



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA

UNIDAD TICOMAN

INGENIERÍA EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

“EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO
DE VEHÍCULO BIPLAZA”

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
INGENIERO EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

PRESENTAN LOS C.:

MARTÍNEZ HERNÁNDEZ CARLOS DANIEL
MOLINA MÉNDEZ ERIK T'CHALLA

Asesores:

ING. JORGE ALBERTO JINES GUERRERO

M. en C. HELMUT EINAR GUNTER HEINZ PEREZ



MÉXICO, D.F. DICIEMBRE 2013



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA

UNIDAD TICOMAN

INGENIERÍA EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

“EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO
DE VEHÍCULO BIPLAZA”

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
INGENIERO EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

PRESENTAN LOS C.:

MARTÍNEZ HERNÁNDEZ CARLOS DANIEL
MOLINA MÉNDEZ ERIK T'CHALLA

Asesores:

ING. JORGE ALBERTO JINES GUERRERO

M. en C. HELMUT EINAR GUNTER HEINZ PEREZ



MÉXICO, D.F. DICIEMBRE 2013

AGRADEZCO

A mis padres Daniel Martínez y Estelita Hernández por haberme brindado todo el apoyo necesario para lograr este triunfo y llenarme de amor y brindarme su amistad y ser los mejores padres que Dios me pudo dar, les doy las gracias por haberme hecho el hombre que soy ahora y enseñarme como enfrentar la vida con valor y responsabilidad...

A mi hermano Daniel Martínez por ser el ejemplo a seguir, por enseñarme día a día que siempre hay que ser mejores de lo que éramos ayer, por apoyarme en cada una de mis decisiones, por ser un maestro y un amigo con el que siempre puedo contar sin importar nada, te doy las gracias por ser auténtico y demostrarme siempre tu amor hacia mi...

A la mujer que me ha acompañado durante esta etapa de mi vida, Paulina Olvera, por haberme brindado todo tu apoyo incondicional y por siempre haber confiado en mí, demostrarme que cada día siempre hay un motivo para seguir adelante sin importar nada, gracias por compartir tan bellos momentos que siempre llevaremos con nosotros...

A toda mi familia por compartir esta etapa de mi vida brindándome su apoyo y su cariño, gracias...

A mi amigo y compañero de tesis Erik T'challa por haber compartido este reto y haberlo logrado juntos y saber que siempre podre contar con tu amistad incondicional, gracias...

A mis directores de tesis el Ing. Jorge Alberto Jines Guerrero y a él M. en C. Helmut Einar Gunter Heinz Pérez, por ser un pilar muy importante para la realización de esta meta, por su apoyo y sus buenos consejos para llegar a ser un gran profesionalista...

A mis amigos Sebastián Fábregas, Joselo, Luis Alberto Luquin, Luis Alpizar, Ricardo Alfonzo, Juan Carlos Román, Moisés Muñoz, Héctor Rodríguez, Fernando Morín, René Herrera, Alejandro Domínguez, Sergio García, por haber compartido este viaje y tener los mejores recuerdos de mi vida, por ser unos grandes amigos con los que puedo contar, por haber pasado las mejores experiencias, por compartir momentos de tensión y presión durante esos exámenes tan difíciles, por a haber logrado que la simplicidad de unos momentos se convirtieran en las risas interminables, gracias ...

A mi escuela ESIME TICOMAN por ser mi segundo hogar donde las horas se pasan de prisa y donde se forman los valores más preciados...

A mi alma mater el IPN por hacerme sentir orgullo de pertenecer a una gran institución y llevar en alto el nombre de Politécnico...

CARLOS DANIEL MARTINEZ HERNANDEZ

AGRADECIMIENTOS

Como parte del reconocimiento que he de adquirir con este trabajo, quiero agradecer a aquellas personas que me han impulsado a seguir adelante y concluir con esta etapa de mis estudios.

Primeramente mencionar a la persona más importante en mi vida, mi mamá, Rosalba Méndez Rodríguez, que ha sabido impulsarme y apoyarme en todas las situaciones que he tenido que afrontar mostrándome que para lograr todas las metas hay que seguir afrontando los problemas a pesar de todas las circunstancias que existan, pero más allá de eso en brindarme su amor y cariño incondicional.

A mis hermanos, Tabhata Gabriela Molina Méndez y Cesar Fabián Molina Méndez, a mi cuñada, Karla Negrete, que me han brindado su apoyo y consejos para no perder de vista mis objetivos y continuar para seguir alcanzando las metas que me he propuesto.

A mi familia en general, abuelos y tíos, por dar seguimiento a mis ideas, aunque en ocasiones no muy acertadas, pero a pesar de eso continúan brindándome el apoyo necesario que yo requiera.

A mi novia, Dalia Berenice Román Ruiz, que me ha brindado su apoyo para seguir avanzando en esta etapa de mi vida y compartir momentos que quedaran grabados en nuestras mentes.

A mi compañero de tesis y además amigo Carlos Daniel por compartir un reto más en el que hemos sabido salir adelante a pesar de las circunstancias.

A mis directores de tesis el Ing. Jorge Alberto Jines Guerrero y a él M. en C. Helmut Einar Gunter Heinz Pérez, por brindarnos una guía para saber encaminar y terminar este proyecto, además de brindarme su amistad.

A mis compañeros Ricardo, Julio Cesar, Emmanuel, Juan Carlos, Luis Alberto, Sergio, Alejandro, Héctor, por llevar a cabo este viaje juntos y tener recuerdos gratos en su compañía que serán inolvidables.

A mi escuela ESIME TICOMAN por ser como un segundo hogar donde las experiencias adquiridas jamás he de olvidar y donde se forman valores preciados...

A mi alma mater el IPN por hacerme sentir orgullo de pertenecer a una gran institución y llevar en alto el nombre de Politécnico...

Erik T'challa Molina Méndez

CONTENIDO

	Pág.
Resumen	XI
Abstract.....	XIII
Lista de figuras	XV
Lista de tablas.....	XVII
Nomenclatura.....	XVII
Introducción.....	XXII
Objetivo.....	XXVI
Justificación.....	XXVI
Alcance	XXVII
Metodología a seguir	XXVII
CAPITULO 1 FUNDAMENTOS EN SISTEMAS AUTOMOTRICES.....	1
CAPITULO 2 DINAMICA DEL VEHÍCULO.....	34
CAPITULO 3 DESARROLLO EXPERIMENTAL.....	89
CAPITULO 4 ANALISIS Y COMPARACION DE RESULTADOS.....	107
CONCLUSIONES.....	137
BIBLIOGRAFÍA.....	140
ANEXOS.....	141

CAPITULO 1 *FUNDAMENTOS EN SISTEMAS AUTOMOTRICES*

- 1.1 DINÁMICA DEL VEHÍCULO
- 1.2 SISTEMA DE FRENOS
- 1.3 SISTEMA DE TREN MOTRIZ
- 1.4 CHASIS
- 1.5 SISTEMA DE DIRECCIÓN
- 1.6 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

CAPITULO 2 *DINÁMICA DEL VEHÍCULO*

- 2.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL VEHÍCULO A ESTUDIAR
- 2.2 DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHÍCULO
- 2.3 DINÁMICA LONGITUDINAL
 - 2.3.1 DESEMPEÑO DE ACELERACIÓN
 - 2.3.2 ACELERACIÓN LIMITADA POR POTENCIA
 - 2.3.3 ACELERACIÓN LIMITADA POR TRACCIÓN
- 2.4 DESEMPEÑO DE FRENADO
 - 2.4.1 CONSTANTE DE DESACELERACIÓN
 - 2.4.2 POTENCIA DE FRENADO
 - 2.4.3 FUERZAS DE FRENADO
 - 2.4.3.1 RESISTENCIA A LA RODADURA
 - 2.4.3.2 RESISTENCIA POR GRADIENTE
 - 2.4.3.3 FUERZAS DE FRENADO TOTAL
 - 2.4.3.4 COEFICIENTES DE FRENADO
- 2.5 DINÁMICA LATERAL
 - 2.5.1 DETERMINACIÓN DEL RADIO DE GIRO
 - 2.5.2 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE VUELCO
 - 2.5.3 DETERMINACIÓN SI EL VEHÍCULO ES SUBVIRADOR O SOBREVIRADOR
 - 2.5.4 ÁNGULO DE VOLCADURA

CAPITULO 3 *DESARROLLO EXPERIMENTAL*

- 3.1 DESARROLLO EXPERIMENTAL
- 3.2 CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHÍCULO
- 3.3 DESEMPEÑO DE FRENADO
 - 3.3.1 DISTANCIA DE FRENADO
- 3.4 DINÁMICA LATERAL
 - 3.4.1 EVALUACIÓN SI EL VEHÍCULO ES SUBVIRADOR O SOBREVIRADOR (PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD)
 - 3.4.2 CONDUCTA DE CONDUCCIÓN CIRCULAR

CAPITULO 4 ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS EXPERIMENTALES

- 4.1.1 CENTRO DE GRAVEDAD
- 4.1.2 DISTANCIA DE FRENADO
- 4.1.3 PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD
- 4.1.4 CONDUCTA DE CONDUCCIÓN CIRCULAR

4.2 COMPARACIÓN DE RESULTADOS

- 4.2.1 CENTRO DE GRAVEDAD
- 4.2.2 DISTANCIA DE FRENADO
- 4.2.3 DETERMINACIÓN SI EL VEHÍCULO ES SUBVIRADOR O SOBREVIRADOR
- 4.2.4 CONDUCTA DE CONDUCCIÓN CIRCULAR

Resumen

En este trabajo se presenta la evaluación del comportamiento dinámico de un vehículo biplaza en la fase de prototipo y como continuación del proyecto integrador de noveno semestre de la carrera en Ingeniería en Sistemas Automotrices. Se llevara acabo un estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico de la respuesta de los sistemas automotrices implementados en el vehículo ante diferentes situaciones de conducción.

El estudio teórico del comportamiento dinámico de un vehículo se ha desarrollado en diferentes libros, y se han llegado a normalizar y simplificar los cálculos para la obtención de datos que reflejan un comportamiento dinámico. Se utilizara la norma SAE J670e “Vehicle Dynamics Terminology”, como principal referencia en la mayoría de los libros disponibles en este campo, donde se obtendrán los cálculos necesarios para la elaboración del estudio teórico.

Para el desarrollo experimental, como en todo experimento se necesita una metodología para la correcta medición de los datos, se utilizara las normas ISO (International Organization for Standardization) y Directivas Europeas.

- ISO 15037-1:2006 Road vehicles -- Vehicle dynamics test methods -- Part 1: General conditions for passenger cars
- ISO 10392-1992 Road vehicles with two axles-determination of centre of gravity,
- ISO 3888-1:1999 Passenger cars -- Test track for a severe lane-change manoeuvre -- Part 1: Double lane-change,
- ISO 4138:2004 Passenger cars—Steady state circular driving behavior
- Así como la norma europea Directiva 98/12/CE

Y así poder reflejar los datos necesarios para hacer un análisis del comportamiento dinámico del vehículo bajo condiciones que en verdad muestren datos útiles al momento de obtenerlos. Para la medición de los datos se utilizaran diferentes instrumentos como: flexómetro, goniómetro, una báscula digital, el acelerómetro de un dispositivo móvil.

Se enfocara en la obtención de datos mediante el acelerómetro y el goniómetro del dispositivo móvil, con las nuevas tecnologías podemos tener acceso a estos dispositivos de manera muy fácil, practica y sin necesidad de invertir más en conseguir un acelerómetro y un goniómetro externo, con el App correcto se podrá visualizar los datos que arroja el dispositivo móvil en tiempo real, de esta

forma permitirá observar diferentes aspectos necesarios para el desarrollo del estudio del comportamiento dinámico del vehículo.

Una vez obtenidos los datos se procesaran y analizaran para su posterior comparación con los datos obtenidos en el estudio teórico, obteniendo el estudio completo del vehículo.

Abstract

This paper presents the evaluation of the dynamic behavior of a two-seater in the prototype stage and as a continuation of the project integrator ninth semester career in Automotive Systems Engineering. It will be obtained theoretical and experimental study of the dynamic behavior of the response of automotive systems implemented in the vehicle under different driving situations.

The theoretical study of the dynamic behavior of a vehicle has been developed in different books, and has come to standardize and simplify the calculations to obtain data reflecting dynamic behavior. We will use J670e SAE Vehicle Dynamics Terminology, as the main reference in most of the books available in this field, which will produce the calculations required for the development of theoretical study.

For our experimental development, as in every experiment needs a proper methodology for measuring data, use the ISO (International Organization for Standardization) and European Directives.

- ISO 15037-1:2006 Road vehicles - Vehicle dynamics test methods - Part 1: General conditions for passenger cars
- ISO 10392-1992 Road vehicles with two axles-determination of center of gravity,
- ISO 3888-1:1999 Passenger cars - Test track for a severe lane-change maneuver - Part 1: Double lane-change,
- ISO 4138:2004 Passenger cars-round driving behavior Steady State
- Directive 98/12/EC European standard

And so to reflect the data necessary to make an analysis of the dynamic behavior of the vehicle under conditions that display data really useful when you get it. For the measurement of data use different instruments such as: tape measure, goniometer, a digital scale, the accelerometer on a mobile device.

We will focus on obtaining data using the accelerometer and goniometer mobile, with new technology we can access these devices very easy, practical and without spending more on getting an accelerometer and a external goniometer with the correct application can visualize the data provided mobile device in real time, in this way we can observe different aspects required for the development of the study of the dynamic behavior of the vehicle.

Once collected, the data were processed and analyzed for later comparison with the data obtained in the theoretical study, obtaining the complete study of the vehicle.

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1.1 Comportamiento dinámico de un vehículo.....	1
Figura 1.2.1 Sistema de frenos.....	5
Figura 1.2.2 Esquema de un freno de disco con mordaza fija.....	6
Figura 1.2.3 Esquema de un freno de disco con mordaza flotante.....	6
Figura 1.2.4 Esquema interno de un plato de freno.....	7
Figura 1.2.5 Despiece de una bomba de frenos tándem.....	8
Figura 1.2.6 Esquema interno de un servo freno.....	9
Figura 1.2.7 Sistema ABS de Bosch ®.....	10
Figura 1.2.8 Sistema de ESP de Bosch ®.....	12
Figura 1.2.9 Sistema ESP.....	12
Figura 1.3.1 Diferentes configuraciones de tren motriz.....	13
Figura 1.3.2 Embrague de fricción.....	14
Figura 1.3.3 Esquema interno de una transmisión manual.....	15
Figura 1.3.4 Esquema interno de una transmisión automática.....	16
Figura 1.3.5 Esquema de una transmisión CVT.....	16
Figura 1.3.6 Junta universal simple.....	17
Figura 1.3.7 Esquema de una junta homocinética.....	18
Figura 1.3.8 Diferencial simple.....	18
Figura 1.4.1 Chasis independiente.....	20
Figura 1.4.2 Chasis monocasco.....	21
Figura 1.4.3 Chasis tubular.....	22
Figura 1.4.4 Zona de absorción de impactos.....	22
Figura 1.4.5 Habitáculo de seguridad.....	23
Figura 1.5.1 Cremallera y piñón.....	26
Figura 1.5.2 Esquema de una dirección de bolas re-circulantes.....	26
Figura 1.5.3 Esquema de una columna de dirección.....	27
Figura 1.5.4 Volante ergonómico.....	28
Figura 1.5.5 Brazos de acoplamiento.....	28
Figura 1.5.6 Rotulas simples.....	29
Figura 1.5.7 Mangueta de VW.....	29
Figura 1.6.1 Suspensión tipo rígida.....	31
Figura 1.6.2 Esquema de una suspensión McPherson.....	31
Figura 1.6.3 Esquema de una suspensión de paralelogramo deformable.....	32
Figura 1.6.4 Esquema de una suspensión multilink.....	32
Figura 2.1.1 Sistema coordinado SAE J670e.....	34
Figura 2.2.1 Diagrama de cuerpo libre para el centro de gravedad.....	37
Figura 2.2.2 Diagrama de cuerpo libre para determinar la altura del centro de gravedad.....	38
Figura 2.3.1 Grafica Potencia vs RPM.....	65

Figura 2.3.2 Grafica Par vs RPM.....	66
Figura 2.3.3 Grafica RPM motor vs Velocidad del automóvil.....	68
Figura 2.3.4 Grafica Par vs Velocidad del automóvil.....	70
Figura 2.4.1 Diagrama del pedal de freno.....	73
Figura 2.4.2 Esquema sistema de diámetros	73
Figura 2.4.3 Esquema sistema de fuerzas.....	74
Figura 2.4.4 Diagrama fuerza de aplicación en el pedal.....	74
Figura 2.4.6 Diagrama neumático – sistema de frenos	75
Figura 2.4.5 Esquema de pinzas independientes.....	75
Figura 2.4.7 Diagrama neumático – fuerza de frenado.....	76
Figura 2.4.8 Coeficientes a la rodadura,	79
Figura 2.5.1 Geometría de Ackerman.....	82
Figura 3.1.1 Giroscopio mecánico.....	91
Figura 3.1.2 Comparación de los diferentes tipos de acelerómetros.	93
Figura 3.1.3 Sistema coordinado y aplicación de un teléfono inteligente	94
Figura 3.1.4 Localización del dispositivo en el vehículo	95
Figura 3.1.5 Comparación de velocidades del teléfono y un velocímetro.....	95
Figura 3.2.1 Radio de la llanta con carga.....	98
Figura 3.3.1 Valores mínimos de frenado	99
Figura 3.4.1 Pista con trazado de doble cambio de carril.....	101
Figura 3.4.2 Señalización de la pista	102
Figura 3.4.3 Trayectoria por la cual el vehículo debe circular.....	102
Figura 3.4.4 Procedimiento de la prueba	106
Figura 3.4.5 Área de prueba.....	106
Figura 4.1.1 Medición de ancho de vía delantero y trasero	107
Figura 4.1.2 Medición distancia entre ejes.....	108
Figura 4.1.3 Medición masa delantera izquierda y derecha.....	108
Figura 4.1.4 Medición masa trasera izquierda y derecha.....	108
Figura 4.1.5 Medición radio de las llantas.....	109
Figura 4.1.6 Medición distancia de frenado motor desembragado	111
Figura 4.1.7 Medición distancia de frenado con motor embragado	112
Figura 4.1.8 Parámetros establecidos en la Directiva 98-12.....	112
Figura 4.1.9 Dimensiones de pista de prueba	113
Figura 4.1.10 Marcado de la pista de pruebas	113
Figura 4.1.11 Grafica aceleración lateral prueba ISO 3888	115
Figura 4.1.12 Cambio de carril.....	116
Figura 4.1.13 Segundo cambio de carril.....	116
Figura 4.1.14 Radio de la trayectoria a seguir.....	117
Figura 4.1.15 Angulo del volante a velocidad mínima.....	117
Figura 4.1.16 Grafica velocidad mínima para seguir la trayectoria	118
Figura 4.1.17 Aceleración a la velocidad mínima	120
Figura 4.1.18 Angulo del volante al inicio de la prueba	121

Figura 4.1.19 Angulo del volante durante la prueba.....	121
Figura 4.1.20 Velocidad constante vuelta izquierda.....	122
Figura 4.1.21 Velocidad constante vuelta derecha.....	122
Figura 4.1.22 Momento en que la velocidad era mayor para seguir la trayectoria.....	122
Figura 4.1.23 Grafica velocidad máxima para seguir la trayectoria.....	123
Figura 4.1.24 Grafica aceleración a velocidad máxima para seguir la trayectoria.....	125
Figura 4.1.25 Ángulos del volante al inicio de la prueba.....	126
Figura 4.1.26 Ángulos del volante durante la prueba antes de perder el control.....	126
Figura 4.1.27 Ángulo del volante para corregir el rumbo después de perder el control.....	126
Figura 4.1.28 Desempeño conducción circular.....	127
Figura 4.1.29 Desempeño conducción circular momento al perder el control.....	127
Figura 4.1.30 Desempeño conducción circular recuperando el control.....	127
Figura 4.1.31 Grafica velocidad máxima.....	128
Figura 4.1.32 Grafica aceleración lateral a velocidad máxima.....	130
Figura 4.2.1 Centro de gravedad teórico.....	132
Figura 4.2.2 Centro de gravedad de acuerdo a la norma ISO 10392.....	132
Figura 4.2.3 Momentos en el que vehículo tiene un comportamiento sobrevirador.....	135
Figura 4.2.4 Graficas obtenidas de ADAMS CAR, Velocidad y aceleración lateral.....	136

Lista de tablas

Tabla 1 Ficha técnica del vehículo.....	36
Tabla 2 Dimensiones de la pista norma ISO 3888-1.....	101
Tabla 3 Comparación distancia de frenado.....	133
Tabla 4 Comparación de velocidad de vuelco.....	134
Tabla 5 Comparación de velocidad de vuelco con nuevo centro de gravedad.....	134

Nomenclatura

a_x = Aceleración en el eje x

a_2 = Distancia del centro de masa

a' = Distancia vertical respecto al punto de rotación

b = Distancia del centro de gravedad al eje delantero del automóvil

b' = Distancia horizontal respecto al punto de rotación

b_f = the track front, in millimeters

b_r = the track rear, in millimeters

c = Distancia del centro de gravedad al eje trasero del automóvil

DA = Arrastre aerodinámico

Dt = duración de un ciclo de frenado

d_m = Distancia de frenado Norma Directiva Europea

Dx = Desaceleración lineal en dirección x

F1 = Es el valor de la fuerza que ejerce el porcentaje de masa ubicado en la parte delantera

F2 = Es el valor de la fuerza que ejerce el porcentaje de masa ubicado en la parte trasera

Fxf = Fuerza de frenado en el eje delantero

Fxr = Fuerza de frenado en el eje trasero

Fb = Fuerza requerida para el sistema de frenos

F1' = Fuerza resultante a partir del pedal

F' = Fuerza aplicada por el conductor

F2 = Resultante de la fuerza aplicada en el pedal y del cambio de diámetros en la bomba y en los cilindros de los calipers

Fs = Fuerza con la que los neumáticos detienen al automóvil

f_0 = coeficiente básico

f_s = coeficiente del efecto de velocidad

Fa = Fuerza aerodinámica

Fr = Fuerza de rodadura

Fp = Fuerza debido a la pendiente del camino

F_{xmf} = Fuerza mayor de frenado en el eje delantero

F_{xmr} = Fuerza mayor de frenado en el eje trasero

f_r = coeficiente de resistencia a la rodadura

W = Peso total del vehículo

W_r = Porcentaje de peso ubicado en la parte trasera

W_f = Porcentaje de peso ubicado en la parte delantera

g = Gravedad

h = Altura del centro de gravedad

h_s = altura del centro de la masa suspendida

L = Distancia entre ejes

l_{left} = Distancia entre ejes izquierda, en milímetros

l_{right} = Distancia entre ejes derecha, en milímetros

M = Masa del automóvil

m_1 = Carga de rueda, delantera izquierda, en kilogramos

m_2 = Carga de rueda, delantera derecha, en kilogramos

m_3 = Carga de rueda, trasera izquierda, en kilogramos

m_4 = Carga de rueda, trasera derecha, en kilogramos

m_r = Sumatoria de masas de la parte trasera

m_v = Sumatoria total de masas del vehículo

m'_f = Carga en el eje con el vehículo inclinado

m_f = Sumatoria de masas en parte delantera

n_i = Relación de engranes de la caja de velocidades

n_d = Relación del diferencial

N = numero de frenados sucesivos

P_1 = Primer factor de portencia

P_2 = Segundo factor de potencia

P_3 = Tercer factor de potencia

P_M = Potencia total en Watts

P_e = Potencia proporcionada por el motor teóricamente

P_B = Presión en la bomba de frenos

P_b = presión en el cilindro del calipper

P = Potencia del sistema de frenos

R_1 = Radio de las llantas delanteras

R_2 = Radio de las llantas traseras

R_w = Radio de la llanta del eje propulsor

R = Radio de giro

R_c = radio de la curva

r_{stat1} , = Radio de carga estática, delantera izquierda, en milímetros

r_{stat1} = Radio de carga estática, delantera derecha, en milímetros

r_{stat1} = Radio de carga estática, trasera izquierda, en milímetros

r_{stat1} = Radio de carga estática, trasera derecha, en milímetros

r_{statf} = Radio de las ruedas en condición estática en la parte delantera

SD = Distancia de frenado

s_b = distancia recorrida entre v_1 y v_b en m

s_e = distancia recorrida entre v_1 y v_e en m

T_e = Torque proporcionado por el motor teóricamente

T_w = Torque en las llantas

T_s = Tiempo de frenado

V_x = Velocidad del vehículo longitudinal

V_o = Velocidad máxima en primera velocidad = 50 Km/h = 13.5 m/s

V_v = valor mínimo de velocidad de vuelco

V_{car} = velocidad característica de subvirador o sobrevirador

v_1 = velocidad inicial del vehículo en prueba de frenado

v_b = velocidad del vehiculo a 0.8 V1 en Km/h

v_e = velocidad del vehículo a 0.1 V1 en Km/h

V2= velocidad al final del frenado

Vmax= velocidad máxima del vehículo en prueba de frenado

W_M = Velocidad Angular Maxima

We= Velocidad angular del motor

Wb = Peso en el eje correspondiente a la tracción

Wf' =Peso dinámico al momento de frenado en el eje delantero

Wr' = peso dinámico al momento de frenado en el eje trasero

X_{CG} =distancia centro de gravedad en el eje x

Y_{CG} =Distancia del centro de gravedad en eje y

Z_{CG} =Distancia del centro de gravedad en eje z con respecto al suelo

δ_i = Es el ángulo de dirección de la rueda interior

δ_o = Es el ángulo de dirección de la rueda exterior.

η = eficiencia de la transmisión

\emptyset = Es el valor del ángulo que forma el plano inclinado sobre el que ubicamos nuestro auto.

\emptyset_1 = Diámetro en el cilindro maestro

\emptyset_2 = Diámetro en el cilindro del calipper

μ = Coeficiente de fricción del pavimento

μ_f =Coeficiente de frenado delantero

μ_r =Coeficiente de frenado trasero

ω = Ancho de vía

Introducción

Aunque existen otros tipos de vehículos, como los aéreos y los marítimos, uno de los medios de transporte más empleados por el hombre es el vehículo terrestre, cuyo uso se ha vuelto indispensable en la vida cotidiana. De manera general, los vehículos terrestres pueden clasificarse como guiados y no guiados, siendo los primeros aquéllos que están restringidos a desplazarse sobre una estructura fija y que no tienen un control direccional, como es el caso del ferrocarril, mientras que los segundos poseen la capacidad de cambiar de dirección, según las condiciones del entorno lo demanden. A este segundo grupo pertenecen los vehículos de autotransporte, ya sea que circulen por carreteras o fuera de ellas. Una de las maneras de conocer las capacidades de un vehículo, es a través de una evaluación de su desempeño, acorde a condiciones de funcionamiento preestablecidas. Así, en función de las cualidades de su comportamiento, se podrán establecer los límites operacionales del mismo, de acuerdo a ciertos parámetros relacionados con el confort o calidad de viaje, con la manejabilidad y con el funcionamiento mecánico global.

De acuerdo a ello, este trabajo está planteado para la evaluación del comportamiento dinámico de un vehículo biplaza en etapa prototipo. El vehículo utilizado es una plataforma tubular con la peculiaridad de que fue elaborado en aluminio integrando un motor de combustión interna en una configuración de motor trasero transversal y tracción trasera.

En el tránsito de vehículos es necesario considerar diversos aspectos relacionados con la seguridad, con la operación y el funcionamiento, así como la compatibilidad de las capacidades del vehículo con la infraestructura carretera. Por ello, una forma de armonizar estos aspectos es a través de la legislación del transporte (leyes, reglamentos y normas), cuyos argumentos deben ser sustentados técnicamente para garantizar la adecuada aplicación de los vehículos de acuerdo a sus capacidades y las características del entorno.

Debido a la falta de conocimiento de las correctas condiciones de operación, acordes a las exigencias del camino y del entorno incide en la seguridad de los ocupantes y del entorno en el cual el vehículo transita. Esta situación normalmente es producto del desconocimiento del comportamiento del vehículo, de sus capacidades y de la respuesta que éste pudiera ofrecer ante eventualidades que se presentan durante su trayecto. Por ello, es necesario establecer algunas de las bases necesarias que permitan identificar criterios aplicables para mejorar el desempeño global de los vehículos, así como para mejorar la seguridad inherente al tránsito por carreteras.

En México circulan gran variedad de vehículos y combinaciones vehiculares. De acuerdo a las normas de la **Asociación Mexicana de la Industria Automotriz (AMIA)** la cual se presenta a continuación.

AUTOS SUBCOMPACTOS: son unidades con una distancia entre ejes hasta 2,475 mm; con un motor de 4 cilindros de hasta 1800 cm³ de desplazamiento y potencia hasta 110 HP.

AUTOS COMPACTOS: son unidades con una distancia entre ejes de 2,476 hasta 2,700 mm; con motores de 4 ó 6 cilindros hasta de 2500 cm³ de desplazamiento y potencia de 110 hasta 135 HP.

AUTOS DE LUJO: son unidades con una distancia entre ejes de 2,601 hasta 3,000 mm; con motores de 4, 6, 8 ó 12 cilindros de 3200 a 6000 cm³ de desplazamiento y potencia de 136 hasta 394 HP.

AUTOS DEPORTIVOS: son unidades con una distancia entre ejes de 2,601 hasta 3,000 mm; con motores de 4, 6 u 8 cilindros de 2000 a 4600 cm³ de desplazamiento y potencia de 160 a 295 HP, estas unidades también poseen dispositivos especiales en su motor como: turbo cargadores o un mayor número de válvulas en cada cilindro.

Camiones ligeros (CL1): Camiones ligeros (grupo uno) cuyo peso bruto vehicular es de hasta 2,722 Kg. y con peso de prueba (PP) de hasta 1,701 kg.

Camiones ligeros (CL2): Camiones ligeros (grupo dos) cuyo peso bruto vehicular es de hasta 2,722 kg. y con peso de prueba (PP) mayor de 1,701 y hasta 2,608 kg.

Camiones ligeros (CL3): Camiones ligeros (grupo tres) cuyo peso bruto vehicular es mayor de 2,722 y hasta 3,856 kg y con peso de prueba (PP1) de hasta 2,608 kg.

Camiones ligeros (CL4): Camiones ligeros (grupo 4) cuyo peso bruto vehicular es mayor de 2,722 y hasta 3,856 kg y con peso de prueba (PP1) mayor de 2,608 y hasta 3,856 kg.

Vehículo de uso múltiple o utilitario (VU): Vehículo automotor diseñado para el transporte de personas y/o productos, con o sin chasis o con equipo especial para operar ocasionalmente fuera del camino. Para efectos de prueba se clasificarán igual que los camiones ligeros.

El presente estudio está enfocado al análisis de algunos aspectos sobresalientes del comportamiento dinámico de un vehículo biplaza denominado en México como un Auto subcompacto por la distancia entre ejes y no por su desplazamiento en su motor que es mayor.

Aunque las configuraciones aquí tratadas aplican únicamente en México y ya que en el estudio se utilizaran normas internacionales es necesario establecer el tipo de vehículo en normas internacionales. De acuerdo con la norma ISO 3833 el vehículo a estudiar se encuentra en la clasificación de “*Passenger cars*”, dentro de esta clasificación se puede catalogar como “*small car*” por la distancia entre ejes menor a 2.5 metros, de igual manera se cataloga por el peso como “*Light weight car*” por su peso menor a 1100 kg. Y de acuerdo al concepto de la carrocería se cataloga como un vehículo *coupe*, debido que presenta dos puertas, es para dos o cuatro ocupantes, pudiendo ser de techo rígido o convertible.

En la clasificación europea la Directiva 2007/46/EC anexo II nuestro vehículo es catalogado como M1 siendo un vehículo de motor con al menos cuatro ruedas, diseñado y fabricado para el transporte de pasajeros de ocho plazas como máximo (excluida la del conductor).

En este contexto, el objetivo principal de este trabajo es evaluar el comportamiento dinámico, en términos de las principales medidas de desempeño. Para el análisis del comportamiento se utilizan las normas internacionales ISO (International Organization for Standardization) y las Directivas europeas, para la evaluación específica de algunas características del vehículo. Las pruebas dinámicas que se aplicaran y se evaluaran en este estudio son:

- ISO 15037-1:2006 Road vehicles -- Vehicle dynamics test methods -- Part 1: General conditions for passenger cars
- ISO 10392-1992 road vehicles with two axles-determination of centre of gravity,
- ISO 3888-1:1999 Passenger cars -- Test track for a severe lane-change manoeuvre -- Part 1: Double lane-change,
- ISO 4138:2004 Passenger cars—Steady state circular driving behavior
- Así como la norma europea Directiva 98/12/CE sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques. Anexo II

Se analizará el efecto sobre el comportamiento dinámico del vehículo, principalmente de parámetros como altura del centro de masa, dimensiones geométricas, eficiencia de frenado. Los resultados obtenidos serán utilizados para estimar capacidades operativas del vehículo, de acuerdo a medidas de desempeño como manejabilidad, transferencia de carga, despiste, aceleraciones laterales.

Conforme a lo enunciado con anterioridad, este trabajo cubre diversos capítulos en los que se expone, en el primero, una breve historia del desarrollo de la

dinámica de vehículos y los sistemas fundamentales en el automóvil, mientras que en el segundo se detallan las principales medidas y su relación con aspectos del comportamiento dinámico de los vehículos. En el tercero se describe la aplicación de las normas establecidas sus características de operación, así como los principales aspectos de su desarrollo. El cuarto capítulo expone los resultados de las pruebas, mostrando un análisis comparativo de los resultados obtenidos en las pruebas y su relación con los obtenidos técnicamente. Finalmente, el escrito concluye con la exposición de las conclusiones y las recomendaciones derivadas del desarrollo de este trabajo, así como de la necesidad de continuar con estudios de esta naturaleza para tener mayor injerencia en los diversos aspectos asociados con la evolución del autotransporte en México.

Objetivo

Evaluar el comportamiento dinámico de un vehículo biplaza en etapa de prototipo, con el fin de analizar la respuesta del funcionamiento de los sistemas de frenos, tren motriz, dirección, suspensión y chasis, utilizados en el armado del vehículo.

Aplicando normas internacionales para la evaluación significativa del comportamiento dinámico de un vehículo

El objetivo es realizar las siguientes pruebas dinámicas:

- Distancia de frenado
- Prueba de maniobrabilidad
- Conducta de conducción circular

Justificación

Este trabajo se realiza debido a la necesidad de comprender a fondo el comportamiento dinámico de un vehículo, y así obtener una evaluación del comportamiento dinámico de un vehículo, evaluando sus capacidades de respuesta y que estas no se traspasen e incidan en la seguridad de los ocupantes y del entorno en el que se transite, además de corroborar que la construcción del mismo cumple con el objetivo planteado desde una etapa inicial que incluye la elaboración digital así como física de un vehículo biplaza.

Alcance

Con la realización de este trabajo se busca evaluar el comportamiento dinámico de un vehículo biplaza, para poder demostrar el funcionamiento de los sistemas de frenos, tren motriz, dirección, suspensión y chasis, implementados en el vehículo. Realizando la experimentación del comportamiento dinámico de las respuestas ante:

- Distancia de frenado
- Prueba de maniobrabilidad
- Conducta de conducción circular

Cada una de las pruebas mencionadas se llevarán a cabo bajo el uso de normas internacionales de acuerdo correspondan en su caso, así como herramientas de medición, como flexómetro, goniómetro, el acelerómetro de un dispositivo móvil, una balanza digital, gato hidráulico y demás dispositivos necesarios para la correcta y adecuada medición.

Obteniendo los datos para su posterior comparación con datos teóricos obtenidos mediante la aplicación de ecuaciones descritas para la evaluación del comportamiento dinámico de un vehículo. Generando una ficha técnica con las especificaciones dinámicas del vehículo biplaza.

Metodología a seguir

- ✓ Determinación de los parámetros a evaluar
- ✓ Realización de los cálculos teóricos necesarios para la evaluación dinámica del vehículo
- ✓ Metodología para la experimentación de las pruebas dinámicas del vehículo
- ✓ Experimentación del comportamiento dinámico del vehículo
- ✓ Análisis y comparación de los resultados obtenidos

CAPITULO 1 FUNDAMENTOS EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

1.1 DINAMICA DEL VEHICULO

1.1.1 ANTECEDENTES

La dinámica vehicular, en su más amplio sentido, abarca todas las formas de transportación utilizadas por el hombre, como son: barcos, aviones, trenes, y vehículos terrestres no guiados. Los principios envueltos en el análisis de la dinámica de todos los tipos de vehículos son diversos y extensos. Este trabajo está orientado al caso de vehículos terrestres no guiados.

Puesto que los vehículos responden ante fuerzas y momentos que provienen de fuentes externas al propio vehículo, el estudio de su comportamiento dinámico debe involucrar el estudio de cómo y por qué se producen estas fuerzas.

Otros puntos de interés en la dinámica de vehículos se refieren a la manejabilidad y al desempeño durante el frenado. En este sentido, la manejabilidad es la forma en que un vehículo responde ante perturbaciones externas y su capacidad para seguir una trayectoria destinada ante dichas circunstancias.

El entendimiento del comportamiento del conductor, las características del vehículo, las condiciones físicas y geométricas del camino son esenciales para el diseño y evaluación de los sistemas del vehículo, como se muestra en la figura 1.1.

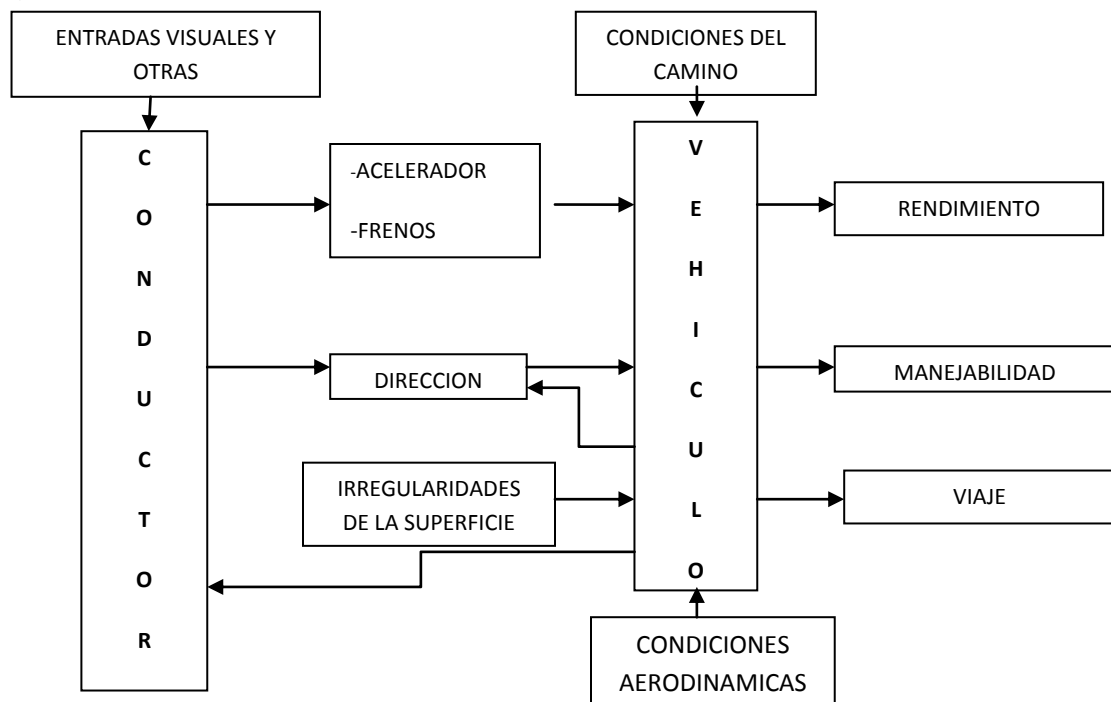


Figura 1.1 Comportamiento dinámico de un vehículo

El descubrimiento de la rueda por el hombre marcó el inicio de la era del transporte terrestre. Su uso fue un factor que contribuyó para obtener un mejor aprovechamiento de la tracción al aplicarla sobre vehículos de arrastre, jalados inicialmente por humanos y posteriormente por animales de carga. Cientos de años después, esta fuente de tracción fue sustituida por un motor, convirtiendo los vehículos de arrastre en incipientes vehículos autopropulsados. El primer vehículo autopropulsado tuvo su origen en 1769, al acoplar un motor de vapor sobre un bastidor metálico de tres ruedas, el cual se empleó para empujar armas de artillería.

La dinámica vehicular es un área de estudio relativamente moderna. Hasta principios del siglo pasado era virtualmente desconocida, aunque el entendimiento y desarrollo del sistema de dirección de Ackermann y algunas ideas fundamentales al respecto, mejoraron el confort de los pasajeros utilizando suspensiones en los vehículos.

A principios de los años 1930's, Lanchester en Reino Unido, Olley en los Estados Unidos y Broulhiet en Francia, iniciaron independientemente estudios sobre el sistema de suspensión e identificaron los efectos de la cinemática de los elementos de este sistema, así como de la dirección. También, tomó mayor importancia el papel que desempeñan las llantas generando fuerzas laterales, relacionado con la manejabilidad de un vehículo.

El primero en presentar un análisis de manejabilidad fue probablemente el ingeniero inglés Olley, dando además una definición formal de subviraje y sobreviraje. En los siguientes años se lograron pequeños progresos hasta llegar al desarrollo definitivo del tratado del comportamiento de manejabilidad por Olley, Milliken, Segel y Whitcomb; además, Gough aportó nuevos conocimientos sobre el comportamiento de las llantas, aplicados a análisis para un intervalo lineal de aceleraciones laterales de 0 a 0,3 g (3 m/s²). Así, el desarrollo de los distintos componentes ha obtenido un mayor refinamiento, lo que se reflejó en los vehículos que pueden observarse hoy en día.

La evolución que estos vehículos terrestres autopropulsados han sufrido desde su creación hasta la época actual, ha ido más allá de la simple estética o el confort. Lograr mayores niveles de eficiencia de los motores y la transmisión de la energía mecánica, desarrollar materiales para la construcción del bastidor y demás componentes, aprovechar formas alternas de energía para generar el movimiento, introducir sistemas de seguridad para los pasajeros, la carga y el medio ambiente, compatibilizar dimensiones con carreteras y estructuras, son aspectos de esta evolución automotriz que se han presentado de manera continua.

Evaluación del comportamiento dinámico

Uno de los primeros intentos por evaluar el comportamiento dinámico de vehículos se realizó en 1984, cuando la Asociación de Transporte Carretero de Canadá (RTAC, renombrado TAC en 1990) patrocinó el Estudio Canadiense de Pesos y Dimensiones de Vehículos. Su objetivo fue proveer bases técnicas para una reforma regulatoria de pesos y dimensiones de vehículos comerciales. Para lograr lo anterior, fueron evaluadas las características de estabilidad y control de varias configuraciones de vehículos comerciales mediante simulación por computadora, pruebas en mesas inclinadas y pruebas de campo a escala natural. El instituto llamado *University of Michigan Transportation Research Institute* (UMTRI), que no estuvo completamente de acuerdo con los objetivos y alcances de ese estudio, planteó un conjunto tentativo de medidas de desempeño con el propósito de guiar el desarrollo de evaluaciones y regulaciones de configuraciones vehiculares propuestas, en términos de estabilidad vehicular y comportamiento dinámico. En Canadá, estas medidas de desempeño son conocidas como las medidas de desempeño RTAC.

Un estudio realizado por Fancher y colaboradores en 1989, mostró que el futuro de la tecnología del transporte involucraría el desarrollo de vehículos comerciales pesados con niveles medibles y predecibles de desempeño en maniobras relacionadas con seguridad. Ese estudio se concentró en vehículos con masa mayor a 36 mil kg y usó el mismo método de evaluación que el Estudio Canadiense de Pesos y Dimensiones Vehiculares. Sin embargo, de la experiencia del análisis de distintos accidentes que involucraron a camiones de carga pesada, surgieron nuevos parámetros que fueron seleccionados para ser integrados a los estudios de evaluación del desempeño de vehículos. Además, en 1991 Fancher presentó un estudio que introdujo una variedad de ideas para desarrollar medidas de desempeño relacionadas con seguridad, las cuales cuantificaban las propiedades dinámicas de camiones pesados. En este estudio fueron incluidas medidas de desempeño relacionadas con umbrales de volcadura, amplificación del coleo en maniobras de evasión de obstáculos, despiste, control direccional durante el frenado, control de velocidad en descenso de pendientes y capacidad para subir pendientes.

En otro estudio, El-Gindy y Woodrooffe, revisaron las medidas de desempeño existentes, discutieron su aplicación y propusieron modificaciones para mejorar su efectividad y otras medidas complementarias, proponiendo además criterios de aprobación para cada medida.

En los Estados Unidos se han tomado en consideración estas medidas para crear una regulación sobre los límites de pesos y dimensiones. Para la obtención de un permiso, se debe demostrar que el vehículo objeto cumple con ciertos requerimientos mínimos de desempeño. Winkler y Fancher, propusieron un escenario regulatorio para aplicar dos medidas de desempeño; el umbral estático de volcadura (SRT) y la amplificación del coleo (RWA). Además definieron procedimientos de prueba para medir separadamente por cada

unidad estas medidas. Sugirieron para el SRT un valor mínimo de 0,35 g para la aceleración lateral y, para asegurar una razonable capacidad de evasión de obstáculos, una amplificación del coleo menor o igual a 2 g para una velocidad de avance de 88km/h.

En 1992, Woodrooffe y El-Gindy, condujeron un estudio de la aplicación de medidas de desempeño de estabilidad de balanceo y de manejabilidad, como una base para determinar una distancia adecuada entre ejes de un tractor, dando un conjunto de características que describen el resto del vehículo. El objetivo fue demostrar el uso de pares arbitrarios de medidas de desempeño, especialmente en el proceso de diseño del vehículo, por medio del cual el diseñador podía alterar varios parámetros del tractor, tales como su distancia entre ejes y la rigidez auxiliar de balanceo de su transmisión tipo tándem, para satisfacer los criterios de desempeño dinámico, mientras se mantenía dentro de las restricciones dimensionales, peso y carga por eje de la regulación de Canadá.

Con el paso del tiempo se han realizado mayores estudios al respecto y se han incorporado nuevas medidas de desempeño, pero con base al análisis del estado del arte presentado arriba, se pueden identificar esencialmente ocho medidas de estabilidad y control, las cuales son:

1. Desempeño de manejabilidad
2. Umbral de volcadura estática (SRT)
3. Estabilidad dinámica de volcadura, incluyendo:
 - a) Razón de transferencia de carga (LTR)
 - b) Amplificación del coleo (RWA)
4. Razón de amortiguamiento del coleo (YDR)
5. Demanda de fricción, incluyendo:
 - a) Demanda de fricción a baja velocidad (LFD)
 - b) Demanda de fricción a alta velocidad (HFD)
6. Utilización de fricción lateral, incluyendo:
 - a) Utilización de fricción a baja velocidad (LFU)
 - b) Utilización de fricción a alta velocidad (HFU)
7. Despiste, incluyendo:
 - a) Despiste a baja velocidad (LOF)
 - b) Despiste en estado estable a alta velocidad (HOF)
 - c) Despiste transitorio (TOF)
8. Desempeño en el frenado

Debido a la importancia que representan algunas de estas medidas en el contexto y los posibles alcances de aplicación a los vehículos en México, para la realización de este trabajo se contemplaron únicamente aspectos de manejabilidad, estabilidad dinámica, de despiste y desempeño en el frenado.

1.2 SISTEMA DE FRENOS

1.2.1 INTRODUCCION

La finalidad de los frenos en un automóvil es la de conseguir detener o aminorar la marcha del mismo (desaceleración) en las condiciones que determine el conductor, para ello, la energía cinética que desarrolla el vehículo tiene que ser absorbida en su totalidad o en parte, por medio de rozamiento, transformándola en calor.

Para ello se equipa al vehículo con una serie de mecanismos que se encargan de conseguirlo como se muestra en la figura 1.2.1 permitiendo realizarlo en las mejores condiciones de seguridad: tiempo y distancia mínimos, conservación de la trayectoria del vehículo, con un frenado proporcional al esfuerzo del conductor, en diversas condiciones de carga, etc. Ahora bien, hemos de tener en cuenta que si el proceso de frenado se realiza muy bruscamente, las rueda se bloquean y se desplazan sin girar, provocando una pérdida de su adherencia y por lo tanto produciendo un derrape.

Los mecanismos de freno de las ruedas se distinguen entre frenos de disco y frenos de tambor. Estos últimos se utilizan mas para los ejes traseros y en los vehículos más lentos. La energía de frenado transmitida por el sistema de frenos actúa en estos frenos de rozamiento como fuerza tensora para comprimir las zapatas de los frenos contra el tambor o contra el disco.

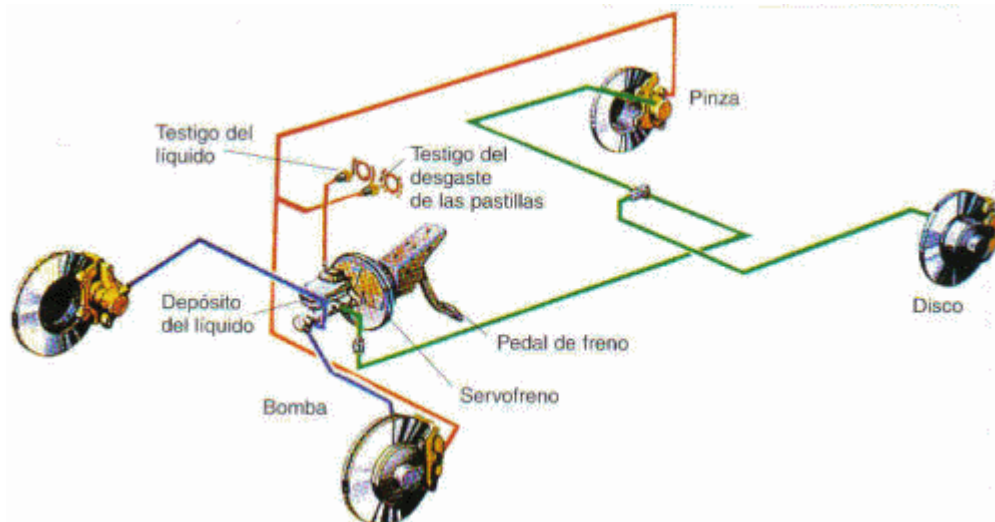


Figura 1.2.1 Sistema de frenos

1.2.2 TIPOS DE FRENOS

LOS FRENOS DE SISTEMA RIGIDO

En cada una de las dos mitades de la pinza del freno como se muestra en la figura 1.2.2 de un disco de pinza fija se encuentra un embolo o pistón al cual se aplica presión hidráulica al frenar. Los émbolos presionan, por ambos lados, las pastillas del freno contra el disco. Al soltar el freno, los émbolos se retraen en determinada medida (aprox. 0,2mm) por las juntas de embolo conformadas. Por tanto no es necesario el reglaje o el ajuste de los frenos de disco.

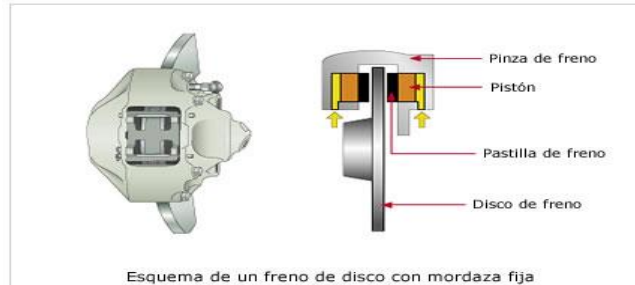


Figura 1.2.2 Esquema de un freno de disco con mordaza fija

LOS FRENOS DE SISTEMA FLOTANTE

Este es el montaje más utilizado, la presión hidráulica empuja en una primera fase la pastilla de freno contra el disco por medio de un solo pistón mostrado en la figura 1.2.3. En una segunda fase, el pistón no puede avanzar más y es el estribo el que se desplaza por reacción y empuja la segunda pastilla contra el disco. Para mejorar la fuerza de frenada, ciertos vehículos incorporan estribos de doble pistón mandados por dos circuitos separados que aseguran el recorrido de las pastillas.

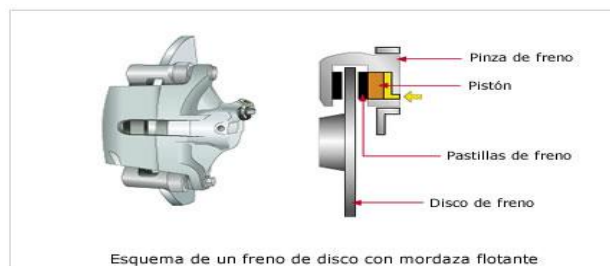


Figura 1.2.3 Esquema de un freno de disco con mordaza flotante

LOS FRENOS DE TAMBOR

El mando de frenos tendrá por misión separar las zapatas y ponerlas en contacto contra el tambor. La recuperación es efectuada por un muelle. En movimiento el tambor tiene tendencia a arrastrar las zapatas. Por esto la zapata primaria va a sostenerse sobre su articulación de modo que aumentará el

rozamiento y por tanto la frenada. En la figura 1.2.4 se observa el soporte de apoyo de la zapata primaria en donde evita el efecto de arrastre.

Por el contrario la zapata secundaria tendrá tendencia a ejercer menos presión sobre el tambor, esto es por lo que generalmente la zapata secundaria es más corta. Sin embargo este sistema conlleva algunos inconvenientes: desgastes desiguales, esfuerzos desproporcionados, aumentos de recorrido para el sistema de mando, etc.

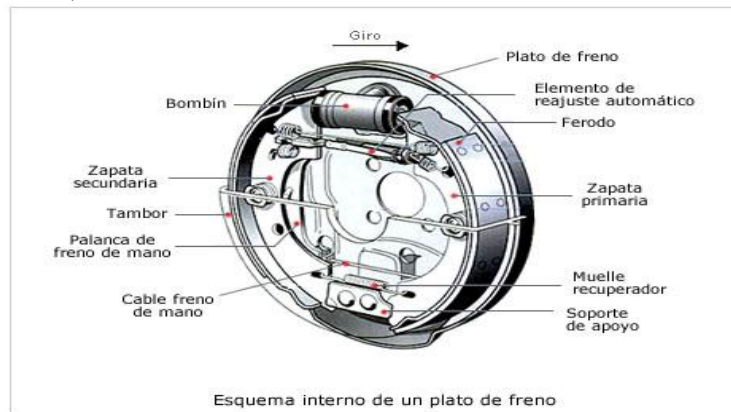


Figura 1.2.4 Esquema interno de un plato de freno

1.2.3 COMPONENTES EN EL SISTEMA DE FRENOS

EL LÍQUIDO DE FRENOS

En las instalaciones de frenos hidráulicos se utilizan generalmente líquidos obtenidos por síntesis y que corresponden a normas específicas de fabricación SAE, ISO, que las clasifican en DOT con el fin de reglamentar su punto de ebullición. Los líquidos de freno absorben la humedad del aire. Dado que al aumentar el contenido de agua, el punto de ebullición del líquido desciende considerablemente, aumenta el peligro de que los frenos fallen debido a la formación de burbujas de vapor. Por consiguiente la mayoría de fabricantes recomiendan renovar el líquido de frenos al cabo de uno o dos años.

BOMBA DOBLE TANDEM

El proceso de frenado es iniciado y controlado por el circuito principal del freno, llamado bomba de frenos o cilindro maestro. Debido a disposiciones legales, todo automóvil debe contar con dos circuitos de frenos separados como se observa en la figura 1.2.5 donde el pistón primario es marcado con la letra E y el pistón secundario con la letra D. El nombre tándem le viene dado por el hecho de que dispone de dos pistones, colocados uno a continuación de otro, con los que se atiende al suministro del líquido a una igual presión para cada uno de los dos circuitos independientes.

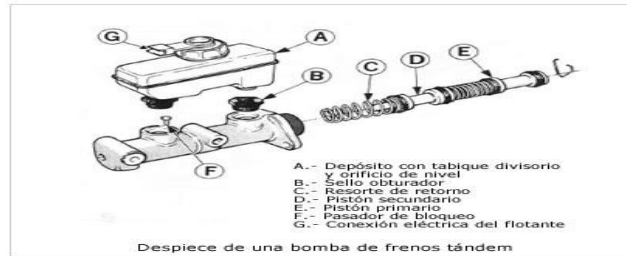


Figura 1.2.5 Despiece de una bomba de frenos tandem

1.2.4 SERVOFRENOS

EL MASTER-VAC

Este es el nombre con el que la marca Bendix® ha registrado el producto.

El Master-vac es un servofreno que, instalado entre el pedal del freno y el cilindro maestro, activa y ayuda la aplicación de los frenos hidráulicos de un automóvil. La actuación mecánica a través del pedal del freno, utilizado permanentemente cuando funciona el vacío procedente del múltiple de admisión del motor y la presión atmosférica.

El Master-vac se compone de los siguientes elementos como se ve en la figura 1.2.6:

- La cámara de vacío, compuesta de dos cuerpos o cámaras, un pistón de vacío vástago de empuje, y un muelle de retroceso.
- La válvula de control, incorporada al pistón de vacío y a la vez unida al pedal por una varilla de empuje. Esta válvula regula la asistencia o la suprime en función del esfuerzo ejercido sobre el pedal del freno. La válvula de control comprende un pistón válvula, un disco de reacción y un orificio de atmosfera.

- Cilindro maestro hidráulico, fijado a la cámara de vacío y mandado por un vástago de empuje que parte del pistón de vacío.

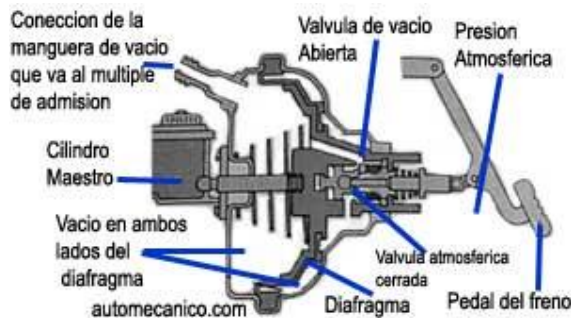


Figura 1.2.6 Esquema interno de un servo freno

1.2.5 SISTEMA ANTIBLOQUEO ABS

PRINCIPIOS GENERALES DE FUNCIONAMIENTO

En el capítulo de seguridad, los frenos se han visto “reforzados” por un nuevo sistema que permite ofrecer más garantías y calidad en la frenada: el sistema antibloqueo de frenos ABS, abreviatura del alemán AntiBlockierSystem. Durante el proceso de frenado puede producirse el bloqueo de las ruedas en tal forma que el vehículo se vuelva inmanejable, se salga de la calzada o patine.

Una noción fundamental que hay que tener en cuenta es la de adherencia, ésta representa la fuerza de rozamiento disponible entre los neumáticos y la carretera. Condición en gran medida la estabilidad lateral del vehículo (adherencia transversal) y la distancia de parada (adherencia longitudinal).

Esta fuerza de rozamiento depende particularmente de las características de los neumáticos y del estado del suelo. En el caso de bloqueo de una rueda, la adherencia longitudinal se degrada y la adherencia transversal del vehículo llega a ser tan débil que la menor sollicitación conlleva una pérdida total del control direccional del vehículo.

La solución, para evitar el bloqueo de una rueda, consiste en disponer de un órgano de modulación de la presión en los circuitos de frenada. El dispositivo antibloqueo de ruedas (ABS) aplica este principio interponiendo, en los circuitos de las ruedas delanteras y traseras, electroválvulas mandadas por un módulo electrónico. De esta manera es posible modular la potencia de frenado aplicada en cada rueda y esto independientemente de la presión ejercida en el pedal de freno.

EL SISTEMA BOSCH

El sistema ABS 2 de Bosch permite la integración sin modificaciones en el sistema básico de frenos, con lo que permite su adaptación en un circuito clásico de frenos a disco.

CONSTITUCIÓN DEL SISTEMA

El sistema ABS Bosch 2 como se observa en la figura 1.2.7 está constituido por coronas de impulsos(2), captadores de velocidad (2), una unidad hidráulica(1), una unidad de control electrónico(1) y un circuito electrónico (1). Los cuatro captadores, asociados cada uno a una rueda, informan a la unidad de control de la velocidad instantánea de cada una de ella.

La unidad de control gobierna las electroválvulas del bloque hidráulico en función de las informaciones de cada captador. Está equipado, además, por un circuito de auto diagnóstico que advierte al conductor de los fallos eventuales mediante un testigo del cuadro de instrumentos.

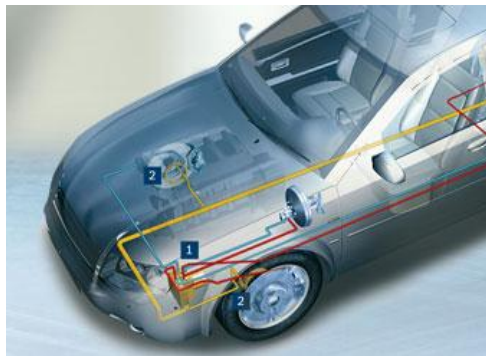


Figura 1.2.7 Sistema ABS de Bosch ®

1.2.6 SISTEMA DE CONTROL ELECTRONICO DE ESTABILIDAD (ESP)

FUNCIONAMIENTO

Dentro de la figura 1.2.8 se muestran los componentes principales del sistema ESP, la unidad de control calcula la trayectoria teórica (1), consignada con el volante, y calcula un comportamiento dinámico teórico del vehículo, los sensores de régimen suministran continuamente las señales de velocidad de cada rueda(2), el sensor goniométrico de dirección(3) es el único sensor que suministra sus datos directamente a través del CAN-Bus hacia la unidad de control, el sensor de aceleración transversal(4) informa a la unidad de control

acerca del derrape lateral. El sensor de la magnitud de viraje informa sobre la tendencia al derrape de la trasera del vehículo. Con ayuda de estas dos informaciones, la unidad de control(5) calcula el comportamiento dinámico efectivo del vehículo.

Si los comportamientos dinámicos teórico y efectivo difieren entre sí, se procede a calcular una intervención de regulación.

El ESP decide:

- Qué rueda debe ser frenada o acelerada intensamente,
- Si es necesario reducir el par del motor, y en vehículos automáticos es preciso actuar sobre la unidad de control del cambio.

Analizando los datos que siguen llegando de los sensores, el sistema revisa si ha tenido éxito con la intervención:

- En caso afirmativo finaliza la intervención y se sigue observando el comportamiento dinámico del vehículo.
- En caso negativo se vuelve a correr un ciclo de regulación.

Al producirse una intervención de regulación, se visualiza esta particularidad al conductor haciendo parpadear el testigo luminoso ESP.

Para que el ESP durante el funcionamiento del vehículo pueda reaccionar ante situaciones críticas de la conducción, tiene que responder a dos preguntas:

- a.- Hacia dónde conduce el conductor
- b.- Hacia donde se dirige el vehículo

El sistema tiene la función de asistir al conductor en situaciones extremas, como puede ser el cruce repentino de un obstáculo.

Sirve para compensar reacciones excesivas del conductor y contribuye a evitar situaciones en las que el vehículo pueda perder estabilidad. Sin embargo, el ESP tiene sus limitaciones y no está en condiciones de vulnerar las leyes de la física.

Desde un punto de vista general, el ESP aplica un concepto unificado, para controlar la tendencia del vehículo a "irse" o salirse de la calzada, introduciendo correcciones a las diferentes posiciones del volante; manteniendo al mismo tiempo la estabilidad para prevenir que el vehículo derrape lateralmente.

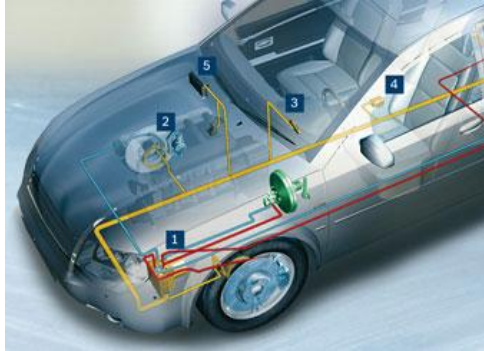


Figura 1.2.8 Sistema de ESP de Bosch ®

Una situación crítica se puede manifestar en dos formas de comportamiento del vehículo:

- El vehículo tiende a "SUBVIRAR". El ESP evita que el vehículo se salga de la curva, actuando específicamente en el freno de la rueda trasera interior de la curva e interviniendo en la gestión del motor y del cambio de marchas.
- El vehículo tiende a "SOBREVIRAR". El ESP evita el derrape del vehículo actuando específicamente en el freno de la rueda delantera exterior de la curva e interviniendo en la gestión del motor y del cambio de marchas.

Según se ha visto, el ESP puede actuar contra del sobreviraje y subviraje. A esos efectos es necesario conseguir una modificación direccional, incluso sin una intervención directa en el sistema de dirección.



Figura 1.2.9 Sistema ESP

1.3 SISTEMA TREN MOTRIZ

1.3.1 INTRODUCCION

Un tren de propulsión es un mecanismo integrado que transmite la potencia desarrollada en el motor al movimiento de las ruedas de un vehículo. En la figura 1.3.1 se muestran los dos tipos de tren de propulsión que son usados generalmente. Ellos son el motor delantero de transmisión posterior tipo FR (1) y el motor delantero de transmisión delantera tipo FF (2). Además de estos, hay un motor intermedio de transmisión posterior tipo (MR) y el de transmisión a las 4 ruedas tipo 4WD (3). El tipo 4WD es mayormente dividido en el tipo 4WD a tiempo parcial y el tipo 4WD a tiempo completo.

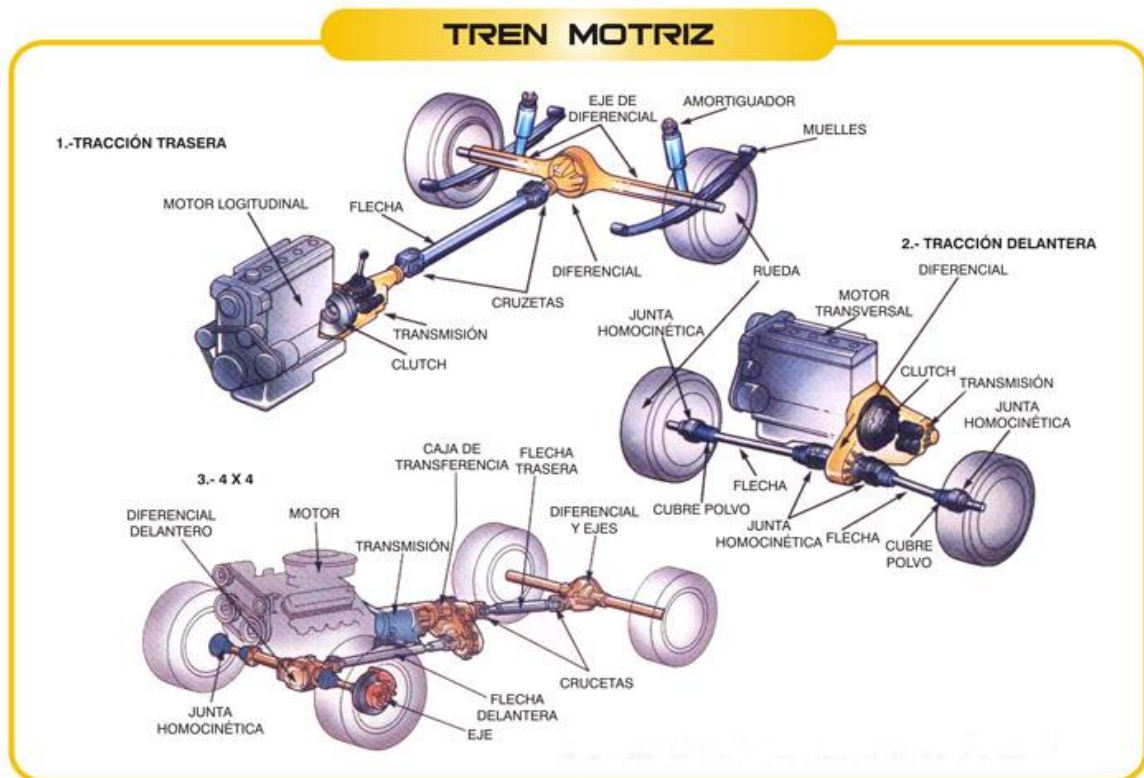


Figura 1.3.1 Diferentes configuraciones de tren motriz

El tren propulsor transmite la potencia del motor a las ruedas y éstas impulsan el automóvil. En el automóvil con motor delantero y tracción trasera, el motor hace girar las flechas de la transmisión que por medio de la flecha propulsora (cardan), transmiten potencia al eje trasero.

Cuando el automóvil toma una curva, los engranes del diferencial del eje trasero hacen girar más rápidamente la rueda exterior que la interior, ya que esta recorre una distancia más corta y las uniones universales del cardan permiten que el eje trasero se mueva más verticalmente.

El automóvil con tracción delantera, o con el motor atrás, no tiene cardan. El motor mueve una transmisión combinada con el diferencial llamada transeje, que hace girar las dos flechas laterales que impulsan las ruedas. Las uniones universales de estas flechas permiten que la suspensión se mueva verticalmente y las ruedas delanteras de izquierda a derecha. El motor montado transversalmente no está centrado entre las ruedas y el embrague, y la transmisión, están colocados junto a él. El diferencial que está en uno de los extremos de la transmisión mueve las flechas laterales cada una de longitud y diámetro diferentes pero con igual capacidad de impulsión.

1.3.2 COMPONENTES TREN MOTRIZ

1.3.2.1 Embrague

El embrague es un sistema que permite a voluntad, tanto transmitir como interrumpir la transmisión de una energía mecánica a su acción final. En un automóvil, por ejemplo, permite al conductor controlar la transmisión del par motor desde el motor hacia las ruedas.

El embrague se sitúa entre el volante motor y la caja de cambios y es accionado por un pedal que maneja el conductor con su pie izquierdo (menos en los automáticos que el pedal se suprime). Con el pedal suelto el giro del motor se transmite directamente a las ruedas, es decir, el motor está embragado. Y cuando el conductor pisa el pedal de embrague el giro del motor no se transmite a las ruedas, y se dice que el motor está desembragado.

Existen diversos tipos de embrague, aunque todos ellos pueden agruparse en tres grandes grupos. Los de fricción basan su funcionamiento en la adherencia de dos piezas, cuyo efecto produce una unión entre ellas y equivalen a una sola como se muestra en la figura 1.3.2. También están los hidráulicos, cuyo elemento de unión es el aceite. Y por último los embragues electromagnéticos, que son los que menos se utilizan, que basan su funcionamiento en la acción de los campos magnéticos.



Figura 1.3.2 Embrague de fricción

1.3.2.2 Transmisión caja de engranes

Un automóvil requiere una gran cantidad de fuerza motriz para iniciar su movimiento, acelerar, subir pendientes o transportar cargas pesadas, sin embargo, cuando se conduce en una vía rápida a alta velocidad, necesita un giro rápido de las ruedas en vez de un gran esfuerzo motriz.

La transmisión cambia la combinación de engranajes que transmiten potencia desde el motor al movimiento de las ruedas, además, cambia la velocidad del vehículo obtenida desde el motor.

Tipos de cajas de transmisión

TIPO MANUAL

La caja de cambios manual, es aquella en la que el conductor puede a voluntad, establecer la fuerza de tracción del automóvil, utilizando diferentes etapas de engranajes colocados dentro de un cuerpo. Este cuerpo o carcasa está lleno hasta determinado nivel de aceite lubricante de más alta viscosidad y resistencia a la presión que el lubricante del motor.

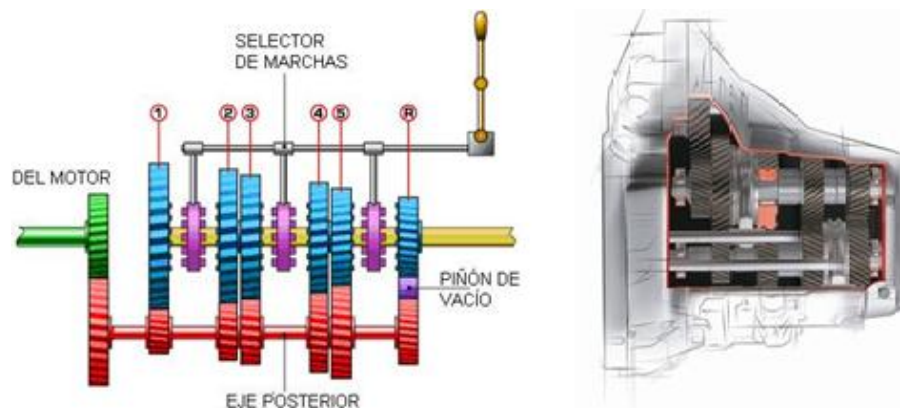


Figura 1.3.3 Esquema interno de una transmisión manual

CAJAS DE CAMBIO AUTOMÁTICAS

El cambio automático es un sistema de transmisión que es capaz por sí mismo de seleccionar todas las marchas o relaciones sin la necesidad de la intervención directa del conductor. El cambio de una relación a otra se produce en función tanto de la velocidad del vehículo como del régimen de giro del motor, por lo que el conductor no necesita ni de pedal de embrague ni de palanca de cambios. El simple hecho de pisar el pedal del acelerador provoca el cambio de relación conforme el motor varía de régimen de giro. El resultado que aprecia el conductor es el de un cambio cómodo que no produce tirones y que le permite prestar toda su atención al tráfico.

Cabe destacar que cuando el radio de una polea varía, también varía la otra, ya que la longitud de la polea es fija. Esto produce que el efecto de cambio de relación de velocidades se multiplique. Sin embargo, este tipo de cajas de velocidades presenta dos importantes inconvenientes en su implementación:

- La correa está sometida a unas tensiones muy elevadas.
- Es muy difícil conseguir un agarre perfecto entre poleas y correa.

1.3.2.3 JUNTA UNIVERSAL

La junta universal ó junta cardan es un mecanismo que permite transmitir el giro entre ejes no alineados, por lo que resulta útil para transmitir potencia en vehículos con sistema de amortiguación, ó maquinas expuestas a grandes vibraciones que someterían a fatiga ejes rígidos. La junta universal se compone por una articulación esférica de cuatro elementos, en la que tres elementos sus ejes se intersecan a 90° entre sí, siendo el cuarto elemento el soporte de ambas horquillas. Entre los ejes de acoplamiento de una junta universal, existe un ángulo en la transmisión. El estudio de este ángulo es de vital importancia, debido a que su magnitud altera la velocidad angular, el ángulo máximo es de 45° pero se evita llegar a este ángulo por el bajo rendimiento de la junta. En el caso particular de que este ángulo valga cero, estaríamos ante un eje convencional, la velocidad es igual en ambos extremos. Cuando el ángulo adquiere una magnitud, la velocidad angular de salida fluctúa periódicamente, y esto conlleva a una transmisión variable del par.



Figura 1.3.6 Junta universal simple

1.3.2.4 JUNTAS HOMOCINÉTICAS

La junta homocinética es una pieza compleja, que unida a la flecha de transmisión tiene como finalidad conectar dos ejes dispuestos longitudinalmente, no continuos, de modo que la velocidad entre ellos sea igual en todo momento. El eje de transmisión de las ruedas, se conecta por uno de sus extremos con el diferencial y por el otro con el buje de la rueda. Esta

transmisión está sometida a los movimientos oscilatorios de la suspensión y los movimientos giratorios de la dirección como se ven en la figura 1.3.7, y por lo tanto debe ser articulada. La junta homocinética es una unión articulada, una especie de rótula compleja, que permite estos movimientos sin que por ello las ruedas pierdan tracción ni sufran las transmisiones.

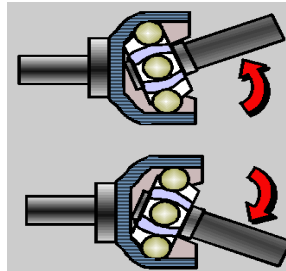


Figura 1.3.7 Esquema de una junta homocinética

1.3.2.5 DIFERENCIAL

Se conoce como diferencial al componente encargado, de trasladar la rotación, que viene del motor/transmisión, hacia las ruedas encargadas de la tracción. Debido a que esta constatado que las ruedas de un automóvil, ante una trayectoria curva, realizan diferentes trazados, lo cual implica que la rueda interior haga un recorrido menor que la rueda exterior, si estuvieran unidas directamente a la corona del par cónico se provocaría el arrastre o patinado de una de las ruedas.

Debido a esto, es necesario montar un mecanismo que permita el giro de las dos ruedas motrices a distintas velocidades, al mismo tiempo que transmite a las mismas el esfuerzo motriz. Esto se consigue con la implantación de un mecanismo diferencial, que en las curvas permite dar un mayor número de vueltas a la rueda exterior y disminuye las de la interior, ajustando el giro de cada rueda al recorrido que efectúa. Con las excepciones del caso; y sin importar, si un vehículo es chico o grande, si es de tracción trasera o delantera; si trae motor de 4, 5, 6, o más cilindros; todos los vehículos, de uso regular, traen instalado un componente llamado diferencial un ejemplo de un diferencial simple se muestra en la figura 1.3.8.



Figura 1.3.8 Diferencial simple

1.4 CHASIS

1.4.1 INTRODUCCION

El chasis es el encargado de soportar el motor, la carrocería, la transmisión, la dirección, y las fuerzas dinámicas que se producen durante el movimiento del vehículo. Esta generalmente construido por miembros rectangulares, tubulares y acanalados, cuidadosamente configurados, soldados o remachados entre sí. Varios travesaños refuerzan el chasis y sirven también de soporte al motor y las ruedas. El chasis es extremadamente fuerte y rígido, para poder resistir los impactos de las irregularidades causados por el terreno y a su vez las torsiones y/o vibraciones que se puedan generar.

En los últimos años los fabricantes de automóviles se han esforzado por aumentar la seguridad del conductor. Por ejemplo, se han introducido en muchos modelos un nuevo diseño de chasis que amortigua los impactos de las colisiones frontales. En caso de choque, parte de las fuerzas resultantes de la colisión son absorbidas por un hundimiento de la parte frontal del bastidor, impidiendo que se transmita al conductor y los ocupantes. Este nuevo diseño incorpora una serie de agujeros y escotaduras que favorecen este plegamiento del chasis. Este efecto amortiguador es comparable a la diferencia que existe en golpear una pared de ladrillo con el puño sin protección o golpearla llevando puesto un guante de boxeo; el material del guante absorbe parte del golpe, reduciendo considerablemente el impacto que repercute la mano. El motor puede estar fijado al chasis por medio de puntos de anclaje. Para impedir en lo posible que el ruido y las vibraciones del motor se transfieran al chasis y este a los ocupantes del automóvil, el motor está aislado del chasis mediante arandelas y tacos de caucho en cada punto de soporte.

1.4.2 CARACTERISTICAS PRINCIPALES

- Es el soporte de todos los órganos mecánicos.
- Puede rodar sin carrocería.
- Un mismo tipo de chasis puede adaptarse a varios tipos de carrocería.
- Un mismo tipo de chasis puede alargarse o cortarse según los gustos del cliente.
- Es totalmente duro y rígido.

1.4.3 TIPOS DE CHASIS

Chasis independiente:

Este sistema es bastante antiguo (digamos desde la fabricación de los primeros vehículos) pero todavía se usa en la construcción de camiones, autocares, todo terrenos y coches con carrocerías de fibra o similares.

Este sistema consta de un chasis rígido en el cual van incorporado todas las piezas mecánicas como el motor, suspensión, dirección, transmisión, etc.

Lógicamente el chasis también soporta encima la estructura de la carrocería cuando el bastidor ha recibido todos los órganos mecánicos forma un conjunto denominado chasis. Generalmente, la carrocería va atornillada al bastidor a través de unas juntas de caucho, quedando perfectamente fijada.

Este sistema presenta una gran versatilidad, permitiendo conseguir:

- Tanta robustez como se desee.
- Soportar grandes esfuerzos estáticos y dinámicos.

Estos chasis (bastidores) separados de la carrocería suelen ser más resistentes que el conjunto de una carrocería autoportante, por lo cual aun se emplean para vehículos de carga. Estos bastidores normalmente están fabricados por travesaños de acero longitudinales y transversales, formando una estructura muy sólida y resistente.



Figura 1.4.1 Chasis independiente

Chasis auto-portante o compacto:

Este sistema de carrocería es el más usado actualmente en la fabricación de automóviles por los motivos de reducción de peso, flexibilidad y coste.

Carrocería autoportante - Monocasco

Casi todas las piezas de acero de las carrocerías monocasco están unidas por medio de puntos de soldadura aunque hay infinidad de modelos que gran parte

de esas piezas van unidas por medio de tornillos para una sustitución menos problemática.

Este tipo de carrocerías es sometido a muchas pruebas y estudios antes de su comercialización debido a que todas las piezas que la conforman colaboran entre sí para una buena rigidez y a su vez una mínima flexibilidad.

Entre sus ventajas se encuentran:

- Centro de gravedad bajo.
- Bajo peso.
- Gran rigidez.
- Pocas vibraciones y ruidos.
- Larga vida útil.
- Menor mano de obra para la fabricación.
- Piezas enlazadas con soldadura robotizada.
- Diseño adecuado para la fabricación en serie.
- Posibilidad de crear zonas fusibles que absorban gran cantidad de energía ante un impacto, protegiendo a los tripulantes.



Figura 1.4.2 Chasis monocasco

Chasis tubular

El chasis tubular o súper ligera, es un tipo de chasis utilizado en vehículos clásicos deportivos de mediados del siglo XX. Fue creada por el carrocer italiano Touring en 1937. Esta técnica utiliza como estructura del vehículo una red de finos tubos metálicos soldados, recubiertos después con láminas metálicas, frecuentemente de metales exóticos tales como aluminio o magnesio.

Esta técnica consigue una carrocería de gran rigidez y resistencia con muy poco peso. Por otra parte, la fabricación es muy cara y laboriosa. La técnica todavía se utiliza en modelos deportivos hechos a mano como en competencias NASCAR como se ve en la figura 1.4.3.

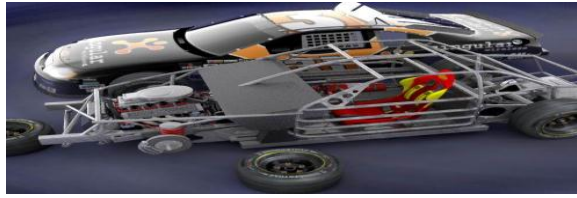


Figura 1.4.3 Chasis tubular

1.4.4 SEGURIDAD EN EL CHASIS

El chasis es un elemento importante de seguridad pasiva, ya que en caso de colisión absorbe la mayor cantidad de energía posible. El diseño de todas las carrocerías se basa en disipar las desaceleraciones.

ZONAS DE DISIPACIÓN DE DESACELERACIONES

En la siguiente figura 1.4.4 se muestran las zonas más importantes para la seguridad de los pasajeros.

Zona central: formada por el habitáculo de pasajeros, es la zona más rígida del vehículo y debe ser indeformable.

Zona frontal y trasera: Fácilmente deformables cuya misión es proteger la zona central transformando la energía cinética de la colisión en energía de deformación.

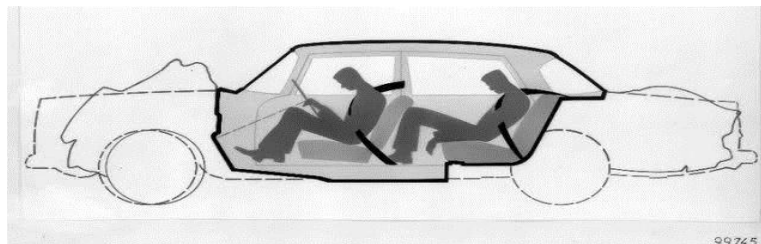


Figura 1.4.4 Zona de absorción de impactos

EL HABITÁCULO DE SEGURIDAD

El concepto Habitáculo de Seguridad no hace referencia, de otros sistemas de seguridad pasiva (cinturón, airbag, ESP, ABS,...), a un dispositivo de seguridad electrónico o mecánico que se pueda instalar o desinstalar en un vehículo, sino que determina un espacio o zona del mismo. Se puede definir como la zona interior de la carrocería o estructura del vehículo donde viajan los ocupantes. En caso de accidente, debe dañarse y deformarse lo menos posible dentro de la figura 1.4.5 se iluminan los elementos en los cuales recarga la responsabilidad de soportar estas deformaciones, puesto que de éste dependerá en gran medida la protección de los ocupantes. Por la importancia que tiene el

habitáculo de seguridad, es posible afirmar que se trata del principal sistema de seguridad pasiva que posee un vehículo.



Figura 1.4.5Habitáculo de seguridad

1.5 SISTEMA DE DIRECCIÓN

1.5.1 INTRODUCCION

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

Función.

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

La dirección, conjuntamente con los frenos, es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil. De ahí que la dirección debe recibir un trato especial.

El sistema de dirección es sin duda uno de los más importantes del vehículo. De la dirección depende en gran parte la seguridad en carretera que presente el vehículo, por ello debe reunir una serie de cualidades que proporcionen al conductor, estas cualidades son las siguientes:

- Reversibilidad controlada
- Suavidad
- Precisión
- Estabilidad

Reversibilidad controlada: La irreversibilidad de la dirección escrita en la consecución de un control de las ruedas, y en general de la trayectoria del vehículo por parte del usuario sin que las irregularidades del terreno afecten al control de la dirección, pero que al mismo tiempo permita la capacidad autodireccional de la misma. Esto se consigue mediante la adecuación de los elementos de transmisión de que consta el mecanismo de la dirección.

Suavidad: El mecanismo debe ser lo suficientemente ligero como para permitir una buena maniobrabilidad sin la necesidad de realizar esfuerzos excesivos sobre el volante, ello se consigue, mediante el adecuado sistema desmultiplicador.

Precisión: Si la dirección fuera excesivamente suave nos encontraríamos con una significativa pérdida de precisión, resultaría muy difícil durante la conducción evitar que el volante no se moviera ligeramente en uno u otro sentido, lo que provocaría que el vehículo circulase, en mayor o menor medida, dando bandazos de un lado a otro de la calzada. Por otro lado, si la dirección resulta excesivamente dura, la conducción resultaría fatigosa e imprecisa.

Entre las causas que pueden hacer que el sistema de dirección resulte impreciso cabe destacar:

El excesivo juego en los órganos de la dirección.

El alabeo o abolladura de las llantas de las ruedas.

Un desgastes desigual en los neumáticos.

La inadecuada presión de inflado de los neumáticos, que si no es igual en las dos ruedas directrices provocara que el vehículo tienda a irse a uno de los lados.

Estabilidad: Es la característica básica de la dirección, se consigue como conjunción de todas las anteriores y resulta fundamental para garantizar la seguridad de la conducción, esta depende también de factores como la fiabilidad del mecanismo y la calidad de los materiales empleados.

1.5.2 SISTEMA PIÑÓN CREMALLERA

Constitución de la dirección por cremallera: Está constituida por una barra en la que hay tallada un dentado de cremallera, que se desplaza lateralmente en el interior de un cárter apoyado en unos casquillos de bronce o nailon. Esta accionada por el piñón, montado en extremo del árbol del volante, engranando con la de cremallera como se muestra en la figura 1.5.1.

El movimiento giratorio del volante se transmite a través del árbol y llega a la caja de dirección que transforma el movimiento giratorio en otro rectilíneo transversal al vehículo.

A través de barras articuladas con rótulas, el mecanismo de dirección alojado en la caja transmite el movimiento transversal a las bieletas o brazos de acoplamiento que hacen girar las ruedas alrededor del eje del pivote.

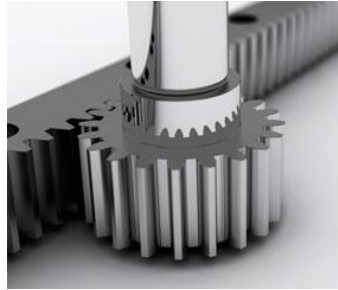


Figura 1.5.1 Cremallera y piñón

1.5.3 SISTEMA DE BOLAS RECIRCULANTES

Este sistema se muestra en la figura 1.5.2 donde hay un gran tornillo roscado, que recibe el extremo de la barra de dirección (1).

Este tornillo da tres o cuatro vueltas alrededor de sí mismo, produciendo el movimiento de una serie de engranajes, este desplazamiento disminuye el esfuerzo que debe realizar el conductor para mover las llantas(2), debe su nombre a que utiliza una serie de esferas que facilitan el movimiento, al hacerlo más suave.

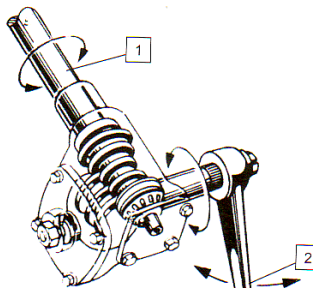


Figura 1.5.2 Esquema de una dirección de bolas re-circulantes

1.5.4 ELEMENTOS DE LA DIRECCIÓN.

La orientación de las ruedas directrices, para que el vehículo tome la trayectoria deseada, se realiza a través de una serie de elementos acoplados al mismo, que tienen como finalidad transmitir el giro del volante a las ruedas. Este conjunto de elementos está constituido por un mecanismo desmultiplicador

llamado columna de dirección y una serie de palancas y barras de acoplamiento, que componen lo que se llama el varillaje de la dirección.

Árbol o columna de la dirección: Este mecanismo transforma el giro del volante en movimiento de vaivén en su palanca de mando. El árbol de dirección realiza una desmultiplicación de giro y la multiplicación de fuerza necesaria para poder orientar las ruedas; o lo que es lo mismo, como el esfuerzo que hay que aplicar a las ruedas para su orientación está en función del peso que sobre ellas gravita. Este mecanismo realiza una desmultiplicación del esfuerzo a realizar en el volante para que el conductor pueda realizar la maniobra con el mínimo esfuerzo.

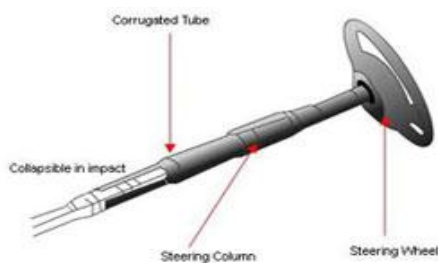


Figura 1.5.3 Esquema de una columna de dirección

La columna de dirección tiene una gran influencia en la seguridad pasiva. Todos los vehículos están equipados con una columna de dirección retráctil como se observa en la figura 1.5.3, formada por dos o tres tramos con el fin de colapsarse y no producir daños al conductor en caso de colisión. Estos tramos están unidos mediante juntas cardan y elásticas diseñadas para tal fin.

Volante: Esta diseñado con una forma ergonómica con dos o más brazos, con la finalidad de obtener mayor facilidad de manejo y comodidad. Su misión consiste en reducir el esfuerzo que el conductor aplica a las ruedas.

Existen muchos estilos de volantes. El diámetro puede variar. Un volante más grande es más fácil de girar, mientras que uno más pequeño puede exigir mayor esfuerzo pero también permite sentir mejor el contacto con la calzada.

A menudo los radios del volante están situados de forma que faciliten poner la mano en el lugar más lógico y para que no impidan al conductor ver el panel de instrumentos.



Figura 1.5.4 Volante ergonómico

Brazos de acoplamiento: Estos elementos transmiten a las ruedas el movimiento obtenido en la caja de la dirección y constituyen el sistema direccional para orientar las mismas.

Este sistema está formado por unos brazos de acoplamiento montados sobre las manguetas de forma perpendicular al eje de las ruedas y paralelos al terreno. Estos brazos llevan un cierto ángulo de inclinación para que la prolongación de sus ejes coincida sobre el centro del eje trasero y tienen por misión el desplazamiento lateral de las ruedas directrices.



Figura 1.5.5 Brazos de acoplamiento

Rótulas: Están constituidas por un muñón cónico en cuyos extremos tiene, por una parte, la unión roscada que permite su desmontaje y, por otra parte, una bola o esfera alojada en una caja esférica que realiza la unión elástica. Su misión consiste en realizar la unión elástica entre la caja de dirección y los brazos de acoplamiento de las ruedas, además de permitir las variaciones de longitud para corregir la convergencia de las ruedas.

Estas permiten las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la dirección como al efecto de la suspensión.



Figura 1.5.6 Rotulas simples

Mangueta: Son las piezas que al girar alrededor del pivote hacen moverse a la rueda. Su forma cambia en función de si el vehículo es de tracción delantera o posterior. Cuando el vehículo tiene tracción delantera la mangueta tiene un agujero en el centro por el que pasa el eje que le sirve de guía.



Figura 1.5.7 Mangueta de VW

1.6 SISTEMA DE SUSPENSION

1.6.1 INTRODUCCION

El sistema de suspensión del vehículo es el encargado de mantener las ruedas en contacto con el suelo, absorbiendo las vibraciones, y movimiento provocados por las ruedas en el desplazamiento de vehículo, para que estos golpes no sean transmitidos al bastidor.

Función.

Las funciones básicas de la suspensión se resumen en los siguientes puntos.

- **Adherencia:** mantener los neumáticos en contacto con la superficie asegurando variaciones de carga mínimas. Este es uno de los objetivos primordiales e introducidos en la optimización. El razonamiento es: cuanta mayor carga vertical se tenga en el neumático, mayor carga lateral puede aguantar, y, por tanto, mayor aceleración lateral puede alcanzar el vehículo. Gracias a esta característica permite el control de la trayectoria del vehículo para así asegurar la estabilidad del vehículo en cualquier circunstancia.
- **Control direccional:** asegurar el guiado de las ruedas durante los movimientos propios de la suspensión y los de viraje.
- **Soportar la carga:** es decir, la suspensión es la encargada de sostener la masa suspendida sobre la masa no suspendida.
- **Resistir el balanceo del vehículo:** para minimizar la transferencia lateral de peso en curva y tener un mejor comportamiento dinámico global.
- **Resistir el cabeceo del vehículo:** para minimizar la transferencia longitudinal de peso en frenada, aceleración y tener un mejor comportamiento dinámico global.

1.6.2 CLASIFICACIÓN DE LAS SUSPENSIONES

Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

- **Suspensiones rígidas:** en las que la suspensión de una rueda va unida a la otra mediante un eje rígido, se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra.



Figura 1.6.1 Suspensión tipo rígida

- **Suspensiones semirrígidas:** similares a las suspensiones rígidas pero con menor peso no suspendido.
- **Suspensiones independientes:** en esta disposición las ruedas tienen una suspensión independiente para cada una de ellas. Por lo tanto no se transmiten las oscilaciones de unas ruedas a otras.

El número de modelos de suspensión independiente es muy amplio y además posee numerosas variantes. Los principales tipos de suspensión de tipo independiente son:

- Suspensión McPherson.

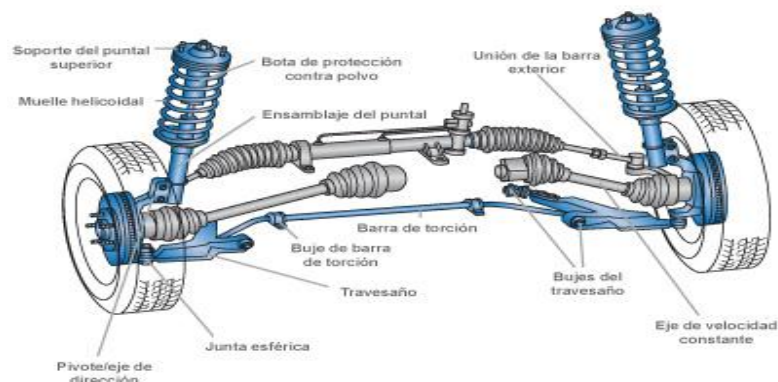


Figura 1.6.2 Esquema de una suspensión McPherson

- Suspensión de paralelogramo deformable.

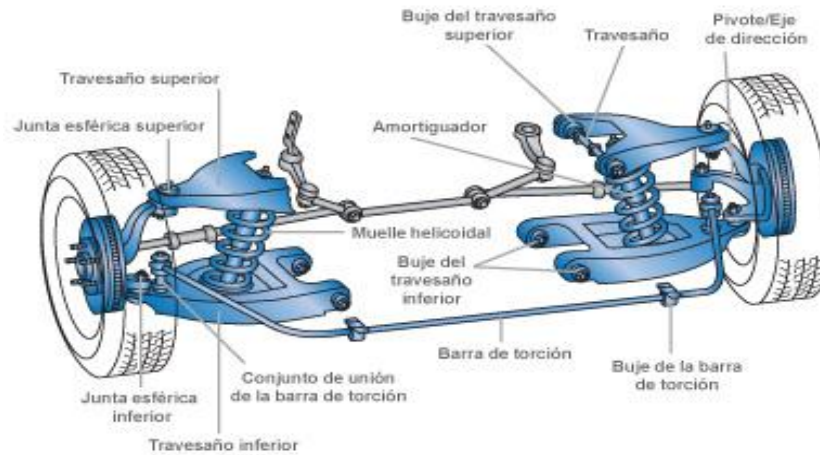


Figura 1.6.3 Esquema de una suspensión de paralelogramo deformable

- Suspensión multibrazo (multilink)

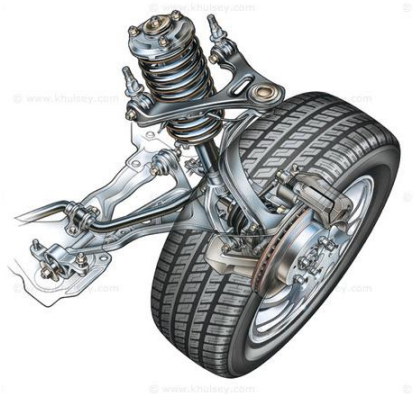


Figura 1.6.4 Esquema de una suspensión multilink

1.6.3 FALLAS DE LA SUSPENSION

Debido a la simplicidad de los elementos empleados y a su sencillo montaje, las suspensiones presentan raras averías de funcionamiento, limitándose simplemente a las averías lógicas por desgaste o rotura de sus elementos.

Un diagnóstico realizado por propio conductor sobre el sistema de suspensión pone de manifiesto el comportamiento de sus componentes y la presencia de posibles deficiencias de funcionamiento que se concretan en las tres siguientes:

- Suspensión blanda.
- Suspensión dura.
- Ruidos en la suspensión.

1.6.4 INTERACCION CON OTROS SISTEMAS

La suspensión interactúa con varios sistemas del auto como son las ruedas, la transmisión, la dirección de forma directa con las llantas, ya que esta absorbe los esfuerzos de la llanta. En casi todos los automóviles el eje delantero es independiente, ya que es el eje que soporta las ruedas con direccionalidad y es necesario que se puedan girar. También depende de si la transmisión se realiza a las ruedas delanteras, traseras o a las cuatro ruedas.

La suspensión más utilizada en el eje delantero es la de tipo McPherson u otras soluciones más modernas basadas en ella. Sin embargo, la ausencia de direccionalidad en las ruedas traseras, además de que normalmente tampoco intervienen en la transmisión, hace que las soluciones empleadas en el eje trasero puedan ser más sencillas que las del delantero. Sobre todo en los autos de gama más baja, en las que la suspensión en las ruedas traseras no es independiente. Estos tipos de suspensión, en principio, no tienen tan buen comportamiento como las independientes, pero su buen compromiso entre costo y comportamiento hace que sean ampliamente utilizadas.

La suspensión contribuye a mejorar la comodidad y seguridad de marcha y proteger la carga y las piezas del vehículo. Los movimientos de la suspensión deben amortiguarse por medio de amortiguadores. Este sistema soporta el peso del vehículo permite su movimiento elástico - controlado sobre sus ejes y es el encargado de absorber la energía producida por las trepidaciones del camino para mantener la estabilidad del vehículo, proporcionando mayor confort y seguridad a los pasajeros y/o carga que se transporta.

CAPITULO 2 DINAMICA DEL VEHÍCULO

1.1 DESCRIPCION GENERAL DEL VEHÍCULO A ESTUDIAR

El vehículo considerado como un cuerpo rígido tiene seis grados de libertad, traducidos en desplazamientos a lo largo de los ejes x , y , y z , y rotaciones alrededor de estos ejes, en donde se presentan fuerzas que actúan sobre un sistema de cuerpo rígido se puede dividir en fuerzas internas y externas. Las fuerzas internas están actuando entre los órganos conectados y las fuerzas exteriores actúan fuera del sistema. Una fuerza externa puede ser una fuerza de contacto, tales como la fuerza de tracción de una rueda motriz, o una fuerza de cuerpo, tales como la fuerza de la gravedad en el cuerpo del vehículo, en la siguiente figura se muestra el sistema coordenado según la norma SAE J670e “Vehicle Dynamic Terminology” (Terminología Dinámica del Vehículo).

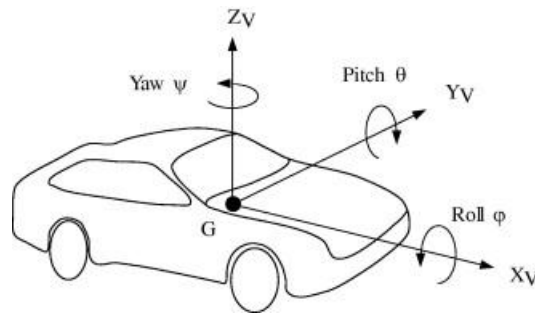


Figura 2.1.1 Sistema coordenado SAE J670e

El presente estudio está enfocado al análisis de algunos aspectos sobresalientes del comportamiento dinámico de un vehículo biplaza denominado en México como un Auto subcompacto por la distancia entre ejes que es de 2.3 metros con un motor de 2.2 lt de desplazamiento.

Aunque las configuraciones aquí tratadas aplican únicamente en México y ya que en el estudio se utilizaran normas internacionales es necesario establecer el tipo de vehículo en normas internacionales. De acuerdo con la norma ISO 3833 el vehículo a estudiar se encuentra en la clasificación de “*Passenger cars*”, dentro de esta clasificación se puede catalogar como “*small car*” por la distancia entre ejes menor a 2.5 metros, de igual manera se cataloga por el peso como “*Light weight car*” por su peso menor a 1100 kg. Y de acuerdo al concepto de la carrocería se cataloga como un vehículo “*coupe*”, debido que presenta dos puertas, es para dos o cuatro ocupantes, pudiendo ser de techo rígido o convertible.

En la clasificación europea la Directiva 2007/46/EC anexo II nuestro vehículo es catalogado como M1 siendo un vehículo de motor con al menos cuatro ruedas, diseñado y fabricado para el transporte de pasajeros de ocho plazas como máximo (excluida la del conductor).

A continuación se presenta la ficha técnica del vehículo biplaza a estudiar, observando aspectos relevante para ser posteriormente el análisis.

FICHA TECNICA VEHÍCULO BIPLAZA			
	Aspecto	Métrico	Ingles
Dimensiones	Longitud Total	3200 mm	179.7 in
	Hardtopcoupe de 2 puertas	1630 mm	73.6 in
	Ancho Total	1170 mm	47.7 in
	Altura Total	2300 mm	104.5 in
	Distancia entre ejes	Dos personas	Two passengers
	Capacidad de Pasajeros		
Peso (México)	Peso del vehículo		
	Hardtopcoupe 2 puertas	593 kg	1306 lb
Motor	Tipo	Enfriado por agua, 4 bujías SOHC, Admisión por carburador normalmente aspirado	
	Posición	Transversal 4 en línea	
	Diámetro Pistón	87.5 mm	3.90 in
	Carrera	92 mm	3.62 in
	Compresión	9.5 : 1	
	Potencia	69 Kw @ 502 Rad/s 93hp @ 4800 rpm	
	Torque	165 Nm @ 335 Rad/s 122 lb-ft @ 3200 rpm	
	Velocidad Máxima	230 Km/h	140 Mi/h
	Orden de Encendido	1-4-3-2	
	Árbol de levas	Árbol de levas en la cabeza, 2 válvulas por cilindro	
Combustible	Gasolina UNLEADED		

Embrague	Tipo		Embrague Mecánico		
Transmisión	Tipo		Manual de 5 velocidades atrás, 1 reversa		
	Transmisión		Relación de Engranajes		
	1 st		3.29 : 1		
	2 nd		2.08 : 1		
	3 rd		1.45 : 1		
	4 th		1.04 : 1		
	5 th		0.72 : 1		
	Reversa		3.14 : 1		
	Diferencial		3.48 : 1		
Sistema de Dirección	Tipo		Dirección Mecánica, Tornillo sin fin		
	Diámetro de Giro		13.197 m	43.3 ft	
Suspensión	Tipo	Delantera	Suspensión independiente	tipo	barra estabilizadora
		Trasera	Suspensión McPherson	independiente	tipo
Alineación de Rueda	Camber	Delantero	-0.75°		
		Trasero	-0.75°		
Sistema de Frenos	Tipo	Delantero	Discos		
		Trasero	Discos		
	Área de Frenado				
	Delanteros		320 -mm X 32-mm Discos		
	Traseros		300-mm X 25-mm Discos		
Neumáticos	Tamaño y presión				
	Delanteras		P195/60 R15 30 psi		
	Traseras		P185/65 R14 30 psi		

Tabla 1 Ficha técnica del vehículo

2.2 DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHÍCULO BIPLAZA

Para determinar el centro de gravedad en una condición estática, se considera solo el peso del vehículo, teniendo como apoyos los propios ejes del mismo.

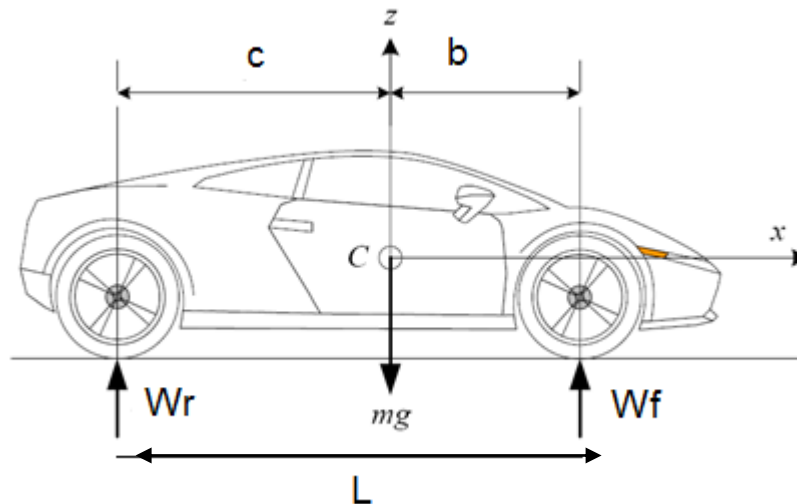


Figura 2.2.1 Diagrama de cuerpo libre para el centro de gravedad

Simplificando las formulas de fuerzas en el eje Z se tiene que:

$$W_r = W \frac{b}{L} \text{ y } W_f = W \frac{c}{L}$$

Despejando a b se obtiene la longitud a la que se encuentra el centro de gravedad del eje delantero.

$$b = L \frac{W_r}{W} = 2300\text{mm} \frac{4286.97\text{N}}{5817.33\text{N}} = 1694.94 \text{ mm}$$

Donde:

b = Es la distancia del centro de gravedad a la parte posterior

W = Es el peso total del vehículo (5817.33 N)

Wr = Es el porcentaje de peso ubicado en la parte trasera (4286.97 N)

L = Distancia entre ejes (2300 mm)

El centro de gravedad se encuentra ubicado a **1694.94 mm** detrás del eje delantero.

Teniendo el valor de su posición longitudinalmente y para poder ubicar el centro de gravedad en altura se uso la formula proporcionada por el libro "Vehicle Dynamics"

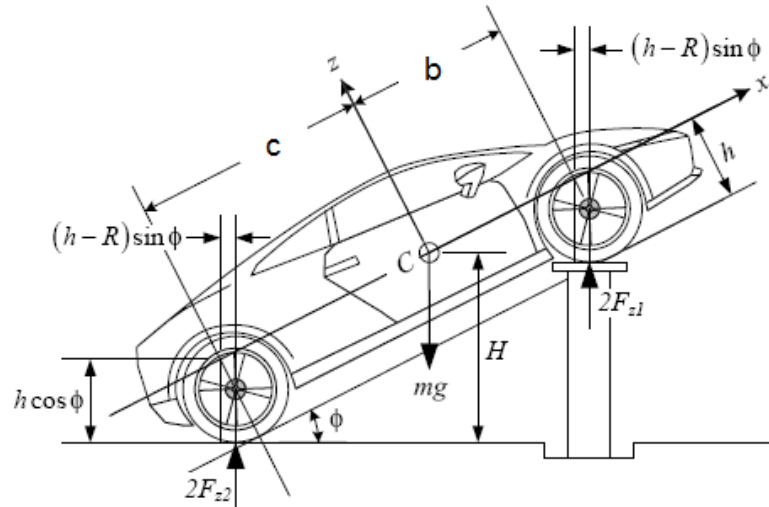


Figura 2.2.2 Diagrama de cuerpo libre para determinar la altura del centro de gravedad

Donde:

h = Es la altura del centro de gravedad

F_1 = Es el valor de la fuerza que ejercer el porcentaje de masa ubicado en la parte delantera

F_2 = Es el valor de la fuerza que ejercer el porcentaje de masa ubicado en la parte trasera

R_1 = Es el radio de las llantas delanteras

R_2 = Es el radio de las llantas traseras

b = Es la distancia a la que se encuentra ubicado el centro de gravedad de la parte delantera

c = Es la distancia a la que se encuentra ubicado el centro de gravedad de la parte trasera

ϕ = Es el valor del ángulo que forma el plano inclinado sobre el que ubicamos nuestro auto.

Como datos tenemos que:

$$F1 = 156 \text{ kg}$$

$$F2 = 437 \text{ kg}$$

$$R1 = 0.3075 \text{ m}$$

$$R2 = 0.29805$$

$$b = 1.69494 \text{ m}$$

$$c = 0.60506 \text{ m}$$

$$\theta = 10^\circ$$

$$h = \frac{F1 (R1 \sin \theta + b \cos \theta) + F2 (R2 \sin \theta - c \cos \theta)}{m g \sin \theta}$$

Sustituyendo los datos en la formula:

$$h = \frac{156 (.3075 * \sin(10) + 1.69494 * \cos(10)) + 437 (.29805 * \sin(10) - 0.60506 * \cos(10))}{593 * \sin(10)}$$

$$h = 0.3005 \text{ m}$$

Del resultado obtenido se puede decir que el centro de gravedad se encuentra ubicado a una distancia de .3005 m sobre el nivel del suelo. Teniendo en cuenta que es un auto deportivo y su altura no es superior a 1.2 m, se puede decir que se encuentra ubicado a una cuarta parte respecto a la altura del vehículo, proporcionándole las capacidades de estabilidad y control a altas velocidades.

2.3 DINÁMICA LONGITUDINAL

2.3.1 ACELERACIÓN LIMITADA POR POTENCIA

El análisis de la aceleración limitada por potencia implica la exanimación de las características del motor y de sus interacciones a través del tren motriz.

La máxima potencia posible de un motor de combustión interna está en función de la velocidad angular del motor. Esta función debe ser determinada experimentalmente, sin embargo, la función de $P_e = P_e(\omega_e)$, que se llama la función de rendimiento de energía y puede ser estimado por un polinomio de tercer orden.

Calculo de las curvas de potencia y toque

$$P_e = P_1 W_e + P_2 W_e^2 + P_3 W_e^3$$

$$P_e = (137.4501*(W_e) + 0.273805*(W_e^2) - 0.00054542*(W_e^3))$$

$$T_e = P_1 + P_2 W_e + P_3 W_e^2$$

$$T_e = 137.45 + (0.2738*W_e) - 0.00054542*(W_e^2)$$

$$P_1 = \frac{P_M}{W_M} \quad (3.3.3)$$

$$P_2 = \frac{P_M}{W_M^2} \quad (3.3.4)$$

$$P_3 = \frac{P_M}{W_M^3} \quad (3.3.5)$$

$$P_1 = \frac{69000 \text{ W}}{502 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 137.45 \quad P_2 = \frac{69000}{(502 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2} = 0.2738 \quad P_3 = \frac{69000}{(502 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^3} = 5.4542 \times 10^{-3}$$

Así obteniendo las siguientes graficas que muestran la potencia y el torque en términos del giro del motor.

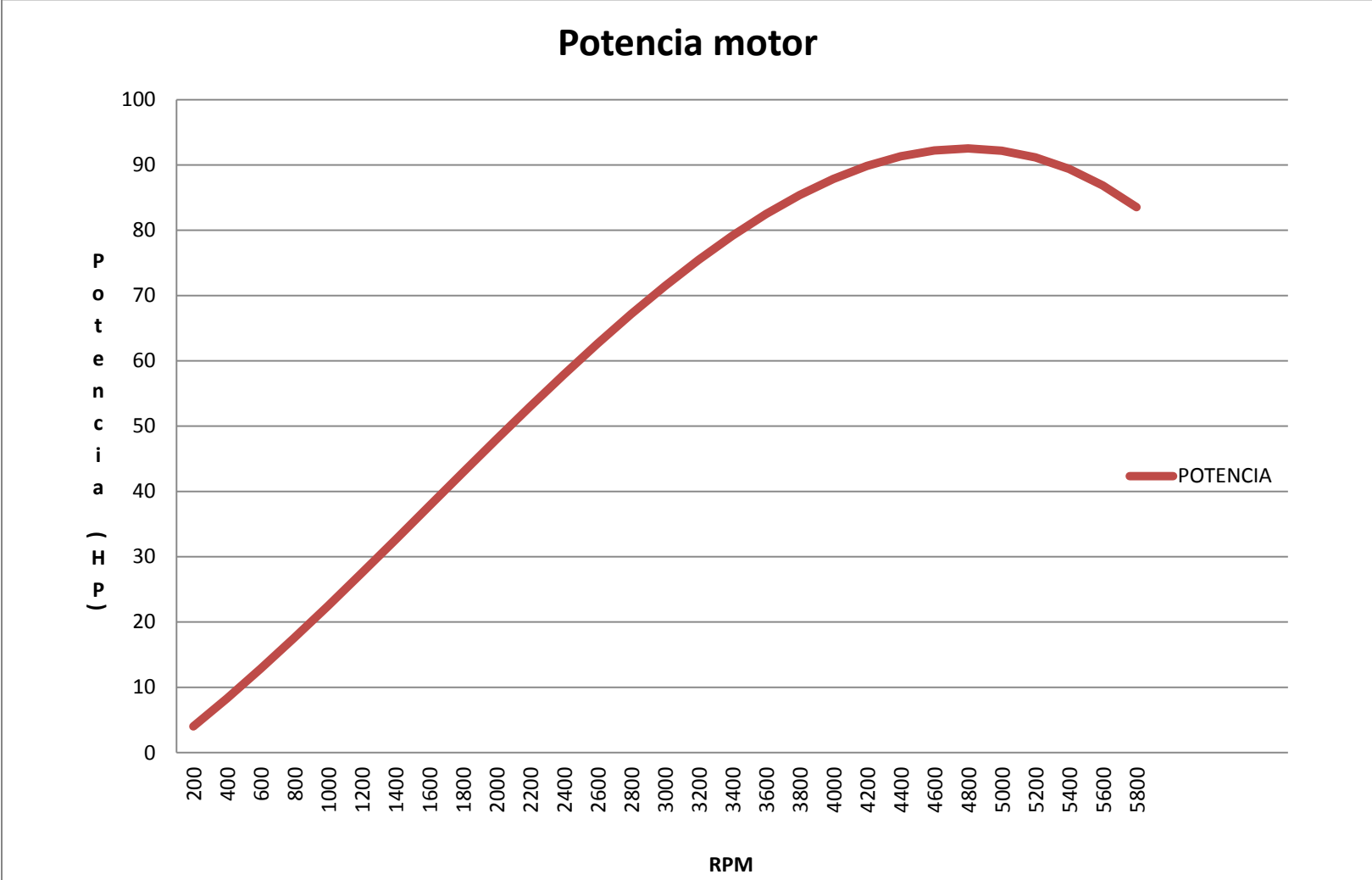


Figura 2.3.1 Grafica Potencia vs RPM

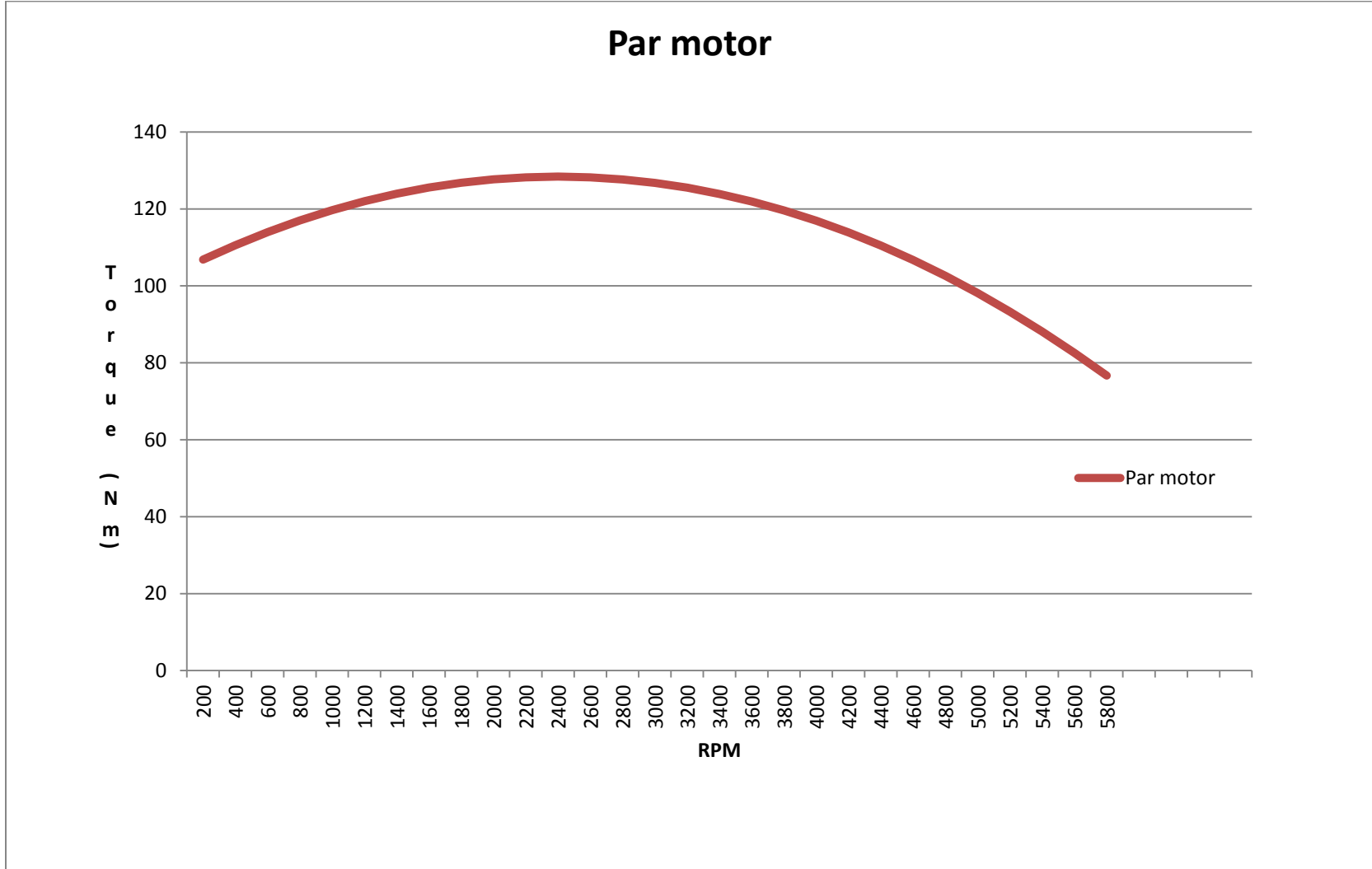


Figura 2.3.2 Grafica Par vs RPM

VELOCIDAD DE GIRO DEL MOTOR VS VELOCIDAD DEL AUTOMOVIL

La relación entre la velocidad angular del motor y la velocidad del automóvil se define por la siguiente ecuación.

$$W_e = \frac{V_x n_i n_d}{R_w}$$

W_e = velocidad angular del motor

V_x = velocidad del vehículo

n_i = relación de engranes de la caja de velocidades

n_d = relación del diferencial

R_w = radio de la llanta

Sustituyendo

Velocidad en primera

$$W_e = \frac{V_x(3,29)(3,48)}{0,29805} = 38,41V_x$$

Velocidad en segunda

$$W_e = \frac{V_x(2,08)(3,48)}{0,29805} = 24,28V_x$$

Velocidad en tercera

$$W_e = \frac{V_x(1,45)(3,48)}{0,29805} = 16,93V_x$$

Velocidad en cuarta

$$W_e = \frac{V_x(1,04)(3,48)}{0,29805} = 12,14V_x$$

Velocidad quinta

$$W_e = \frac{V_x(0,72)(3,48)}{0,29805} = 8,40V_x$$

Velocidad en reversa

$$W_e = \frac{V_x(3,14)(3,48)}{0,29805} = 36,66V_x$$

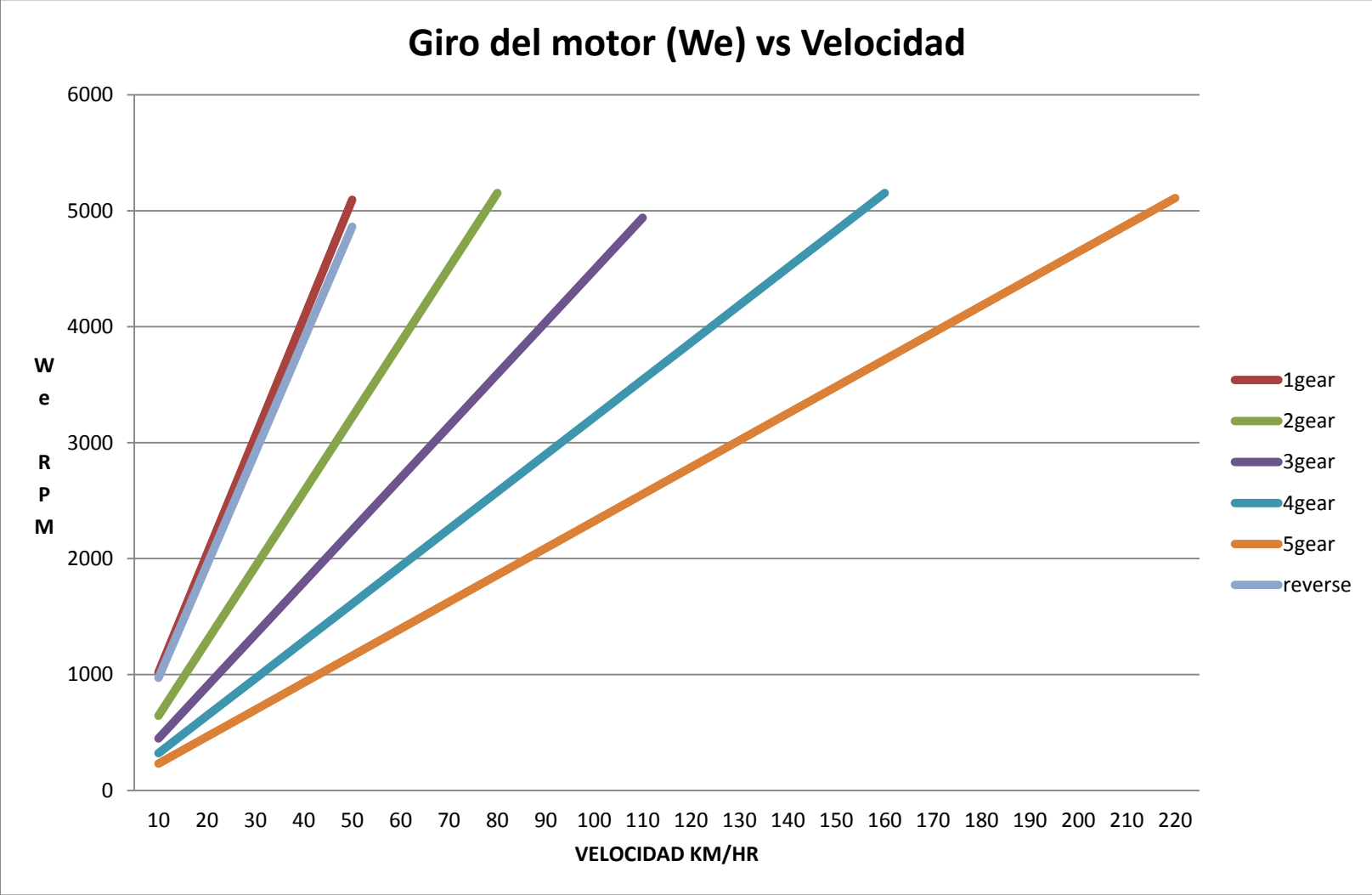


Figura 2.3.3 Grafica RPM motor vs Velocidad del automóvil

TORQUE EN LAS RUEDAS VS VELOCIDAD DEL AUTOMOVIL

La velocidad de avance del vehículo es proporcional a la velocidad angular del motor en consecuencia la fuerza de tracción es proporcional al par motor. Teniendo esto en consideración se formula la siguiente ecuación que demuestra el torque en la llantas en relación a la velocidad a la que se encuentra el vehículo y al cambio de la caja de transmisión.

$$T_w = \eta \left[P_1 n_i n_d + P_2 n_i^2 n_d^2 \frac{V_x}{R_w} + P_3 n_i^3 n_d^3 \frac{V_x^2}{R_w^2} \right]$$

T_w = Torque en las llantas

η = Eficiencia de la transmisión

V_x = Velocidad del vehículo

n_i = Relación de engranes de la caja de velocidades

n_d = Relación del diferencial

R_w = Radio de la llanta

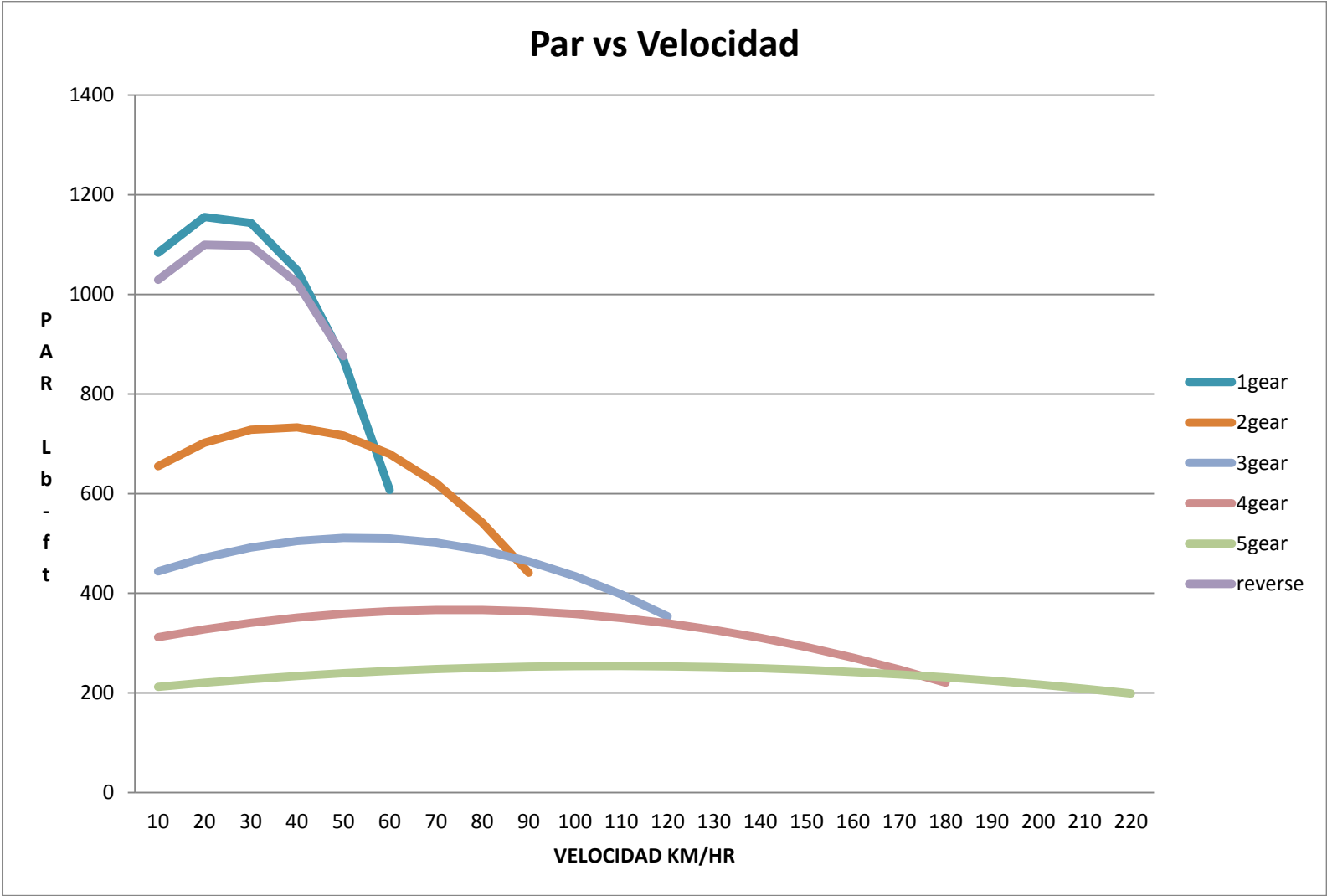


Figura 2.3.4 Grafica Par vs Velocidad del automóvil

2.3.2 ACELERACIÓN LIMITADA POR TRACCIÓN DEL VEHÍCULO BIPLAZA

Presumiendo que la potencia entregada por el motor es ideal, la aceleración se encuentra limitada por el coeficiente de fricción que existe entre la llanta y el camino por el cual el circula.

Para este cálculo se utilizara una fórmula descrita por el libro “Vehicle Dynamics” de un vehículo con tracción trasera y suspensión independiente, siendo esta la configuración del vehículo:

$$F_x = \frac{\mu \frac{Wb}{L}}{1 - \frac{h}{L}\mu}$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción del pavimento

Wb = Peso en el eje correspondiente

L = Distancia entre ejes

h = Centro de gravedad

Sustituyendo:

$$\mu = .62$$

$$L = 2.3 \text{ m}$$

$$Wb = 4286.97 \text{ N}$$

$$h = 0.3005 \text{ m}$$

$$F_x = \frac{.62 * 4286.97 \text{ N}}{1 - \frac{0.3005}{2.3} * 0.62} = 2892.20 \text{ N}$$

De la fuerza calculada, se procede a un sencillo despeje en la ecuación de la segunda ley de Newton, que dará la magnitud de la aceleración.

$$a_x = \frac{F_x}{Mg} = \frac{2892.20 \text{ N}}{5817.33} = .4971 g's = 4.87 \frac{m}{s^2}$$

Este dato proporciona la magnitud de la aceleración que lograra obtener antes de que las ruedas comiencen a patinar o deslizar.

DESEMPEÑO DE FRENADO

La ecuación general para obtener el desempeño de frenado se puede obtener de la segunda ley de Newton, escrita en dirección x del sistema coordinado. Para la obtención de esta ecuación es necesario involucrar diversos factores que intervienen en la desaceleración del vehículo.

$$M a_x = -\frac{W}{g} D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \sin \theta$$

Donde:

W= Peso del vehículo

F_{xf} = Fuerza de frenado en el eje delantero

F_{xr} = Fuerza de frenado en el eje trasero

D_A = Arrastre aerodinámico

$D_x = -a_x$ = Desaceleración lineal en dirección x

Θ = Angulo del nivel del suelo

2.3.3 CONSTANTE DE DESACELERACION

Una simple relación entre la fuerza de frenado total de la fuerza delantera y trasera debida a la simple aplicación de los frenos a su máxima potencia, entre la masa del vehículo tendremos una constante lineal de desaceleración. La fuerza de frenado total está en función de la fuerza ejercida en el pedal y su multiplicación hecha por los componentes del mismo sistema.

Para este cálculo se utilizara la fórmula propuesta por el libro "Vehicle Dynamics":

$$D_x = \frac{F_b}{M}$$

Donde:

F_b = Fuerza requerida para el sistema de frenos = Fuerza aproximada 1750 N

M = Masa del automóvil = 593 Kg

Dx = Desaceleración

Para el cálculo de la fuerza aplicada en el sistema de frenos se proseguirá a realizar una serie de cálculos para obtener la fuerza directamente ejercida sobre los cilindros de los calipers.

El pedal del freno está constituido por una palanca que multiplica la acción de pisar con una fuerza (F) el freno en una fuerza mayor (F1) que es transmitida directamente al cilindro de la bomba de frenos.

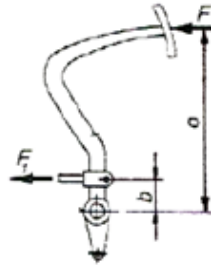


Figura 2.4.1 Diagrama del pedal de freno

La fuerza (F1) se calcula a partir del esfuerzo que imprime el conductor sobre el pedal y las distancias que tenga el pedal del freno.

$$F1 = \frac{F' * a'}{b'}$$

Siendo muy importante la presión que existe en la bomba de frenos, esta se calcula a partir del diámetro que existe en el cilindro y la fuerza ejercida siendo esta (F1)

$$PB = \frac{F1}{\frac{\varnothing_1^2 * \pi}{4}}$$

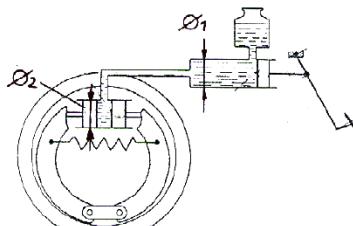


Figura 2.4.2 Esquema sistema de diámetros

Y la presión en los cilindros de los calippers siendo ϕ_2 el diámetro en el cilindro del caliper y se calcula de la siguiente manera:

$$P_b = \frac{F_1}{\frac{\phi_2^2 * \pi}{4}}$$

La fuerza F2 es la resultante de la fuerza aplicada en el pedal y del cambio de diámetros en la bomba y en los cilindros de los calippers y es con la que se empujan las zapatas contra el disco o tambor de frenos. Teniendo como principio la ley de pascal que dice que “la presión ejercida sobre un líquido es la misma en todas las direcciones” con esto podemos asegurar que la presión de la bomba y la presión en los calippers es la misma y se puede calcular la fuerza F2

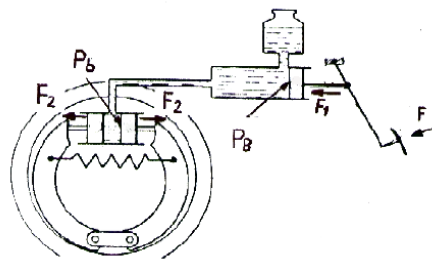


Figura 2.4.3 Esquema sistema de fuerzas

$$F_2 = \frac{F_1 * \phi_2^2}{\phi_1^2}$$

Siendo que F2 depende mucho de la relación entre el diámetro de la bomba y el de los calippers.

Para el cálculo de la fuerza ejercida en los frenos se supone que el conductor ejerce una fuerza en el pedal de 10 Kgf – 98.1 N

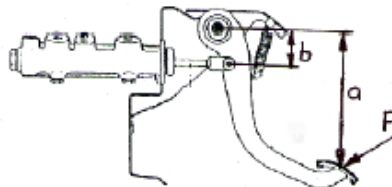


Figura 2.4.4 Diagrama fuerza de aplicación en el pedal

Sustituyendo:

$$a' = 30\text{cm}$$

$$b' = 8\text{cm}$$

$$F_1 = \frac{98.1 * 0.3}{0.08} = 367.87\text{N}$$

Ahora se calcula la fuerza en los cilindros del calipper delantero como trasero teniendo que multiplicar cada resultado por dos ya que se hace el cálculo por cada rueda delantera y trasera.

Donde:

$$\phi_1 \text{ Diametro del cilindro} = 20\text{mm}$$

$$\phi_{2\text{ DEL}} = 50\text{mm}$$

$$\phi_{2\text{ TRA}} = 60\text{mm}$$

$$F_{2\text{ DEL}} = \frac{367.87\text{N} * 0.05^2}{0.02^2} = 2299.18\text{N} * 2 = 4598.37\text{ N}$$

$$F_{2\text{ TRA}} = \frac{367.87\text{N} * 0.06^2}{0.02^2} = 3310.83\text{N} * 2 = 6621.66\text{ N}$$

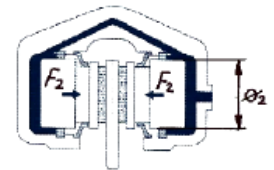


Figura 2.4.5 Esquema de pinzas independientes

Para calcular la fuerza F_s que se produce entre los neumáticos con el terreno se tiene que tomar en cuenta la fuerza de rozamiento que existe entre los discos de frenos y las balatas que en promedio su coeficiente de fricción ronda en $\mu=0.3$ cuando se aplica esta fuerza entre los discos y las balatas se presenta un par con el cual se detendrá el giro de la parte móvil (el disco) y la parte fija (el calipper). Que se expresa como:

$$C = F_t * d$$

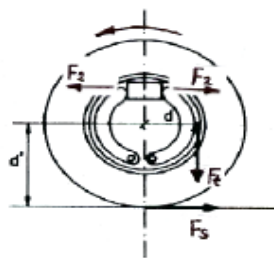


Figura 2.4.6 Diagrama neumático – sistema de frenos

El par de frenado también es producto del radio de la rueda y el radio del disco y la fuerza de rozamiento entre el disco y las balatas es decir

$$C = F_s * d' \quad \text{Con lo cual:}$$

$$F_t = \frac{F_s * d'}{d}$$

Conociendo que $F_t = F_2 * \mu$ se puede despejar a F_s y obtener la fuerza con la que los neumáticos detienen al automóvil, esto sin considerar el efecto del rozamiento con el terreno y sin que los neumáticos patinen en el terreno.

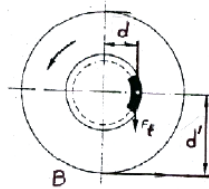


Figura 2.4.7 Diagrama neumático – fuerza de frenado

$$F_s = \frac{F_t * d}{d'} = \frac{(F_{2DEL} * 0.3)d_{DEL} + (F_{2TRA} * 0.3)d_{TRA}}{d'} = \frac{(4598.37N * 0.3)0.15m + (6621.6N * 0.3)0.16m}{0.3m}$$

$$= 1750N$$

$$Dx = \frac{1750}{593} = 2.95 \frac{m}{s^2}$$

Una vez obtenido el dato anterior se prosigue a realizar otro, en este punto se sigue una cadena de cálculos, en el que el cálculo anterior servirá para el cálculo sucesivo.

Se encuentra la distancia teórica en el que el vehículo se detendrá por completo, esto sin considerar los efectos de coeficientes de tracción y resistencia a demás fuerzas que influyen en el frenado.

$$SD = \frac{V_o^2}{2 Dx}$$

Donde:

SD = Distancia de frenado

Vo = Velocidad máxima en primera velocidad = 50 Km/h = 13.5 m/s

Dx = Desaceleración = 2.66 m/s²

$$SD = \frac{13.5^2}{2.95 * 2} = 30.88m$$

Para calcular el tiempo de frenado es decir el tiempo en el que el vehículo detendrá su marcha desde el momento en que se aplican los frenos hasta que el vehículo permanece en reposo. Nuevamente las formulas que se seguirán utilizando son extraídas del libro "Vehicle Dynamic"

$$Ts = \frac{Vo}{Dx}$$

Donde:

Ts = Tiempo de frenado

Vo = Velocidad máxima en primera velocidad = 13.5 m/s

Dx = Coeficiente de desaceleración

$$Ts = \frac{13.5}{2.95} = 4.57 \text{ seg}$$

2.3.4 POTENCIA DE FRENADO

La potencia que se necesita para que el vehículo detenga su marcha por completo a la velocidad máxima en su primer cambio está dada por la formula que es explicada a mas a detalle en el libro "Vehicle Dynamic" y se muestra a continuación y su aplicación a nuestro vehículo.

$$P = \frac{MVo^2}{2ts}$$

Donde:

P = Potencia del sistema de frenos

Vo = Velocidad máxima = 13.5 m/s

M = Masa del vehículo = 593kg

ts = Tiempo de frenado = 4.57seg

$$P = \frac{593 * 13.5^2}{2 * 4.57} = 11824.31 \text{ Watts}$$

2.3.5 FUERZAS DE FRENADO

Resistencia a la rodadura

Esta resistencia a la rodadura es una fuerza que se opone al movimiento del vehículo y también es un factor importante en el frenado, simplemente es la resistencia de nuestros neumáticos que ofrecen al rodar, esto va a depender de muchos factores como, la presión de inflado, la temperatura, el material de construcción, el peso de carga.

Arrastre aerodinámico

El arrastre aerodinámico o resistencia al avance es la resistencia que ofrece el aire al movimiento de nuestro vehículo este no es fijo ya que depende de las condiciones de temperatura, humedad, densidad; en este caso se omitirá el cálculo ya que a la velocidad a la que se está demostrando el comportamiento dinámico tiene un efecto casi nulo en nuestro vehículo de ahí que no se presente a mas detalle este factor de frenado.

Resistencia por gradiente o por rampa

La resistencia por gradiente o por rampa es simplemente la resistencia que ejerce el propio peso del vehículo al movimiento sobre el terreno con una elevación con respecto de la horizontal. Tomando en cuenta que si el ángulo en el que se encuentra el terreno es negativo esta resistencia no tendría efecto en las fuerzas de frenado y se omitirían sus efectos.

2.3.5.1 RESISTENCIA A LA RODADURA DEL VEHÍCULO BIPLAZA

Nuevamente se hará uso de las formulas descritas en el libro "Vehicle Dynamics" para el cálculo de la resistencia a la rodadura en terreno de concreto.

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = frW$$

$$fr = f_o + 3.24f_s\left(\frac{V}{100}\right)^{2.5}$$

$$fr = \text{coeficiente de resistencia a la rodadura}$$

Aquí se utiliza esta tabla para determinar el coeficiente de resistencia a la rodadura que se utiliza unidades inglesas para no afectar a la formula, se estima que la presión promedio de los neumáticos es de 30 psi y se obtiene

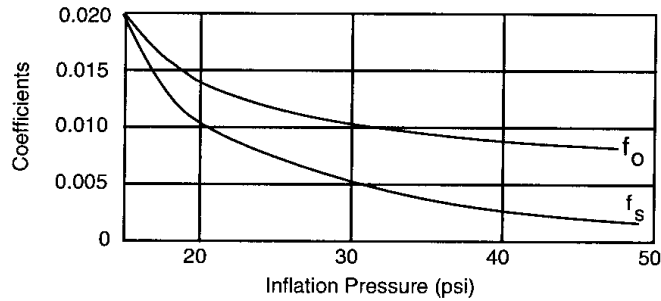


Figura 2.4.8 Coeficientes a la rodadura,

f_o =coeficiente básico= 0.011

f_s =coeficiente del efecto de velocidad= 0.005

$v=31.065\text{mi/hr}$

$$f_r = 0.011 + 3.24(0.005)\left(\frac{31.065}{100}\right)^{2.5} = 0.01187$$

$$R_x = f_r W = 0.01187 * 1307.78\text{lb} = 15.52\text{ lb} = 69.03\text{ N}$$

2.3.5.2 RESISTENCIA POR GRADIENTE

Suponiendo una rampa de 20 grados como máxima rampa a vencer se obtiene la fuerza de frenado

$$R_g = W \text{sen} \theta$$

$$R_g = 5817.33\text{N} * \text{sen}20 = 1989.64\text{ N}$$

2.3.5.3 FUERZAS DE FRENADO TOTAL

En este punto se sumaran todas la fuerzas que se involucran en el frenado del vehículo suponiendo que se frena desde la máxima velocidad alcanzada en primera velocidad y en una rampa con 20 grados de inclinación; haciendo referencia que se desprecia el valor de la resistencia aerodinámica. Posteriormente se calcularan nuevamente la constante de desaceleración, distancia y tiempo de frenado.

$$D_x = \frac{F_b + F_a + F_r + F_p}{M}$$

Donde:

F_b = Fuerza requerida para el sistema de frenos = 1750N

Fa = Fuerza aerodinámica = 0 N

Fr = Fuerza de rodadura = 69.03 N

Fp = Fuerza debido a la pendiente del camino = 1989.64 N

M = Masa del automóvil = 593Kg

Dx = Desaceleración

$$Dx = \frac{1750 + 0 + 69.03 + 1989.64}{593} = 6.42 \frac{m}{s^2}$$

$$SD = \frac{13.5^2}{6.42 * 2} = 14.18 m$$

$$Ts = \frac{13.5}{6.42} = 2.10 \text{ seg}$$

2.3.5.4 COEFICIENTES DE FRENADO

Distancia entre ejes: 2.3m h= 0.3m

Wfs= 1530.36 N Wrs=4286.97 N W=5817.33 N b=1.69 c= 0.61

Para calcular los coeficientes de frenado y la eficiencia se necesitan las siguientes formulas y conocer el coeficiente de fricción que existe entre el neumático y el terreno en el cual circula, se toma del libro que este es de 0.8.

Se toma como Dx 6.42 m/s² considerando el total las fuerzas de frenado, y se calcula el peso dinamico al momento de un frenado, en cada eje.

$$Wf = Wfs + \left(\frac{h}{l}\right) \left(\frac{W}{g}\right) Dx$$

$$Wf = 1530.36N + \left(\frac{0.3m}{2.3m}\right) \left(\frac{5817.33N}{9.81m/s^2}\right) 6.42 \frac{m}{s^2} = 2026.93N$$

$$Wr = Wrs - \left(\frac{h}{l}\right) \left(\frac{W}{g}\right) Dx$$

$$Wr = 4286.97N - \left(\frac{0.3m}{2.3m}\right) \left(\frac{5817.33N}{9.81m/s^2}\right) 6.42 \frac{m}{s^2} = 3790.39N$$

Se proponemos un coeficiente de fricción de 0.81 donde se obtiene la mayor fuerza de frenado

$$F_{xmf} = \mu_p W_f$$

$$F_{xmf} = 0.81(2026.93N) = 1641.81N$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r$$

$$F_{xmr} = 0.81(3790.39N) = 3070.21$$

Despejando F_{xf} (Fuerza dinámica de frenado delantera) y F_{xr} (Fuerza dinámica de frenado trasera) se obtiene de la fórmula establecida en el libro "Fundamental of vehicle dynamics"

$$D_x = \frac{F_{xmf} + F_{xf}}{M}$$

$$F_{xf} = D_x M - F_{xmf}$$

$$F_{xf} = 6.42 \frac{m}{s^2} * 593kg - 1641.81N = 2165.25N$$

$$D_x = \frac{F_{xmr} + F_{xr}}{M}$$

$$F_{xr} = 6.42 \frac{m}{s^2} * 593kg - 3070.21N = 736.85N$$

El coeficiente de frenado delantero y trasero se puede obtener mediante las siguientes fórmulas establecidas en el libro "Fundamental of vehicle dynamics"

$$\mu_f = \frac{F_{xf}}{W_f}$$

$$\mu_f = \frac{2165.25N}{2026.93N} = 1.068$$

$$\mu_r = \frac{F_{xr}}{W_r}$$

$$\mu_r = \frac{736.85}{3070.21} = 0.2399$$

2.4 DINÁMICA LATERAL

2.4.1 DESCRIPCIÓN DE DINAMICA LATERAL

Las características de manejo de un vehículo se refieren a su respuesta a la dirección y a los elementos ambientales, como la ráfaga de viento y perturbaciones de la carretera, que afectan a su dirección. Hay dos cuestiones básicas en el vehículo para su manipulación: uno es el control de la dirección del vehículo, la otra es su capacidad para estabilizar su dirección contra disturbios externos.

Esta sección está destinada a servir como una introducción al estudio de las características de manejo. Simplificado modelos lineales para la conducta del manejo, en que los efectos de la suspensión no son tenidos en cuenta. Los modelos para demostrar los efectos sobre el manejo de la conducta de diseño de los vehículos y los principales parámetros de funcionamiento, tales como propiedades de los neumáticos, la ubicación del centro de gravedad, y la velocidad de avance, y llegar a conclusiones de importancia práctica en relación control de dirección y estabilidad.

2.5.2 DETERMINACIÓN DEL RADIO DE GIRO DEL VEHICULO BIPLAZA

Para el cálculo de este dato se toma en cuenta que el vehículo va a una baja velocidad para que no exista deslizamiento lateral y que no afecte el desempeño de la dirección.

Mediante la expresión de la geometría de Ackerman:

$$\cot\delta_o - \cot\delta_i = \frac{\omega}{l}$$

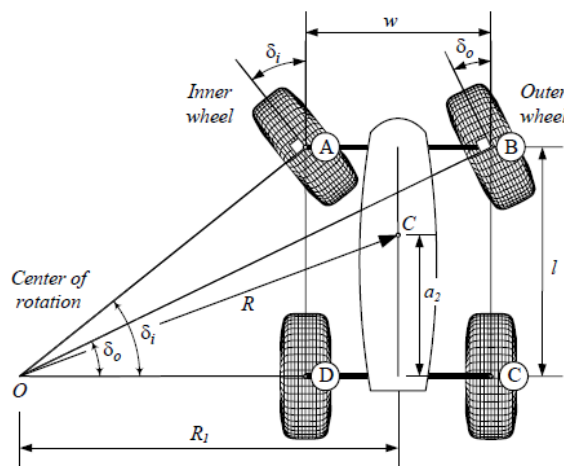


Figura 2.5.1 Geometría de Ackerman

Donde:

δ_i = es el ángulo de dirección de la rueda interior

δ_o = es el ángulo de dirección de la rueda exterior.

Las ruedas interiores y exteriores se definen sobre la base del centro O.

El ancho de vía es denotado por: w

La distancia entre el eje delantero y trasero es llamada "distancia entre ejes" y es denotada por: l .

El radio de giro, será respecto al centro de masa del vehículo longitudinalmente:

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta}$$

a_2 = distancia del centro de masa

Donde δ es el cot-medio del interior y exterior de los ángulos de dirección.

$$\frac{(\cot \delta_o + \cot \delta_i)}{2} = \cot \delta$$

Para obtener δ_i ; δ_o

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R - \frac{w}{2}} \quad \tan \delta_o = \frac{l}{R + \frac{w}{2}}$$

Para realizar estos cálculos necesitamos forzosamente de cualquiera de los siguientes 2 datos

- 1) Radio de giro dado por el fabricante para saber los ángulos
- 2) Conocer al menos uno de los ángulos de cualquiera de las llantas.

Donde:

$w = 1.869$ m

$\delta_i = 25.10^\circ$

$l = 2.654$ m

$\delta_o = 19.40^\circ$

$a_2 = 1.247$ m

Formulas

$$\cot\delta_o - \cot\delta_i = \frac{\omega}{l}$$

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta}$$

$$\frac{(\cot\delta_o + \cot\delta_i)}{2} = \cot\delta$$

Sustitución y Resultado

$$\frac{\cot(25.10) + \cot(19.40)}{2} = \cot\delta$$

$$\cot\delta = 1.52$$

$$R = \sqrt{1.55 + (2.654)^2 (1.52)^2}$$

$$R = 5.3 \text{ m}$$

2.5.3 VELOCIDAD LÍMITE DE VUELCO O VOLCADURA DEL VEHÍCULO BIPLAZA

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

Para el caso ideal de un vehículo con suspensión totalmente rígida al balanceo, se obtendrá una velocidad límite de la siguiente forma:

Para una carretera horizontal y sin peralte la ecuación es la siguiente:

$$V_v = \sqrt{(g)(R)\left(\frac{Av}{2hs}\right)}$$

Donde:

R= radio de la curva

g= 9.81 m/s²

Av= ancho de vía

hs= altura del centro de gravedad

Datos

Hcg = 0.3005 m

G = 9.8 $\frac{m}{s^2}$

R = 15 m

Av = 1.869 m

Formulas

$$V_v = \sqrt{(g)(R)\left(\frac{Av}{2hs}\right)}$$

Sustitución y Resultados

$$V_v = \sqrt{(9,8)(15)\left(\frac{1.869}{2 \times 0.3005}\right)} = 21.39 \text{ m/s} = 78.29 \text{ km/h}$$

2.5.4 DETERMINACIÓN SI EL VEHICULO ES “SOBREVIRADOR, SUBVIRADOR O NEUTRAL”

El estudio del comportamiento direccional de un vehículo es altamente complejo, ya que intervienen diversos factores tanto del vehículo (suspensión, dirección) como del entorno (superficie, peralte, aerodinámicos) y factores de la misma geometría del vehículo (batalla, distancia entre ejes, centro de gravedad) tan elevado número de factores conduce a modelos de alta complejidad cuando se desea predecir el comportamiento direccional de un vehículo y, aun así, nunca se tiene la certeza de que los resultados que se obtienen son aceptables.

Con el objeto de plantear una formulación sencilla se limitaran las condiciones de circulación del vehículo.

-Suponiendo un comportamiento lineal de los neumáticos, es decir los neumáticos presentaran una rigidez lineal y no presentaran deslizamiento lateral.

-Asumir que los ángulos de la dirección de las ruedas directrices no son muy diferentes

-No considerar efectos dinámicos como: deformaciones en la suspensión, transferencias de carga y cambios en los ángulos de la dirección

De acuerdo con lo anterior es posible simplificar el comportamiento del vehículo y expresarlo con un coeficiente que nos dirá el posible comportamiento.

Cuando el coeficiente de viraje $K = 0$, que es equivalente a los ángulos de deslizamiento de los neumáticos delanteros y traseros son iguales (es decir, donde C_{af} y C_{ar} son iguales). El ángulo de dirección necesaria para negociar una curva dada es independiente del avance.

En otras palabras, cuando se acelera con el volante en dirección fija, el radio de giro se mantiene igual. Los ángulos de deslizamiento son iguales que se desarrollarán en las ruedas delanteras y traseras. Como resultado, el vehículo sigue una trayectoria recta en un ángulo al original.

Cuando el coeficiente de viraje $K > 0$, que es equivalente al ángulo de deslizamiento del neumático delantero es mayor que la del neumático trasero (es decir $C_{af} > C_{ar}$). El ángulo de dirección para negociar una curva dada aumenta con el cuadrado de la velocidad de avance del vehículo (o la aceleración lateral).

En otras palabras, cuando se acelera el volante fijo, el radio de giro aumenta, en la misma posición del volante y la velocidad de avance del vehículo, el ángulo de deslizamiento lateral de las ruedas delanteras es mayor

que el de los neumáticos traseros da como resultado, que el vehículo salga de la trayectoria original y el vehículo continúe en línea recta.

Cuando el coeficiente de viraje $K < 0$, que es equivalente al ángulo de deslizamiento del neumático delantero es menor que la del neumático trasero (es decir $C_{af} < C_{ar}$). El ángulo de dirección para negociar una curva dada disminuye con el aumento de la velocidad de avance del vehículo (o la aceleración lateral).

En otras palabras, cuando se acelera con el volante fijo, el radio de giro disminuye, en la misma posición del volante y la velocidad de avance del vehículo, el ángulo de deslizamiento lateral de las ruedas delanteras es menor que el de los neumáticos traseros da como resultado, que el vehículo salga de la trayectoria original y el vehículo gire hacia adentro del radio de la curva, mejor conocido como trompo.

Una vez entendido esto es posible establecer un método sencillo para predecir el comportamiento del vehículo mediante las siguientes formulas establecidas en el libro "Theory ground vehicle".

Datos

$M=593 \text{ Kg} - 5817.33 \text{ N}$

Distancia entre ejes= 2.3 m

Distribución de peso: Delantera 1530.36

Trasera 4286.97

$C_{af}=39.92 \text{ KN/rad}$ (8750 lb/rad)
lb/rad)

$C_{ar}=38.25 \text{ KN/rad}$ (8600

Formulas

$$K_{us} = \frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \quad \begin{matrix} K_{us}=0 \text{ (Neutral)} & K_{us}>0 \text{ (Subvirador)} & K_{us}<0 \\ \text{(sobrevirador)} & & \end{matrix}$$

Sustitución y Resultados

$$K_{us} = \frac{1530.35}{2 \times 39920} - \frac{4286.97}{2 \times 38250} = -0.03687 \text{ rad} = (-0.2^\circ)$$

Como resultado obtuvimos que el comportamiento que podría presentar el vehículo sea **sobrevirador**.

Y la velocidad característica donde se presenta esta condición se calcula según sea el caso de subvirador o sobrevirador se mostraran las diferentes formulas y de acuerdo al resultado anterior se tendrá que utilizar la fórmula adecuada

$$K_{us} > 0 = \text{subvirador } V_{car} = \sqrt{\frac{gL}{K_{us}}}$$

$$K_{us} < 0 = \text{sobrevirador } V_{car} = \sqrt{\frac{gL}{-K_{us}}}$$

$$V_{car} = \sqrt{\frac{9.81 * 2.3}{-(-0.03687)}} = 24.70 \frac{m}{s} = 90.5 \frac{km}{h}$$

2.5.5 ÁNGULO DE VOLCADURA DEL VEHÍCULO BIPLAZA

Este ángulo indica la capacidad del auto de inclinarse hacia un lado sin voltearse.

Cuando, en situaciones extremas, se llega cerca de este ángulo, es conveniente girar las ruedas hacia la bajada para ayudar a mantener el equilibrio.

Datos:

t = ancho de vía = 1.6 m

h = altura del centro de gravedad = 0.3 m

Formula

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{2 * h}{t}\right)$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{2 * 0.3}{1.6}\right)$$

$$\varphi = 20.55^\circ$$

CAPITULO 3 DESARROLLO EXPERIMENTAL

3.1 DESARROLLO EXPERIMENTAL

El análisis experimental que realizamos tiene como objetivo cuantificar las reacciones del vehículo biplaza a las que va a ser sometido, comprobando su comportamiento teórico en el medio ambiente y como este afecta en la dinámica de nuestro vehículo.

Para este capítulo se realizarán pruebas experimentales sujetas a parámetros establecidos con los que se pueda dar un resultado fiel de los datos obtenidos al final de las pruebas, se hará uso de métodos de experimentación utilizando instrumentos adecuados para la medición de los datos que serán de gran importancia para su posterior comparación.

3.1.1 SENSORES

Los sensores son dispositivos empleados para convertir una magnitud física o química en una señal generalmente eléctrica que puede de esta forma ser fácilmente procesada, almacenada o transmitida. Son por tanto elementos transductores al transformar una magnitud en otra diferente, en este caso eléctrica. Por otro lado están los dispositivos actuadores, encargados de transformar una magnitud eléctrica en una de otro tipo, generalmente provocando una acción (Ej. Abriendo o cerrando una válvula).

La señal eléctrica proporcionada a la salida del sensor puede ser una tensión, corriente o carga, pero también una variación en la resistencia o capacidad del sensor (en cuyo caso se suele hablar de sensores resistivos y capacitivos, respectivamente). Tal variación se puede convertir fácilmente en una variación proporcional de tensión, corriente o carga, mediante configuraciones en puente resistivo o capacitivo, por ejemplo.

Se entiende por el término microsensores a sensores miniaturizados, frecuentemente fabricados en tecnologías estándar de integración de circuitos (o bien en versiones ligeramente modificadas de estas tecnologías). El circuito integrado resultante puede contener tan sólo estos sensores, o bien puede incluir junto con éstos los circuitos electrónicos asociados para el procesamiento de la señal generada por el sensor.

Hoy día muchos de los sensores que se están fabricando son mediante la tecnología MEMS (Sistemas Micro-electromecánicos) debido a importantes ventajas que puede ofrecer como el tamaño y el coste.

En esta sección conviene tratar el concepto que en la literatura en inglés se conoce como “smartsensors” (sensores inteligentes). Se trata de sensores que no sólo producen la magnitud que se pretende medir, sino que también incorporan funciones de procesamiento tales como:

- Comunicación bidireccional. La transmisión de la información medida se realiza bajo petición, controlándose funciones locales.

- **Autocalibración:** Se trata de compensar variaciones de características con el tiempo o con condiciones ambientales. Filtrados, reducción de información en general y compensación de no linealidades.
- **Fusión multisensorial:** Medidas diferentes con diversos sensores y obtención de una estimación en función de todas las medidas.

Para realizar estas funciones se emplean normalmente circuitos electrónicos especializados, microcontroladores y otros componentes electrónicos.

3.1.1.1 CARACTERISTICAS

A la hora de evaluar los sensores, se les debe exigir una serie de características, que se pasan ahora a enumerar y comentar:

- **Precisión:** Una medida será más precisa que otra si los posibles errores aleatorios en la medición son menores. Se debe procurar la máxima precisión posible.
- **Rango de funcionamiento:** El sensor debe tener un rango de funcionamiento adecuado, es decir, debe ser capaz de medir de manera exacta y precisa un determinado abanico de valores de la magnitud correspondiente.
- **Velocidad de respuesta:** El sensor debe responder a los cambios de la variable a medir en un tiempo mínimo. Lo ideal sería que la respuesta fuera instantánea.
- **Calibración:** La calibración es el proceso mediante el que se establece la relación entre la variable medida y la señal de salida que produce el sensor. La calibración debe poder realizarse de manera sencilla y además el sensor no debe precisar una recalibración frecuente.
- **Fiabilidad:** El sensor debe ser fiable, es decir, no debe estar sujeto a fallos inesperados durante su funcionamiento.
- **Coste:** El coste para comprar, instalar y manejar el sensor debe ser lo más bajo posible.
- **Facilidad de funcionamiento:** Por último, sería ideal que la instalación del sensor no necesitara de un aprendizaje excesivo.

Todas estas características son las deseables en los sensores. Sin embargo, en la mayoría de los casos lo que se procurará será un compromiso entre su cumplimiento y el coste que ello suponga a la hora del diseño y fabricación.

3.1.2 SENSORES DE VELOCIDAD ANGULAR O GIROSCOPIOS

Hoy en día existen varias tecnologías para medir la orientación de un vehículo, entre las que destacan los compases magnéticos y los giróscopos. Los primeros son magnetómetros, es decir, son sensores de medida de campo magnético, que se emplean para medir el campo de la tierra. Por otro lado los giróscopos miden la velocidad angular de rotación, o como de rápido gira un objeto sobre si mismo. Los giróscopos presentan la ventaja, con respecto a los compases magnéticos, de su inmunidad en relación con las interferencias electromagnéticas y ferromagnéticas que afectan a los compases.

Desde el punto de vista de la automoción el uso de giróscopos es muy común ya que pueden calcular la velocidad de rotación de un coche en relación a los ejes x, y ó z. El conocimiento del ángulo rotado en el eje y (pitch), puede ser importante en los momentos de frenadas bruscas mientras que en las curvas será bueno conocer la rotación en el eje x (roll). La rotación alrededor del eje z (yaw) servirá para orientar el vehículo en el plano xy. En muchas ocasiones, para determinar el vector velocidad de algún punto del coche, será necesario combinar estos sensores con otros ya que por sí solos no pueden dar una información completa.

Existen diversos tipos de giroscopios, cada uno de los cuales está regido por principios físicos diferentes. A continuación se van a explicar los diferentes modelos: mecánicos, ópticos y electrónicos. Los giroscopios mecánicos son los más antiguos mientras que los ópticos y los electrónicos son más modernos y los que más se utilizan en el mundo de la automoción.

Giroscopios mecánicos

Los giróscopos mecánicos están constituidos por un volante o masa que rota suficientemente rápido alrededor de un eje estando la masa distribuida en la periferia con objeto de que el momento de inercia del eje de rotación sea alto. En la figura se muestra una configuración típica de este modelo de giróscopo.

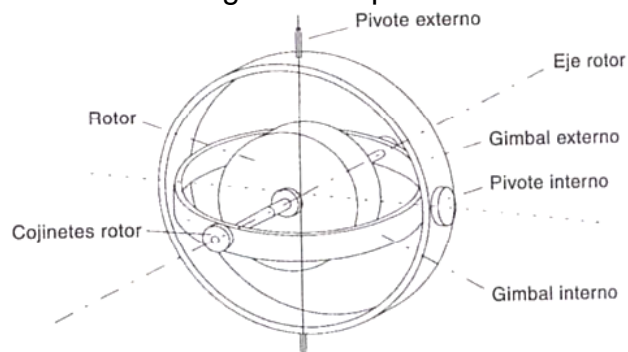


Figura 3.1.1 Giroscopio mecánico

Giroscopios ópticos

La medición de rotación es de considerable interés en un gran número de áreas. Los más populares métodos de medición de la rotación usados en las

décadas pasadas, se basan en el giróscopo mecánico, el que, como ya se ha comentado, depende del momento angular generado por una rueda o bola, a la cual se le imprime un movimiento rotativo.

El principio por el que se basa un giróscopo laser es el llamado efecto Sagnac. Las principales ventajas de los giróscopos ópticos sobre los mecánicos, básicamente son:

- No posee partes móviles
- No es necesario un tiempo de calentamiento (WARM-UP)
- No son sensibles a la gravedad
- Gran rango dinámico
- Lectura digital
- Bajo costo
- Tamaño reducido

Por el contrario, el inconveniente que tiene este tipo de giróscopos es que son bastante frágiles.

Giróscopos electrónicos

Son normalmente sensores de velocidad angular que emplean el efecto de Coriolis. Para ello se realizan micromecanizados del silicio. El movimiento de rotación produce fuerzas de Coriolis que dependen de la velocidad de giro. Un sensor típico puede tener dimensiones entre 2 y 3 milímetros.

Los giroscopios, como ya se sabe, miden la velocidad angular de rotación, o como de rápido gira un objeto. La rotación es normalmente medida en referencia a uno de los tres ejes: x, y o z

3.1.3 ACELERÓMETROS

A la hora de determinar la velocidad absoluta de un determinado punto del vehículo lo primero que se podría plantear es el tratamiento de la señal de salida de un acelerómetro. Los acelerómetros son dispositivos que se emplean para determinar la aceleración en cada uno de los ejes de movimiento del coche.

Hay diferentes tipos de acelerómetros dependiendo de si miden la aceleración en uno, dos o los tres ejes del vehículo.

TIPOS

- Acelerómetro de Alta Impedancia
- Acelerómetro de Baja Impedancia
- Tecnología capacitiva.
- Acelerómetros basados en tecnología piezoeléctrica.
- Acelerómetros basados en tecnología piezorresistiva.

En la siguiente figura se muestra la comparación de los tipos de acelerómetros así como sus aplicaciones.

Tipo	Margen de medida	Ancho de Banda (Hz)	Ventajas e inconvenientes	Aplicaciones
MEMS	1.5 a 250g	0.1 a 1500	-Alta sensibilidad -Coste medio -Uso sencillo -Bajas temperaturas	-Impacto -ABS -Airbag -Uso en automoción
Piezoeléctricos	0 a 2000g	10 a 20000	-Sensibilidad media -Uso complejo -Bajas temperaturas -No funcionan en continua	-Vibración -Impacto -Uso industrial
Piezoresistivos	0 a 2000g	0 a 10000	-Respuesta en continua y alterna -Prestaciones medias -Bajo coste -Tamaño y peso mínimo -Alta sensibilidad	-Vibración -Impacto -Automoción -Biodinámica -Ensayos en vuelo -Test en túneles de viento
Capacitivos	0 a 1000g	0 a 2000	-Funciona en continua -Bajo ruido -Baja potencia -Excelentes características -Bajo coste	-Uso general -Uso industrial -Sistemas de alarma y seguridad -Mediciones sísmicas

Figura 3.1.2 Comparación de los diferentes tipos de acelerómetros.

3.1.4 ACELERÓMETROS Y GIROSCOPIOS EN LOS DISPOSITIVOS MÓVILES

Los MEMS (Sistemas Micro-electromecánicos) y los NEMS (Sistemas Nano-electromecánicos) estas tecnologías se desarrollan a gran velocidad, están creciendo a pasos agigantados en el uso de gadgets cotidianos. Las diferencias entre unos y otros son el tamaño, los primeros tienen un tamaño que va desde el milímetro al micrómetro y los NEMS se comprenden desde el micrómetro al nanómetro (Nanotecnología).

Hoy en día podemos encontrar MEMS en una infinidad de cosas a nuestro alrededor:

Automoción: utilizados en automóviles modernos para activación del airbag al sufrir una colisión, presión de neumáticos, etc.

Electrónica de consumo, tales como controladores de juegos, reproductores multimedia personales, teléfonos móviles, Cámaras Digitales.

Los MEMS son una tecnología que se utiliza como base para dispositivos muy pequeños, desde pocas micras hasta casi 1[mm] de diámetro. La industria automovilística buscó desarrollar e implementar detectores de colisiones mediante esta tecnología y de esta forma pudo crear el sistema de bolsas de

aire. El funcionamiento general de este acelerómetro se basa en que la aceleración provoca un movimiento en el sensor y un cambio en la capacidad de dos condensadores, así mismo el circuito hace que cambie la tensión de salida.

Actualmente todos los teléfonos de última generación incluyen este dispositivo el cual es de mucha ayuda para gran variedad de aplicaciones, pero no es la única aplicación de los acelerómetros. Entre sus aplicaciones que más rápidamente nos vienen a la mente son el automóbiles, tan solo en 1890 se patentó un acelerómetro de péndulo, para registrar la aceleración y el frenado de vehículos de carretera y ferrocarril

La aplicación en teléfonos celulares principalmente se utiliza para saber la rotación de los dispositivos, su inclinación, aceleración. Algunas aplicaciones ocupan el acelerómetro para determinar la orientación de la pantalla del dispositivo y rotarla de acuerdo a su posición. Existen juegos que ocupan la aceleración en los ejes para funcionar (girar el celular para conducir un auto de carreras, mover una esfera, etc.). De la misma manera un sistema de GPS ocupa la aceleración del celular para obtener una ubicación más detallada en navegación.

Diferentes aplicaciones para el dispositivo móvil iPhone se pueden instalar para determinar el movimiento en cada eje y registrarlo.

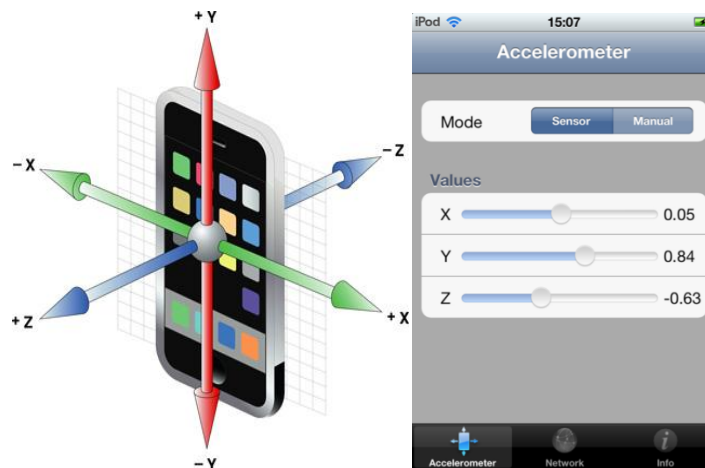


Figura 3.1.3 Sistema coordinado y aplicación de un teléfono inteligente

En la figura 3.1.3 se puede apreciar el movimiento que se capta mediante el acelerómetro en el celular, se trata de un acelerómetro multieje que capta el movimiento en cada eje y se obtiene la magnitud.

La mayoría de las aplicaciones desarrolladas actualmente utilizan las funciones del acelerómetro para una mayor interacción y obtener más funciones

Se implementaran estas tecnologías para el censado del comportamiento dinámico del vehículo, el dispositivo móvil se colocara en el centro de gravedad del vehículo para obtener los datos, para su correcta medición.

A continuación se muestra como se coloca el dispositivo en el vehículo.



Figura 3.1.4 Localización del dispositivo en el vehículo

De igual forma para la comprobación del dispositivo vamos a comparar el velocímetro de un vehículo comercial con la velocidad que marca el dispositivo en la siguiente figura se muestra la comparación.

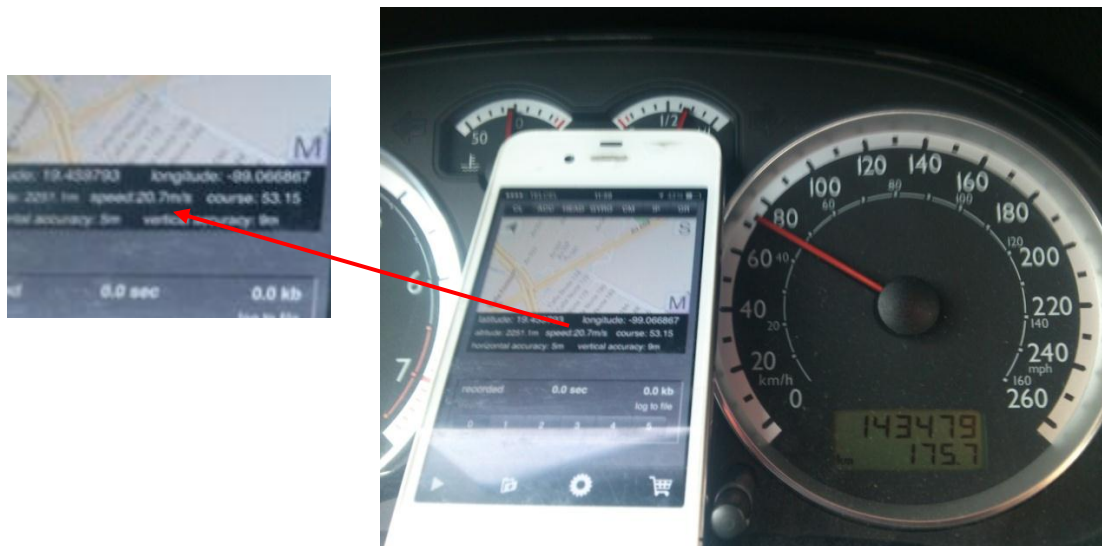


Figura 3.1.5 Comparación de velocidades del teléfono y un velocímetro

3.2 CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHICULO

Para la determinación del centro de gravedad se hará uso de la norma ISO 10392:1992 “Road vehicles with two axles – Determination of centre of gravity” (Vehículos terrestres con dos ejes- Determinación del centro de gravedad).

Esta norma especifica el método para determinar el centro de gravedad de un vehículo de dos ejes.

Las condiciones de prueba en la norma ISO 10392:1992 establecen diferentes aspectos como:

- Operación y otros líquidos

El tanque de combustible debe de estar completamente lleno, así como todos los líquidos para la operación del vehículo en su nivel máximo.

- Condiciones de carga, suspensión y otros mecanismos

Se sujetaran de forma adecuada todos los elementos del vehículo para evitar su desplazamiento a la hora de inclinar el vehículo, se bloqueara la suspensión de las ruedas para evitar la deflexión por la inclinación del vehículo, la caja de velocidades permanecerá en neutral haciendo que las ruedas puedan rodar, el freno de estacionamiento estará libre y las llantas delanteras deberán estar apuntando en dirección delantera.

Procedimiento de medida

- De acuerdo a la norma se deben de medir diferentes características de nuestro vehículo como:
 - ✓ l_{left} , distancia entre ejes izquierdo, en milímetros
 - ✓ l_{right} distancia entre ejes derecho, en milímetros
 - ✓ b_f ancho del eje delantero, en milímetros
 - ✓ b_r ancho del eje trasero, en milímetros
 - ✓ m_1 carga de la rueda, delantera izquierda, en kilogramos
 - ✓ m_2 carga de la rueda, delantera derecha, en kilogramos
 - ✓ m_3 carga de la rueda, trasera izquierda, en kilogramos
 - ✓ m_4 carga de la rueda, trasera derecha, en kilogramos
 - ✓ r_{stat1} , radio de carga estática, delantera izquierda, en milímetros
 - ✓ r_{stat1} radio de carga estática, delantera derecha, en milímetros
 - ✓ r_{stat1} radio de carga estática, trasera izquierda, en milímetros
 - ✓ r_{stat1} radio de carga estática, trasera derecha, en milímetros
- Se procede a levantar uno de los ejes del vehículo en tres etapas midiendo el ángulo de inclinación y la carga en el eje.

- De acuerdo con el anexo A de la norma se establecen las medidas del radio de la rueda en las situaciones de carga

Determinación de la ubicación del centro de gravedad

- Determinación de la ubicación del centro de gravedad longitudinal

La distancia horizontal entre el centro del eje delantero y el trasero es determinada por la ecuación

$$X_{CG} = \frac{m_r}{m_v} * l$$

Donde:

$$m_r = m_3 + m_4$$

$$m_v = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$$

$$l = 0.5(l_{left} + l_{right})$$

- Determinación de la ubicación del centro de gravedad transversal

La distancia entre el plano medio del vehículo y el centro de gravedad es determinada por la ecuación

$$Y_{CG} = \frac{b_f(m_1 - m_2) + b_r(m_3 - m_4)}{2m_v}$$

Donde las variables ya han sido descritas anteriormente

- Determinación de la ubicación del centro de gravedad por encima del suelo (altura del centro de gravedad)

La altura del centro de gravedad con respecto al suelo está determinada por la siguiente ecuación.

$$Z_{CG} = \frac{l(m'_f - m_f)}{m_v * \tan \phi} + r_{statf}$$

Donde:

m'_f = carga del eje con el vehículo inclinado

m_f = $m_1 + m_2$

r_{statf} = $0.5(r_{stat1} + r_{stat2})$

ϕ = ángulo de inclinación del vehículo

De acuerdo con el anexo A de la norma se mide de la siguiente manera r_{stat}

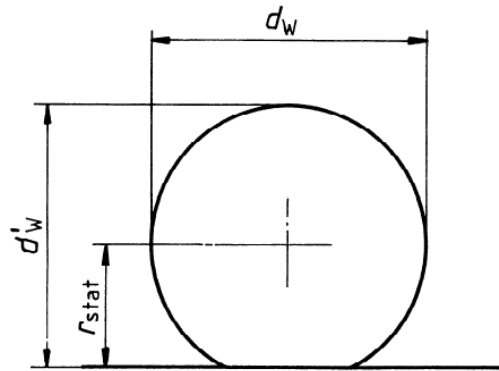


Figura 3.2.1 Radio de la llanta con carga

3.3 DESEMPEÑO DE FRENADO

3.3.1 DISTANCIA DE FRENADO

Para llevar a cabo la prueba de frenado, nos basaremos en lo establecido en la norma europea Directiva 98-12, la cual nos proporcionara el procedimiento a seguir y las condiciones bajo las cuales la obtención de datos será válida.

Primeramente establece la formula que se utilizara para la obtención de la distancia de frenado:

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92 (s_e - s_b)}$$

v_1 = velocidad inicial del vehiculo

v_b = velocidad del vehiculo a 0.8 V1 en Km/h

v_e = velocidad del vehiculo a 0.1 V1 en Km/h

s_b = distancia recorrida entre V1 y Vb en m

s_e = distancia recorrida entre V1 y Ve en m

Para llevar a cabo la prueba deberemos considerar que el automóvil:

- Deberá realizarse la prueba a la velocidad máxima
- Deberá realizarse el ensayo en ausencia de viento susceptible
- Los neumáticos deberán estar fríos y en la presión establecida para la carga

Además se deberá tener en cuenta:

- Que la temperatura del disco de frenado este inferior a los 100°C antes de la prueba
- Las pruebas realizadas se llevaran a cabo con carga total
- Deberán repetirse las pruebas con el vehículo descargado
- La vía sobre la cual se realicen las pruebas deberá estar nivelada

La prueba será del tipo 0 (ensayo ordinario de rendimiento, con frenos en frío) con motor desembragado para la primera parte de la prueba. Para la segunda parte se realizara l prueba de tipo 0 (ensayo ordinario de rendimiento, con frenos en frío) con motor embragado, en la siguiente figura 3.3.1 se observa los parámetros que se deben de alcanzar para la satisfacción de la norma, aunque se pueden modificarlos parámetros indicados en la misma norma.

Tipo de ensayo		M_{10-I}
Ensayo del tipo 0 con el motor desembragado	velocidad prescrita	80 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + \frac{v^2}{150}$
	$d_m \geq$	5,8 m/s ²
Ensayo del tipo 0 con el motor embragado	$v = 80 \% v_{max}$ pero \leq :	160 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + \frac{v^2}{130}$
	$d_m \geq$	5 m/s ²
	$F \leq$	500 N

Figura 3.3.1 Valores mínimos de frenado

Para cada una de estas pruebas se debe de medir los valores así como el comportamiento del vehículo que se indicaran en el acta de ensayo establecida en el apéndice II del anexo IX

3.4 DINÁMICA LATERAL

3.4.1 VERIFICACIÓN SI EL VEHÍCULO ES SUBVIRADOR O SOBREVIRADOR (PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD)

Para la elaboración de esta prueba haremos referencia a las normas ISO 3888-1:1999 "Passenger cars -- Test track for a severe lane-change manoeuvre -- Part 1: Double lane-change" y ISO 7401 "Road vehicle - Lateral transient response test methods – Open loop test method". (ISO 3888-1:1999 Vehículos de pasajeros- Pista de pruebas para la maniobra de cambio de carril) y (ISO 7401 Vehículos terrestres- Método de ensayo para pruebas respuestas laterales)

En donde se especifican las variables a medir y las condiciones de prueba en las que se deben de realizar; específicamente en la norma ISO 3888-1 solo nos indica el método de prueba, las condiciones de prueba y las condiciones de la pista. Posteriormente en la norma ISO 7401 nos indica de las variables a medir para las pruebas que tengan que ver con maniobrabilidad del vehículo, que en este caso utilizaremos la prueba de doble cambio de carril, para evaluar el comportamiento de nuestro vehículo en la evasión de algún objeto que se encuentre en el camino.

De acuerdo con la norma ISO 3888-1 establece las condiciones de prueba, las condiciones de la pista y la metodología de la prueba.

Dentro de las condiciones de prueba establece que el alcance de esta prueba está limitado a vehículos de pasajeros y a camiones ligeros de acuerdo con la norma ISO 3833.

Especificaciones de pista

En la siguiente figura 3.4.1 y tabla 2 se muestran las dimensiones de la pista en la cual el vehículo deberá circular.

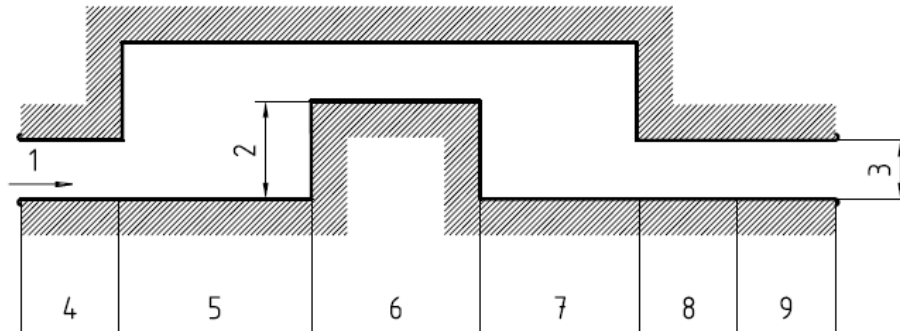


Figura 3.4.1 Pista con trazado de doble cambio de carril

Sección	Longitud	Ancho
1	15	$1,1 \times \text{anchura del vehículo} + 0,25$
2	30	
3	25	$1,2 \times \text{ancho del vehículo} + 0,25$
4	25	
5	15	$1,3 \times \text{anchura del vehículo} + 0,25$
6	15	$1,3 \times \text{anchura del vehículo} + 0,25$

Tabla 2 Dimensiones de la pista norma ISO 3888-1

Para el trazado de la pista de pruebas se deben de utilizar señalamientos adecuados para que el conductor del vehículo tenga una visión perfecta por donde el vehículo debe de circular, en la siguiente figura 3.4.2 se muestra el trazado de la pista con los señalamientos colocados en la pista.

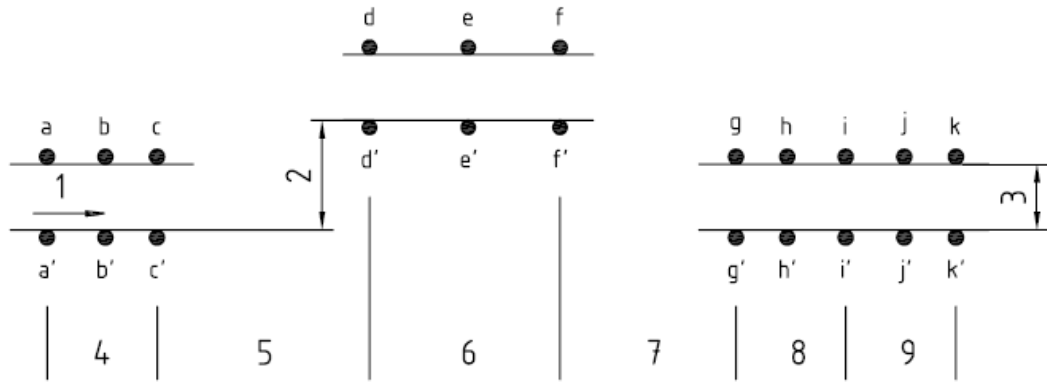


Figura 3.4.2 Señalización de la pista

En la siguiente figura 3.4.3 se muestra el trazado más detallado de cómo el vehículo debe circular dentro de la pista de pruebas.

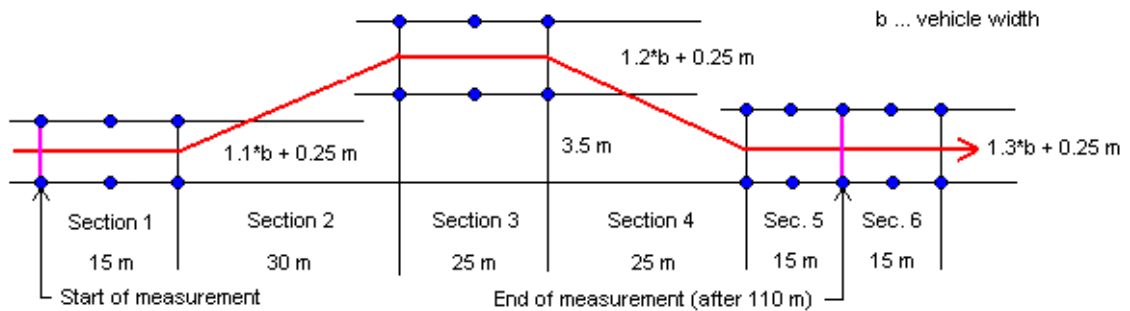


Figura 3.4.3 Trayectoria por la cual el vehículo debe circular

Método de ensayo

Principio

La maniobra de cambio repentino de carril es un proceso dinámico, que consiste en el rápido cambio de carril original del vehículo en un segundo carril paralelo al original, y volver al carril original, sin exceder las dimensiones de los carriles.

El uso de tales métodos para la evaluación de ciertos aspectos de la estabilidad en la conducción inicia en 1970 al establecer un método de estabilidad en la conducción de prueba durante las maniobras que se podrían probar el control en una situación como la que ocurre en el tráfico.

Esta prueba fue diseñada originalmente para este fin, ya que el conductor no sólo debe de respetar los carriles, sino también elegir el desplazamiento del vehículo en la pista.

Este procedimiento, que podría ser caracterizado como un tipo de control predictivo, es de gran importancia para el comportamiento de "conductor del vehículo y el medio ambiente" en situaciones reales que ocurren durante la conducción. Casi siempre es una tarea en una situación dada para elegir el camino correcto y hacer la maniobra con cierta precisión para mantener al vehículo dentro de los carriles.

Los problemas que se presentan al realizar esta prueba son los siguientes:

- Incluso si la prueba ha sido desarrollado para probar la dinámica transversal del vehículo, se encontró que sea visto afectada por la dinámica longitudinal (potencia del motor)
- Se debe de ignorar la dinámica longitudinal para conseguir el resultado deseado.
- Los diferentes caminos utilizados en las distintas pruebas también han causado una considerable dispersión de los datos y por lo tanto de los resultados.

Condiciones de prueba

General

El vehículo debe ser conducido con gran habilidad para evitar que los señalamientos que delimitan la pista sean derribados, se debe de corroborar las dimensiones de la pista si algún señalamiento fue desplazado por el vehículo, la posición de la palanca de velocidades no debe ser movida durante la prueba

Prueba 1

El pedal del acelerador debe de estar mantenido en una posición estable para mantener la velocidad de entrada en la pista y es recomendable realizar esta prueba a una velocidad de entrada de 80 km/h aunque es posible ir aumentando la velocidad desde una velocidad más baja hasta lograr esta velocidad; en este caso nuestro vehículo no le es posible alcanzar esta velocidad así es que se hará esta prueba a una velocidad estable en la cual nuestro vehículo sea capaz.

Prueba 2

Esta prueba se debe efectuar a la velocidad máxima que pueda soportar el vehículo para seguir la trayectoria de la pista.

Existen dos condiciones en el que el pedal del acelerador puede ser operado

- El pedal debe ser mantenido en una posición estable para mantener la velocidad de entrada.
- El pedal puede ser operado de acuerdo a las condiciones que el piloto considere necesarias.

Variables a medir

Las variables que son necesarias medir de acuerdo con la norma ISO 7401 son:

- Angulo de giro del volante
- Aceleración lateral
- Velocidad longitudinal

De igual manera se indica que se deben de usar transductores que puedan medir estos valores en función del tiempo.

3.4.2 Conducta de conducción circular

Para llevar a cabo esta prueba, se referenciará de la norma ISO 4138 “Steady-state circular driving behaviour — Open-loop test methods” (Comportamiento conducción circular estado estacionario- Método de prueba abierto) que su objetivo principal es proporcionar resultados reproducibles y discriminatorios.

El comportamiento dinámico de un vehículo es un aspecto muy importante de la seguridad activa de los vehículos. Cualquier vehículo dado, junto con su conductor y el medio ambiente prevaleciente, que constituye un sistema de circuito cerrado que es único. Por lo tanto la tarea de evaluar el comportamiento dinámico es muy difícil, ya que las interacciones significativas de estos elementos, del conductor del vehículo y el medio ambiente son complejos en sí mismos.

Dado que este método de ensayo cuantifica sólo una pequeña parte de las características completas de manejo del vehículo, los resultados de estas pruebas sólo pueden ser considerados significativos para una correspondientemente pequeña parte del comportamiento dinámico global.

Teniendo en cuenta que puede llevarse a cabo de tres métodos diferentes:

- 1.- Método de prueba en el cual el radio es constante
- 2.- Método de prueba en el cual el ángulo de vuelta del volante sea constante
- 3.- Método de prueba en el cual la velocidad sea la constante

Cada método requiere diversas cualidades por parte del conductor.

Las variables a medir en esta prueba son:

- Ángulo de giro del volante
- Aceleración lateral
- Velocidad longitudinal

Se realizarán las tres pruebas anteriormente mencionadas en la primera en donde el radio de trayectoria es constante se mantendrá el volante en una sola posición a una velocidad constante, esta prueba no requiere de mucha velocidad ya que solo es para observar en que ángulo del volante el vehículo se mantiene constante y así pueda seguir la trayectoria antes establecida, esto para la primera prueba.

Para la segunda prueba se mantendrá el volante en la posición anterior con la variante de que la velocidad irá aumentando constantemente hasta que el vehículo no sea capaz de seguir la trayectoria y se tengan que hacer pequeñas correcciones al volante por parte del conductor.

Para la última prueba no se tomara en cuenta el ángulo del volante ya que en este caso la velocidad será la máxima que el vehículo pueda alcanzar antes de

que pierda el control, se observara como hay cambios significativos en el ángulo del volante para corregir la pérdida de control del vehículo.

Este método comienza por establecer un radio mínimo de 15 m con el cual se hacen las pruebas, para nuestro método de prueba utilizaremos una área que se encuentra en el Estado de México en el municipio de Ecatepec, que es una área designada para el deporte, aunque su superficie es de asfalto común y es por eso que se adecua a nuestros propósitos.

Para la medición de la aceleración lateral y la velocidad longitudinal, como ya se ha mencionado se hará uso de un dispositivo móvil que mide estos aspectos ya que cuenta con tecnología MEMS, este se colocara lo más aproximado al centro de gravedad que ya se ha determinado, esto de acuerdo con la norma ISO 15037-1 que indica la posición de los transductores a utilizar.

En la siguiente figura 3.4.4 se muestra de una manera más sencilla el procedimiento de la prueba y como el vehículo debe de recorrer la trayectoria

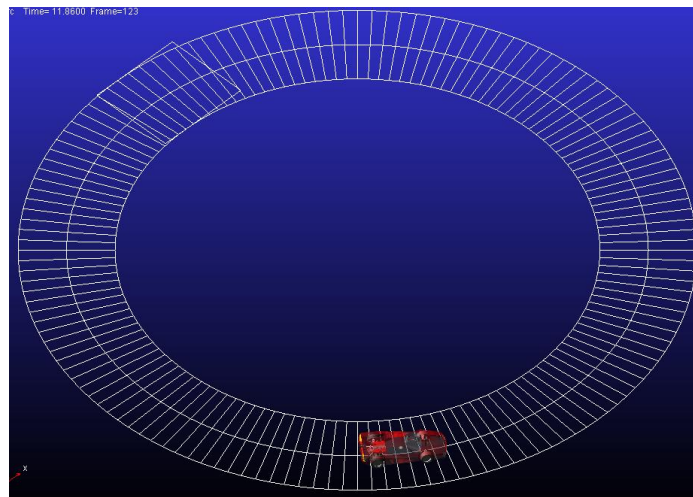


Figura 3.4.4 Procedimiento de la prueba



Figura 3.4.5 Área de prueba

CAPITULO IV ANALISIS Y COMPARACION DE RESULTADOS

4.1 ANALISIS DE RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.1.1 CENTRO DE GRAVEDAD

Para la determinación del centro de gravedad se uso de la norma ISO 10392:1992 “Road vehicles with two axles – Determination of centre of gravity”.

Las condiciones de prueba en la norma ISO 10392:1992 establecen diferentes aspectos como:

- Operación y otros líquidos

El tanque de combustible se verifico que estaba completamente lleno, así como todos los líquidos para la operación del vehículo en su nivel máximo.

- Condiciones de carga, suspensión y otros mecanismos

Se sujetaron de forma adecuada todos los elementos del vehículo para evitar su desplazamiento a la hora de inclinar el vehículo, se bloqueo la suspensión de las ruedas para evitar la deflexión por la inclinación del vehículo, la caja de velocidades permaneció en neutral haciendo que las ruedas pudieran rodar, el freno de estacionamiento libre y las llantas delanteras deberán estar apuntando en dirección delantera.

Procedimiento de medida

- De acuerdo a la norma se deben de medir diferentes características de nuestro vehículo que dieron como resultado:

- ✓ l_{left} , distancia entre ejes izquierdo, en milímetros = 2325mm
- ✓ l_{right} distancia entre ejes derecho, en milímetros =2325mm
- ✓ b_f ancho del eje delantero, en milímetros =1350mm
- ✓ b_r ancho del eje trasero, en milímetros =1470mm

En las siguientes figuras se muestra el procedimiento de medida de los parámetros anteriormente descritos.



Figura 4.1.1 Medición de ancho de vía delantero y trasero



Figura 4.1.2 Medición distancia entre ejes

- ✓ m_1 Carga de rueda, delantera izquierda, en kilogramos =122kg
- ✓ m_2 Carga de rueda, delantera derecha, en kilogramos =107kg
- ✓ m_3 Carga de rueda, trasera izquierda, en kilogramos =244kg
- ✓ m_4 Carga de rueda, trasera derecha, en kilogramos= 255kg



Figura 4.1.3 Medición masa delantera izquierda y derecha



Figura 4.1.4 Medición masa trasera izquierda y derecha

Una vez medido los parámetros establecidos en el anexo 1 como se muestra en la figura 4.1.5 y realizando los cálculos se obtienen los siguientes datos

- ✓ r_{stat1} , radio en carga estática, delantera izquierda, en milímetros=295mm
- ✓ r_{stat1} radio en carga estática, delantera derecha, en milímetros=295mm
- ✓ r_{stat1} radio en carga estática, trasera izquierda, en milímetros=275mm
- ✓ r_{stat1} radio en carga estática, trasera derecha, en milímetros=275mm



Figura 4.1.5 Medición radio de las llantas

- Se procede a levantar uno de los ejes del vehículo en tres etapas midiendo el ángulo de inclinación y la carga en el eje.

Determinación de la ubicación del centro de gravedad

- Determinación de la ubicación del centro de gravedad longitudinal

La distancia horizontal entre el centro del eje delantero y centro de gravedad es determinada por la ecuación

$$X_{CG} = \frac{m_r}{m_v} * l = \frac{499kg}{728.4kg} * 2325mm = \mathbf{1592mm}$$

Donde:

$$m_r = m_3 + m_4 = 499kg$$

$$m_v = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 728.4kg$$

$$l = 0.5(l_{left} + l_{right}) = 2325mm$$

- Determinación de la ubicación del centro de gravedad transversal

La distancia entre el plano medio del vehículo y el centro de gravedad es determinada por la ecuación

$$\begin{aligned}
 Y_{CG} &= \frac{b_f(m_1 - m_2) + b_r(m_3 - m_4)}{2m_v} \\
 &= \frac{1350\text{mm}(122\text{kg} - 107.4\text{kg}) + 1470\text{mm}(244\text{kg} - 255\text{kg})}{2(728.4\text{kg})} \\
 &= \mathbf{2.42\text{mm}}
 \end{aligned}$$

Donde las variables ya han sido descritas anteriormente

- Determinación de la ubicación del centro de gravedad por encima del suelo (altura del centro de gravedad)

La altura del centro de gravedad con respecto al suelo está determinada por la siguiente ecuación.

$$Z_{CG} = \frac{l(m'_f - m_f)}{m_v * \tan \phi} + r_{statf} = \frac{2325\text{mm}(280\text{kg} - 229.4\text{kg})}{728.4\text{kg} * \tan 20} + 295\text{mm} = \mathbf{739\text{mm}}$$

Donde:

m'_f = carga del eje con el vehiculo inclinado = 280kg

$m_f = m_1 + m_2 = 229.4\text{kg}$

$r_{statf} = 0.5(r_{stat1} + r_{stat2}) = 295\text{mm}$

ϕ = angulodeinclinaciondelvehiculo = 20°

4.1.2 DISTANCIA DE FRENADO

La prueba de frenado, se realizó de acuerdo en lo establecido en la norma europea Directiva 98-12, la cual nos proporcionara el procedimiento a seguir y las condiciones bajo las cuales la obtención de datos será válida.

Para la primera parte de la prueba será del tipo 0 (ensayo ordinario de rendimiento, con frenos en frío) con motor desembragado, se realizaron 3 pruebas y se realizo el promedio de velocidad y de distancias de frenado quedando los siguientes datos.

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92 (s_e - s_b)} = \frac{64h^2 - 8^2}{25.92(1 - 10.20)} = 16.90 \frac{m}{s^2}$$

v_1 = velocidad inicial del vehiculo = 80 Km/h

v_b = velocidad del vehículo a 0.8 V1 = 64km/h

v_e = velocidad del vehículo a 0.1 V1 = 8km/h

s_b = distancia recorrida entre V1 y Vb = 1m

s_e = distancia recorrida entre v_1 y $v_e = 10.20m$

Para la distancia establecida debe ser igual o menor a:

$$s = 0.1v + \frac{v^2}{150} = 0.1 \left(80 \frac{km}{h} \right) + \frac{80^2}{150} = 50.66m$$

En la siguiente figura 4.1.6 se muestra la distancia de frenado con motor desembragado.



Figura 4.1.6 Medición distancia de frenado motor desembragado

Para la segunda parte se realizara l prueba de tipo 0 (ensayo ordinario de rendimiento, con frenos enfrío) con motor embragado, de igual forma se realizaron 3 pruebas y se realizo el promedio de los datos obtenidos para la realización de las formulas

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92 (s_e - s_b)} = \frac{64h^2 - 8^2}{25.92(1 - 18.60)} = 8.83 \frac{m}{s^2}$$

v_1 = velocidad inicial del vehiculo = 80 Km/h

v_b = velocidad del vehículo a 0.8 $v_1 = 64km/h$

v_e = velocidad del vehículo a 0.1 $v_1 = 8km/h$

s_b = distancia recorrida entre v_1 y $v_b = 1m$

s_e = distancia recorrida entre v_1 y $v_e = 18.60m$

Para la distancia establecida en la norma de acuerdo a la velocidad máxima establecida de 80 km/hr debe ser igual o menor a:

$$s = 0.1v + \frac{v^2}{150} = 0.1 \left(80 \frac{km}{h} \right) + \frac{80^2}{130} = 57.23m$$

Como se muestra en la figura 4.1.7 la distancia de frenado fue mayor con motor embragado.



Figura 4.1.7 Medición distancia de frenado con motor embragado

En la siguiente figura 4.1.8 se observa los parámetros que se deben de alcanzar para la satisfacción de la norma, aunque se pueden modificarlos parámetros indicados en la misma norma.

Tipo de ensayo		M ₁ 0-1
Ensayo del tipo 0 con el motor desembragado	velocidad prescrita	80 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + \frac{v^2}{150}$
	$d_m \geq$	5,8 m/s ²
Ensayo del tipo 0 con el motor embragado	$v = 80 \% v_{max}$ pero \leq :	160 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + \frac{v^2}{130}$
	$d_m \geq$	5 m/s ²
	$F \leq$	500 N

Figura 4.1.8 Parámetros establecidos en la Directiva 98-12

Para cada una de estas pruebas se debe de medir los valores así como el comportamiento del vehículo que se indicaran en el acta de ensayo establecida en el apéndice II del anexo IX de la norma.

4.1.3 PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD

Para llevar a cabo esta prueba se tomó como referencia la norma ISO3888-1:1999, la cual de manera inmediata nos pide referencia al ancho del vehículo ya que a partir de este se establecerán los límites para el ancho de la pista de pruebas.

Como dato referente al ancho del vehículo es 1.630 metros.

Una vez que se tiene este dato se establecen los límites para el ancho de la pista de pruebas

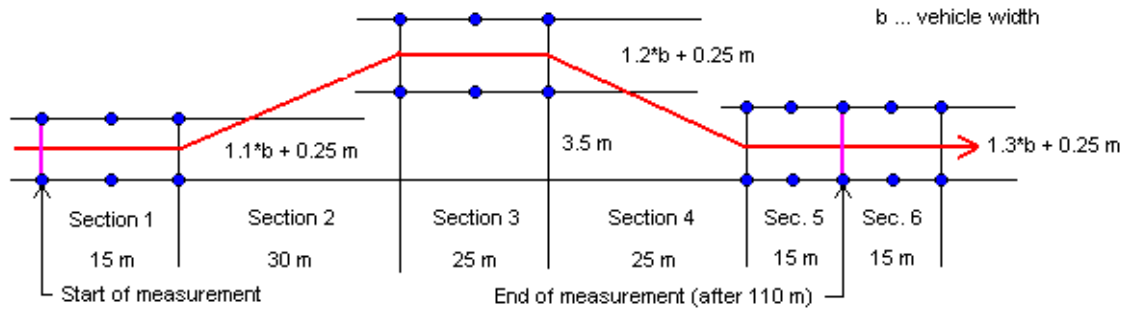


Figura 4.1.9 Dimensiones de pista de prueba

Sección 1 = 2.05 m

Sección 4 = 3.5 m

Sección 2 = 3.5 m

Sección 5 = 2.37 m

Sección 3 = 2.2 m

Sección 6 = 2.37 m

Una muestra previa a la realización de la prueba en la pista de pruebas en la figura 4.1.10



Figura 4.1.10 Marcado de la pista de pruebas

Cabe mencionar que el desarrollo de esta prueba conlleva mucha destreza debido a la alta velocidad con la que se debe ingresar al inicio de la prueba y que debe mantenerse durante la misma

La grafica siguiente muestra las condiciones bajo las cuales el auto es sometido en aceleración lateral de acuerdo a la velocidad máxima que pudo soportar el vehículo.

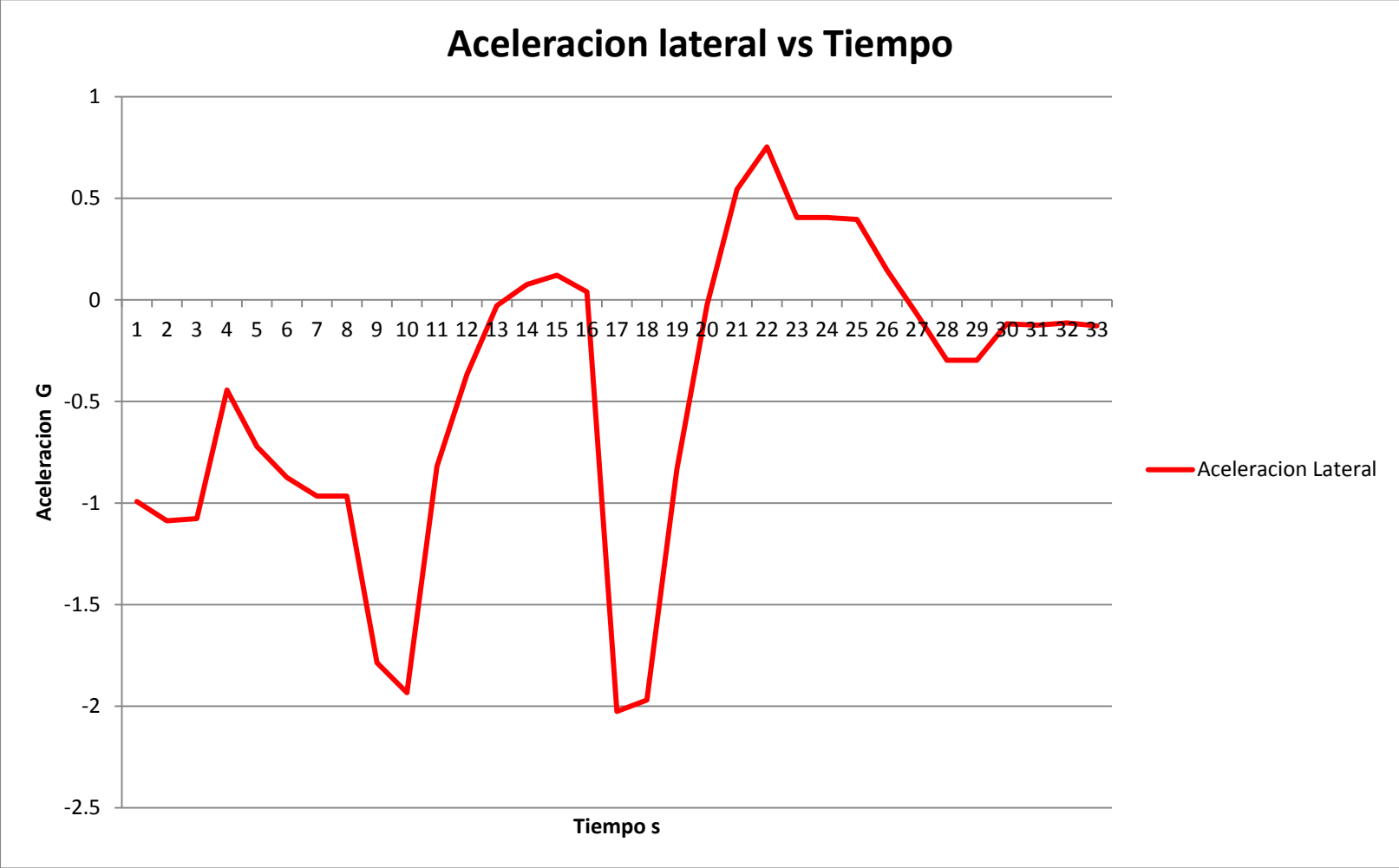


Figura 4.1.11 Grafica aceleración lateral prueba ISO 3888

En la siguiente fotografía Figura 4.1.12 podemos observar la primera parte de la prueba donde se incurre en el cambio repentino de un carril a otro teniendo como referencia los conos de color naranja.



Figura 4.1.12 Cambio de carril

Posteriormente podemos observar en la figura 4.1.13 el cambio nuevamente al regresar al carril original sobre el que se venía después de una maniobra intempestiva.



Figura 4.1.13 Segundo cambio de carril

4.1.4 CONDUCTA DE CONDUCCION CIRCULAR

Para iniciar con el análisis de los resultados obtenidos debemos tener en cuenta que puede llevarse a cabo de tres métodos diferentes la prueba y a continuación se explicara cada una de ellas.

1.- Método de prueba en el cual el radio es constante

En esta prueba el radio de la trayectoria del vehículo es de 15 metros y la posición del volante es la misma, con una velocidad constante mínima para que el vehículo sea capaz de recorrer el radio con las mínimas correcciones al volante de $\pm 5^\circ$ en la siguiente figura se muestra la superficie en donde se realizo la prueba que está localizado en el municipio de Ecatepec en el Estado de México.



Figura 4.1.14 Radio de la trayectoria a seguir

En la siguiente figura 4.1.15 se muestra el ángulo del volante en donde se mantuvo fijo durante toda la prueba.



Figura 4.1.15 Angulo del volante a velocidad mínima

La siguiente grafica muestra la velocidad a la que se hizo la prueba durante el tiempo que marca la norma que es de tres segundos.

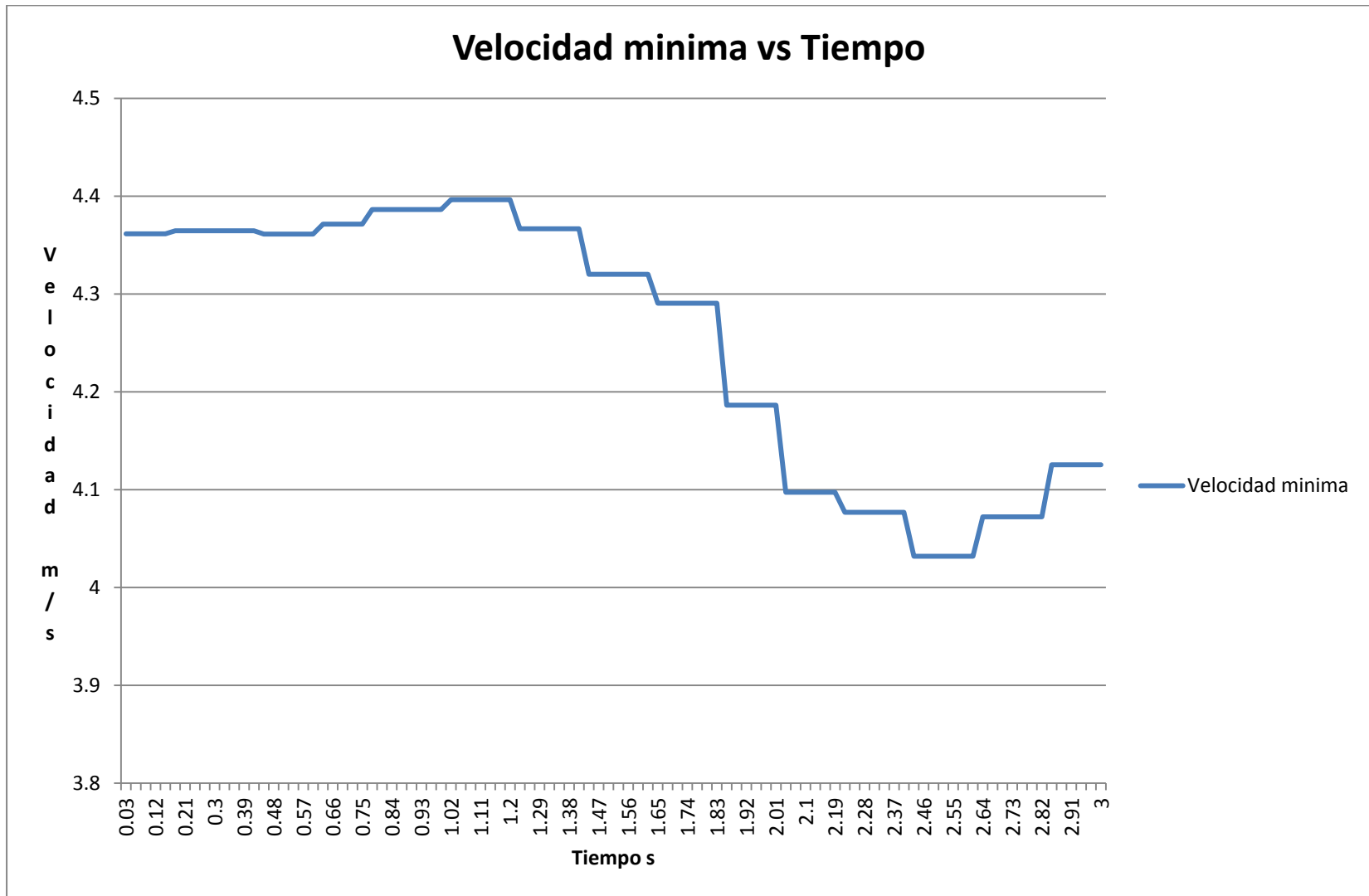


Figura 4.1.16 Grafica velocidad mínima para seguir la trayectoria

Para la determinación de la aceleración lateral se puede obtener de diferentes formas una de ellas la establece la norma mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{V_h^2}{R} = \frac{(4.4 \frac{m}{s})^2}{15m} = 1.29 \frac{m}{s^2}$$

R= radio de la trayectoria

V_h = Velocidad horizontal

La otra forma es por medio de los transductores instalados en el vehículo, la siguiente grafica muestra la aceleración lateral en función del tiempo, la siguiente grafica es un promedio de tres pruebas realizadas en donde se observa la aceleración máxima que alcanza el vehículo a una velocidad constante y con el ángulo del volante fijo

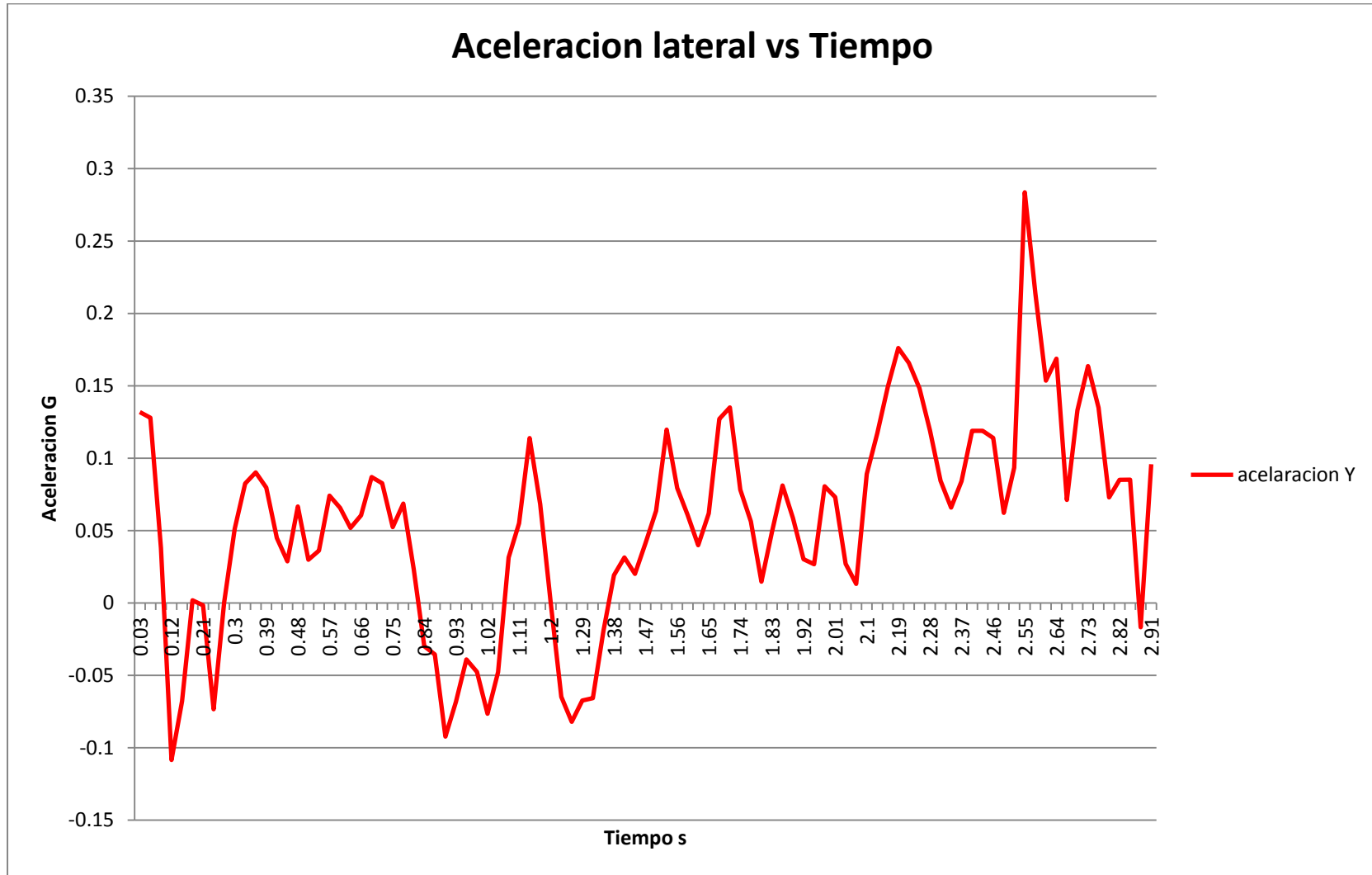


Figura 4.1.17 Aceleración a la velocidad mínima

2.- Método de prueba en el cual el ángulo de vuelta del volante sea constante

De igual manera esta prueba el radio de la trayectoria del vehículo es de 15 metros y la posición del volante es la misma con una velocidad constante máxima permisible para que el vehículo sea capaz de recorrer el radio con las mínimas correcciones al volante de $\pm 5^\circ$. Esta prueba tiene como objetivo el observar el subviraje o sobreviraje que presenta el vehículo y si es capaz de seguir la trayectoria sin que salga de la pista.

En la siguiente figura 4.1.18 se muestra el ángulo del volante cuando se empezó la prueba posteriormente se observa el ángulo en donde se mantuvo fijo el volante durante toda la prueba.

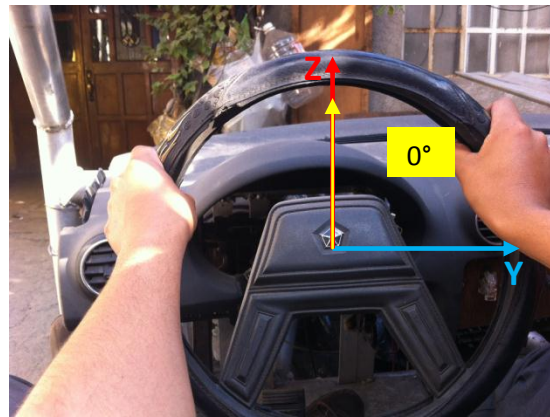


Figura 4.1.18 Ángulo del volante al inicio de la prueba



Figura 4.1.19 Ángulo del volante durante la prueba

En las siguientes figuras 4.1.20,21,22 se muestra como el vehículo es sometido a la prueba



Figura 4.1.20 Velocidad constante vuelta izquierda



Figura 4.1.21 Velocidad constante vuelta derecha



Figura 4.1.22 Momento en que la velocidad era mayor para seguir la trayectoria

La siguiente grafica muestra la velocidad a la que se hizo la prueba durante el tiempo en el que fue incrementando la velocidad hasta que el vehículo no era capaz de seguir la trayectoria

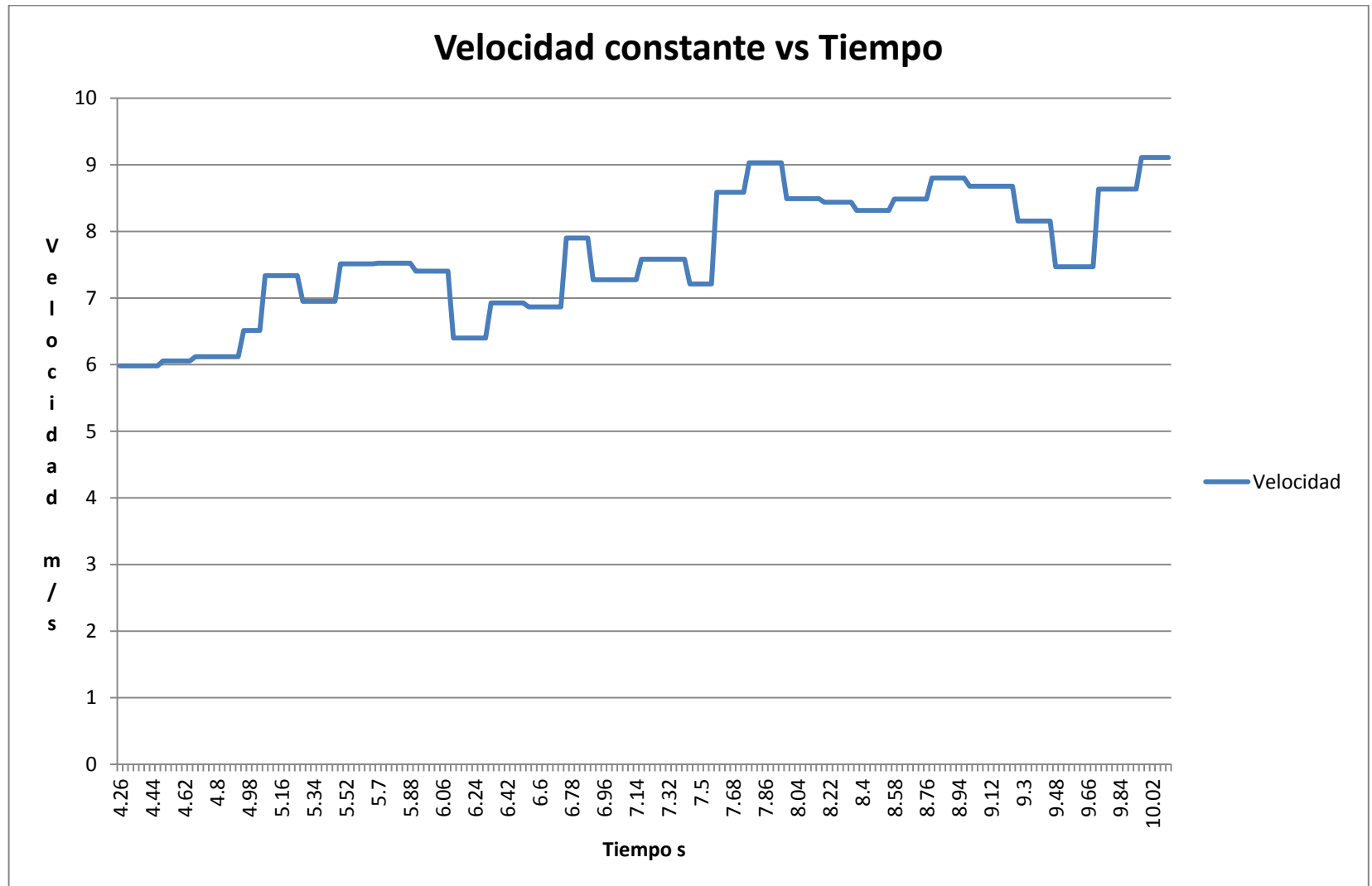


Figura 4.1.23 Grafica velocidad máxima para seguir la trayectoria

Para la determinación de la aceleración lateral se puede obtener de dos formas una de ellas la establece la norma mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{V_h^2}{R} = \frac{(9.60 \frac{m}{s})^2}{15m} = 6.14 \frac{m}{s^2}$$

R= radio de la trayectoria

V_h = Velocidad horizontal

La otra forma es por medio de los transductores instalados en el vehículo, la siguiente grafica muestra la aceleración lateral en función del tiempo, la siguiente grafica es un promedio de tres pruebas realizadas en donde se observa la aceleración máxima que alcanza el vehículo a una velocidad máxima constante y con el ángulo del volante fijo

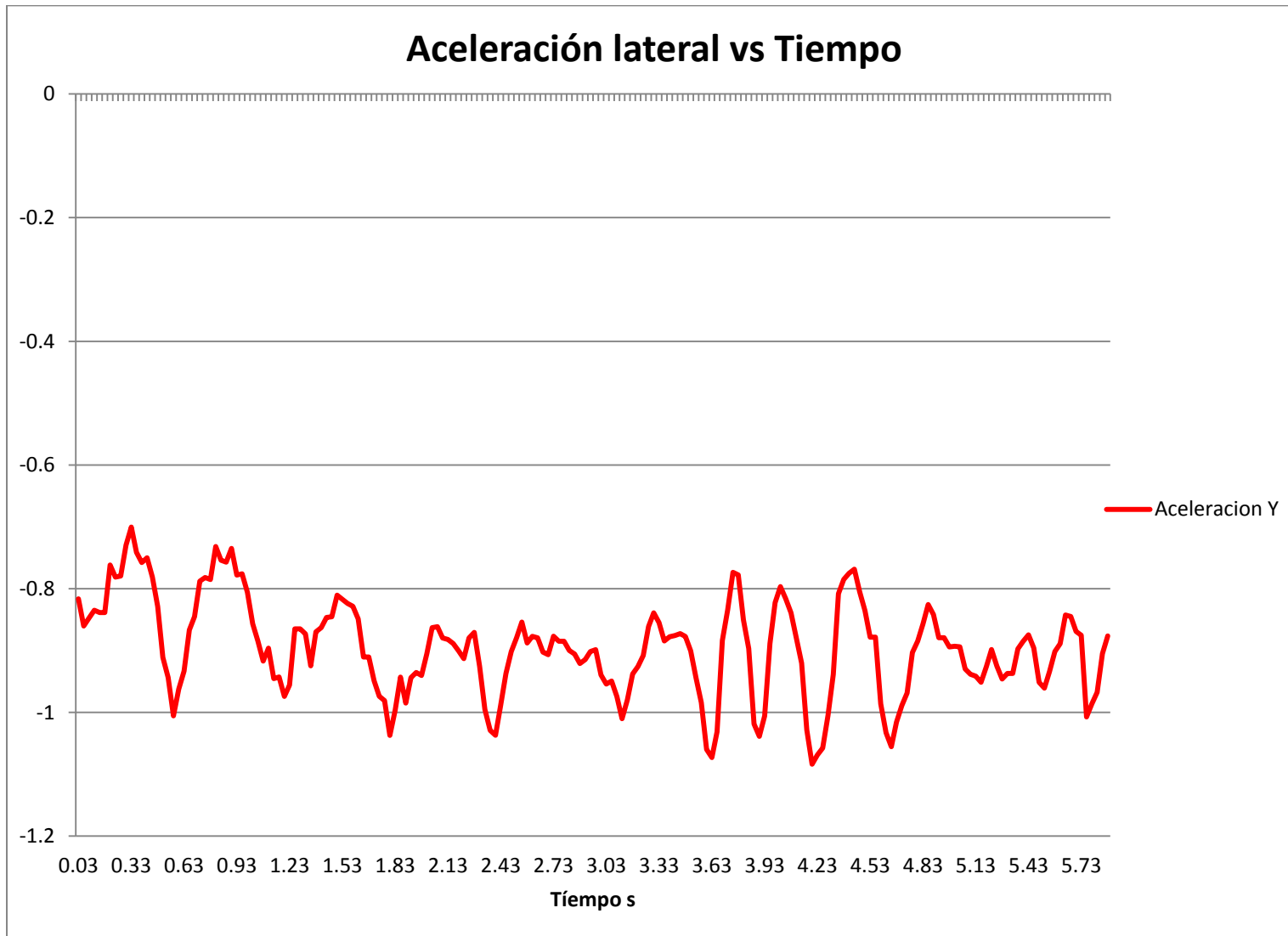


Figura 4.1.24 Grafica aceleración a velocidad máxima para seguir la trayectoria

3.- Método de prueba en el cual la velocidad sea la constante

Para finalizar de igual forma el radio de la trayectoria por la cual el vehículo debe de circular es de 15 metros y la posición del volante puede ser operada sin restricción ninguna por el conductor, la velocidad será la máxima a la cual el vehículo sea capaz de recorrer el radio de la trayectoria antes de perder el control.

En las siguientes figuras 4.1.25, 26,27 se muestran las diferentes posiciones en la cual el volante fue operado durante la prueba.

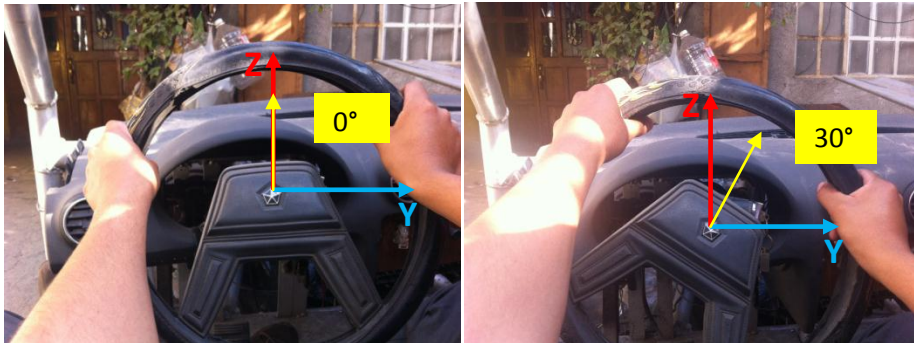


Figura 4.1.25 Ángulos del volante al inicio de la prueba

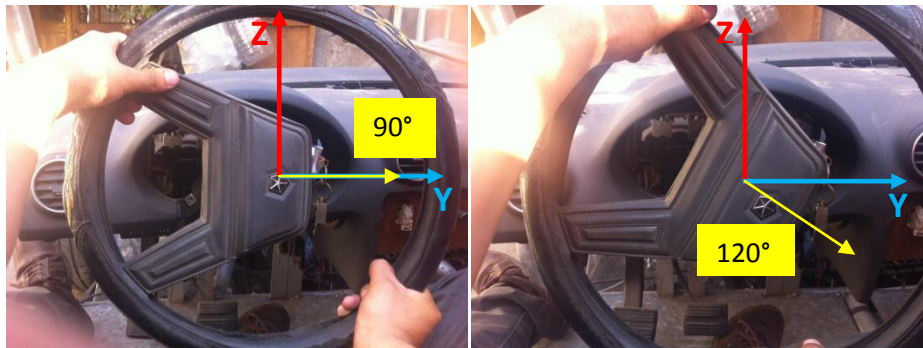


Figura 4.1.26 Ángulos del volante durante la prueba antes de perder el control

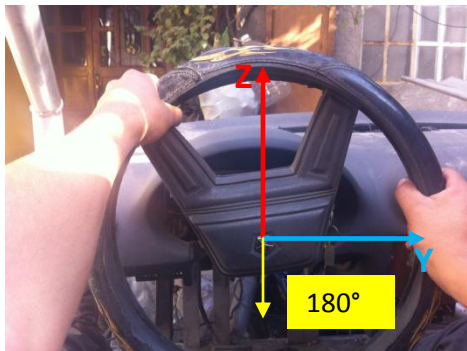


Figura 4.1.27 Ángulo del volante para corregir el rumbo después de perder el control

Se muestra la siguientes figuras 4.1.28,29,30el desempeño del vehículo a su máxima velocidad antes de perder el control



Figura 4.1.28 Desempeño conducción circular



Figura 4.1.29 Desempeño conducción circular momento al perder el control



Figura 4.1.30 Desempeño conducción circular recuperando el control

En este caso la velocidad a la que se hizo la prueba fue variando respecto a que iba pasando el tiempo y momentos antes de que el vehículo perdiera el control y se saliera de la trayectoria se muestra en la grafica como el máximo valor obtenido durante las pruebas.

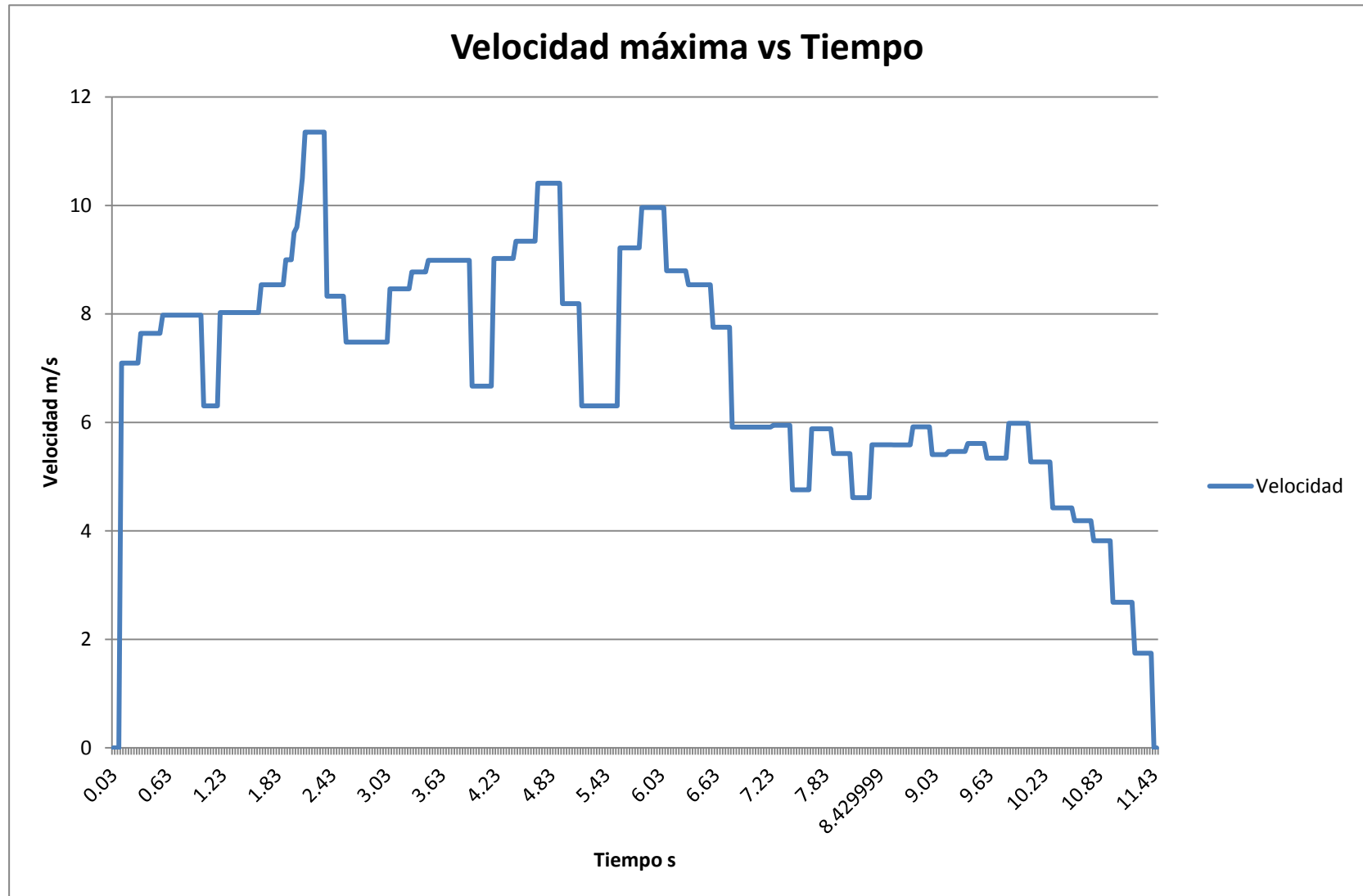


Figura 4.1.31 Grafica velocidad máxima

Para la determinación de la aceleración lateral se puede obtener de dos formas una de ellas la establece la norma mediante la siguiente fórmula establecida en la norma:

$$\frac{V_h^2}{R} = \frac{(11.35 \frac{m}{s})^2}{15m} = 8.58 \frac{m}{s^2}$$

R= radio de la trayectoria

V_h = Velocidad horizontal máxima alcanzada

La otra forma es por medio de los transductores instalados en el vehículo, la siguiente grafica muestra la aceleración lateral en función del tiempo, la siguiente grafica es un promedio de tres pruebas realizadas en donde se observa la aceleración máxima que alcanza el vehículo en el momento que no fue capaz de seguir la trayectoria.

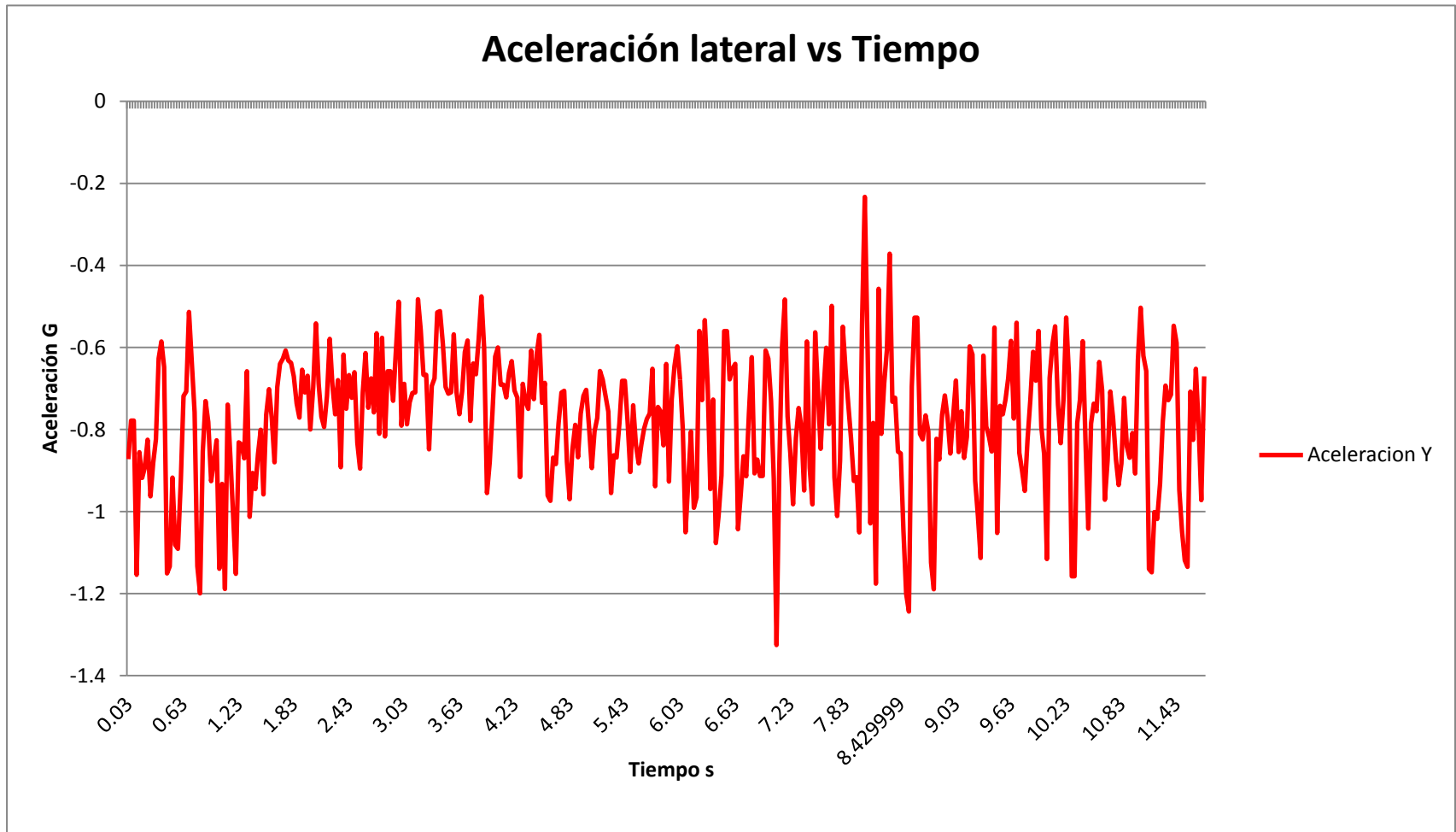


Figura 4.1.32 Grafica aceleración lateral a velocidad máxima

Cada método requiere diversas cualidades por parte del conductor.
Las variables a medir en esta prueba son:

- Angulo de giro del volante
- Aceleración lateral
- Velocidad longitudinal

4.2 COMPARACION DE RESULTADOS

4.2.1 CENTRO DE GRAVEDAD

La comparación de resultados tendrá el efecto de visualizar el margen que existe entre los cálculos hechos con los datos que en un inicio fueron proporcionados por el diseño conceptual y los datos medidos en el prototipo real, para llegar a la conclusión de los resultados obtenidos.

En la siguiente figura 4.2.1 se muestran los resultados obtenidos en el diseño conceptual

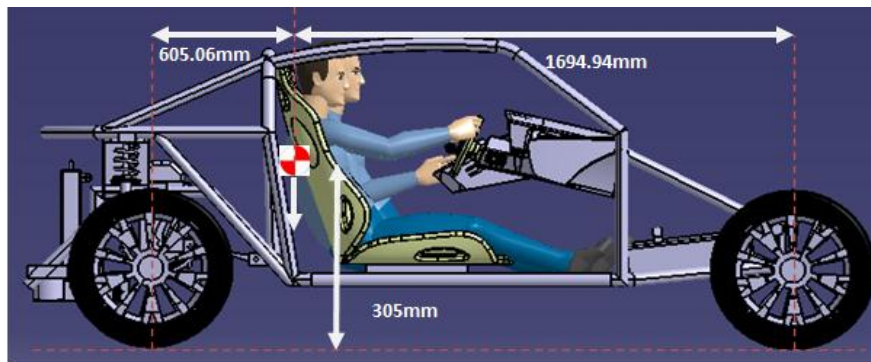


Figura 4.2.1 Centro de gravedad teórico

De acuerdo con los datos obtenidos en la norma ISO 10392, se muestra la siguiente figura 4.2.2 donde se observan los resultados

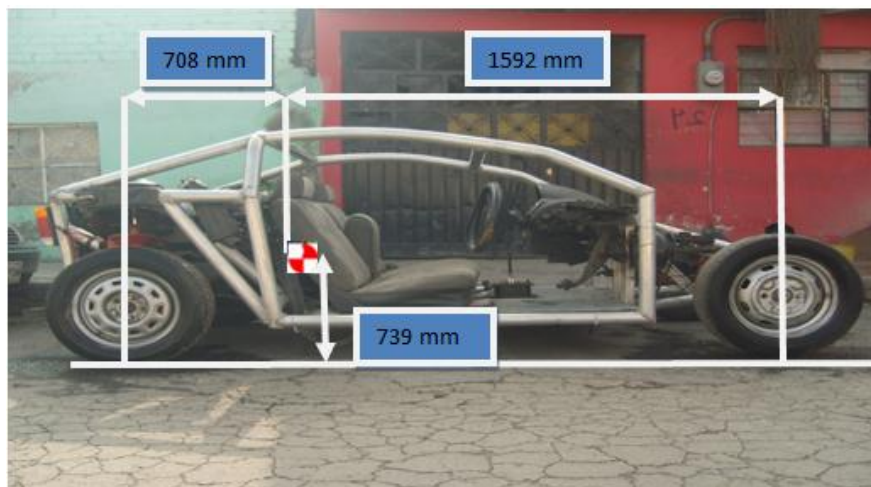


Figura 4.2.2 Centro de gravedad de acuerdo a la norma ISO 10392

4.2.2 DISTANCIA DE FRENADO

Durante las pruebas de frenado se obtuvieron varios resultados y de estos se estableció el promedio en la siguiente tabla 3 se muestran los resultados obtenidos que en un principio se establecieron y los datos obtenidos durante las pruebas.

Parámetro	Teóricamente	Experimental(motor desembragado)	Limite normativo
Distancia de frenado	14.18 m	10.20 m	57 m máx.
Desaceleración	6.42 m/s ²	16.90 m/s ²	5.8 m/ s ² min.
Tiempo de frenado	2.4 s	1.5 s	---

Tabla 3 Comparación distancia de frenado

Estos datos se compararon de esta forma ya que no se tomo en cuenta el arrastre del tren motriz en los cálculos teóricos así solo se podrían comparar con los datos con el motor desembragado

4.2.3 DETERMINACION SI EL VEHÍCULO ES SUBVIRADOR O SOBREVIRADOR

Después de haber obtenido los datos experimentales, pudimos comprobar que el auto presenta una diversidad de posibles resultados, debido a las innumerables variables que se encuentran presente al momento de llevar a cabo la prueba aunque aislando y tomando en cuenta las más relevantes pudimos cerciorarnos que el automóvil biplaza en etapa de prototipo tiene una conducción de tendencia sobreviradora como se pudo obtener el resultado teóricamente, aunque considerando que teóricamente esta tendencia se encuentra más presente a partir de 90 km/h, experimentalmente la velocidad se ve de cierta manera reducida por los distintos factores que no podemos controlar

4.2.4 CONDUCTA DE CONDUCCION CIRCULAR

En este punto consideraremos dos factores muy importantes, que es determinar la velocidad en la que el vehículo pudiera volcar y aproximar la velocidad en la que el vehículo presente un comportamiento subvirador o sobrevirador. Como anteriormente se ha establecido estos resultados son solo una parte del estudio para determinar estos factores, y de igual forma como es un sistema único y cerrado, esto significa que no sería posible obtener los mismos resultados si se quisieran volver a reproducir, aunque esto no implica que no se lleguen a las mismas aproximaciones.

Puesto si se considera que el vehículo pasa por una curva de radio R, a velocidad constante, se puede calcular el valor mínimo de la velocidad que producirá el vuelco (V_v).

La siguiente tabla 4 muestra la velocidad de vuelco obtenida en los cálculos y la velocidad en la que el vehículo ya no pudo soportar el seguir la trayectoria aun corrigiendo el ángulo del volante, en este caso el obtener la velocidad de vuelco experimentalmente es muy peligroso y es por eso que solo se tomó la velocidad máxima en la que el conductor ya no tuvo más opción que cambiar el rumbo del vehículo para no sufrir un accidente.

Velocidad de vuelco teórica	Velocidad de vuelco aproximada
78.91 km/h	42 km/h

Tabla 4 Comparación de velocidad de vuelco

Como vemos la diferencia entre estas velocidades es de 36 km/h aproximadamente, y aunque es significativa la diferencia es posible afirmar que si se llegara a lograr la velocidad de 78.91 km/h en una curva sin algún peralte el vehículo podría volcar, ahora que esta velocidad teórica tiene un factor muy importante que es la altura del centro de gravedad, en el diseño teórico se tiene una altura menor que en la experimentación presenta el prototipo, si se vuelve a hacer el cálculo con la altura del centro de gravedad que se obtuvo de acuerdo con la norma podemos observar una aproximación mayor a la velocidad. En la siguiente tabla 5 se vuelve a comparar las velocidades de vuelco.

Velocidad de vuelco teórica con la nueva altura del centro de gravedad	Velocidad de vuelco aproximada
51.27 km/h	42 km/h

Tabla 5 Comparación de velocidad de vuelco con nuevo centro de gravedad

Como observamos ahora la diferencia entre velocidades es menor y se aproxima más a la realidad, y es por esto que de acuerdo al testimonio del piloto, el piloto cito, “Es posible alcanzar más velocidad, pero se comienza a perder el control de la parte trasera del vehículo y es mejor no arriesgarnos a sufrir un accidente”.

Ahora para determinar si el vehículo es subvirador o sobrevirador tenemos que los cálculos realizados en el diseño conceptual muestran que el vehículo presentara un comportamiento sobrevirador. Durante las pruebas realizadas

efectivamente el vehículo presentó un comportamiento sobrevirador, en las siguientes figuras se muestra como la parte trasera del vehículo continuó con la trayectoria de la curva aunque la dirección de las ruedas es menor, esto es mejor conocido como trompo. De igual manera en este caso el testimonio del piloto es muy importante ya que es él quien corregía estos deslizamientos laterales con un cambio rápido al volante para corregir la trayectoria que debería seguir el vehículo. La velocidad aproximada de acuerdo con el piloto en donde el vehículo comenzaba a presentar este comportamiento fue de 40 a 45 km/h y después de esta velocidad era mejor cambiar el rumbo y bajar la velocidad del vehículo para no sufrir un accidente.



Figura 4.2.3 Momentos en el que vehículo tiene un comportamiento sobrevirador

En la siguiente figura 4.2.4 se muestra los resultados obtenidos con el software ADAMS CAR en el cual se puede hacer la simulación de diferentes casos dinámicos, en este caso esta comparación simplemente es para caso demostrativos que los resultados obtenidos en las pruebas tienen validez y no se sobrepasaron y están dentro del rango predicho por el programa ADAMS CAR.

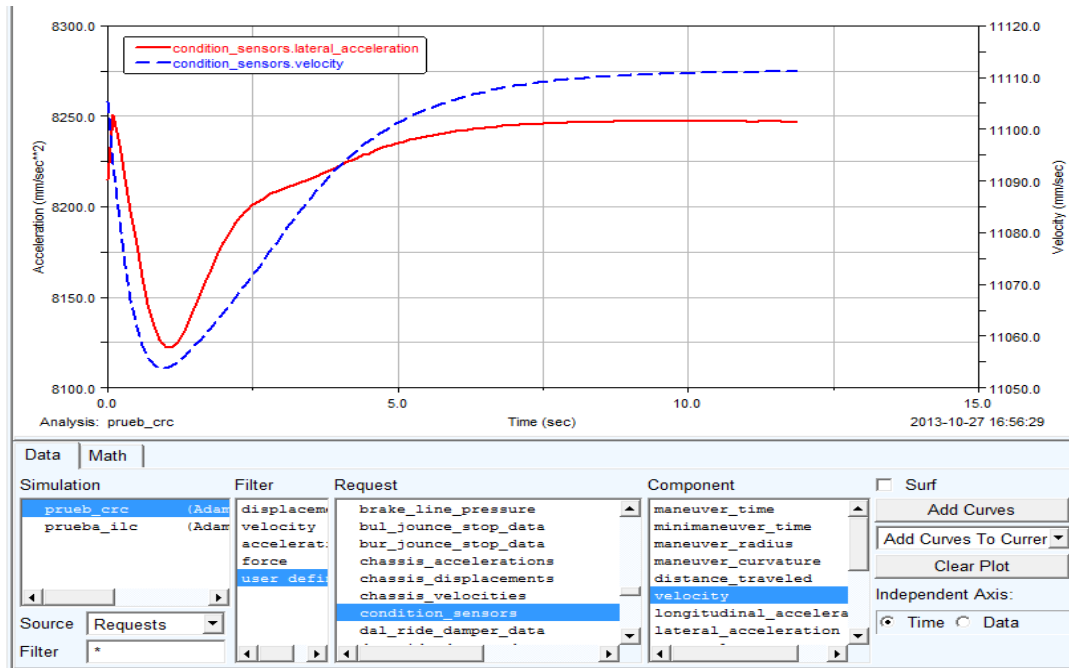


Figura 4.2.4 Graficas obtenidas de ADAMS CAR, Velocidad y aceleración lateral

Este es el caso en el que el vehículo tiene una velocidad constante y con un ángulo del volante constante como se puede observar la aceleración lateral y la velocidad se aproximan a los resultados obtenidos por las pruebas realizadas.

CONCLUSIONES

Del trabajo presentado, se llegan a las siguientes conclusiones:

El centro de gravedad de un vehículo es de gran importancia para el desempeño dinámico de este mismo, en este aspecto entre menor sea la altura del centro de gravedad con respecto al suelo, mayor será su nivel de rendimiento, por ejemplo, en el umbral de volcadura, en el deslizamiento lateral y la tendencia a sobrevirar o subvirar. Durante el frenado se presenta un menor cabeceo al momento de una desaceleración máxima esto también incluye la distancia a la que se encuentra entre los ejes y la distribución de carga en los ejes, teniendo una influencia en la distancia de frenado.

Un aspecto muy importante para la seguridad de un vehículo es poder detener o aminorar su marcha a lo que requiera el conductor, es por eso que el tener un sistema de frenado eficiente y confiable es de vital importancia. El mantener este sistema en óptimas condiciones es el primer paso para asegurar la seguridad del vehículo, los neumáticos juegan un papel muy importante en el desempeño del frenado así como el sistema de suspensión, mantener estos sistemas en su nivel óptimo de funcionamiento asegura que la distancia de frenado no se vea afectada. Dentro del sistema de frenado procurar mantener el sistema fuera de la presencia de polvo y partículas es una forma de garantizar su funcionamiento durante cualquier situación.

Otro aspecto importante en el proceso de frenado es que el conductor ejerza el menor esfuerzo posible es por eso que se cuentan con accesorios que facilitan el proceso de frenado, mencionando que además la habilidad y destreza del mismo son de gran importancia en este proceso.

El desempeño de un vehículo para seguir la trayectoria dispuesta por el conductor es de los factores más importantes para la seguridad tanto de los pasajeros como del medio que los rodea es por eso que la manejabilidad del vehículo es de los factores más estudiados en este rubro. El estudio de la manejabilidad tiene un amplio campo de estudio desde los neumáticos, el sistema de suspensión, el sistema de dirección, así como los factores externos al mismo vehículo como las condiciones climáticas, el tipo de superficie sobre el que transita. El realizar un estudio completo de este aspecto es una tarea extensa y compleja, ya que tantas variables que afectan el comportamiento dinámico hacen que no sea posible predecir al cien por ciento el rendimiento del vehículo en diferentes situaciones. Aunque debido a la necesidad de predecir estos comportamientos se han establecido procedimientos con los que se

evalúa el vehículo en su totalidad como un sistema único. Una de las condiciones más comunes durante el viaje de un vehículo es el evitar obstáculos o cambiar de carril, es por esto que el estudiar el comportamiento del vehículo durante esta maniobra puede predecir dicha situación. Las condiciones en las que las pruebas son realizadas son teóricamente controladas aunque esto implica que no es cien por ciento seguro volver a reproducir el mismo resultado del comportamiento, ya que se considera que es un sistema único e irrepetible.

Nuestro caso de estudio durante esta prueba revelo que nuestro vehículo presenta una tendencia a ser un vehículo sobrevirador, esto debido a que las llantas traseras continuaban en trayectoria recta y no seguían la dirección que el vehículo estaba sometido a seguir; la razón principal para que este fenómeno ocurra es que nuestro vehículo posee el centro de gravedad orientado a una distancia más cercana del eje trasero y la mayor concentración de carga se encuentra en este eje, de igual manera el eje trasero es el responsable de transmitir la potencia y en momentos la potencia del motor sobrepasaba la fuerza de fricción y las llantas comenzaban a derrapar y se perdía la tracción. Una solución que podría aminorar este fenómeno, sería aumentar la superficie de contacto de la llanta con el suelo y así aumentar la fuerza de fricción.

Finalmente el estudiar el comportamiento de un vehículo durante la maniobra de dar una vuelta muy cerrada, esto quiere decir con un radio de giro mínimo de manera constante. Durante esta maniobra se presenta un fenómeno muy peligroso para el conductor y los pasajeros ya que el vehículo podría volcar o en el mejor de los casos presentar un comportamiento subvirador o sobrevirador. De igual manera el predecir el comportamiento del vehículo durante este fenómeno es una tarea compleja debido a sus múltiples variables.

Uno de los factores importantes en este fenómeno es la altura del centro de gravedad del vehículo ya que entre más bajo sea este mayor será la velocidad con la que el vehículo pueda tomar una curva a altas velocidades. Un factor muy importante en este aspecto y que es una variable externa al propio vehículo es el tipo de camino por el cual circula, el tipo de superficie, el ángulo de inclinación del suelo y las condiciones de tracción son los principales aspectos para que el vehículo modifique su comportamiento. Si la superficie tiene un bajo nivel de coeficiente de fricción y las condiciones de tracción de la superficie son reprobables, es probable que el vehículo solo presente un comportamiento sub o sobrevirador, el ángulo de inclinación de la curva comúnmente conocido como peralte en una superficie con un coeficiente de fricción promedio y con condiciones de tracción adecuadas, este ángulo juega un papel muy importante para evitar la volcadura del vehículo, ya que este

cambio de ángulo en la superficie soporta las fuerzas laterales que presenta el vehículo y contrarresta este fenómeno.

La evaluación del comportamiento dinámico de un vehículo es muy extensa y depende de muchas variables posibles y no posibles de controlar y es por eso que el afirmar o negar un comportamiento sería muy riesgoso para cualquier estudio de esta índole, siempre habrá factores que modificarán dichos comportamientos. Aunque el predecir la tendencia más probable da un concepto muy fiable del comportamiento que presentara el vehículo.

Este trabajo queda como marco de referencia para próximas evaluaciones del vehículo biplaza diseñado y construido en su etapa de prototipo. De igual forma este trabajo puede ser utilizado para fines informativos para realizar las pruebas dinámicas en algún otro prototipo o en algún vehículo comercial.

BIBLIOGRAFÍA

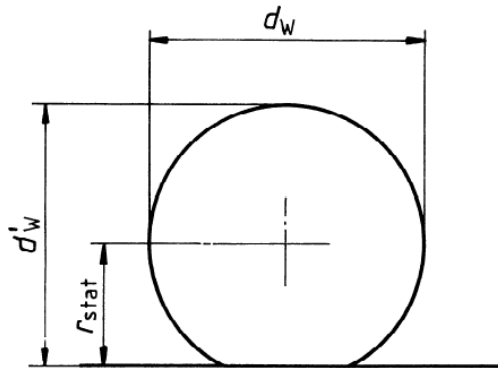
1. Efecto de parámetros mecánicos y geométricos sobre el comportamiento dinámico de un vehículo unitario y un vehículo articulado
Oscar Flores Centeno, Manuel de Jesús Fabela Gallegos, Miguel Martínez Madrid publicación técnica no. 249 Sanfandila, Qro. 2004
SCT
2. The Automotive Chassis Vol. 2: System Design,
Giancarlo Genta Lorenzo Morello
3. MANUAL PRACTICO DEL AUTOMOVIL 1era. EDICION
2007 Fundamentals of Vehicle Dynamics
Thomas D. Gillespie, Edición Electrónica
4. VEHICLE DYNAMICS : THEORY AND APPLICATION
REZA N. JAZAR SPRINGER
5. Race car vehicle dynamics
William F. Milliken, Douglas L. Milliken
6. Diseño conceptual y dinámica vehicular de un formula SAE
Carlos Villar López Madrid, septiembre 2006
7. Variable Dynamic Testbed Vehicle
Marriott, A. "SAE 950036, 1995
8. http://www.automobile-catalog.com/car/1988/677225/dodge_aries_america_wagon_2_2l_efi_5-speed.html
9. <http://www.allpar.com/espanol/coches/aries-reliant.html>
10. <http://www.carinf.com/es/80b046329.html>
11. http://www.iso.org/iso/home/store/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?csnumber=38887
12. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1998L0012:19980407:ES:PDF>
13. <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html>

ANEXOS

Anexo 1

Anexo A norma ISO 10392 Determination of static loaded radius, r_{stat}
(Determinación del radio de llanta con carga estática)

La determinación del radio de llanta con carga estática descrita en el punto 4.1 de la norma debe ser determinada como se muestra en la figura. La formula es suficientemente precisa para la prueba descrita en esta norma.



$$r_{stat} = d'_w - \frac{d_w}{2}$$

$$r_{est\ Fizq} = 595mm - \frac{600mm}{2} = 295mm$$

$$r_{est\ Fder} = 595mm - \frac{600mm}{2} = 295mm$$

$$r_{est\ Tizq} = 565mm - \frac{580mm}{2} = 275mm$$

$$r_{est\ Tder} = 565mm - \frac{580mm}{2} = 275mm$$

Anexo 2

Anexo B norma ISO 10392 Test report (Reporte de prueba)

B.1 Identificación del vehículo

B.1.1 Hecho: México, ESIME TICOMAN

B.1.2 **Modelo:** 2012

B.1.3 **Tipo:** Passenger car, small car, light weight. M1

B.1.4 **Neumáticos:**

Tamaño, Frente: P195/60 R15

Trasera: P 185/65 R14

Presión, Frente: 30 PSI

Trasera: 30PSI

BA.5 Suspensión (Si es ajustable): NO AJUSTABLE

B.2 Medición de datos

8.2.1 Condiciones de carga(description of the loads, e.g. dummies, luggage, etc. and their locations in the vehicle):

WITHOUT LUGGAGE AND DUMMIES

B.2.2 **Masas (Cargas):**

Frenteizquierdo	122	Kg	Trasera izquierda	244	Kg
Frentederecho	107.4	Kg	Trasera derecha	255	Kg
Frente total	229.4	kg	Trasera total	499	Kg

Total	728.4	kg
-------	-------	----

B.2.3 Ancho de vía

Frente	1350	mm	Trasera	1470	mm
--------	------	----	---------	------	----

B.2.4 Distancia entre ejes

Izquierdo	2325	mm	Derecho	2325	mm
-----------	------	----	---------	------	----

B.2.5 Radio de llanta carga estática:

Frente izquierdo	295	mm	Trasera izquierdo	275	mm
Frente derecho	295	mm	Trasera derecho	275	mm

B.3 Resultados

B.3.1 Distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad:

1592	mm
------	----

B.3.2 Distancia entre el plano ZY y el centro de gravedad (Positivo hacia la izquierda)

2.42	mm
------	----

B.3.3 Altura del centro de gravedad por encima del suelo

B.3.3.1 Prueba con el eje delantero suspendido

Angulo de levantamiento.....10
Carga de eje trasero (incluido el vehículo) kg
Altura del centro de gravedad, eje delantero levantado:514.97 mm

Anexo 3

Certificado de homologación CE

Sección I

Marca: sin marca

Tipo: Vehículo de motor para pasajeros

Categoría del vehículo: M1

Nombre dirección del fabricante: ESIME TICOMAN, Unidad ESIME ticoman IPN

Sección II

Información complementaria: véase adenda

Servicio técnico encargado para la realización de los ensayos: Equipo de tesis

Fecha del acta del ensayo: 28/09/13

Observaciones: véase adenda

Lugar: Ecatepec Edo. De México

Adenda

Información complementaria

Masa del vehículo: 728.4 kg

Distribución de masa en cada eje del vehículo: 31.49% eje delantero, 68.50% eje trasero

Tipo de los forros de frenos: Pinza fija eje delantero, pinza deslizante eje trasero

Tipo de motor: MCI de 4 cilindros de 2.2lt

Dimensiones de los neumáticos: Delanteros: P195/60 R15 Traseros: P 185/65 R14

Descripción del sistema de frenos: Frenos hidráulicos equipados con servo asistencia, con pinzas fijas y deslizantes.

Acta de ensayo

1. Masa del vehículo en el ensayo

Numero de ejes	Masa (kg)
1	229.4
2	499

2. Resultados de los ensayos

Ensayos	Velocidad de ensayo km/h	Rendimiento medido	Fuerza aplicada sobre el mando
Ensayo del tipo 0 con motor desembragado	80	Distancia de frenado 10.20m	500 N
Ensayo del tipo 0 con motor embragado	80	Distancia de frenado 18.60 m	500 N

Anexo 4

Anexo A Reporte de prueba ISO 7401

Identificación del vehículo

Marca, año, modelo, Tipo: IPN ESIME TICOMAN, 2012, Coupe, Sport

Numero de Serie Vehicular: **S/N**

Sistema de dirección: sistema de bolas recirculantes

Tipo de suspensión

Delantera	Trasera
<u>Suspensión de barra de torsión</u>	Tipo <u>McPershon</u>

Cilindrada del Motor: MCIA 2.2 lt 4 cilindros

Neumáticos: Marca, tamaño, fecha de elaboración, condiciones

Presión del Neumático

Delanteros <u>30 psi</u>	Traseros	<u>30 psi</u>
--------------------------	----------	---------------

Profundidad del dibujo del neumático

Delantero	<u>5 mm</u>	Trasero	<u>5 mm</u>
-----------	-------------	---------	-------------

Rines	<u>R 15x6</u>	<u>R 15x6</u>
-------	---------------	---------------

Largo 2500 mm

Ancho

Delantero	<u>1350 mm</u>	Trasero	<u>1470 mm</u>
-----------	----------------	---------	----------------

Cargas del Vehículo

Delantero izquierdo	122	Kg	Trasero izquierdo	244	Kg
Delantero derecho	107.4	Kg	Trasero derecho	255	Kg
Delantero total	229.4	Kg	Trasero total	499	Kg
Vehículo total		728.4		Kg	

Condiciones de Prueba

Descripción de la superficie de prueba
Aplicación de la norma ISO 4138, condición de la superficie buena, pavimento normal con ligera de arena suelta

Condiciones Climáticas

-Temperatura 21° C
-Velocidad del viento Imperceptible

Personal de prueba

Conductor Molina Méndez Erik T'challa
Observador Martínez Hernández Carlos Daniel

Comentarios Generales

Esta prueba se llevo a cabo para poder determinar la aceleración lateral a la que se ve sujeto el automóvil durante una conducción circular, haciendo énfasis en que durante la prueba las condiciones a las que se ve sujeto el conductor son extremadamente difíciles ya que debe de tener la capacidad de corregir la trayectoria del mismo para no perder el control y así continuar con la prueba.

Cargas del Vehículo

Delantero izquierdo	122	Kg	Trasero izquierdo	244	Kg
Delantero derecho	107.4	Kg	Trasero derecho	255	Kg
Delantero total	229.4	Kg	Trasero total	499	Kg
Vehículo total		728.4		Kg	

Condiciones de Prueba

Descripción de la superficie de prueba
Aplicación de la norma ISO 3888, condición de la superficie buena, pavimento normal con ligera de arena suelta

Condiciones Climáticas

-Temperatura 21° C
-Velocidad del viento Imperceptible

Personal de prueba

Conductor Molina Mendez Erik T'challa
Observador Martínez Hernández Carlos Daniel

Comentarios Generales

Esta prueba se llevo a cabo para poder determinar el comportamiento sobrevirador del automóvil durante un doble cambio de carril, haciendo notar que debido a la velocidad requerida para poder llevarla a cabo el conductor tuvo un mayor grado de precaución al momento de llevarla a cabo.