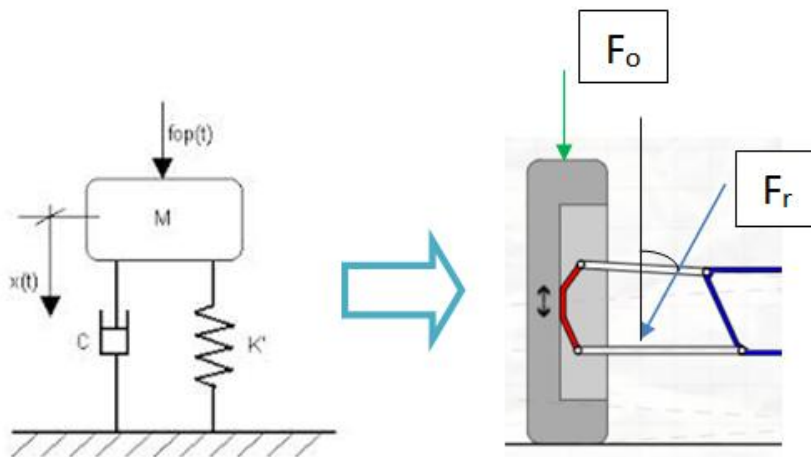


Figura 6.24.- La figura muestra la homologación de las fuerzas del modelo de $\frac{1}{4}$ de masa a la geometría real.

En la figura se aprecia la fuerza de entrada en la figura de la izquierda como $f_{op}(t)$. Esta se refiere a la entrada del sistema provocada por un bache en el suelo. Se puede ver que el sentido de la misma es hacia abajo. Así mismo, la respuesta del resorte y del amortiguador es de la misma dirección que la entrada pero en sentido contrario. Esto quiere decir que los cálculos hechos en el capítulo anterior son considerando la fuerza del resorte actuando en todo momento en la misma dirección que la entrada. Sin embargo, esta premisa es sólo cierta en una suspensión de tipo MacPherson. En el caso de una suspensión doble A, se requiere hacer los cálculos necesarios para homologar dichas fuerzas.



Por esta razón se debe tomar en cuenta el brazo de palanca generado por el mecanismo de la suspensión, las fuerzas de entrada y el ángulo que cambia en cada momento a medida que la suspensión se comprime o se extiende. En la siguiente figura se presenta la geometría de la suspensión completa incluyendo el amortiguador.

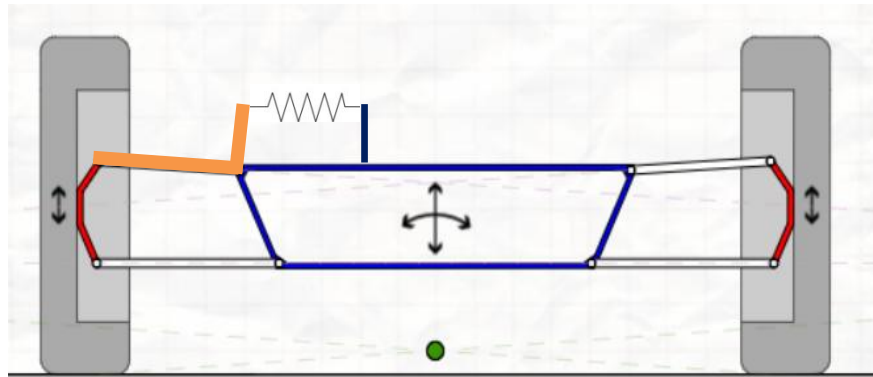


Figura 6.25.- La figura muestra la geometría final de la suspensión.

Para dicho cálculo fue necesario utilizar un programa como Solid Works para apoyar en la geometría de la misma, esto porque es complicado modelar matemáticamente todo el mecanismo de la suspensión.

Para modelar la fuerza del resorte que se convierte en fuerza en la misma dirección que la entrada se utiliza la siguiente fórmula:

$$F_y = \frac{F_k * \text{sen}\phi_2 * l_1}{\text{sen}\phi_1 * d}$$

Donde: F_y es la fuerza generada en dirección de las ordenadas, F_k es la fuerza generada por el resorte, ϕ_2 es el ángulo generado entre el brazo de palanca del resorte y el amortiguador, ϕ_1 es el ángulo generado entre la proyección de la horquilla inferior y el eje de las ordenadas y d que se refiere a la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el brazo del resorte.

Una vez que se aplica la fórmula se obtiene la homologación del resorte. La gráfica siguiente representa las constantes de los resortes tanto del resorte ideal como del real.

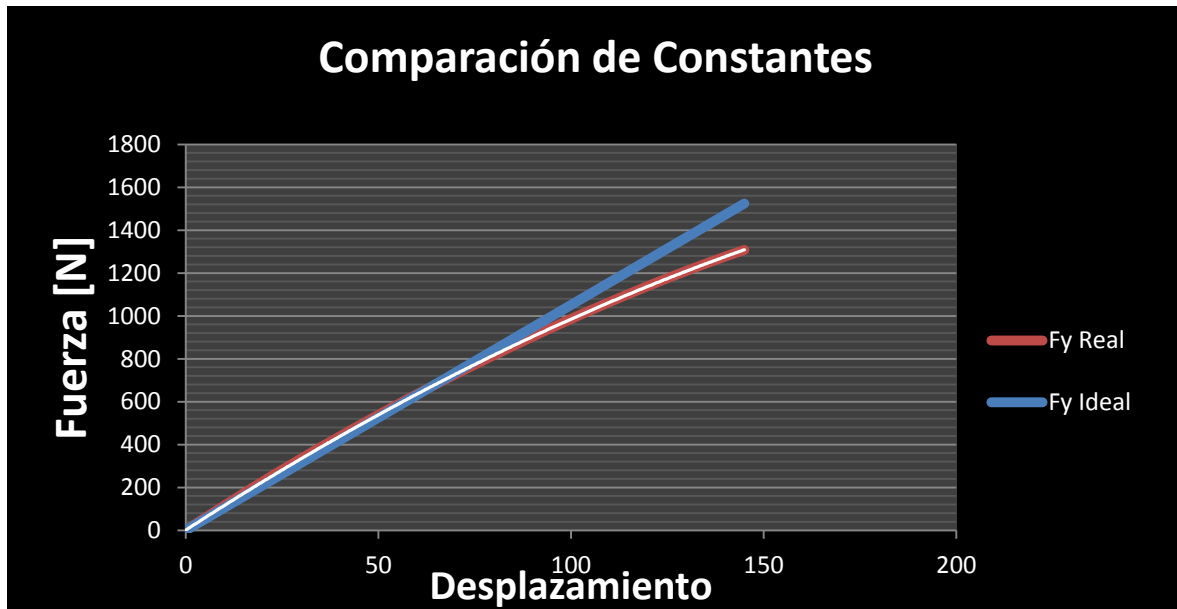


Figura 6.26.- La gráfica muestra en azul la línea de la constante ideal, mientras que la roja muestra la constante real

Así mismo, se obtuvo el error que existe entre la constante real y la ideal. Esto nos funcionará para saber que tanto se parece el modelo matemático a la geometría real.

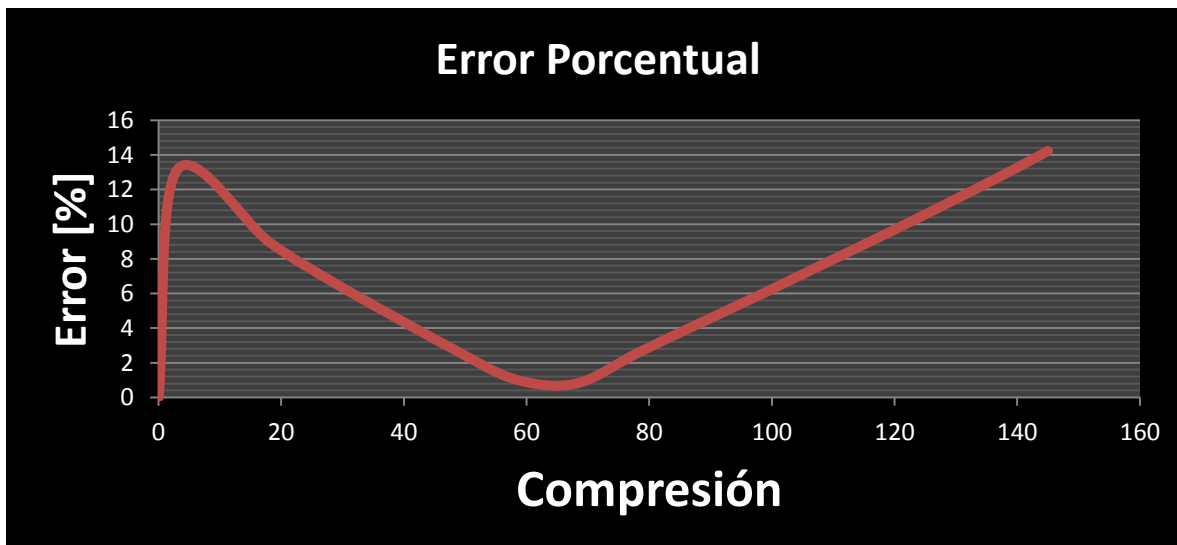


Figura 6.27.- La gráfica muestra el error entre el modelo y la suspensión real contra la compresión absoluta de la misma.



En la gráfica se muestra que el error es bajo en las compresiones absolutas medias. El error aumenta a medida que la suspensión se ubica en los extremos, esto se debe a que a mayor ángulo hay mayor error. Sin embargo, el error es pequeño. En algunos vehículos, el error del factor de transferencia llega hasta el 40%. Por lo tanto, una suspensión que sólo tiene 14% de error se puede juzgar como una suspensión de calidad. Así mismo, la suspensión pasa más tiempo en los valores medios de la compresión absoluta que en los límites. La gráfica muestra que en los valores medios, el error en el factor de transferencia es menor de 8%. De nuevo este es un valor que indica la calidad en el diseño de la suspensión.

6.6.- Transferencia de Masa

La transferencia de masa es un parámetro importante ya que tiene que ver directamente en las fuerzas que cada neumático debe de resistir. Si un neumático aumenta su fuerza normal, su capacidad de giro también lo hará. Por lo tanto la transferencia de masa funciona para saber cuánta fuerza normal tendrá cada neumático. Esto puede servir para evaluar cuál lado del vehículo tiene mayor importancia al momento de doblar en una curva o en el frenado y aceleramiento. Una suspensión que cabecea o alabea menos, es una suspensión mucho más estable. Estos parámetros tienen que ver con la inercia, es decir la velocidad a la que el vehículo se desplaza, la aceleración y la masa. Pero lo más importante es tener un centro de masa bajo, lo más cercano al centro de alabeo.

El ángulo de alabeo se refiere a la cantidad de grados que el vehículo rota durante una curva. Si este ángulo es muy pronunciado, el vehículo podría llegar al volcamiento. El cálculo de este fenómeno no es sencillo, ya que se debe de tener la distancia del centro de alabeo hacia el centro de masa, y recordemos que este centro de alabeo se mueve con respecto al propio ángulo, haciendo su cálculo, extremadamente complicado. Los modelos existentes procuran asumir muchos parámetros para simplificarlos mismos.

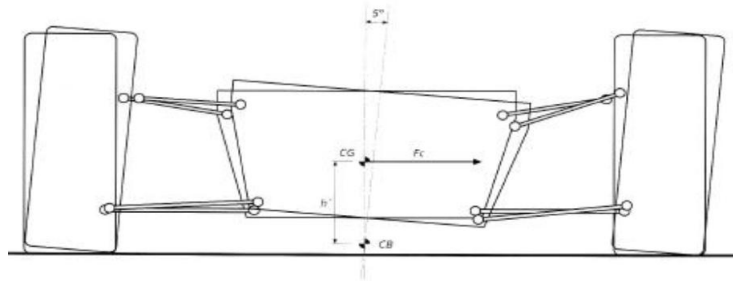


Figura 6.28.- La figura muestra el alabeo del vehículo provocado durante una curva

En primer lugar, es complicado analizar la rotación desde el punto de la geometría de la suspensión. Por lo tanto, se realiza una homologación del sistema de la suspensión a un sistema de tipo torsional.

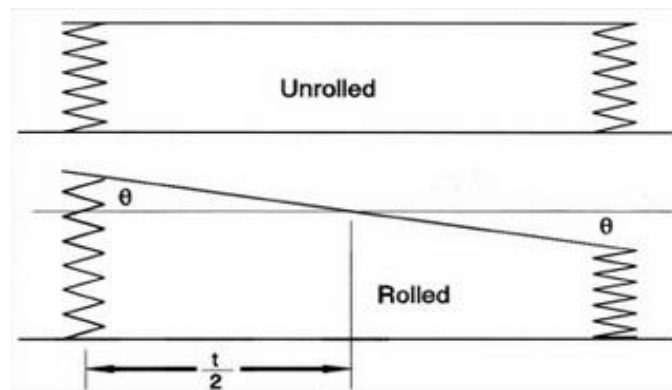


Figura 6.29.- La figura muestra la deflexión sufrida por cada amortiguador debido al alabeo

Para hacer dicha homologación, se utiliza la siguiente fórmula:

$$K_{\phi} = \frac{\pi}{180} \frac{K_{lf} K_{rf}}{K_{lf} + K_{rf}} t^2$$

Donde:

K_{ϕ} es la fuerza torsional homologada de la suspensión, t es la distancia entre los puntos de contacto de los neumáticos, K_{lf} es la rigidez del resorte izquierdo K_{lr} es la rigidez del resorte derecho.



Si se sustituye los valores conocidos, se llega a una rigidez torsional de $K_{\phi_d}=390.55$ [Nm/°]. Se debe de tomar en cuenta de que este es sólo la rigidez torsional del tren delantero. El tren trasero tendrá 20% más de rigidez que el delantero. Por lo que el tren trasero tiene $K_{\phi_r} = 468.76$ [Nm/°]. La suma de los dos nos dará la rigidez total. $K_{\phi_t}=859.21$ [Nm/°].

Al analizar el movimiento del chasis debido a las fuerzas inerciales durante una vuelta debemos de tomar en cuenta el ángulo de alabeo, la masa, la velocidad tangencial, el radio de giro y la distancia del centro de masa y el centro de alabeo. La siguiente figura muestra las fuerzas involucradas durante una curva.

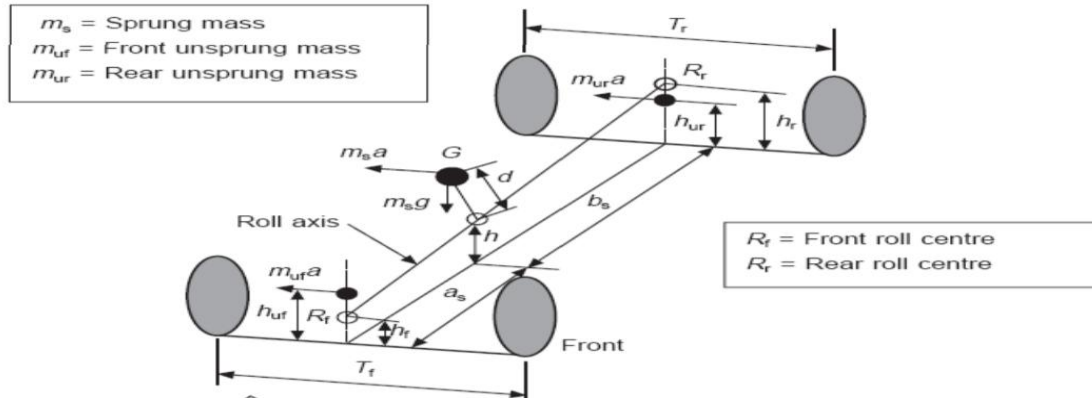


Figura 6.30.- La figura muestra las fuerzas que actúan sobre un vehículo al momento de doblar una curva

El momento generado por la inercia se modela con la aceleración normal. Esta depende de la velocidad a la que se desplaza el vehículo y el radio de giro. Esta acción da lugar al ángulo de alabeo.

$$M_a = \frac{m_s v^2 h * \cos\phi}{\phi} + m_s g h * \sin\phi$$

Donde: M_a es el momento de alabeo, m_s es la masa suspendida, v es la velocidad tangencial del vehículo, h la distancia entre el centro de alabeo y el centro de masa, ϕ es el radio de giro de la curva, g el valor de la gravedad y ϕ es el ángulo de alabeo.



La fórmula indica que mientras más rápido se desplace el vehículo, más momento de alabeo habrá y por tanto, mayor será el ángulo de alabeo. Para obtener el ángulo de alabeo sustituimos las ecuaciones anteriores. Ya que la ecuación resulta difícil de despejar, se asume que el ángulo, al ser cercano a 0°, el $\cos\phi \approx 1$ y $\sin\phi \approx 0$, por lo que se desprecia el valor del peso del vehículo. Esta suposición, sólo es válida en valores bajos del ángulo (menores a 10 °). Por lo tanto, la ecuación se reescribe de la siguiente manera:

$$\phi = \frac{m_s v^2 h}{\phi K_{\phi t}}$$

Se asumen los siguientes valores y un radio de giro variable. El resultado de esta operación se describe en *figura 6.30*.

Parámetro	Valor
m_s	750 [kg]
v	120[km/h] ó 33.33 [m/s]
h	0.5 [m]
$K_{\phi t}$	859.21 [Nm/°]

Tabla 6.5.- La tabla muestra los valores de distintos parámetros necesario para calcular el ángulo de alabeo

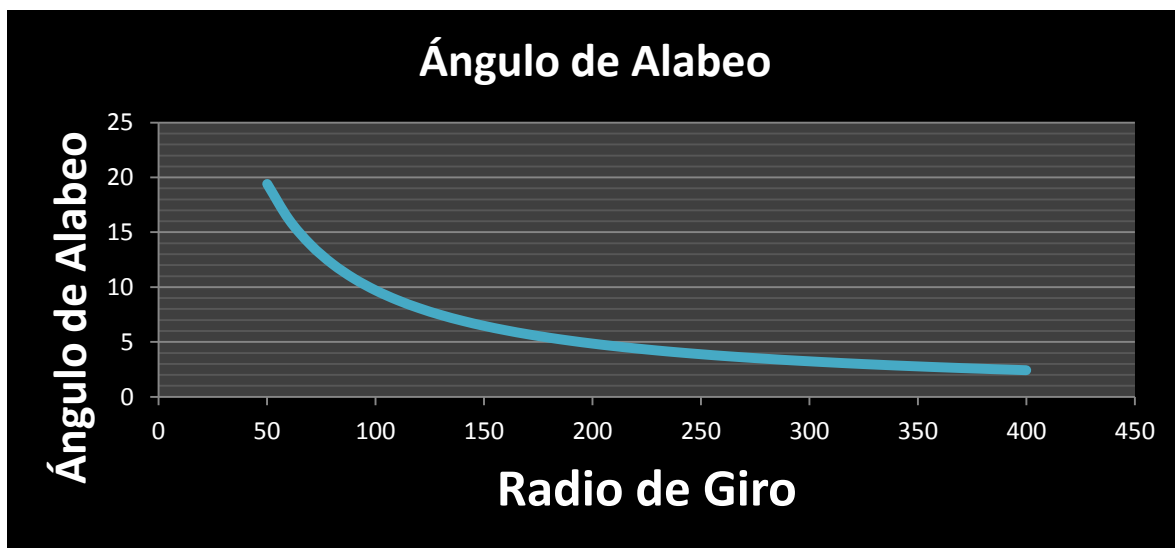


Figura 6.31.- La gráfica muestra el ángulo de alabeo respecto al radio de giro



La gráfica muestra el comportamiento no lineal del ángulo de alabeo. Esto significa que mientras menor sea el radio de giro mayor será el ángulo de alabeo. Lo anterior es lógico ya que la fuerza normal necesaria aumenta si el radio de giro es menor. Un ángulo de alabeo de 4° se considera relativamente estable. Un segundo análisis muy importante es calcular el llamado gradiente de alabeo. Este se refiere a cuantas fuerzas G laterales se requieren para hacer girar el chasis 1°. La fórmula para calcular e gradiente es la siguiente:

$$\sigma = \frac{m_s h g}{K_{\phi t}}$$

Donde: σ es el gradiente de alabeo [°/G], m_s es la masa suspendida, h la altura entre el centro de masa y el centro de alabeo, g es la gravedad, y $K_{\phi t}$ es la rigidez torsional total. Los valores comunes para la rigidez torsional son:

- 0.2 a 1 [°/G] para vehículos deportivos y de carreras
- 1 a 2.4 [°/G] para vehículos semideportivos
- 2.4 a 5 [°/G] para vehículos cómodos

Utilizando los mismos parámetros establecidos en la *tabla 6.5*, se obtiene un gradiente al alabeo de $\sigma=4.28$ [°/G]. Como se puede observar este valor está en el rango de los vehículos cómodos.

Ya que el vehículo será capaz de cambiar la precarga del resorte disminuirá el ángulo de alabeo sufrido durante un giro otorgando mayor estabilidad al vehículo evitando que este llegue al punto de volcadura. El análisis anterior se hizo sin considerar la precarga del resorte. La precarga del resorte no afecta a la constante de rigidez torsional. Pero es capaz de cambiar el ángulo inicial de alabeo. Es decir, si un resorte genera más fuerza que el otro en un análisis estático, el ángulo de alabeo que tendrá en vehículo será distinto de 0°. Para hacerlo, se asume que lo que precarga un resorte, es lo mismo que se deflecta el otro, por esta razón, se utiliza la fórmula de longitud del arco.

$$\alpha = \frac{(p_2 - p_1) 360}{t \pi}$$

Donde:

α es el ángulo inicial estático de alabeo, p es la precarga de uno de los resortes y t es la distancia entre los neumáticos.



La precarga en este caso está determinada con unidades de metros, no de newtons. Esto implica que en realidad la precarga no es otra cosa más que una distancia que aumenta la fuerza del resorte. Se debe de entender que la fórmula anterior depende del resorte y el sentido de la precarga. Si se retira precarga al resorte, la fuerza de mismo disminuirá en la fórmula, esto se denotará con un signo negativo. El resorte que pierde precarga, será considerado como la precarga p_1 . De manera contraria, si se aplica precarga a un resorte, el signo de la misma deberá ser positivo, y se considerará que ese resorte es la precarga p_2 . Por ejemplo, a un arreglo de este tipo se le aplica una precarga a uno solo de los resortes de 4cm (0.04 m). Como se indicó anteriormente, se considera que ésta precarga será positiva y está representada por la variable p_2 . Por el contrario, el resorte que no se le aplicó precarga será considerado como p_1 . Sin embargo, esta precarga es nula por lo que el ángulo de alabeo inicial dependerá únicamente del valor de p_2 . Por lo tanto, si se sustituye en la fórmula con un valor de $t=1.420$, obtenemos un ángulo de alabeo inicial de $\alpha=3.22^\circ$.

Se observa que con muy poco que se altere la precarga del resorte se obtiene un ángulo de alabeo relativamente grande. A esto, todavía se debe de tomar en cuenta de que existe una ventaja mecánica entre el resorte real y el modelo debido al brazo de suspensión. Esto significa que la suspensión resulta muy sensible a las precargas. Si por el contrario, se varía la precarga de ambos resortes en la misma magnitud pero a un resorte se le aplica precarga mientras que al otro se le retira, se deberá de considerar que al resorte que se le aplica la precarga deberá de ser positivo y asignado a la variable p_2 . Por lo tanto la precarga del segundo resorte deberá de ser sustituido en la variable p_1 con un valor negativo. Por lo tanto si se asume como $p_2 = 4 [cm]$ y $p_1 = -4[cm]$ se obtiene un ángulo de alabeo de $\alpha=6.45^\circ$.

Sin embargo, la precarga en este modelo, no coincide con la precarga en el resorte. Esto se debe al arreglo de la suspensión. En realidad precarga del modelo y la precarga real de la suspensión están relacionadas con la ventaja mecánica de la misma. Ya que se tiene una ventaja mecánica considerablemente alta, un cambio pequeño en la precarga del resorte, generara una precarga alta en el modelo ideal. Esto es una gran ventaja, ya que se pueden acoplar servo que giren el tornillo de la precarga, y con unos cuantos giros del tornillo se podrá compensar el ángulo de alabeo.



En la siguiente figura se observa el mecanismo de precarga del resorte de la suspensión.



Figura 6.32.- La figura muestra el tornillo que permite crear una precarga al resorte

El ángulo de alabeo total del vehículo será por lo tanto la resta entre el ángulo de alabeo inicial y el ángulo de alabeo provocado por las fuerzas inerciales durante una curva. La fórmula que describe este ángulo se puede escribir como:

$$\gamma = \frac{(p_2 - p_1) 360}{t \pi} - \frac{m_s v^2 h}{\phi K_\phi}$$

Se debe de tomar en cuenta de que el sentido del alabeo de la precarga deberá inclinar el vehículo de tal manera que este quede con la parte más cercana al piso del lado interior de la curva. Por el contrario, la parte que queda más alejada del suelo deberá estar por el lado externo de la curva. Para fines prácticos, se puede decir que el vehículo actuará como un avión y para tomar una curva, se inclinará hacia el interior de la curva.



Otra ventaja que otorga este sistema de precargas, es que permite utilizar el camber para generar fuerzas laterales. Para comprender esto mejor, se debe de entender que si un vehículo se inclina hacia el lado contrario a donde está dando una curva, los neumáticos se inclinan también hacia el exterior. Esto se presenta en la figura siguiente.

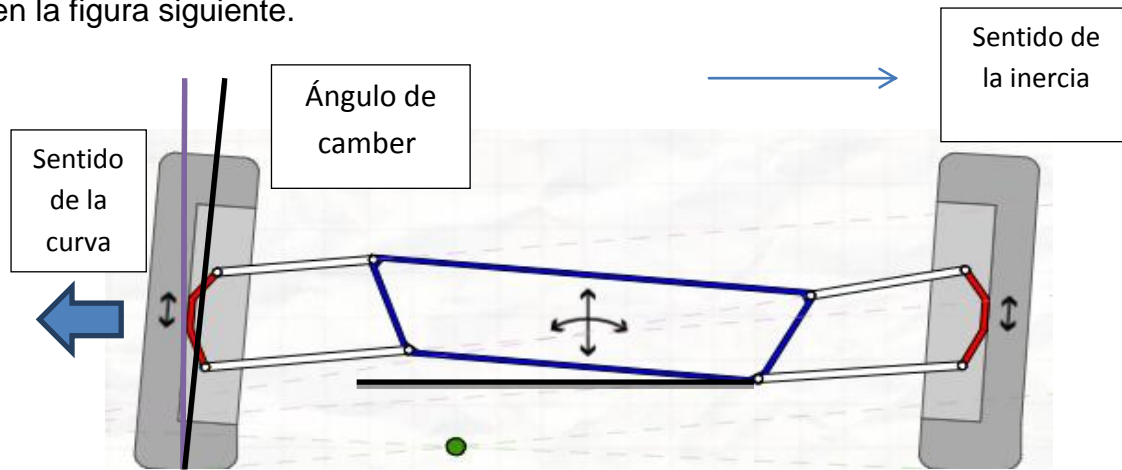


Figura 6.33.- La figura muestra el camber y el ángulo de alabeo del vehículo

Asumiendo que se ve el vehículo desde la parte posterior, y se está tomando una curva que apunta hacia la izquierda, el vehículo, por acción de la inercia tenderá a girar un ángulo de alabeo tal que este apunte el exterior de la curva. Recordando lo dicho en el capítulo 5.2, el ángulo de camber genera fuerzas laterales dependiendo del sentido al que se incline. En este caso, la inclinación se da al lado contrario al interior de la curva por lo que los neumáticos generan fuerzas laterales en sentido contrario a la aceleración normal. Esto implica que la aceleración normal total que impulsa al vehículo hacia el interior de la curva se ve reducida. Por el contrario, de utilizar un sistema de control y servomotores que logren hacer que el vehículo tenga un ángulo de alabeo hacia el mismo sentido de la dirección de la curva, se puede lograr que los neumáticos se inclinen en la misma dirección, aprovechando la fuerza lateral provocada por el camber, y por lo tanto aumentando la fuerza lateral total sobre el vehículo. Como principales ventajas se tendría un vehículo más estable en las curvas, y que es capaz de doblarlas a mayor velocidad.



Capítulo 7

Instrumentación de la Suspensión Delantera

La instrumentación de la suspensión nos ayudará a saber si el comportamiento modelado de manera matemática coincide con la realidad. De igual manera, la instrumentación es una parte de suma importancia para controlar el vehículo. Se instrumentará de la siguiente manera:

- Ángulo de la horquilla. El ángulo de una horquilla de la suspensión indicará la compresión y extensión de la misma. De esta manera se obtendrá información de la altura del vehículo con respecto al piso. Ese valor es de gran importancia ya que se plantea como objetivo, cambiar la precarga del resorte para mantener el vehículo a la misma altura del piso independientemente del peso sobre el mismo. De igual manera se puede graficar el comportamiento de la suspensión durante un bache o un tope. Dicha información se puede utilizar para saber qué tanto se parece la respuesta de la suspensión al modelado expuesto en el *capítulo 6.3*.
- Ángulo de alabeo y cabeceo.- Estos ángulos nos ayudarán para conocer la transferencia de masa durante el frenado, aceleración o una vuelta. Esta información puede ayudarnos a comprobar los modelos de transferencia, así como adaptar el amortiguador durante curvas y frenados muy bruscos.
- Fuerzas G.- Medir las fuerzas g que soporta un vehículo es de gran importancia ya que otorga información acerca de la dinámica del mismo. También se puede saber la aceleración máxima que el vehículo tiene, y los coeficientes de fricción durante el frenado así como las fuerzas laterales.

Para instrumentar el vehículo se hará uso del programa LabView. Este programa es diseñado por la empresa National Instruments. Este es probablemente el software, más utilizado en el mundo para instrumentar. LabView ofrece una sencilla interfaz con el usuario para programar. No se programa por código sino por bloques. Este tipo de interfaz ahorra tiempo y simplifica la programación.

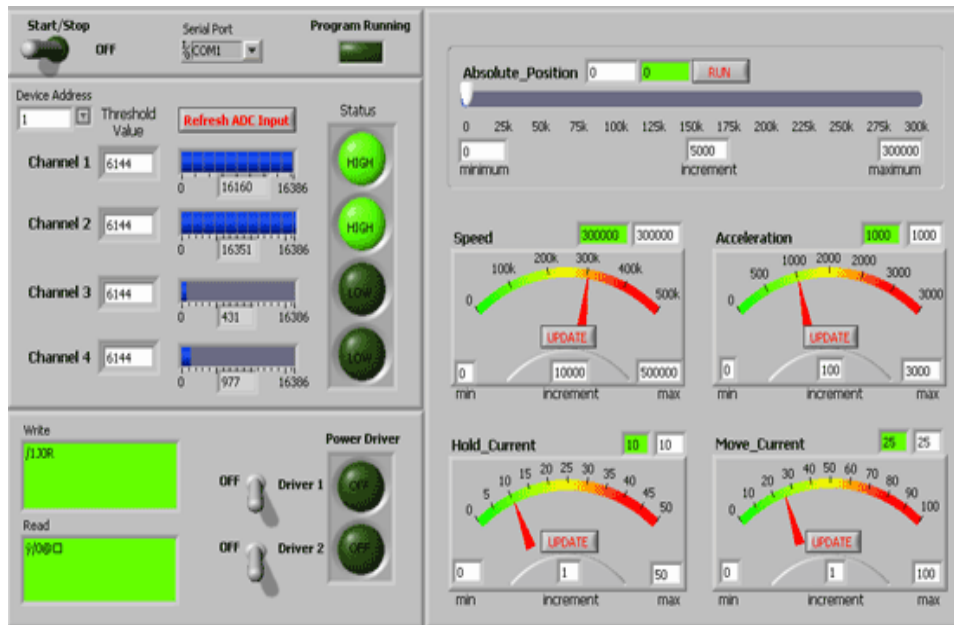


Figura 7.1.- La figura muestra el encoder de cuadratura

7.1.- Sensores

En este apartado se darán a conocer los sensores existentes que se pueden utilizar para instrumentar el vehículo, así como sus costos, pesos y características específicas y las razones por las cuáles se decidió utilizar.

Sensor de Inclinación.- Para medir la inclinación se utilizará un giroscopio. Se pudo haber utilizado un acelerómetro, sin embargo, el acelerómetro por razones obvias es muy sensible a las vibraciones. Esto causaría ruido en las lecturas. Por su parte, un giroscopio es mucho menos sensible y por lo tanto, se adaptará mejor a las necesidades de esta suspensión.

El giroscopio que se pretende utilizar para el prototipo es un modelo muy barato que tiene incluido 1 giroscopio tipo MEMS que es capaz de medir en tres ejes. Se trata del sensor ITG-3200. Este sensor es vendido por la empresa Sparkfun. En la siguiente figura se observa una imagen del sensor.

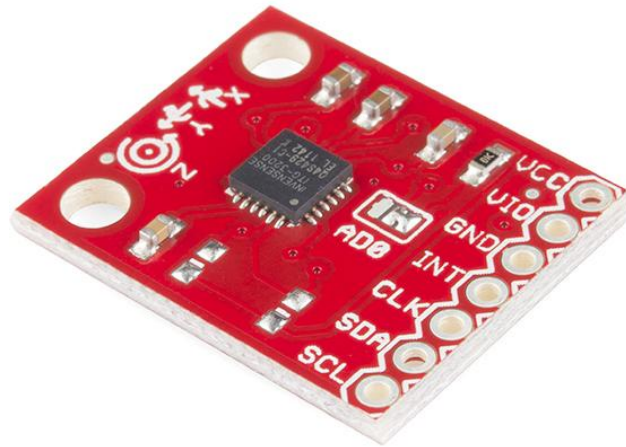


Figura 7.2.- La figura muestra el sensor ITG-3200

Algunas de las características de este sensor son:

- Salida digital en 3 ejes (X,Y,Z)
- Filtro pasa bajos programable digitalmente
- Bajo consume de operación (6.5 mA)
- Voltaje de entrada de alimentación desde 2.1V hasta 3.6V
- Corriente de hibernación de 5uA
- Interfaz I²C (400kHz) de alta velocidad
- Reloj externo de 32.768kHz o 19.2MHz
- Precio de 24 dólares

Sensor de aceleración.- Para instrumentar la aceleración en fuerzas G del vehículo, es necesario colocar un acelerómetro. Esto viene en un encapsulado tipo MEMS. Este encapsulado es de bajo costo y de tamaño reducido. Sin embargo, como se dijo anteriormente, estos sensores son muy sensibles a las vibraciones. Por esta razón es importante tomar en cuenta el lugar donde se colocarán dentro del vehículo y aislar el mismo de las vibraciones provocadas por los motores. El modelo es ADXL 3353.

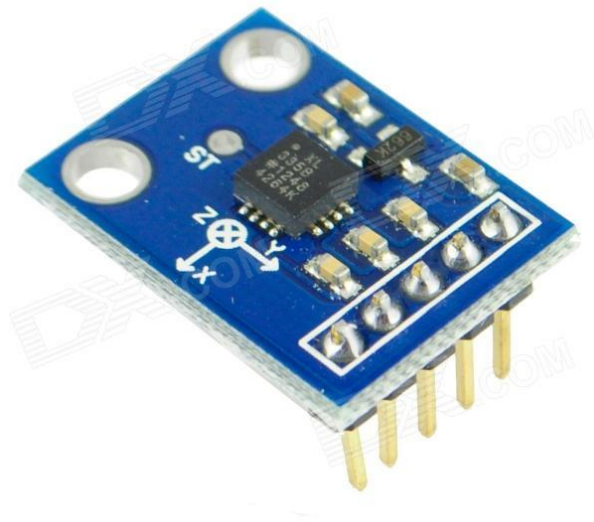


Figura 7.3.- La figura muestra el sensor de aceleración GY-61

Algunas de las características de este sensor son:

- Salida analógica de 16 bits en 3 ejes (X,Y,Z)
- Bajo consume de operación (10 mA)
- Voltaje de entrada de alimentación desde 3.3V hasta 5V
- Rango de medición de +-3g
- Precio de 10 dólares
- Corriente de hibernación de 15uA

Sensor de ángulo.- Medir el ángulo, es relativamente complicado ya que se deben de poner las horillas, y colocar el eje en las mismas es una tarea compleja. Para resolver este problema, se optará por un sensor óptico. Este será un encoder de tipo relativo en cuadratura que funcionará para medir la cantidad de veces que el haz de luz es interrumpido. Si se sabe la cantidad de interrupciones que existen por cada grado se puede saber de una manera muy sencilla el ángulo. Este sensor, tiene una gran ventaja ya que no genera fricción por lo que no hay desgaste. Si se utilizara un potenciómetro de precisión, después de un cierto tiempo, este empezaría a fallar, lo que requería cierto mantenimiento.

El sensor óptico que se usará es de gama media Este sensor emite una luz infrarroja de un lado del mismo, y del otro recibe dicha señal. Un fototransistor detecta si esta señal es bloquead o no.



El encoder es un disco con perforaciones a su alrededor. Cuando este gira, bloquea la señal, y por lo tanto, se puede contar el número de veces que esta señal es bloqueada permitiendo sensar el ángulo. El sentido se puede saber al color las perforaciones 90° en desfasamiento entre cada una. De esta manera, se colocan dos sensores en el disco. Dependiendo de la secuencia generada por ambos, se puede deducir la magnitud y el sentido del ángulo. En la siguiente figura se observa el arreglo del encoder de cuadratura.

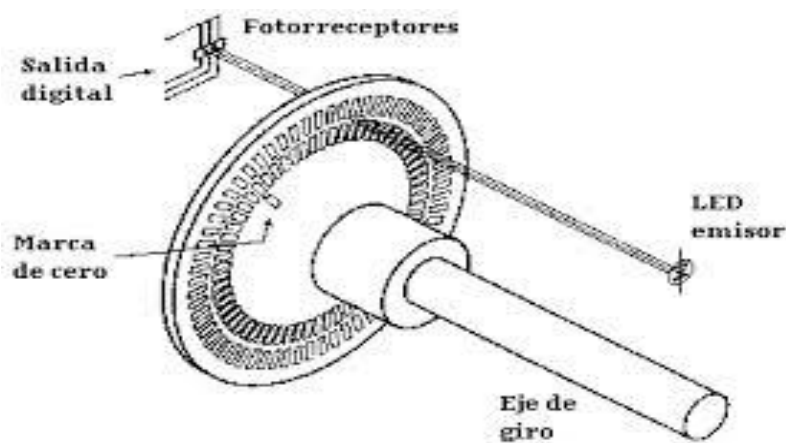


Figura 7.4.- La figura muestra el encoder de cuadratura

En el caso del sensor óptico, se utilizará el modelo ITR- 8102



Figura 7.5.- La figura muestra el sensor ITR-8102



7.2.- Programación en Labview

Para el programa en LabView se reemplazaron algunos de los sensores por costo y facilidad de uso. Los sensores utilizados no son reemplazo de los expuestos en el *capítulo 7.1*, sino que son solamente para probar los programas. De igual manera se utilizó la versión de estudiante ya que la compra de una licencia es poco factible. Como tarjeta de adquisición de datos se utilizó un microcontrolador Arduino. El mismo es de bajo costo y sencillo de utilizar. Ya que este trabajo no trata de programación en microcontroladores se optó por el mismo en vez de uno de la familia PIC ó Texas Instruments.

El microcontrolador Arduino tiene las siguientes características:

- Velocidad de 16 MHz
- Convertidor analógico digital de 10 bits de resolución
- Tiene 14 entradas ó salidas digitales
- Tiene 6 entradas de conversión analógico-digital
- Voltaje de entra de 5 [V]

Aunque el microcontrolador no es el óptimo, funcionará para probar cada uno de los programas.

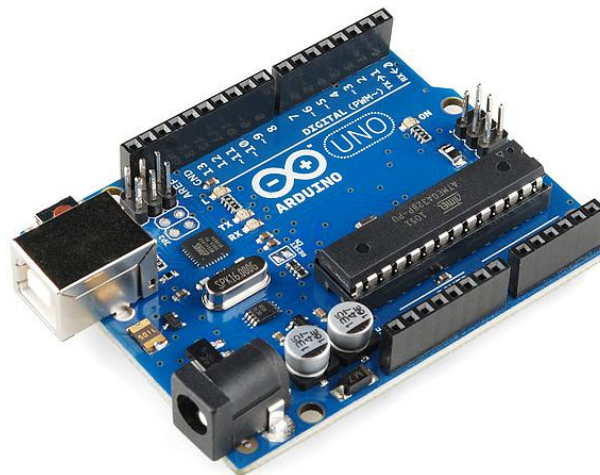


Figura 7.6.- La figura muestra el microcontrolador Arduino UNO



Para comunicarse con la computadora, se utilizará el protocolo serial a usb. El microcontrolador se conectará a un puerto USB de la computadora que tendrá un nombre específico como “COMX”. La información leída por los pines analógico-digital del microcontrolador se transmitirá por medio de una cadena de datos que concatenará la información de cada sensor.

Lectura	Pin 1	Pin 2	Pin 3	Envío de Datos
1	314	123	434	314123434
2	356	140	367	356140367
3	407	167	321	407167321

Tabla 7.1.- La tabla muestra la concatenación de los datos leídos de distintos pines

Ya que la información de entrada está como una cadena de caracteres, debe ser convertida en números. LabView otorga una función que proporciona dicha posibilidad. De igual manera, se debe de sincronizar la información que llega del microcontrolador con la velocidad de procesamiento de la computadora. Ya que hacer esta sincronización a mano es prácticamente imposible, es mejor manejar un sencillo protocolo de comunicación, donde la computadora pida la información y al microcontrolador responda con esta. Para esto, se insertará un comando “flat sequence”. La computadora pedirá en el primer “frame” la información enviando un carácter específico (en este caso ‘a’) y espera la respuesta. Una vez que obtiene dicha respuesta pasará al segundo “frame”, donde procesará la información que le ha llegado. La información de llega está en una cadena de caracteres, por lo que debe ser convertida en números. Esta función se llama “Decimal String to Number Function”. En la siguiente figura, se muestra la programación.

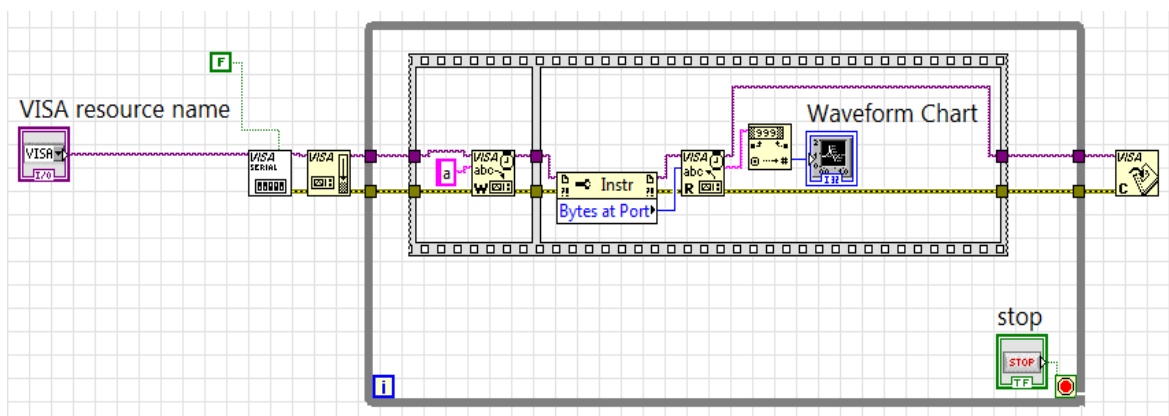


Figura 7.7.-La figura muestra la programación en LabView para obtener información del microcontrolador



Así mismo, cuando se quiere cesar la comunicación entre el microcontrolador y el programa, se debe de cerrar el puerto USB. Si esto no se hace, cuando se quiera reiniciar dicha comunicación, el programa retornará un error, ya que como no se cerró, Labview considera que el puerto está siendo utilizado. La manera correcta de finalizar la comunicación es con el botón de para o STOP.

Posterior a esto se insertarán objetos en 3D que funcionará para hacer entender mejor los movimientos de la suspensión y del chasis. Con LabView resulta muy sencillo insertar dicho objeto.

El primer paso, es introducir un objeto en tercera dimensión u elegir cual formato se requiere. El primer comando es "Create Object". Este comando automáticamente cree el objeto 3D, y se elige la forma que se quiere utilizar con el comando "Create Box" en el caso de una caja. Este comando permite cambiar el alto, ancho y profundo de la caja por medio de controladores o constantes. Una vez que se tiene el objeto se crea una escena.. Posterior a esto, se utiliza el comando para trasladar o rotar la figura, dependiendo de cuál es el efecto deseado. Los comandos son "Rotate Object" o "Translate Object" respectivamente. Por último, se utiliza como indicador, el fondo negro sobre el cuál se va a dibujar el objeto 3D con las propiedades previamente vistas.

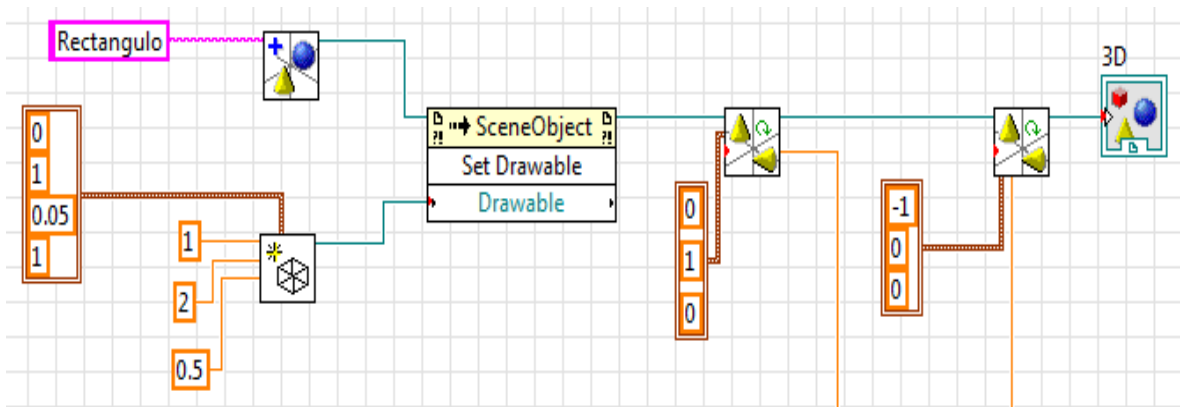


Figura 7.8.-La figura muestra la programación en LabView para generar un objeto en 3D



LabView también permite guardar la información en un block de notas. Esto es muy fácil y útil, ya que la información quedará disponible para análisis subsecuentes. Para guardar la información, se pueden utilizar columnas. Estas columnas ordenan dicha información, en un formato específico. Antes de poder guardar la información, se requiere colocar la ubicación del archivo. Dicha ubicación se coloca en el controlador “Path”. Una vez especificada la ubicación se debe de abrir el archivo para posteriormente escribir sobre él.

La función que nos permite guardar la información se conoce como “Format Into String Function”. El comando recibe información de distintos hilos de comunicación y los concatena para generar una cadena de texto. El comando es capaz de guardar el texto con tabuladores o saltos de línea, de esta manera, se escriben las columnas separadas por tabuladores, y cuando se quiere saltar renglón, se escribe un salto de línea. De esta manera, se genera una tabla que puede ser leída como un arreglo de columnas y renglones por programas como Excel. Para guardar la cadena en un block de notas previamente creado se utiliza la función “Write to Text File”. Una vez que se escribe la información, se debe de cerrar el archivo y terminar la comunicación Serial.

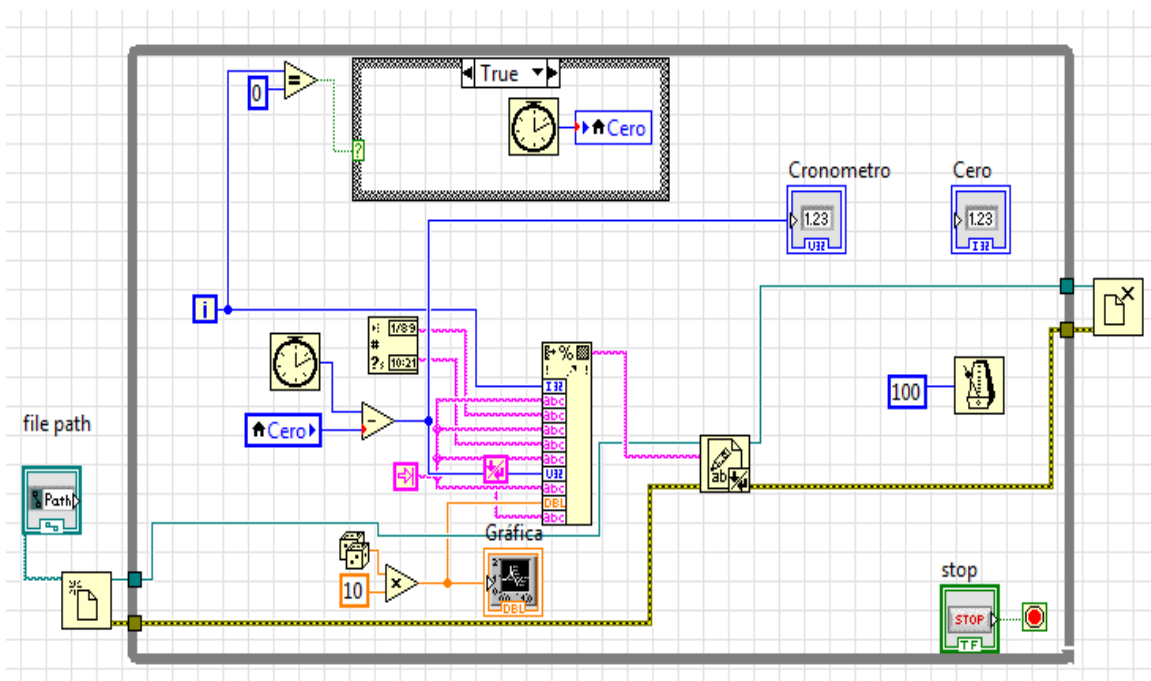


Figura 7.9.-La figura muestra la programación en LabView para guardar información en un bloc de notas.



7.2.1.- Instrumentación de la Inclinación

Una vez que la información ha llegado a la computadora, esta debe ser separada en los valores específicos. Como se vio en la *tabla 7.2.1*, la información fue concatenada, por lo que esta debe ser procesada para obtener el valor específico del sensor. En el caso del sensado de los ángulos de alabeo y cabeceo corresponden a los primeros 6 valores. Con una función que sirve para cortar que se conoce como “String Subset”, se puede obtener la información correspondiente al sensor que se necesita. Una vez que esta información es separada, esta es procesada y el valor encado por los sensores es cambiado a grados. Es importante indicar que los valores entregados por el acelerómetro van desde 0 hasta 1023. Por lo tanto, se requiere hacer una conversión. Una vez que se realiza dicha conversión, el valor en grados es graficado en unas líneas que simulan el ángulo relativo con respecto del piso.

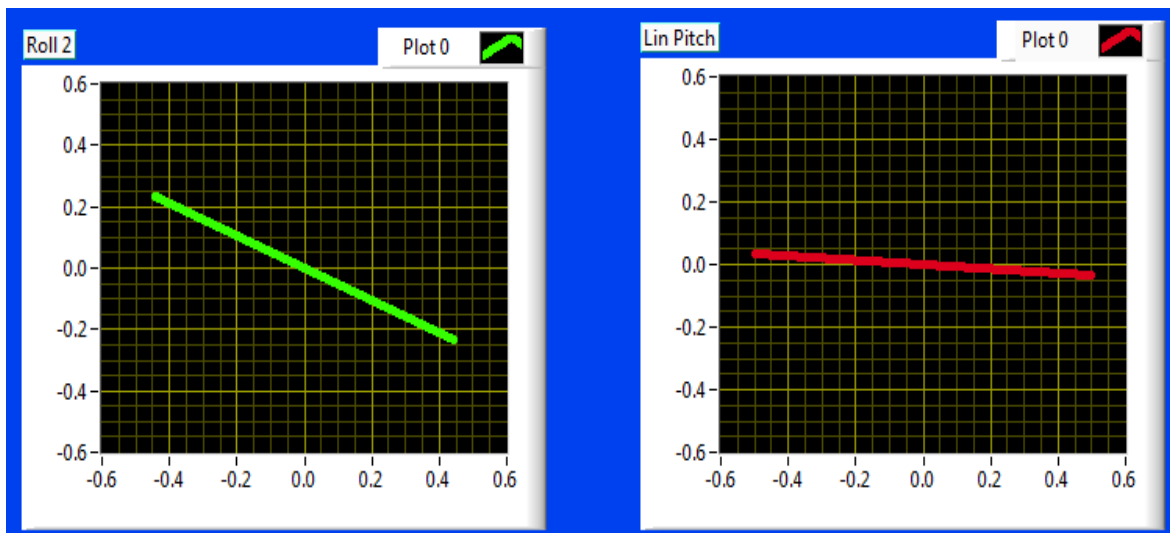


Figura 7.10.- La figura muestra la instrumentación del ángulo de cabeceo, y de alabeo

La línea del lado izquierdo, representa el ángulo de alabeo, mientras que la línea de color rojo representa el ángulo de cabeceo. Es importante indicar que no se esperan valores tan altos en dichos ángulo, pero para fines didácticos se presenta de esta manera.



De igual manera, se colocó una figura en 3D para simular el movimiento del chasis con respecto a la horizontal. Esto servirá para dar una idea de los movimientos del vehículo.

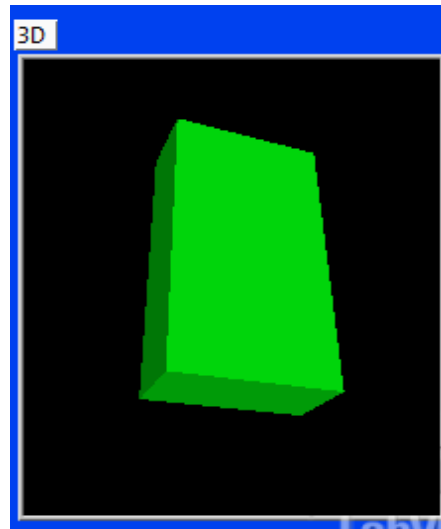


Figura 7.11.-La figura muestra un objeto ·D que se mueve con los ángulo de cabeceo y alabeo

También se colocó una gráfica que dibuja el ángulo de entrada con respecto al tiempo., una para cada ángulo, tanto de cabeceo como de alabeo.

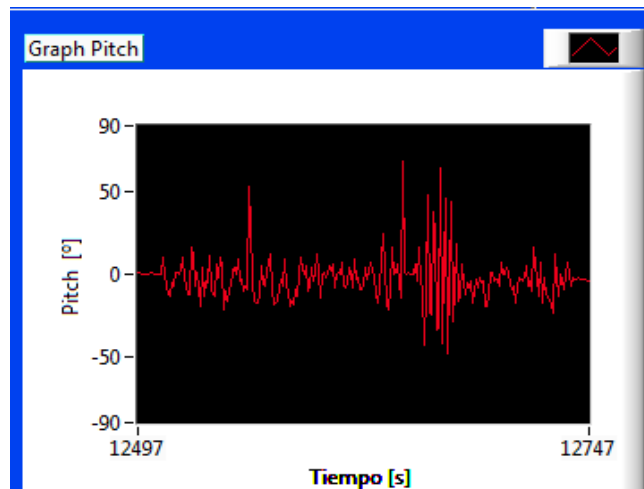


Figura 7.12.- La figura muestra la gráfica de ángulo contra el tiempo



La siguiente figura muestra toda la interfaz completa de la instrumentación de los ángulos de cabeceo y alabeo.

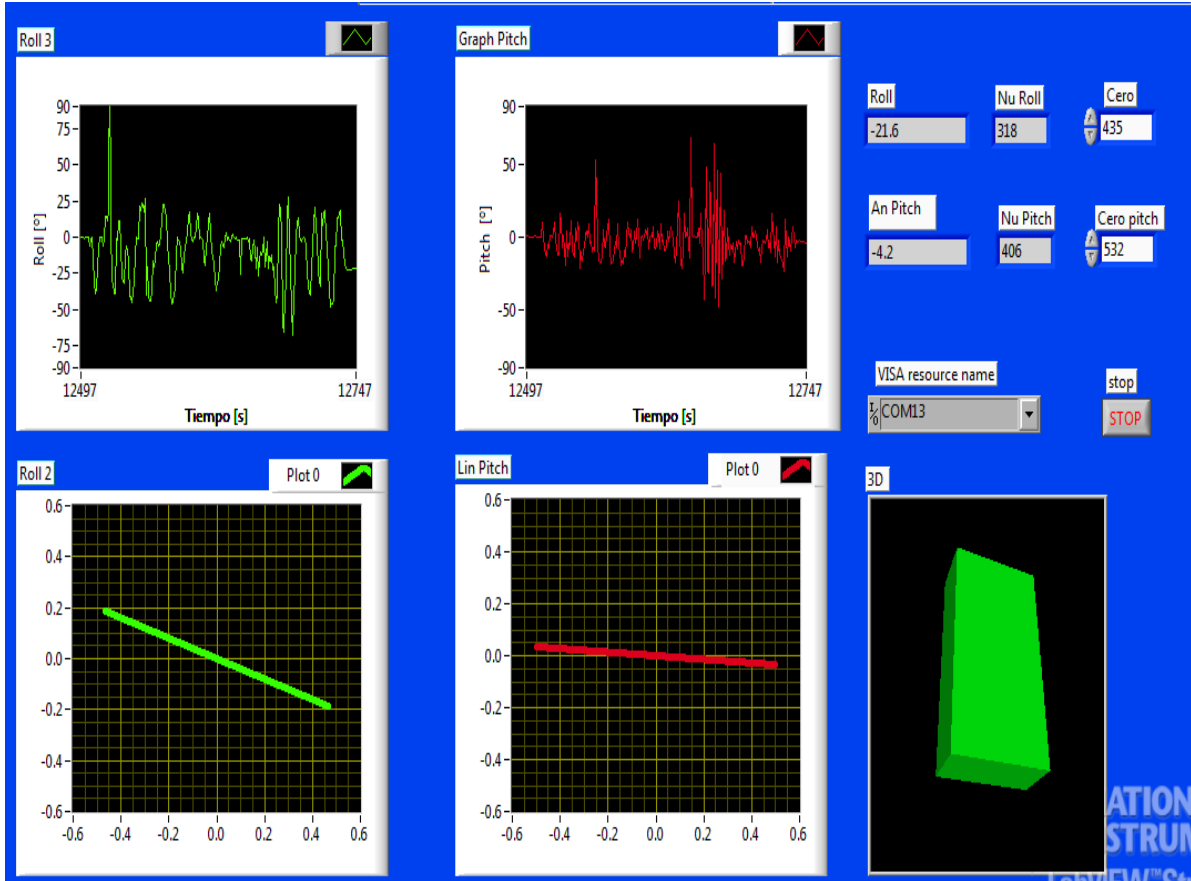


Figura 7.13.- La figura muestra la interfaz de instrumentación de los ángulos de cabeceo y alabeo.

Conviene indicar también que la información que se obtiene de los ángulos será guardada en un block de notas que indicará fecha y hora, así como los ángulos obtenidos. Esta información guardada servirá para futuros cálculos y análisis.



7.2.2.- Instrumentación del Ángulo de las Horquillas

El ángulo de las horquillas determina la altura del chasis con respecto del piso. Por eso, es importante conocerlo de manera precisa. Se pretende que el vehículo sea capaz de ajustar la precarga del resorte para poder mantener constante la altura del chasis independientemente del peso extra sobre el mismo. De igual manera, la información del ángulo de las horquillas será determinante para obtener información del comportamiento de la suspensión. Se podrá comparar el modelo teórico de respuesta transitoria con la información del ángulo con respecto del tiempo. La información del ángulo viene en una cadena de caracteres concatenada con la información de los demás sensores. Para obtener la información específica del sensor, se debe de cortar la cadena de caracteres de la misma manera que se indicó en el *apartado 7.2*. Esta información corresponde a la tercera triada de valores. Es decir, se debe de cortar la cadena de texto del carácter 6 al 9. Una vez que esta información es obtenida, se debe de procesar para ser convertida del valor numérico que arroja el microcontrolador a grados. Para esto, se utiliza una regresión lineal. Una vez que se sabe los grados movidos por la suspensión, la información se grafica en tiempo real, y de nuevo, se guarda en un bloc de notas previamente creado. Esta información servirá para corroborar los modelos teóricos con el comportamiento real de la suspensión.

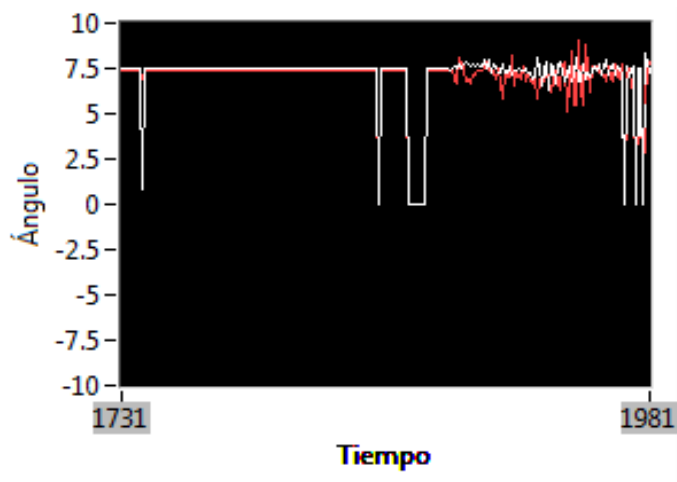


Figura 7.14.- La figura muestra la interfaz de instrumentación de los ángulos de la suspensión.



Por el momento, sólo se instrumentará la suspensión delantera. Por esta razón, sólo se tienen dos líneas. Una de color blanco, y otra de color rojo. Cada una es independiente de la otra. De igual manera, se tienen dos figuras en 3D. Estas figuras lo que representan es el movimiento de la llanta hacia arriba o hacia abajo, dependiendo de los ángulos de las horquillas de la suspensión.

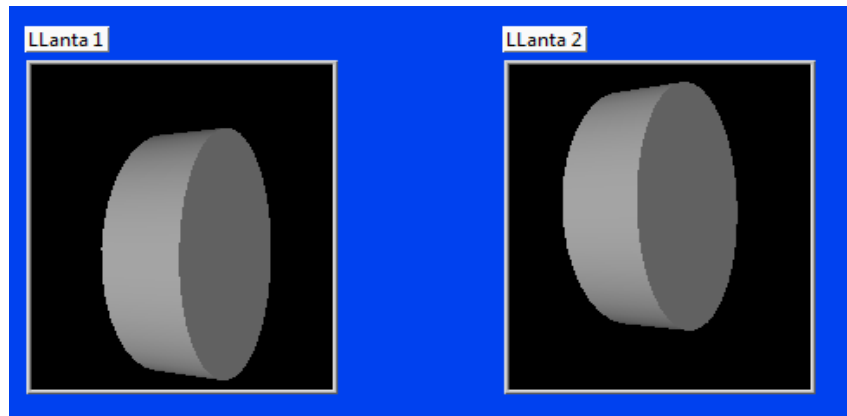


Figura 7.15.- La figura muestra la interfaz de instrumentación del movimiento de los neumáticos en 3D.

El resultado final de la instrumentación de la suspensión se observa en la siguiente figura. Es importante indicar que el espacio es para instrumentar los dos neumáticos restantes.

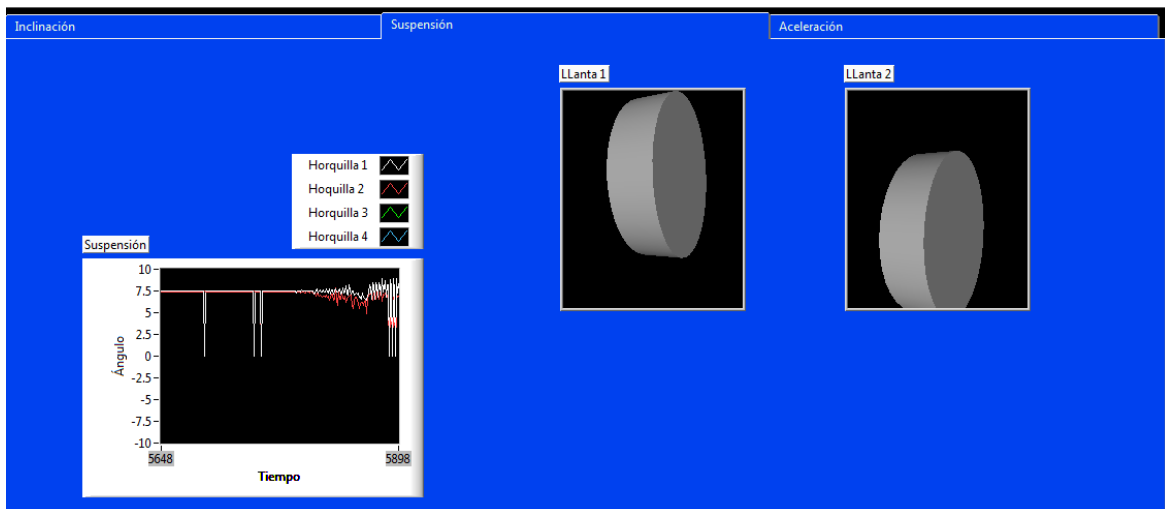


Figura 7.16.- La figura muestra la interfaz de instrumentación del movimiento de la suspensión y de los neumáticos



7.2.3.- Instrumentación de Fuerzas G

Las fuerzas G en un vehículo se refiere a las aceleraciones a los cuales está sujeto, tanto por frenado o aceleración, como por fuerzas laterales. Esta instrumentación sirve para obtener información de cuanta fuerza lateral está generando o cuál es el máximo frenado o aceleración. Se coloca como fuerzas g porque se divide entre la constante de la gravedad. De esta manera, se entiende a las fuerzas g como la cantidad de veces la aceleración de gravedad.

El microcontrolador envía la información del sensor de aceleración en las últimas dos triadas. La información, de nuevo debe ser cortada con la función usada anteriormente. La información de entrada es el resultado de la medida del acelerómetro en su eje de X y Y. Las medidas de las fuerzas G, se grafican de manera popular, por esta razón, se debe hacer un cambio de coordenadas polares a cartesianas. Para lograr esto, se debe pasar por un proceso relativamente complejo. Primero se deben sumar las aceleraciones para obtener la magnitud del vector R. Posterior a esto, se debe de obtener el ángulo y el cuadrante donde se ubica el vector. Por último, esto debe ser graficado usando una gráfica polar que tiene como objetivo mostrar las fuerzas g en un punto dentro de toda el área del gráfico. El punto se moverá dependiendo de la magnitud (más lejos del centro) y del sentido y dirección de la aceleración. La instrumentación, se muestra en la siguiente figura.

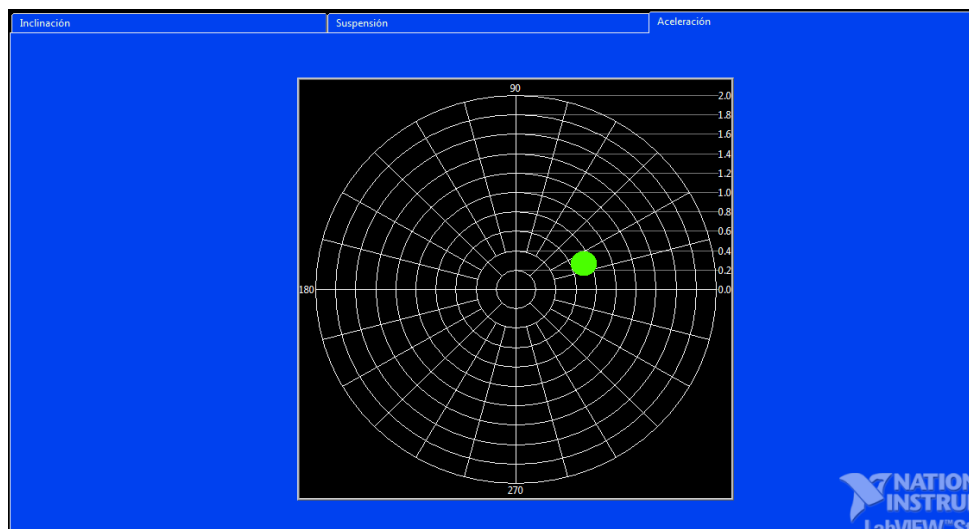


Figura 7.17.- La figura muestra la interfaz de instrumentación de las fuerzas g.



Conclusiones

La unión del camber y el ángulo de deslizamiento es una alternativa para generar fuerzas laterales mayores que si sólo se utilizara uno de los mecanismos. Este incremento significativo puede ayudar en la maniobrabilidad del vehículo. La resistencia a la rodadura de un neumático de perfil redondo como el de una motocicleta es menor al de uno de perfil cuadrado como la de un vehículo convencional. Esto es favorable ya que disminuye la potencia necesaria para contrarrestar esta fuerza.

La suspensión de tipo doble A ofrece muchas ventajas sobre la suspensión de tipo MacPherson. El cambio de Camber ofrece mayor maniobrabilidad además que al tener mayores configuraciones existentes nos permite el diseño de un chasis modular.

Las fuerzas de levantamiento son un parámetro muy importante para el diseño de la geometría del vehículo. Si la geometría no es la adecuada la estabilidad del vehículo se puede ver muy comprometida.

La rigidez del amortiguador es un factor muy importante en la comodidad y en la estabilidad de la suspensión. Una suspensión blanda es muy cómoda pero poco estable. Por el contrario, una suspensión muy rígida será una suspensión muy estable pero poco confortante.

El hecho de que se hay elegido un amortiguador con rigidez variable otorga una ventaja mayor sobre el resto de la suspensiones, ya que se puede endurecer o ablandar dependiendo de la necesidad o la velocidad.

Se puede observar que el hecho de que la masa del vehículo sea tan baja, crea problemas, ya que es muy semejante al peso de las personas. Por lo tanto los análisis de la suspensión deben de ser realizados contemplando el cambio de la masa debido a los pasajeros.

La frecuencia natural de la suspensión debe ser de 1 a 2 oscilaciones por segundo. Esta es la frecuencia natural del ser humano al caminar. Oscilaciones más lentas tienden a marear o dormir a las personas y frecuencias mayores tienden a excitar el sistema nervioso.



La frecuencia amortiguada tiende a ser muy parecida a la frecuencia natural. Esto es ventajoso ya que se encuentra en el punto de comodidad del vehículo. En otros casos, el amortiguamiento, es tan alto, que las frecuencias se salen del rango, y comienzan a ser menos ergonómicas y cómodas para una persona. Es importante entender que como trabajo futuro, el vehículo tendrá la posibilidad de cambiar el coeficiente amortiguamiento lo cual le dará mayor adherencia al asfalto sin comprometer la comodidad de los pasajeros.

La configuración de la suspensión repercute directamente en la respuesta del sistema. Si la configuración de la misma tiene un error en el factor de transferencia muy alto, el modelo con el que se analizó la respuesta en frecuencia de la misma no será aplicable. Es importante elegir la configuración más adecuada y que menos error tenga con respecto al modelo ideal.

El gradiente de alabeo es de gran importancia para el vehículo. Esta indica qué tan estable será ante las curvas. Si el ángulo de alabeo es muy amplio, el vehículo puede llegar a la volcadura, además que la rapidez en la respuesta de la dirección es mayor.

La transferencia de masa en una curva, indica que cantidad de normal tendrán cada neumático. Mientras más normal tenga un neumático, mayor será la fuerza lateral que pueda generar. El hecho de que se pueda cambiar las condiciones iniciales del ángulo de alabeo por medio de la precarga e inclinar el vehículo al sentido contrario del que lo haría sin dicha precarga, significaría un aumento en las fuerzas laterales del vehículo, ya que el ángulo de camber apunta hacia el sentido correcto.

La instrumentación del carro será de gran importancia ya que ésta nos indicará que tanto se parecen los modelos teóricos a los resultados experimentales. Los sensores deben ser capaces de filtrar el ruido proveniente de los motores o de la misma suspensión. Los acelerómetros son muy sensibles a las vibraciones, por lo que se debe de aislar y colocar en una ubicación específica dentro del vehículo.

Los modelos en Cad aportan una gran ayuda ya que ayudan a visualizar la configuración final de la suspensión para poder optimizarla en un futuro. Además permite hacer análisis de elemento finito que nos indicarán como responderá la suspensión ante esfuerzos provocado por la aceleración o el frenado del vehículo.



Bibliografía

Libros:

STONE Richard, Ball Jeffrey, *Automotive Engineering Fundamentals*, SAE Internationals, Estados Unidos de América, Capítulo 8.

GUILLESPIE Thomas, *Fundamentals on Vehicle Dynamics*, Estados Unidos de América, Capítulo 4.

MILLIKEN, *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE International, Estados Unidos de América, Capítulos 2, 16, 17, 21, 22.

PACEJKA, Hans, *Tyre and Vehicle Dynamics*, SAE International, Estados Unidos de América, Capítulos 1, 2 y 4.

JAZAR Reza, *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*, Springer, Riverdale, Capítulos 1 2 y 3.

RAJAMANI Rajesh, *Vehicle Dynamics and Control*, Springer, University of Minesotta, Capítulos 1 y 2.

FISHER Cripps Anthony, *Introduction to Contact Mechanics*, Springer, Capítulos 1 y 2.

POPOV Valentine, *Contact and Friction Mechanics*, Springer, Capítulos 1, 2 y 3.

Tesis citadas:

LAWS Shad Mitchell, *An Active Camber Concept for Extreme Maneuverability*, Standford University, 2010.

FERNANDEZ Davis Juberías, *Diseño, Analisis Dinámico y Modelado del Tren Delantero de un Car Cross*, Universidad Carlos III de Madrid, 2011.