



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

AUTORES: QUISHPE SACANCELA ALEX DAVID

TOAPANTA PACA FRANKLIN STALIN

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS
SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN
VEHÍCULO BLINDADO 4X4**

DIRECTOR: ING. BONILLA WILLIAM

CODIRECTOR: ING. ZAMBRANO VÍCTOR

LATACUNGA, NOVIEMBRE 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
CERTIFICADO

ING. BONILLA WILLIAM
ING. ZAMBRANO VÍCTOR

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4**” realizado por ALEX DAVID QUISHPE SACANCELA Y FRANKLIN STALIN TOAPANTA PACA, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerza Armadas - ESPE.

Debido a que es un proyecto de excelente calidad y contenido científico que servirá para la enseñanza, aprendizaje, aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional por lo que si recomendamos su publicación.

El mencionado trabajo consta de DOS documento empastado y DOS disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a ALEX DAVID QUISHPE SACANCELA Y FRANKLIN STALIN TOAPANTA PACA que lo entregue a ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Noviembre del 2014

Ing. William Bonilla
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Víctor Zambrano
CODIRECTOR DEL PROYECTO

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

QUISHPE SACANCELA ALEX DAVID

TOAPANTA PACA FRANKLIN STALIN

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4”**, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Noviembre 2014

Alex David Quishpe Sacancela

C.C. 172230526-3

Franklin Stalin Toapanta Paca

C.C. 172055772-5

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, QUISHPE SACANCELA ALEX DAVID
TOAPANTA PACA FRANKLIN STALIN

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Noviembre 2014

Alex David Quishpe Sacancela
C.C. 172230526-3

Franklin Stalin Toapanta Paca
C.C. 172055772-5

DEDICATORIA

A Dios por darme unos padres buenos que me enseñaron el significado de responsabilidad.

A mi padre por su apoyo incondicional él me ha enseñado que jamás debo darme por vencido frente a los problemas.

A mi madre la que me apoyado en todos los momentos me ha enseñado a ser una persona humilde, caritativa y sobre todo responsable.

A mis hermanos que siempre me han dado el aliento de seguir estudiando.

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación dedico primeramente a Dios por estar conmigo y bendecirme en todo momento por ser ese guía fiel el cual me permitió haber llegado a este momento tan importante en mi vida profesional.

A mis padres VICENTE TOAPANTA y MARGOTH PACA pilares fundamentales en mi vida ya que sin la ayuda de ellos no hubiera podido llegar a este momento tan importante, gracias por ser mi guía y estar a mi lado en los momentos difíciles gracias por su apoyo incondicional sus consejos los cuales me servirán toda mi vida tanto personal como profesional.

A mi hija CAMILA ya que ella es el motor que me empuja a superarme día a día, no hay día que no agradezca a DIOS que te puso a formar parte de vida.

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mi familia que me apoyaron incondicionalmente, a mis amigos con darme su confianza y la ayuda prestada.

Un agradecimiento especial, debo al Ing. Willian Bonilla y al Ing. Vinicio Zambrano, que como director y codirector de tesis, han sabido corregir mi labor, con mucho interés.

Un agradecimiento al Ing. Arteaga por tener la confianza en nosotros y hacernos responsables del tema de tesis.

Y por último un agradecimiento a mi compañero tesis Franklin.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a DIOS por protegerme y bendecirme en todo este camino de mi vida estudiantil gracias por estar conmigo en todo momento y haberme ayudado a superar obstáculos y problemas durante toda mi vida.

A mi madre MARGOTH PACA, quien supo guiarme por el camino del bien gracias por enseñarme a cumplir sueños y metas a pesar de cualquier adversidad que se presente en el camino.

A mi padre VICENTE TOAPANTA por ser esa persona quien me enseñó a nunca rendirme y a superar problemas de la mano dios gracias por poner en mí esa pasión por la carrera AUTOMOTRIZ y por ser un padre ejemplar.

A mi hermano DANIEL TOAPANTA y a VANNESA GONZALES por ser esas personas que siempre estuvieron a mi lado apoyándome en las buenas y en las malas gracias por su todo apoyo incondicional prestado durante toda mi vida estudiantil.

También expreso mi sincero agradecimiento a mis directores de tesis Ing. William Bonilla, Ing. Danilo Zambrano que confiaron y nos apoyaron para la consecución de este objetivo, a mi querida institución que me acogió como alumno y como estudiante de la cual siempre voy a tener recuerdos inolvidables ya que de ella aprendí principios e ideales los cuales me llevaron a ser un gran profesional.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	i
CERTIFICADO.....	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
ÍNDICE DE TABLAS	xxii
ÍNDICE DE ECUACIONES	xxiii
RESUMEN.....	xxvi
CAPÍTULO 1.....	1
1. GENERALIDADES	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. ANTECEDENTES.....	1
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	2
1.4. OBJETIVO GENERAL.....	3
1.5. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
CAPÍTULO 2.....	4
2. FUNDAMENTO TEÓRICO	4
2.1. BLINDAJE	4
2.2. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	5
2.2.1. Función.....	5
2.2.2. Tipologías del sistema de suspensión.....	6
a. Suspensiones independientes	6
b. Suspensiones dependiente	7
2.2.3. Suspensiones delanteras	7
a. Suspensiones delanteras de eje rígido	7
b. Suspensiones delanteras independientes.....	8
b.1. Suspensiones delanteras paralelogramo deformable	8
b.2. Suspensión delantera McPherson	9
2.2.4. Suspensiones posteriores	9
a. Suspensiones posteriores de eje rígido	9

b. Suspensiones posteriores independientes.....	10
b.1. Suspensión posterior de brazos tirados o arrastrados.....	10
b.2. Suspensión posterior de paralelogramo deformable	11
2.2.5. Elementos de la suspensión.....	12
2.2.6. Masas suspendidas y no suspendidas	15
a. Masa no suspendida	15
b. Masa suspendida	15
2.2.7. Centro de masa o centro de gravedad	16
2.2.8. Centro de balanceo	17
a. Movimiento de cabeceo	17
2.2.9. Centro instantáneo de rotación	17
2.3. SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	18
2.3.1. Función.....	18
2.3.2. Tipologías del sistema de dirección.....	20
a. Sistema piñón cremallera.....	20
b. Sistema de bolas recirculantes	21
2.3.3. Elementos del sistema de dirección	22
2.3.4. Geometría del sistema de dirección	25
a. Condición de Ackerman	25
b. Cuadrilátero de dirección	26
c. Ángulo de avance (Caster).....	27
d. Ángulo de caída (Camber)	28
e. Convergencia y divergencia	28
f. Ángulo salida o Kingpin.....	29
2.4. SISTEMA DE FRENOS	30
2.4.1. Función.....	30
2.4.2. Tipologías del sistema de frenos	33
a. Frenos de disco.....	34
a.1. Sistemas de mordazas o pinza de freno.....	35
a.1.1 Freno de pinza fija	35
a.1.2 Freno de pinza flotante	36
a.2. Pastillas de freno	37

a.3. Disco de freno.....	37
b. Frenos de tambor.....	38
b.1. Tipos de freno de tambor.....	39
b.1.1 Freno de tambor Simplex	39
b.1.2 Freno de tambor Duplex	39
b.2. Plato de freno	40
b.3. Zapatas.....	41
c. Frenos de estacionamiento	41
2.4.3. Componentes de sistema de frenado.....	42
CAPÍTULO 3.....	44
3. ANÁLISIS Y DISEÑO DE LOS ELEMENTOS.....	44
3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN	44
3.1.1. Cargas que soporta el vehículo blindado 4x4.....	44
3.1.2. Seguridad, confort y estabilidad en ruta	46
3.1.3. Irregularidades del terreno	47
3.2. ANÁLISIS DE CARGAS PARA EL VEHÍCULO BLINDADO 4X4 ..	48
3.2.1. Cargas muertas.....	49
3.2.2. Cargas vivas.....	50
a. Fuerza generada por la carga vivas.....	51
3.2.3. Determinación de la fuerza total.....	51
3.2.4. Distribución estática de pesos.....	52
3.2.6. Altura de centro de gravedad	54
3.2.7. Transferencia longitudinal de carga en el vehículo blindado 4x4	56
a. Transferencia longitudinal de carga en pendientes.....	57
b. Transferencia longitudinal de carga por frenado	58
c. Total de carga transferida	59
d. Total de carga soportada por el eje delantero.....	59
e. Carga soportada por el eje trasero.....	60
f. Transferencia de carga aceleración brusca	60
g. Carga en el eje delantero en aceleración brusca.....	61
3.2.8. Transferencia lateral de carga en un vehículo blindado 4x4 ...	62
3.2.9. Límite de velocidad de vuelco	64
a. Análisis por peralte.....	65

3.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	66
3.3.1. Alternativas de la suspensión independiente para el eje delantero	66
a. Alternativa 1: Suspensión independiente McPherson brazo triangular	66
b. Alternativa 2: Suspensión independiente de paralelogramo deformable	67
3.3.2. Análisis de alternativas.....	68
a. Criterio económico	68
b. Criterios técnicos.....	68
c. Evaluación de las alternativas	68
3.3.3. Selección de la alternativa y elementos principales de la suspensión delantera	70
a. Amortiguador delantero IRONMAN nitro gas 12665gr	71
b. Mangueta	72
c. Mesa	72
d. Resortes helicoidales IRONMAN	73
e. Barra estabilizadora	73
3.3.4. Alternativas de la suspensión dependiente para el eje trasero	74
a. Alternativa 1: Sistema de suspensión dependiente con brazo longitudinal inferior y resorte.	74
b. Alternativa 2: Sistema de suspensión dependiente	74
3.3.5. Análisis de alternativas.....	75
a. Criterio económico	75
b. Criterios técnicos.....	75
c. Evaluación de las alternativas	75
3.3.6. Selección de la alternativa y elementos principales de la suspensión trasera	78
a. Amortiguador trasero IRONMAN nitro gas 12665gr.....	78
b. Resortes helicoidales IRONMAN	78
c. Tirante longitudinal	79

d. Mesa triangulo trasero	79
3.4. DISEÑO DEL RESORTE HELICOIDAL Y AMORTIGUADOR PARA EL VEHÍCULO BLINDADO 4X4.....	80
3.4.1. Resorte helicoidal.....	80
3.4.2. Cálculo de esfuerzos de un resorte helicoidal delantero de la suspensión	81
3.4.3. Cálculo de esfuerzos de un resorte helicoidal trasero de la suspensión	86
3.4.4. Cálculo del amortiguador.....	89
3.5. PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA DIRECCIÓN.....	93
3.5.1. Relación de transmisión de entre volante y rueda.....	93
3.5.2. Recorrido de las ruedas en curvas	94
a. Longitud recorridas de las ruedas exteriores	95
b. Longitud recorridas de las ruedas interiores	95
3.5.3. Ángulo de guiado	96
3.6. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	98
3.6.1. Alternativas para el sistema de dirección	98
a. Alternativa 1: Dirección de cremallera.....	98
b. Alternativa 2: Caja de dirección de bolas recirculantes.....	99
3.6.2. Análisis de alternativas.....	99
a. Criterio económico	100
b. Criterios técnicos.....	100
3.6.3. Selección de la alternativa y elección de elementos principales de la dirección	101
a. Volante	101
b. Columna de la dirección.....	102
c. Junta cardán.....	102
d. Bieleta	103
e. Caja de la dirección.....	103
f. Barra de acoplamiento	103
3.7. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	104
3.7.1. Evaluación del comportamiento direccional	105
3.7.2. Fuerzas laterales.....	105

3.7.3. Geometría del sistema de dirección	109
a. Ángulo de convergencia.....	109
b. Convergencia.....	110
3.8. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS	112
3.8.1. Desaceleración.....	112
3.8.2. Tiempo de frenado	112
3.8.3. Distancia de frenado.....	112
3.8.4. Distancia hasta el paro.....	112
3.9. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE FRENOS.....	113
3.9.1. Alternativas para el sistema de freno	113
a. Alternativa 1: Sistema de freno hidráulico asistido.....	113
b. Alternativa 2: Sistema de freno neumático.....	114
3.9.2. Análisis de alternativas.....	115
a. Criterio económico	115
b. Criterio técnico	115
3.9.3. Principales elementos del sistema de freno por asistencia o servofreno.....	115
a. Freno maestro o bomba de freno.....	115
b. Servo freno.....	116
c. Mordaza de freno	116
d. Discos	117
e. Pastillas.....	117
f. Tambor.....	118
g. Cilindros de rueda	118
h. Zapatas	118
3.10. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS	119
3.10.1. Distribución de pesos del vehículo	119
3.10.2. Efectos de la desaceleración sobre el vehículo.....	121
3.10.3. Efectos producido por la transferencia de peso sobre los neumáticos	122
3.10.4. Cálculo del balanceo óptimo de frenado	125
3.10.5. Dimensionamiento del disco de freno y tambor de freno.....	125

3.10.6. Fuerzas de apriete en el pedal de freno	126
3.10.7. Distribución de presiones generadas por la bomba de freno	130
3.10.8. Distribución de presiones en el interior de los conductos....	131
3.10.9. Fuerzas de rozamiento entre elementos frenantes	131
3.10.10. Pares de frenado generados por el contacto disco - pastilla y tambor - zapata	135
3.10.11. Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos	136
3.10.12. Desaceleración en el vehículo.....	137
3.10.13. Distancia de frenado.....	138
3.11. MÓDULOS DE SIMULACIÓN	141
3.11.1. Static structural.....	141
3.11.2. Transient structural.....	141
3.11.3. Modelación del sistema de suspensión	141
a. Simulación CAD-CAE del sistema de suspensión	142
a.1. Análisis del amortiguador.....	142
a.2. Análisis de muelle helicoidal	144
3.11.4. Modelación del sistema de dirección.....	147
a. Simulación CAD-CAE del sistema de dirección	147
a.1. Análisis de la fuerza ejercida por el volante.....	147
CAPÍTULO 4.....	150
4. IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS.....	150
4.1. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	150
4.1.1. Implementación de los elementos de la suspensión delantera	150
a. Montaje del conjunto triángulo inferior - rótula	151
b. Montaje de la mangueta de rueda.....	151
c. Montaje del conjunto resorte – amortiguador	152
4.1.2. Implementación de los elementos de la suspensión trasera .	155
a. Montaje del tirante longitudinal.....	155
b. Montaje del conjunto resorte – amortiguador	156
4.2. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	158
4.2.1. Implementación de los elementos de la dirección	158
a. Montaje de la caja de dirección.....	159
b. Montaje del varillaje de la dirección	160

c. Montaje de la columna de dirección y eje de junta cardán.....	162
4.3. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS	164
4.3.1. Implementación de los elementos del sistema de frenos	164
a. Montaje del conjunto servo-bomba de freno	165
4.3.2. Implementación de los elementos del sistema frenos delanteros.....	168
a. Montaje de los discos y mordaza de freno	168
b. Montaje de las pastillas de freno	169
4.3.3. Implementación de los elementos del sistema frenos traseros	171
a. Montaje del cilindro de rueda	171
b. Montaje del mecanismo del freno de mano	172
c. Montaje de las zapatas y tambor de freno	174
4.3.4. Purgado del sistema de freno del vehículo blindado 4x4	176
CAPÍTULO 5.....	178
5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS	178
5.1. PRUEBAS EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	179
5.2. PRUEBAS EN EL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	183
5.3. PRUEBAS EN EL SISTEMA DE FRENOS	186
5.4. PRUEBAS DE RUTA DE LOS TRES SISTEMAS CONJUNTO.	190
CAPÍTULO 6.....	193
6. MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS.....	193
6.1. MANTENIMIENTO.....	193
6.2. MANTENIMIENTO PREVENTIVO.....	193
6.2.1. Mantenimiento preventivo del sistema del sistema de suspensión	193
6.2.2. Mantenimiento preventivo del sistema de dirección	194
6.2.3. Mantenimiento preventivo del sistema del sistema de frenos	196
CAPÍTULO 7.....	197
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	197
7.1. CONCLUSIONES	197
7.2. RECOMENDACIONES.....	198
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	199
ANEXOS.....	202

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.1: Vehículo blindado 4x4.....	4
Figura 2.2: Suspensión paralelo deformable	8
Figura 2.3: Suspensión McPherson	9
Figura 2.4: Suspensión eje rígido	10
Figura 2.5: Suspensión de brazos tirados.....	11
Figura 2.6: Suspensión paralelo deformable	11
Figura 2.7: Masa suspendida y no suspendida.....	16
Figura 2.8: Centro de gravedad	16
Figura 2.9: Centro de balanceo.....	17
Figura 2.10: Centro instantáneo de rotación.....	18
Figura 2.11: Piñón y cremallera	20
Figura 2.12: Estructura del mecanismo piñón y cremallera	21
Figura 2.13: Estructura del mecanismo bolas recirculantes.....	22
Figura 2.14: Tipos de columnas de dirección	23
Figura 2.15: Tirantería de la dirección	24
Figura 2.16: Principio de Ackerman	26
Figura 2.17: Huella del cuadrilátero deformado	26
Figura 2.18: Ángulo avance (Caster)	27
Figura 2.19: Ángulo caída (Camber).....	28
Figura 2. 20: Ángulo caída negativa	29
Figura 2.21: Ángulo de salida	30
Figura 2.22: Fuerzas principales en el proceso de frenado	32
Figura 2.23: Freno de disco	34
Figura 2.24: Esquema del sistema de disco de freno.	35
Figura 2.25: Esquema de disco con mordaza fija	36
Figura 2.26: Esquema de disco con mordaza flotante.....	36
Figura 2.27: Disco de freno.....	38
Figura 2.28: Constitución de sistema de freno de tambor.....	38
Figura 2.29: Freno de tambor Simplex.....	39
Figura 2.30: Freno de tambor Duplex	40
Figura 2.31: Esquema plato de freno.....	40

Figura 2.32: Zapatas de freno.....	41
Figura 2.33: Freno de mano	42
Figura 2.34: Componentes del sistema de freno	43
Figura 3.1: Cargas que soporta el sistema de suspensión	45
Figura 3.2: Distribución estática de pesos	52
Figura 3.3: Distribución estática de masas	52
Figura 3.4: Posición longitudinal de la gravedad.....	53
Figura 3.5: Vehículo inclinado.....	54
Figura 3.6: D.C.L. del vehículo blindado 4x4	55
Figura 3.7: D.C.L. del centro de gravedad	56
Figura 3.8: Transferencia lateral de carga	63
Figura 3.9: Sistema de suspensión McPherson.....	67
Figura 3.10: Sistema de suspensión independiente	67
Figura 3.11: Amortiguador delantero	71
Figura 3.12: Mangueta.....	72
Figura 3.13: Mesa de suspensión.....	72
Figura 3.14: Resorte helicoidal	73
Figura 3.15: Barra estabilizadora	73
Figura 3.16: Sistema de suspensión de eje rígido	74
Figura 3.17: Suspensión dependiente con ballestas.....	75
Figura 3.18: Amortiguador	78
Figura 3.19: Resortes helicoidales.....	79
Figura 3.20: Tirante longitudinal.....	79
Figura 3.21: Mesa trasera de la suspensión	80
Figura 3.22: Nomenclatura y características.....	80
Figura 3.23: Reacciones de corte	81
Figura 3.24: Distribución de esfuerzos.....	83
Figura 3.25: Distribución de esfuerzos cortantes resorte delantero	84
Figura 3.26: Distribución de esfuerzos cortantes.....	87
Figura 3.27: Distribución de esfuerzos cortantes por un par de torsión ...	88
Figura 3.28: Constitución del sistema de dirección.....	93
Figura 3.29: Recorrido de las ruedas en curva	94
Figura 3.30: Ángulo de guiado.....	97
Figura 3.31: Principio de Ackerman aplicado al vehículo blindado 4x4 ...	98

Figura 3.32: Volante.....	101
Figura 3.33: Columna de dirección	102
Figura 3.34: Junta cardan	102
Figura 3.35: Bieleta	103
Figura 3.36: Barra de dirección.....	103
Figura 3.37: Caja de dirección	104
Figura 3.38: Principio de Ackerman aplicado al vehículo blindado 4x4 .	105
Figura 3.39: Análisis de fuerzas que actúan en la rueda	108
Figura 3.40: Convergencia.....	110
Figura 3.41: Proceso de frenado.....	112
Figura 3.42: Servo freno	114
Figura 3.43: Freno neumático	114
Figura 3.44: Freno maestro.....	115
Figura 3.45: Servo freno	116
Figura 3.46: Mordaza de freno.....	116
Figura 3.47: Disco de freno.....	117
Figura 3.48: Pastillas	117
Figura 3.49: Freno tambor	118
Figura 3.50: Cilindro de rueda.....	118
Figura 3.51: Zapata.....	119
Figura 3.52: Diagrama de cuerpo libre de fuerzas	121
Figura 3.53: Palancas en el pedal de freno	126
Figura 3.54: Palancas en el pedal de freno	127
Figura 3.55: Presión de frenado.....	128
Figura 3.56: Fuerza aplicadas en los pistones del freno de tipo disco...	128
Figura 3.57: Fuerza aplicada en el circuito de frenos	129
Figura 3.58: Fuerza en los frenos de disco.....	132
Figura 3.59: Constitución del freno simplex	133
Figura 3.60: Diagrama valor característico de los frenos.....	134
Figura 3.61: Suspensión para el vehículo blindado 4x4.....	141
Figura 3.62: Fuerza aplicada al amortiguador	142
Figura 3.63: Tensión de Von Mises de amortiguador	142
Figura 3.64: Factor de seguridad del amortiguador	143
Figura 3.65: Tensión máxima del amortiguador.....	143

Figura 3.66: Deformación máxima del amortiguador	144
Figura 3.67: Fuerza en el resorte helicoidal	144
Figura 3.68: Tensión de Von Mises del resorte helicoidal.....	145
Figura 3.69: Factor de seguridad para el resorte helicoidal	145
Figura 3.70: Tensión principal del resorte helicoidal	146
Figura 3.71: Deformación principal del resorte helicoidal	146
Figura 3.72: Fuerza aplicada a la dirección	147
Figura 3.73: Teoría de Von Mises de la dirección.....	148
Figura 3.74: Factor de seguridad de la dirección	148
Figura 3.75: Tensión máxima de la dirección	149
Figura 3.76: Deformación de la dirección	149
Figura 4.1: Instalación triangulo inferior-rótula	151
Figura 4. 2: Instalación de la mangueta de rueda	151
Figura 4.3: Instalación del conjunto amortiguador - resorte.....	152
Figura 4.4: Instalación del circlip.....	153
Figura 4.5: Base superior del amortiguador	153
Figura 4.6: Instalación del amortiguador	154
Figura 4.7: Instalación del cubo de transmisión	154
Figura 4. 8: Sistema de suspensión delantera	155
Figura 4.9: Instalación del tirante longitudinal.....	156
Figura 4.10: Tirante longitudinal.....	156
Figura 4.11: Instalación del resorte trasero.....	157
Figura 4.12: Instalación del amortiguador trasero.....	157
Figura 4.13: Sistema de suspensión trasera.....	158
Figura 4.14: Instalación caja de dirección	159
Figura 4.15: Varillaje de dirección.....	160
Figura 4.16: Instalación del reenvío	161
Figura 4.17: Instalación tuerca de sujeción.....	161
Figura 4.18: Instalación del terminal en la mangueta.....	162
Figura 4.19: Instalación inferior columna de dirección	162
Figura 4.20: Instalación de la brida de sujeción	163
Figura 4.21: Columna de dirección completamente colocada	163
Figura 4.22: Instalación del terminal en la mangueta.....	164
Figura 4.23: Instalación del servofreno	165

Figura 4.24: Instalación de la bomba de freno	166
Figura 4.25: Instalación en la base de la bomba.....	166
Figura 4.26: Instalación de la válvula dosificadora.....	167
Figura 4.27: Instalación de la válvula LSPV	167
Figura 4.28: Distribución de cañerías del vehículo blindado 4x4	168
Figura 4.29: Instalación del disco de freno	168
Figura 4.30: Instalación de la pinza de sujeción	169
Figura 4.31: Instalación de la mordaza de freno	169
Figura 4.32: Instalación de los seguros guías.....	170
Figura 4.33: Instalación de las pastillas de freno	170
Figura 4.34: Instalación de los pernos de sujeción de las mordazas.....	170
Figura 4.35: Instalación de la mordaza	171
Figura 4.36: Instalación del cilindro de rueda	172
Figura 4.37: Instalación del conjunto de la palanca accionadora.....	172
Figura 4.38: Instalación del ecualizador de freno de mano.....	173
Figura 4.39: Disposición del circuito de freno de mano	173
Figura 4.40: Instalación del cable de freno de mano	174
Figura 4.41: Instalación de los resortes de la zapata.....	174
Figura 4.42: Regulación de las zapatas.....	175
Figura 4.43: Instalación del tambor de freno.....	175
Figura 4.44: Regulación del freno de mano	176
Figura 4.45: Freno de mano regulado.....	176
Figura 4.46: Nivel máximo en el depósito	177
Figura 4.47: Proceso de purgado.....	177
Figura 5. 1: Ubicación del vehículo blindado 4x4 en el elevador	178
Figura 5.2: Ubicación en el banco de pruebas.....	179
Figura 5.3: Gráficas suspensión delantera	180
Figura 5.4: Gráficas suspensión trasera	182
Figura 5.5: Ubicación de los Sensores	183
Figura 5.6: Verificación del nivel del sensor.....	184
Figura 5.7: Ubicación del sujetador.....	184
Figura 5.8: Ubicación del vehículo en los rodillos	187
Figura 5.9: Hoja de ruta 1	191
Figura 5.10: Hoja de ruta 2	192

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 3.1: Datos chasis y carrocería.....	44
Tabla 3.2: Irregularidad del terreno.....	48
Tabla 3.3: Cargas muertas	49
Tabla 3.4: Cargas vivas	50
Tabla 3.5: Coeficiente de rozamiento	64
Tabla 3.6: Evaluación económica	69
Tabla 3.7: Evaluación técnica	70
Tabla 3.8: Evaluación económica	76
Tabla 3.9: Evaluación técnica.	77
Tabla 3.10: Cargas que soporta el amortiguador.....	90
Tabla 3.11: Resultados obtenidos para el sistema de suspensión en el vehículo blindado 4x4	91
Tabla 3.12: Criterios técnicos.....	100
Tabla 3.13: Resultados obtenidos del sistema de dirección	111
Tabla 3.14: Coeficiente de fricción dinámica	133
Tabla 3.15: Resultados obtenidos del sistema de frenos.....	139
Tabla 4. 1: Características técnicas caja de dirección	159
Tabla 4.2: Datos de alineación del vehículo	160
Tabla 5.1: Datos sistema de suspensión delantero	180
Tabla 5.2: Datos sistema de suspensión trasero	181
Tabla 5. 3: Reglaje de los ángulos de giro.....	185
Tabla 5. 4: Datos de alineación1.....	185
Tabla 5.5: Datos de alineación 2.....	185
Tabla 5.6: Fuerza de frenado delantero.....	187
Tabla 5.7: Fuerza de frenado trasero.....	188
Tabla 5.8: Fuerza de frenado.....	189
Tabla 5.9: Definición del escenario de prueba 1	191
Tabla 5.10: Definición del escenario de prueba 2	192
Tabla 6.1: Mantenimiento del sistema de suspensión	194
Tabla 6.2: Mantenimiento del sistema de dirección	195

ÍNDICE DE ECUACIONES

	Pág.
Ecuación 3.1: Aceleración espectral	46
Ecuación 3.2: Frecuencia espectral	46
Ecuación 3.3: Densidad espectral de potencia	47
Ecuación 3.4: Fuerza generada por carga muerta.....	49
Ecuación 3.5: Fuerzas generadas por cargas vivas	51
Ecuación 3.6: Fuerza total de cargas vivas y muertas.....	51
Ecuación 3.7: Batalla del vehículo	53
Ecuación 3.8: Peso del eje delantero.....	53
Ecuación 3.9: Peso del eje trasero	53
Ecuación 3.10: Transferencia longitudinal de carga	57
Ecuación 3.11: Transferencia longitudinal de carga en pendiente.....	57
Ecuación 3.12: Transferencia longitudinal de carga por frenado	59
Ecuación 3.13: Total de carga soportada por el eje delantero	59
Ecuación 3.14: Transferencia de carga	60
Ecuación 3.15: Carga en el eje delantero en aceleración brusca	61
Ecuación 3.16: Transferencia lateral de carga.....	62
Ecuación 3.17: Análisis por peralte.....	65
Ecuación 3.18: Par de torsión	82
Ecuación 3.19: Área del resorte.....	82
Ecuación 3.20: Perímetro del resorte.....	83
Ecuación 3.21: Distribución de esfuerzos cortantes	83
Ecuación 3.22: Esfuerzo cortante por un par de torsión	84
Ecuación 3.23: Ángulo de paso	85
Ecuación 3.24: Índice de resorte.....	85
Ecuación 3.25: Coeficiente de Wahl	85
Ecuación 3.26: Esfuerzo máximo.....	86
Ecuación 3.27: Fuerza del amortiguador delantero	90
Ecuación 3.28: Fuerza del amortiguador trasero	90
Ecuación 3.29: Relación de transmisión	94
Ecuación 3.30: Longitud recorrida para las ruedas exteriores	95
Ecuación 3.31: Longitud recorrida de las ruedas interiores	95

Ecuación 3. 32: Radio de trayectoria de ruedas interiores.....	95
Ecuación 3.33: Radio de giro mínimo	96
Ecuación 3.34: Ángulo de viraje interior.....	97
Ecuación 3.35: Ángulo de viraje exterior.....	97
Ecuación 3.36: Fuerza lateral	106
Ecuación 3.37: Fuerza lateral en el eje delantero	106
Ecuación 3. 38: Fuerza lateral en el eje trasero.....	107
Ecuación 3.39: Fuerza en la rueda	107
Ecuación 3.40: Fuerza de resistencia al movimiento	108
Ecuación 3.41: Fuerza que actúa en el neumático	108
Ecuación 3.42: Angulo de convergencia	109
Ecuación 3.43: Convergencia	110
Ecuación 3.44: Distancia del centro de gravedad desde el eje delantero	120
Ecuación 3.45: Distancia del centro de gravedad desde el eje trasero..	120
Ecuación 3.46: Transferencia de peso.....	121
Ecuación 3.47: Peso en el eje delantero durante la desaceleración.....	122
Ecuación 3.48: Peso en el eje trasero durante la desaceleración	122
Ecuación 3.49: Fuerza de frenado del eje delantero.....	123
Ecuación 3.50: Fuerza de frenado del eje trasero	123
Ecuación 3.51: Fuerza máxima de frenado	124
Ecuación 3.52: Par de frenado delantero.....	124
Ecuación 3.53: Par de frenado trasero	124
Ecuación 3.54: Balance óptimo de frenado	125
Ecuación 3.55: Diámetro del disco.....	125
Ecuación 3.56: Fuerza en la varilla de empuje	127
Ecuación 3.57: Presión del líquido dentro del circuito.....	127
Ecuación 3.58: Fuerza en el cilindro delantero	129
Ecuación 3.59: Fuerza en el cilindro trasero.....	129
Ecuación 3.60: Presión hidráulica generada por la bomba.....	130
Ecuación 3.61: Presión en el interior de los conductos.....	131
Ecuación 3.62: Fuerza de fricción delantera entre elementos frenantes	132
Ecuación 3.63: Fuerza de fricción trasera entre elementos frenantes ...	134
Ecuación 3.64: Par de frenado delantero.....	135

Ecuación 3.65: Par de frenado trasero	135
Ecuación 3.66: Fuerza de reacción entre el neumático y la calzada	136
Ecuación 3.67: Desaceleración en el vehículo	137
Ecuación 3.68: Distancia de frenado	138

RESUMEN

En la actualidad el ejército ecuatoriano no cuenta con vehículos biplaza compactos que brinden seguridad en los patrullajes con las fronteras aledañas a nuestro país, por eso nuestro proyecto se basa en el diseño, construcción, e implementación de un prototipo vehículo blindo 4x4, el cual va a transitar en lugares de difícil acceso.

El proyecto tiene como objetivo diseñar, construir e implementar los sistemas de suspensión, dirección y frenos de un vehículo blindado 4x4, para esto se adquirió elementos mecánicos de cada sistema que existen en el mercado ecuatoriano. En el Capítulo Uno muestra cómo se va a realizar el proyecto, en el Capítulo Dos se hablará de los sistemas de suspensión, dirección y frenos en base a la teoría y sus diferentes tipologías, en el Capítulo Tres se analizará los parámetros de diseño, análisis de cargas, centro de gravedad, fuerzas, selección de los sistemas y el diseño para cada sistema, en el Capítulo Cuatro se realizará la implementación de todos los sistemas, en el Capítulo Cinco se procede a realizar las pruebas, basado en el instructivo de revisión vehicular 2014 , a demás en el sistema de suspensión se determina una prueba de vibración, en el sistema de dirección se realiza una alineación y en los frenos se reanaliza pruebas de frenómetro y concluyendo con pruebas de rutas. En el Capítulo Seis se hace los mantenimientos preventivos y correctivos para los sistemas para el vehículo blindado 4x4.

Palabras Claves: Ingeniería Automotriz, vehículo biplaza, vehículo blindado, Sistemas Automotrices - Diseño e Implementación.

ABSTRACT

Today the Ecuadorian army lacks seater compact vehicles that provide safety patrols with neighboring borders to our country, so our project is based on the design, construction, and implementation of a prototype vehicle BLINDO 4x4, which will to travel in difficult places.

The projector is to design, build and implement the suspension systems, steering and brakes of an armored 4x4 vehicle for this mechanical elements of each system that exists in the Ecuadorian market was purchased. Chapter One shows how it will implement the project, in Chapter Two will discuss suspension systems, steering and brakes based on the theory and its different types, in Chapter Three design parameters were analyzed, analysis loads, center of gravity, forces, systems selection and design for each system, in Chapter Four implementation of all systems is performed in Chapter Five we proceed to testing, based on the instructional review you vehicular 2014 and others in the suspension system vibration testing is determined in the steering system alignment is done and brakes brake tester tests were reanalyzed and concluding with testing routes. In Chapter Six the preventive and corrective maintenance for the systems for armored 4x4 blocks.

Keywords: Automotive Engineering, two-seater vehicle, armored vehicle, Automotive Systems - Design and Implementation.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación está enfocado al diseño, selección e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos de un vehículo blindado 4x4 cumpliendo los parámetros establecidos para la construcción de dicho vehículo, además los sistemas deben garantizar al conductor y acompañante características tales como confort, seguridad y fácil maniobrabilidad en caminos pocamente accesibles, para lo cual la selección de los elementos que conforman los sistemas deben ser exhaustivamente elegidos para dichas exigencias.

Para poder desarrollar este proyecto recurrimos a la ayuda de herramientas informáticas ya que gracias a su avance tecnológico nos permite tener un análisis previo a la selección de los elementos que conforman dichos sistemas.

En la actualidad las herramientas informáticas nos son de mucha utilidad ya que nos proporcionan softwares específicos para el diseño, modelado y fabricación, siendo así inconcebible su desuso ya que nos proporciona ventajas en el diseño como: mayor precisión, reducción de tiempos de trabajo y la posibilidad de eliminar errores de diseño y fabricación antes de obtener el producto final, aspecto muy importante en la industria ya que se puede lograr un gran ahorro en costes de desarrollo.

1.2. ANTECEDENTES

La Universidad de las Fuerza Armadas ESPE en su Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica cuenta con La Carrera de Ingeniería Automotriz la cual es la encargada de atender la gran demanda que existe de profesionales en el área automotriz, con personal docente altamente calificados y preparados para solventar todas las dudas que existen en los estudiantes durante toda su carrera universitaria, respaldados con

laboratorios adecuadamente implementados para el medio automotriz, formando así profesionales capacitados aptos para solventar las necesidades que se presentan en el país, es así que se ha puesto en práctica todo el conocimiento estudiado dentro de la Universidad en la elaboración del proyecto de tesis antes mencionado.

La elaboración de este proyecto corresponde al portafolio aprobado para la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE titulado Diseño y Construcción de un Vehículo Blindado 4x4 el mismo que debe ser desarrollado por el Departamento de Energía y Mecánica, con ayuda del recurso humano que posee, usando equipos y materiales existentes en el país, con el objetivo de difundir experiencias que sirvan como estudio continuo hacia futuras generaciones que involucren el diseño de los vehículos blindados 4x4.

La aspiración de este proyecto es construir un prototipo de vehículo blindado 4x4 que con la ayuda de los sistemas de Suspensión, Dirección y Frenos brinde al conductor y al ocupante confort, seguridad y fácil maniobrabilidad al momento de conducir por caminos poco accesible.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Este trabajo de investigación consiste en diseñar, seleccionar e implementar un prototipo de vehículo blindado 4x4 mediante la aplicación de diferentes herramientas computacionales de última tecnología y utilizando componentes nacionales de fácil adquisición en el mercado, cumpliendo para ello con todos los estándares de seguridad y confiabilidad exigidos para este tipo de vehículos y con la posibilidad de que el mismo pueda ser complementado en proyectos futuros con sistemas automáticos o autónomos de seguridad y control para así poder ofertarlo a las Fuerzas Armadas del Ecuador.

El sistema de suspensión en un vehículo blindado 4x4 es muy esencial ya que es el que va a soportar todo el peso adicional de la carrocería, chasis, tren de rodaje y todos los demás sistemas que conforman el vehículo por esta razón es que el diseño, selección e implementación de dicho sistema debe

ser elegido correctamente ya que de esto depende tanto la seguridad como el confort de los ocupantes.

El sistema de dirección del vehículo blindado 4x4 debe cumplir la fácil maniobrabilidad al conductor el cual va a transitar en diferentes caminos, tomando en cuenta los pesos y dimensionamiento.

El sistema de freno el cual es considerado de vital importancia en los automóviles ya que de este depende la seguridad de los ocupantes debe satisfacer todo los parámetros de fiabilidad tomando en consideración el peso y dimensionamiento del vehículo blindado.

1.4. OBJETIVO GENERAL

Diseñar, seleccionar e implementar los sistema de suspensión, dirección y frenos para un vehículo blindado 4x4 maniobrable en terrenos poco accesibles para usarse en el ámbito militar, seguridad o de rescate.

1.5. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar, seleccionar e implementar el sistema de suspensión, dirección y frenos capaces de abastecer adecuadamente al óptimo funcionamiento del vehículo blindado 4x4.
- Proporcionar confort, seguridad y la fácil maniobrabilidad a los ocupantes del vehículo blindado 4x4.
- Utilizar software de ingeniería para el diseño y simulación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos.

CAPÍTULO 2

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1. BLINDAJE

El término blindaje se refiere a barreras físicas de protección, utilizadas en sistemas de transporte o combate para reducir o evitar el daño causado por el fuego enemigo. En el blindaje clásico se emplean para esta finalidad planchas metálicas, como el acero, de un cierto grosor, actuando como cubierta al cuerpo a proteger.

Un factor de importancia a considerar es el peso agregado al cuerpo como resultado del blindaje y los efectos de éste sobre la maniobrabilidad del blindado. Por ejemplo, los tanques, y las naves, pueden ser equipados con fuertes blindajes de peso significativo, ya que su maniobrabilidad relativa es de por sí reducida, con respecto a un jeep, camión, o aeronave de transporte militar, que requiere de una maniobrabilidad mayor, y no puede ser equipado con un blindaje muy pesado (Diedrich, 2012).

La amenaza balística de un proyectil, depende mayoritariamente de: Su composición, factor de forma ojival, calibre, masa, ángulo de incidencia, velocidad de impacto.



Figura 2.1: Vehículo blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

2.2. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión de un vehículo es un conjunto de dispositivos encargados de absorber los movimientos bruscos que producirán efectos indeseables en el vehículo, por efecto de las irregularidades del terreno proporcionando así una marcha estable y segura.

La suspensión 4x4 en la mayoría de los modelos llevan suspensión por eje rígido y ballestas, tanto detrás como delante, aunque en algunas producciones más modernas montan suspensiones de tipo independiente.

En todos los casos, la altura libre del vehículo, o distancia de su parte más baja al suelo, es considerablemente elevada, a fin de permitir la marcha sobre terrenos muy accidentados sin riesgo de que las partes mecánicas sufran golpes con roces u otros obstáculos.

2.2.1. Función

Es la de suspender y absorber los movimientos bruscos que se producirían en la carrocería, por efecto de las irregularidades que presenta el camino, proporcionando una marcha suave, estable y segura.

Denominamos suspensión al conjunto de elementos que se interponen entre los órganos suspendidos y no suspendidos, los elementos de la suspensión han de ser lo suficientemente resistentes y elásticos para aguantar las cargas a que se ven sometidos sin que se produzcan deformaciones permanentes ni roturas y también para que el vehículo no pierda adherencia con el suelo (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

Los movimientos relativos de la rueda respecto a la carrocería: estos deben ser lo más verticales posibles sin engendrar otros movimientos parásitos (variaciones de los ángulos de caída, avance, dirección, etc.).

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.

Confort: es aquello que produce bienestar y comodidades. Cualquier sensación desagradable que sienta el conductor le impide concentrarse en la conducción del vehículo.

2.2.2. Tipologías del sistema de suspensión

Generalmente las suspensiones se clasifican en dos grupos como son:

- Suspensiones Independientes.
- Suspensiones Dependientes o Rígidas.

a. Suspensiones independientes

Actualmente la suspensión independiente a las cuatro ruedas se va utilizando cada vez más, debido a que es la más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitirlas de una rueda a otra del mismo eje (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

Se aplican tanto a ejes delanteros como posteriores. De forma general se puede decir que cualquier suspensión delantera independiente debe tener una geometría tal que cumpla con los siguientes requisitos.

Conectar transversalmente las dos ruedas con el sistema de dirección de modo que se produzcan variaciones mínimas en la convergencia con el movimiento vertical de las ruedas.

Utilizar tanto muelles helicoidales o cualquier otro elemento elástico que proporcione elasticidad (curva de carga desplazamiento) deseada.

Permitir incorporar amortiguadores telescópicos.

Soportar todas las fuerzas que actúan sobre ella durante la aceleración frenada o curva.

b. Suspensiones dependiente

Un sistema dependiente es aquel en el que la situación espacial de una rueda está relacionada de manera directa con la posición de las otras ruedas del mismo eje. La dependencia debe ser esencialmente geométrica (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

En un sistema dependiente los cubos porta ruedas están rígidamente unidos entre sí de tal manera que el conjunto puede ser considerado como una unidad rígida.

Las restricciones de movimiento del eje deben dejar libertad a los desplazamientos vertical y de balanceo respecto a la carrocería.

2.2.3. Suspensiones delanteras

a. Suspensiones delanteras de eje rígido

En general los ejes rígidos presentan los inconvenientes de:

- Transmitir los movimientos de una de las ruedas a otra.
- Presentar un comportamiento brusco, cambios en los ángulos de avance en frenada y una localización muy elevada del centro de balanceo.
- Ocupación excesiva de volumen e incremento de peso en comparación con los brazos de un sistema de suspensión independiente.

Algunas de estas limitaciones e inconvenientes se pueden evitar o reducir mediante el uso de mecanismos adicionales, pero dado que los resultados

son menos satisfactorios y más costosos que las suspensiones independientes, la utilización de suspensiones delanteras de eje rígido en vehículos de turismo y de competencia está totalmente abandonada (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

b. Suspensiones delanteras independientes

Existen varias tipologías para la materialización de las suspensiones independientes en las ruedas delanteras.

b.1. Suspensiones delanteras paralelogramo deformable

Sistema de suspensión en el que la unión entre la rueda y la carrocería son elementos transversales, colocados en diferentes planos.

Toma su nombre de los primeros sistemas de este tipo, en los que hay dos elementos superpuestos paralelos que, junto con la rueda y la carrocería, forman la aproximadamente la figura de un paralelogramo. Al moverse la rueda con relación a la carrocería, ese paralelogramo se deforma (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

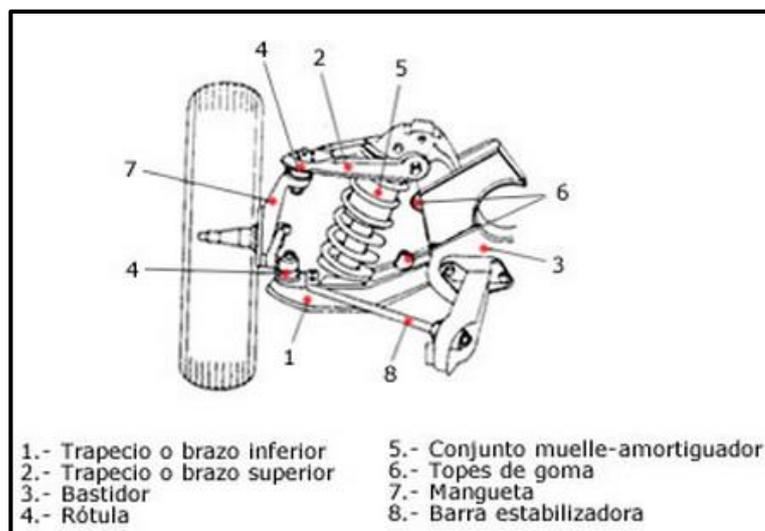


Figura 2.2: Suspensión paralelo deformable

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b.2. Suspensión delantera McPherson

Referente a suspensión independiente delantera tenemos la más famosa y más usada denominada McPherson, fue creada por Earle S. McPherson de General Motors en 1947 (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014).

Ésta combina un amortiguador con un resorte en una misma unidad. Esto otorga una suspensión más compacta y ligera que puede ser usada para las ruedas frontales de los vehículos.

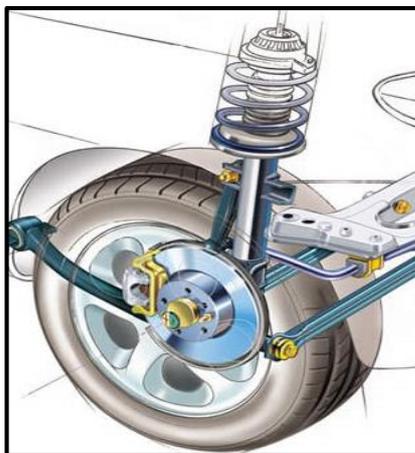


Figura 2.3: Suspensión McPherson

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

2.2.4. Suspensiones posteriores

a. Suspensiones posteriores de eje rígido

Básicamente estas suspensiones se caracterizan porque las ruedas se encuentran permanentemente formando los mismos ángulos con los semiejes, por lo que los brazos de la suspensión no existen como tales y son los propios semiejes los que hacen las veces de brazos de la suspensión (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

Con esta disposición el eje trasero queda englobado dentro de las masas no suspendidas, lo que hace que aumente de forma considerable con respecto a las propias de otros sistemas de suspensión, con la consiguiente pérdida de adherencia de las ruedas traseras.

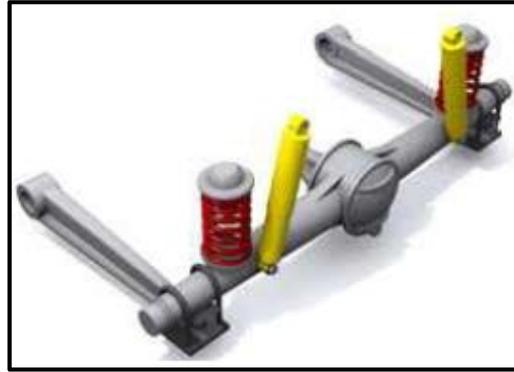


Figura 2.4: Suspensión eje rígido

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b. Suspensiones posteriores independientes

Las suspensiones independientes posteriores están destinadas a vehículos de carácter deportivo, con tracción bien a las cuatro ruedas o bien a las ruedas traseras únicamente.

Si bien se engloban en una sola categoría, lo cierto es que existe una gran variedad de tipologías y soluciones técnicas diferentes dentro de lo que llamamos suspensiones posteriores independientes, determinadas por un gran número de variedades en las tiranterías utilizadas (Meganeboy, 2014).

Los principales beneficios que cabe esperar del uso de los sistemas de suspensión posterior independiente están directamente relacionados con la mejora en las condiciones de estabilidad, manejabilidad y, en el caso de vehículos con ruedas traseras motrices, tracción.

b.1. Suspensión posterior de brazos tirados o arrastrados

Este tipo de suspensión independiente se caracteriza por tener dos elementos soporte o "brazos" en disposición longitudinal que van unidos por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda.

En la figura 2.3 podemos observar como los brazos longitudinales pivotan sobre un eje de giro perpendicular al plano longitudinal del vehículo.

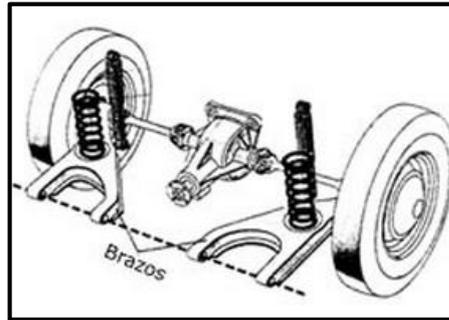


Figura 2.5: Suspensión de brazos tirados

Fuente: (Meganeboy, 2014)

b.2. Suspensión posterior de paralelogramo deformable

Tipo de suspensión utilizado en los vehículos deportivos, consiste en sujetar el buje de la rueda a través de dos triangulaciones paralelas y superpuestas. Una colocada entre la parte baja del buje y la carrocería y otra colocada entre la parte superior del buje y la carrocería (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014).

Tiene la ventaja que mantiene la superficie de rodadura de la rueda siempre paralela al suelo.

Es deformable porque la forma del paralelogramo cambia cuando la suspensión se comprime o se extiende.

La evolución de estos sistemas de suspensión de paralelogramo deformable actualmente llamadas multibrazo o multilink.

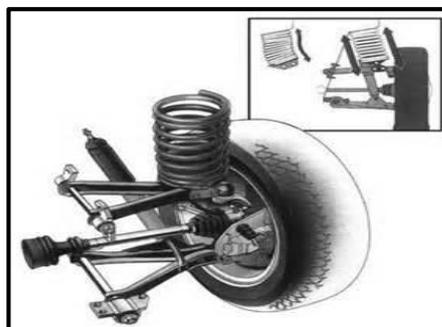


Figura 2.6: Suspensión paralelo deformable

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

2.2.5. Elementos de la suspensión

Los elementos fundamentales en toda suspensión son (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001):

- Muelles.
- Amortiguadores.
- Barras estabilizadoras.

Muelles: Son elementos colocados entre el bastidor y lo más próximo a las ruedas, que recogen directamente las irregularidades del terreno, absorbiéndolas en forma de deformación. Tienen que tener buenas propiedades elásticas y absorber la energía mecánica, evitando deformaciones indefinidas. Cuando debido a una carga o una irregularidad del terreno el muelle se deforma, y cesa la acción que produce la deformación, el muelle tenderá a oscilar, creando un balanceo en el vehículo que se debe de reducir por medio de los amortiguadores.

Los muelles pueden ser:

- Ballestas.
- Muelles helicoidales.
- Barra de torsión.

Amortiguadores: La deformación del medio elástico, como consecuencia de las irregularidades del terreno, da lugar a unas oscilaciones de todo el conjunto. Cuando desaparece la irregularidad que produce la deformación y, de no frenarse las oscilaciones, haría balancear toda la carrocería. Ese freno, en número y amplitud, de las oscilaciones se realiza por medio de los amortiguadores.

Los amortiguadores transforman la energía mecánica del muelle en energía calorífica, calentándose un fluido contenido en el interior del amortiguador al tener que pasar por determinados pasos estrechos, pueden ser de fricción o hidráulicos.

Barras estabilizadoras: La resistencia que opone a la torsión una barra de acero, constituye un medio elástico, empleado también como elemento de suspensión. Las barras de torsión son muy empleadas, en la actualidad, en suspensiones independientes traseras en algunos modelos de vehículos. También son empleadas en la parte delantera.

Su funcionamiento se basa en que si a una barra de acero elástica se la fija por un extremo y al extremo libre le someto a un esfuerzo de torsión (giro), la barra se retorcerá, pero una vez finalizado el esfuerzo recuperará su forma primitiva.

El esfuerzo aplicado no debe sobrepasar el límite de elasticidad del material de la barra, para evitar la deformación permanente.

Neumático: El sistema de suspensión en el automóvil comienza en el contacto del neumático con el camino. La propia elasticidad del caucho relleno de aire proporciona un enlace muy elástico capaz de moverse por un camino sin apenas transmitir las oscilaciones de pequeña magnitud al resto del vehículo. La presión de inflado repercute mucho en la capacidad del neumático de evitar la transmisión de ondulaciones al vehículo. Una presión excesiva endurece el neumático y esta rigidez dificulta la absorción y se empeora la suspensión.

La propia naturaleza del neumático es muy importante, así tenemos que los de cuerdas radiales son más elásticos que los de cuerdas diagonales, y por tanto mejores en la suavidad de la suspensión.

Rótula de suspensión: La rótula de suspensión es una junta esférica que permite el movimiento vertical y de rotación de las ruedas directrices de la suspensión delantera. La rótula de suspensión compuesta básicamente por casquillos de fricción y de perno encerrados en una carcasa.

Rótula de barra de acoplamiento: El brazo rótula de control con muelle de suspensión se denomina articulación de bola de transporte de peso.

Cuando la unión de la dirección se conecta a la dirección por encima del brazo de control se denomina articulación de bola de tensión. Se encuentra en tensión porque el peso del automóvil trata de empujar la rótula desde el nudillo.

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

Bieletas: Las bieletas se encargan de desmultiplicar la acción de la suspensión trasera y delantera. Mejora el funcionamiento de la suspensión trasera y delantera con las bieletas de suspensión, varia la progresividad de la suspensión trasera y delantera, más suave al principio y más duro al final, el complemento ideal para el amortiguador.

Brazo de control: El brazo de control es un acoplamiento que conecta la articulación de la dirección, la punta del eje de la rueda con el chasis o la carrocería durante el movimiento hacia arriba y hacia abajo.

Están construidas en acero estampado, forjado o de aluminio forjado, los brazos de control lateralmente angostos requieren de una varilla de refuerzo para mantener el control de la rueda hacia delante o hacia atrás.

Además, los brazos de control oscilan en ambos extremos, permitiendo movimientos hacia arriba y hacia abajo y los extremos exteriores permiten acción oscilatoria para la conducción.

Brazo auxiliar: Un brazo auxiliar es el eslabón que ayuda al brazo pitman a un balance adecuado en el sistema de dirección permitiendo así los cambios de posición de las ruedas. Esto ocasiona que los bujes de hule no se dañen en un vehículo con gran kilometraje. El más mínimo juego en el brazo auxiliar puede provocar un cambio drástico en la convergencia, un desgaste prematuro en las llantas y una conducción errática.

Brazo de biela: Consiste en una barra rígida diseñada para establecer uniones articuladas en sus extremos. Permite la unión de dos operadores

transformando el movimiento rotativo de uno (manivela, excéntrica, cigüeñal) en el lineal alternativo del otro (émbolo), o viceversa.

2.2.6. Masas suspendidas y no suspendidas

Es importante hacer una división de la masa total del vehículo, puesto que, según su tipo, se comportan de modo distinto (diferente magnitud, diferentes frecuencias naturales de vibración, diferente colocación). Así, dentro de los distintos componentes de la suspensión se puede hacer la distinción entre partes que pertenecen a la masa suspendida del vehículo y cuáles no:

a. Masa no suspendida

“Es la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión, es la que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar” (Luque, Álvarez, & Vera, 2008) se compone de:

- Neumáticos
- Bujes
- Manguetas
- Frenos (si están montados en las ruedas)
- La mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente).

b. Masa suspendida

“Es la restante porción de masa del vehículo, aquélla que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa” (Luque, Álvarez, & Vera, 2008):

- Caja de dirección
- Columna de dirección
- Volante
- Además del chasis, motor, piloto, combustible, carrocería, la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente).

Cuanto mayor sea la relación de masa suspendida sobre masa no suspendida, el cuerpo del vehículo y sus ocupantes se ven afectados en menor medida por baches, hoyos u otras imperfecciones de la superficie, como puentes. De todos modos, una relación excesiva podría ir en detrimento de la capacidad de control sobre el vehículo.

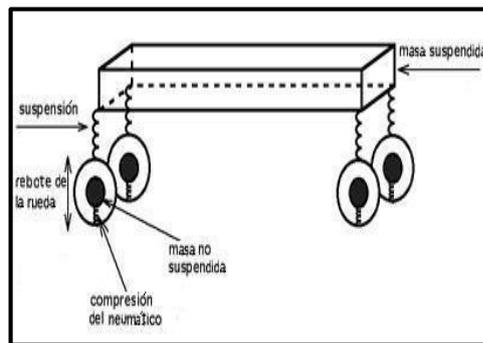


Figura 2.7: Masa suspendida y no suspendida

Fuente: (Wikipedia, 2013)

2.2.7. Centro de masa o centro de gravedad

El Centro de Gravedad (CG) es el punto en el cual podríamos concentrar toda la masa del vehículo más piloto sin que cambiase el comportamiento dinámico del mismo. También puede definirse como aquel punto en el que se puede aplicar cualquier fuerza ejercida sobre el vehículo obteniendo el mismo efecto que en la realidad.

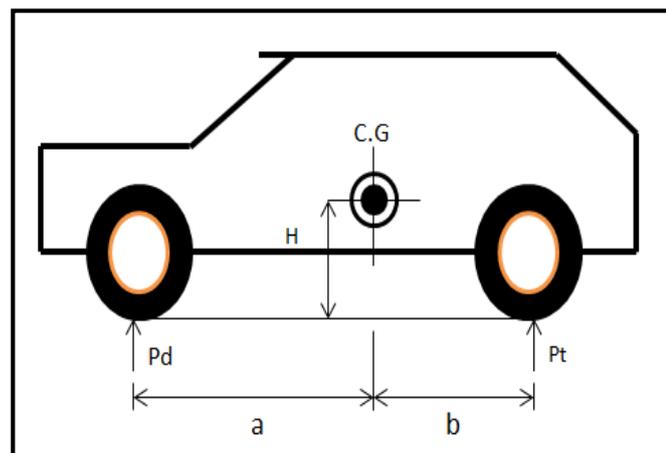


Figura 2.8: Centro de gravedad

Fuente: Quishpe, A. y Toapanta, F.

2.2.8. Centro de balanceo

Relacionada con la localización del punto en el que son aplicadas las fuerzas laterales desarrolladas por las ruedas, y que son transmitidas a las masas suspendidas. El punto al que podemos referir estos efectos, conocido como centro de balanceo, afecta tanto al comportamiento de las masas suspendidas como al de las masas no suspendidas, repercutiendo de forma directa en el giro del vehículo.

Cada sistema de suspensión tiene su propio centro de balanceo, definido como el punto en el plano vertical que cruza transversalmente los centros de las ruedas, en el cual pueden ser aplicadas las fuerzas laterales sobre las masas suspendidas sin producir un balanceo de la suspensión.

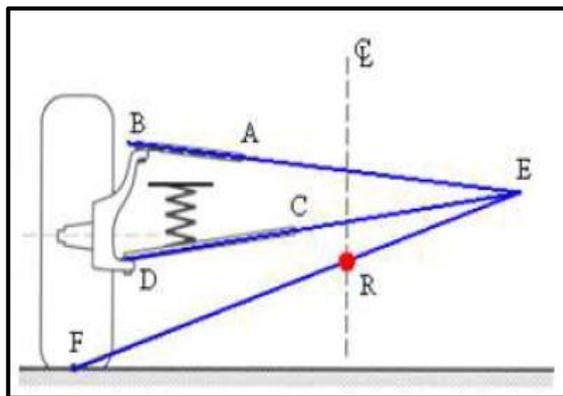


Figura 2.9: Centro de balanceo

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

a. Movimiento de cabeceo

Cuando aumentan las sollicitaciones verticales en el eje trasero, se considera que la transferencia longitudinal es positiva, y produce, por tanto, un cabeceo positivo. El efecto contrario producirá un cabeceo negativo (Luque, Álvarez, & Vera, 2008).

2.2.9. Centro instantáneo de rotación

Este es el punto donde se corta las prolongaciones de las rectas que forman las parrillas de la suspensión visto de frente, se le denomina centro pues es un punto de intersección, instantáneo porque cambia

permanentemente con el trabajo de las suspensiones y la rotación (Luque, Álvarez, & Vera, 2008).

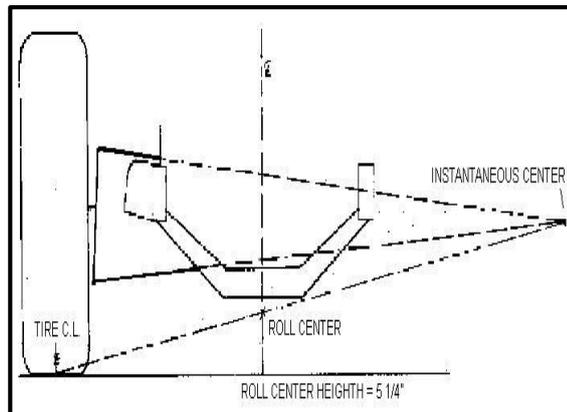


Figura 2.10: Centro instantáneo de rotación

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

2.3. SISTEMA DE DIRECCIÓN

2.3.1. Función

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor.

La función principal del sistema es permitir un control direccional suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas y las maniobras tanto a alta como a baja velocidad, convirtiendo el movimiento de giro que el conductor da al volante en una desviación angular de las ruedas directrices.

La dirección debe reunir una serie de cualidades que proporcionara al conductor, la seguridad y comodidad necesaria en la conducción (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez, 2001):

Seguridad: Que depende del diseño del mecanismo, de los elementos empleados y del correcto mantenimiento.

Facilidad de conducción: El volante debe quedar en una posición tal que el conductor pueda accionarlo desde una postura cómoda y sin que le provoque fátiga.

Suavidad: La resistencia que opone el volante debe ser uniforme en todo su recorrido. Esta resistencia disminuye al aumentar la desmultiplicación que existe entre el ángulo girado del volante y el correspondiente en las ruedas, y aumenta con la carga sobre el eje delantero, con la desalineación de las ruedas, con las presiones de inflado insuficientes y con un mantenimiento deficiente.

Comodidad: Los golpes causados en las ruedas por las irregularidades de la calzada deben llegar al volante lo más amortiguadas posibles.

Precisión: Se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ataque (mal reglaje) o pequeña desmultiplicación (inadecuada), la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, por causa de una desmultiplicación grande, el conductor no siente la dirección y el vehículo sigue una trayectoria imprecisa. La falta de precisión puede ser debida a las siguientes causas:

- Por excesivo juego en los órganos de dirección.
- Por alabeo de las ruedas, que implica una modificación periódica en los niveles de reglaje.
- Por un desgaste desigual en los neumáticos, que hace ascender a la mangueta en cada vuelta, modificando por tanto los niveles de reglaje.
- El desequilibrio de las ruedas, que es el principal causante del shimmy, consiste en una serie de movimientos oscilatorios de las ruedas alrededor de su eje, que se transmite a la dirección, produciendo reacciones de vibración en el volante.

Estabilidad: El vehículo debe mantener la trayectoria recta si necesidad de efectuar correcciones en la dirección, y a la salida de las curvas las ruedas tienen que recobrar la posición recta por si sola.

2.3.2. Tipologías del sistema de dirección

Los vehículos han utilizado soluciones basadas en mecanismos articulados, desde los sistemas más sencillos de un único cuadrilátero articulado de Jeantaund, a diseños más complejos para vehículos con suspensión independiente (Luque, Álvarez, & Vera, 2008).

El conductor ejerce de forma general, su acción de control sobre un volante de dirección que está unido por medio de acoplamientos, denominados en conjunto columna de dirección, a los mecanismos de actuación sobre las ruedas. Para la unión entre la columna de dirección y el varillaje de la dirección se han empleado diferentes y variadas configuraciones.

a. Sistema piñón cremallera

Este sistema consiste en el volante de dirección y la unidad de la columna de dirección, que transmite la fuerza de dirección del conductor al engranaje de dirección, la unidad del engranaje de dirección, que lleva a cabo la reducción de velocidad del giro del volante de dirección, transmitiendo una gran fuerza a la conexión de dirección, y la conexión de dirección que transmite los movimientos del engranaje de dirección a las ruedas delanteras.

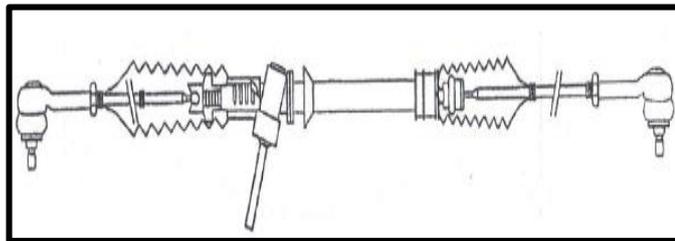


Figura 2.11: Piñón y cremallera

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Constitución de la dirección por cremallera: Está constituida por una barra en la que hay tallada un dentado de cremallera, que se desplazan 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.

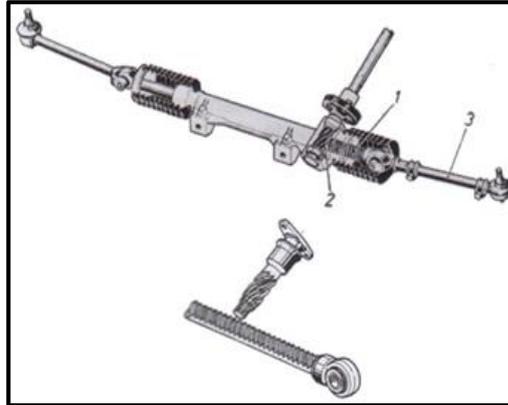


Figura 2.12: Estructura del mecanismo piñón y cremallera

1. Barra de cremallera, 2. Piñón Helicoidal, 3 Bieletas de Dirección

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

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.

b. Sistema de bolas recirculantes

En este sistema hay un gran tornillo roscado, que recibe el extremo de la barra de dirección.

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, debe su nombre a que utiliza una serie de esferas que facilitan el movimiento, al hacerlo más suave.

La ventaja del mecanismo de dirección por bolas recirculantes consiste en que funciona prácticamente exento de desgaste. El juego longitudinal del tornillo de dirección y del eje de biela de mano puede reajustarse.

La desmultiplicación se efectua linealmente en este tipo de mecanismo de dirección.

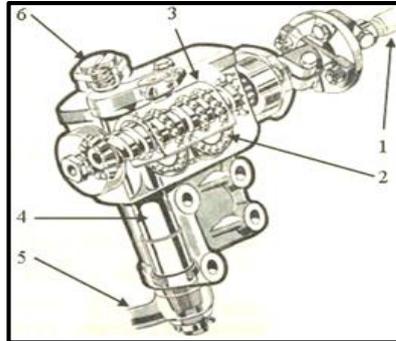


Figura 2.13: Estructura del mecanismo bolas recirculantes

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

1. Columna de Dirección, 2. Tornillo sin fin y Bolas Recirculantes, 3 Tuerca Deslizante, 4. Brazo Pitman, 5. Brazo de Salida 6. Tope de Ajuste

2.3.3. Elementos del sistema de dirección

Para transmitir a las ruedas el movimiento de giro del volante realizado por el conductor es necesario la asistencia de varios elementos, los cuales pueden diferir según el modelo del vehículo.

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 la tirantería de la dirección.

Básicamente el movimiento se transmite a las ruedas delanteras mediante:

- El volante
- El eje de la columna de dirección
- El mecanismo de dirección
- La tirantería de la dirección

Volante: Está 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.

Su diámetro influye en la relación entre los movimientos de brazos y ruedas, el de gran diámetro ocupa más espacio, da una mayor desmultiplicación y es más liviana la dirección.

Columna de dirección: Cuerpo cilíndrico de acero fijado al bastidor o a la carrocería dentro del cual gira el eje de la dirección que en un extremo está unido al manubrio y en el otro a la caja de dirección.

El eje de la dirección gira en el interior de la columna que está fija, constituyendo un órgano de soporte y protección, para reducir el rozamiento en los extremos de la columna se colocan casquillos de bronce o en la actualidad tienden a ser de plástico con bajo coeficiente de rozamiento (Gil, 2004).

Este mecanismo realiza una desmultiplicación del esfuerzo a realizar en el volante para que el conductor pueda realizar la maniobra con el mínimo esfuerzo.

Con el propósito de reducir los daños al conductor durante una colisión, la columna de la dirección y su eje son colapsables (Gil, 2004).

Para ello se utilizan varios métodos en la columna de dirección como son:

- Columna en forma de malla (tipo aplastable).
- Eje concéntrico, de tubo y bola telescópico.
- Eje telescópico de capsula de plástico deformable.

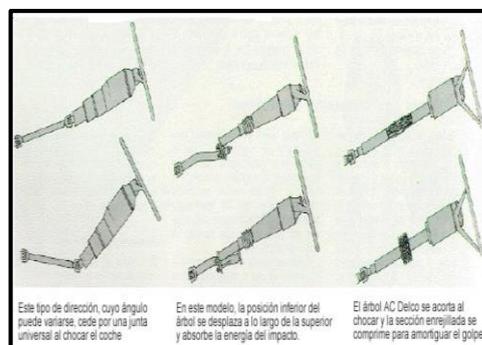


Figura 2.14: Tipos de columnas de dirección

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

Tirantería de la dirección: Está constituida por un conjunto de elementos que transmiten el movimiento desde la caja de la dirección a las ruedas.

Palanca de ataque: Va unida a la caja de dirección mediante un estriado fino, recibe movimiento de rotación y lo transmite en movimiento angular a la barra de mando.

Barra de mando: De longitud variable, tiene un movimiento longitudinal de vaivén que transmite al brazo de acoplamiento.

Brazo de acoplamiento: Va montado sobre la mangueta, perpendicular al eje de la rueda y paralelo al terreno. Los brazos de acoplamiento llevan un cierto ángulo de inclinación para que la prolongación de sus ejes coincida sobre el centro del eje trasero (para que las ruedas giren distintos ángulos al tomar una curva) y tienen por misión el desplazamiento de las ruedas directrices.

Barras de acoplamiento: Realizan la unión de las dos ruedas por medio de los brazos para que el movimiento en las dos ruedas sea simultáneo y conjugado, al producirse el desplazamiento lateral en una de ellas.

Rótulas: Están constituidas por un muñón cónico en cuyos extremos hay una unión roscada para facilitar su desmontaje y por otra una bola o esfera alojada en una caja esférica que realiza la unión elástica.

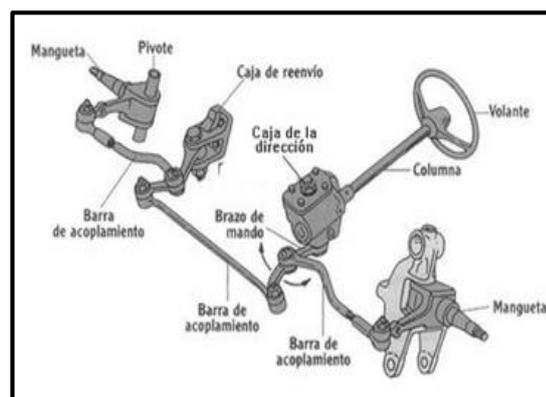


Figura 2.15: Tirantería de la dirección

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

Mangueta: Son las piezas que al girar alrededor del pivote hacen moverse a la rueda. Su forma 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 palier y que le sirve de guía.

2.3.4. Geometría del sistema de dirección

Se entiende por alineación de la dirección de un vehículo a la condición geométrica que tienen que cumplir todos los órganos que afectan a la dirección (elementos de mando, ruedas y suspensión) para determinar la posición de las ruedas en movimiento sobre el terreno, ya sea en línea recta o en curva (Gil, 2004).

Estas condiciones, determinadas por la geometría de giro y la geometría de las ruedas, hacen que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor con toda precisión y haciendo la conducción suave y segura.

a. Condición de Ackerman

Para evitar el arrastre de las ruedas a tomar la curva se recurre al principio de Ackerman: Las trayectorias descritas por las cuatro ruedas del vehículo al describir una curva han de ser circunferencias concéntricas; es decir, debe haber un único centro de giro para las cuatro ruedas llamado centro instantáneo de giro (CIG) (Gil, 2004).

La geometría de dirección de Ackerman es una disposición geométrica de los vínculos que intervienen en la dirección de un vehículo diseñado para resolver el problema de las ruedas en el interior y exterior de un ciclo necesario para trazar círculos de diferentes radios.

La geometría de giro se consigue dando a los brazos de acoplamiento una inclinación determinada de forma que, cuando el vehículo circula en línea recta, la prolongación de los mismos debe coincidir con el centro del eje trasero.

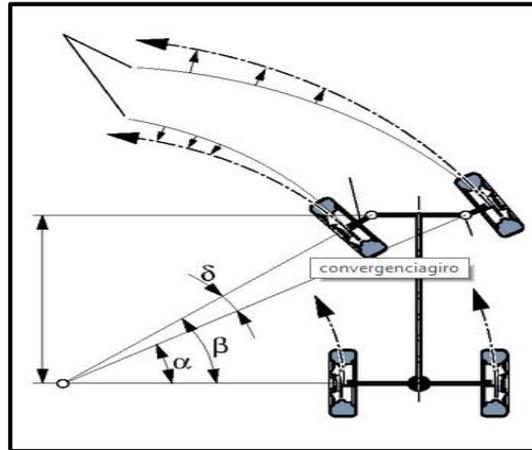


Figura 2.16: Principio de Ackerman

Fuente: (Circuit, 2011)

b. Cuadrilátero de dirección

Consiste en un cuadrilátero articulado que es un paralelogramo en que ambas ruedas tienen las mismas desviaciones, las huellas de ambas ruedas no tienen centro común de giro, se cortan en las curvas y están forzadas a recorrer trayectorias distintas creando un movimiento adicional de resbalamiento y la rueda interna está más forzada que la externa y ambas tienden al resbalamiento por no tener las trayectorias ideales para el recorrido de cada rueda, por eso, este sistema fue modificado (Gil, 2004).

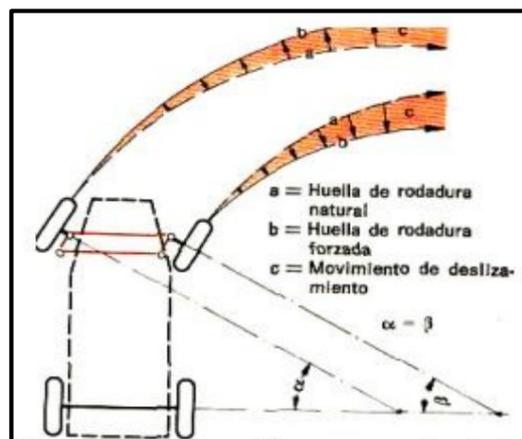


Figura 2.17: Huella del cuadrilátero deformado

Fuente: (Ferigra & Enriquez, 2012)

c. Ángulo de avance (Caster)

Es el ángulo formado por el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda, visto el vehículo lateralmente. Se justifica por la necesidad de tener un par resistente para estabilizar las ruedas direccionales (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

El ángulo caster es positivo cuando la parte arriba de la línea se inclina hacia la parte trasera del vehículo y negativo cuando se inclina hacia al frente. Aumentar los grados del ángulo caster positivo, aumentará el esfuerzo de dirección y continuar en línea recta, a la vez que mejora la estabilidad al conducir a velocidades elevadas y la efectividad al doblar curvas. El ángulo caster positivo también aumenta la inclinación del neumático en las curvas, ya que el ángulo de dirección aumenta.

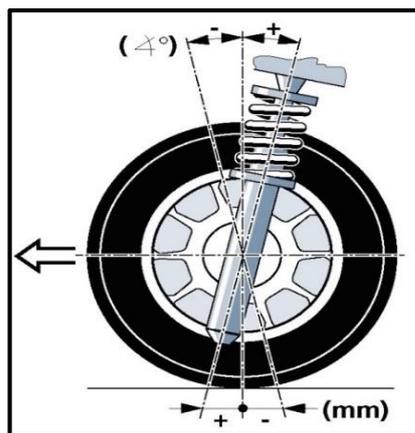


Figura 2.18: Ángulo avance (Caster)

Fuente: (Circuit, 2011)

El ángulo de avance negativo crea fuerza que resulta en lo siguiente:

- Retorna las ruedas automáticamente a la posición céntrica para que el auto vaya recto después de la curva.
- Hace que el vehículo vaya más recto con mayor control.
- Ayuda a reducir el aumento de caída de la rueda en las curvas para ayudar a maximizar la tracción de la llanta.

Vehículos diseñados para uso fuera de carretera (4x4) típicamente tienen el Avance neutral o levemente positivo para poder subir sobre baches y caminos desiguales con mayor control.

d. Ángulo de caída (Camber)

La caída es la inclinación de las ruedas de una posición vertical. Esto puede ser positiva o negativa (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

Caída positiva: Mirando el auto del frente, las partes superiores de las llantas están más distantes que las partes inferiores. O sea, mirando de frente, las llantas forman una "V".

Caída negativa: Mirando el auto del frente, las partes superiores de las llantas están más cercanas que las partes inferiores, la caída negativa reduce el control del auto, haciendo doblar las llantas en curvas en lugar de agarrarse. El diseño típico es para una caída recta o levemente positiva.

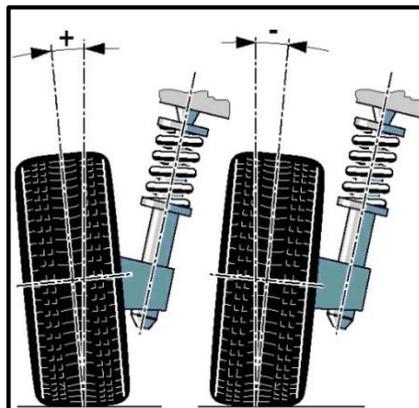


Figura 2.19: Ángulo caída (Camber)

Fuente: (Circuit, 2011)

e. Convergencia y divergencia

El ángulo de convergencia puede definirse como el formado por los planos medios de las ruedas con el eje longitudinal del vehículo (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

La convergencia puede ser de signo positivo o negativo, en el caso de que los planos medios de las ruedas tiendan a juntarse en la parte delantera del automóvil se dirá que existe una convergencia.

En el caso contrario, es decir, cuando los planos medios de las ruedas tiendan a juntarse en la parte posterior del vehículo, se dirá que la convergencia es de signo negativo, más comúnmente conocido como divergencia, cuando mayor es la divergencia del eje delantero, más rápida es la maniobra de ingreso en las curvas.

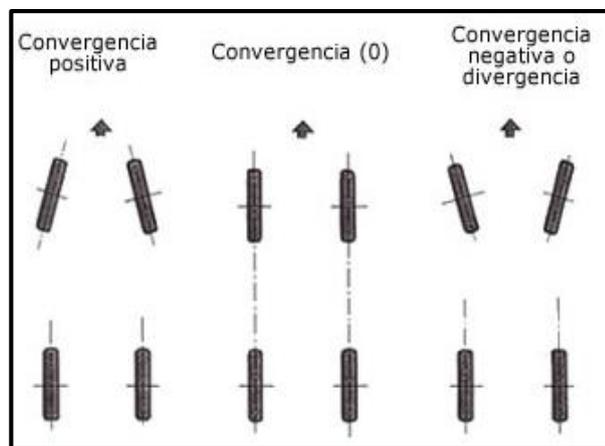


Figura 2. 20: Ángulo caída negativa

Fuente: (Circuit, 2011)

f. Ángulo salida o Kingpin

Produce fuerzas tales que, tras pasar una curva el volante vuelve con facilidad al centro. El ángulo reduce el esfuerzo de la dirección en las maniobras de estacionamiento y disminuye en el volante, las repercusiones provocadas en los trayectos irregulares (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

Si este ángulo no está de acuerdo a las especificaciones, ocurrirá una alteración en el sistema de dirección, variando también la camber.

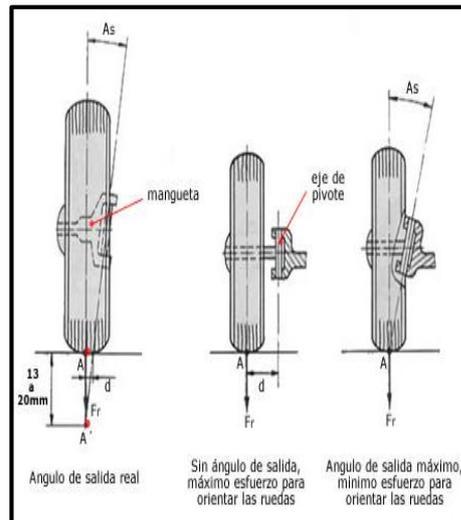


Figura 2.21: Ángulo de salida

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

2.4. SISTEMA DE FRENOS

2.4.1. Función

La finalidad del sistema de freno es la conseguir desacelerar o detener la marcha del vehículo en las condiciones que determine el conductor, para de esta manera ser capaz de mantener la velocidad bajo control; para ello, la energía cinética que desarrolla el movimiento del vehículo tiene que ser absorbida, en su totalidad o en parte, por medio de rozamiento es decir transformarla en energía calorífica (Luque, Álvarez, & Vera, 2008).

Para ello se equipa al vehículo con una serie de mecanismos que se encarga de conseguirlo, permitiendo realizarlo en las mejores condiciones de seguridad: tiempo y distancia mínimos, conservación de la trayectoria del vehículo, con una frenada proporcional al esfuerzo del conductor en diversas condiciones de carga.

Previo a desarrollar el análisis de los sistemas de frenos, debe anticiparse una serie de cuestiones relativas al proceso dinámico de la operación de frenado de los automóviles. En este sentido debe tenerse en cuenta que, cuando un conductor acciona el pedal de freno para reducir la velocidad o detener el automóvil en condiciones de marcha, la fuerza que ejerce en el

pedal es transmitida y multiplicada por el equipo de frenos para generar, finalmente, la retención y deceleración necesaria en las ruedas.

Desde que se acciona el pedal de freno se inicia un proceso generalizado y simplificado de la operación de frenado en los vehículos que se configura por las fases señaladas a continuación:

- El conductor pisa el pedal de freno, e inicia la fase de frenado.
- Tiempo de respuesta que transcurre desde que se acciona el pedal de freno hasta que se genera la fuerza de frenado en las ruedas.
- Etapa en la que se produce el incremento de la fuerza de frenado hasta alcanzar su valor de máxima eficacia, próximo al 75% de la presión de frenado.
- Valor de máxima deceleración en el proceso de frenado.
- Duración real de la frenada
- Detención del vehículo.
- Efecto de inercia que se produce al soltar el pedal de freno.

Este proceso de frenado puede parecer muy elemental, pero en realidad a dinámica del proceso de frenado implica una convergencia de acciones conjuntas para que la efectividad de la frenada pueda alcanzar el 100% de eficacia, aunque obviamente se trata un caso ideal. Para ello, deben cumplirse de forma simultánea una serie de condicionantes como son:

- Que la adherencia entre los neumáticos y el asfalto sea máxima.
- Que no se bloqueen las ruedas y el automóvil no derrape.
- Que el equipo de frenos funcione correctamente.

Si no se cumplen estas condiciones, la eficacia del frenado se reduce y la distancia de detención se prolonga considerablemente, como en los casos de superficies resbaladizas y frenadas de elevada intensidad donde se produce el bloqueo de las ruedas, anulando el control y direccionalidad del automóvil.

En primer lugar se tiene que saber que el reparto de cargas de un vehículo no es igual en el eje delantero y trasero sino que varía. En un vehículo

moderno parado, la distribución de las cargas son de un 60% del peso total en el eje delantero y de un 40% en el trasero. Sin embargo, este reparto estático se modifica en condiciones dinámicas.

Las principales fuerzas en el proceso de frenado del vehículo son las que se puede observar en la siguiente figura:

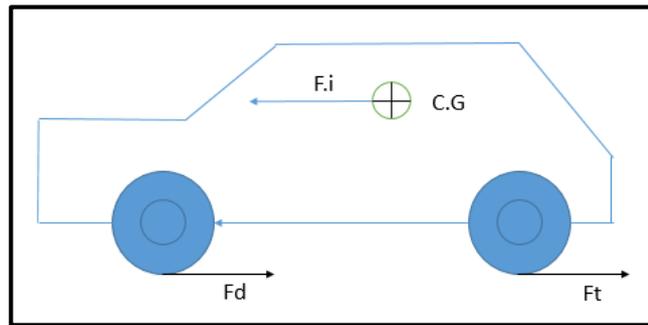


Figura 2.22: Fuerzas principales en el proceso de frenado

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Observando la figura 2.22, la inercia del vehículo al frenar genera una fuerza (F_i) que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo y que al estar este punto situado, normalmente, a mayor altura que el eje de las ruedas, genera un par de cabeceo en el vehículo que modifica el reparto de cargas sobre los ejes. Aunque dicho reparto de cargas dinámicas durante la frenada depende de otros factores tales como el reparto de cargas estáticas, alturas del centro de gravedad y otros podemos aproximar que en un vehículo estándar dicho reparto de masas en una situación dinámica es, aproximadamente, del 80% sobre el eje delantero y del 20% en el trasero.

Esta situación supone que tanto el dimensionamiento de los frenos delanteros y trasero así, como las características del material de fricción de las pastillas o zapatas han de tener distintas dimensiones y o coeficientes para evitar el bloqueo de las ruedas traseras.

De producirse el bloqueo del eje trasero, la estabilidad direccional del vehículo quedaría enormemente comprometida y en dicha situación el vehículo tendería a girar sobre su eje.

2.4.2. Tipologías del sistema de frenos

Los mecanismos de frenos de las ruedas se distinguen entre **frenos de disco** y **frenos de tambor**.

“Un vehículo, tiene generalmente dos formas para activar los frenos: el freno de mano o de emergencia, y el freno de pie o pedal” (Gil, 2004).

El freno de pedal, es aquel que actúa sobre las cuatro ruedas, ya sea para reducir la velocidad o para detener el vehículo por completo. Mientras que el freno de mano, o de emergencia suele actuar sólo sobre las ruedas traseras o sobre el árbol de la transmisión y actúa como un freno auxiliar.

Para un mejor rendimiento y efectividad en la acción de frenado en todas las funciones de funcionamiento, los frenos de las ruedas deben satisfacer diferentes características.

Características de material de fricción: En cualquier sistema de freno los materiales de fricción pueden clasificarse como: el material de forro, el contra material, es decir, el disco o el tambor.

El material de forro: El material de forro es un compuesto complejo con un coeficiente de rozamiento adaptado, generalmente entre 0,35 y 0,45. El coeficiente de rozamiento no es una magnitud física invariable, sino que puede cambiar en función de las condiciones de uso (peso, temperatura, velocidad, etc.)

Fadding: Se refiere a la acumulación térmica del freno que puede provocar una pérdida de eficacia de los forros. Por lo general el “fadding” desaparece cuando se enfrían los forros, es lo que se denomina recuperación. En algunos casos y sobre determinados materiales puede darse el caso de una sobre recuperación, es decir, al enfriarse el forro puede producirse un aumento brutal del coeficiente de rozamiento y automáticamente aparecen ruidos, vibraciones y brusquedades al frenar.

a. Frenos de disco

El freno de disco es un sistema de frenado normalmente para ruedas de vehículos, en el cual una parte móvil (el disco) solidario con la rueda que gira es sometido al rozamiento de unas superficies de alto coeficiente de fricción (las pastillas) que ejercen sobre ellos una fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, en calor, hasta detenerlo o reducir su velocidad, según sea el caso, esta inmensa cantidad de calor ha de ser evacuada de alguna manera, y lo más rápidamente posible (Gil, 2004).

El mecanismo es similar en esto al freno de tambor, con la diferencia de que la superficie frenante es menor pero la evacuación del calor al ambiente es mucho mejor, compensando ampliamente la menor superficie frenante.



Figura 2.23: Freno de disco

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

El freno de disco está formado por un disco que se une al buje de la rueda o forma parte de él, girando con la rueda y constituyendo el elemento móvil de frenado. Sobre este disco, abarcando aproximadamente la quinta parte de la superficie del mismo, va montada una mordaza sujeta al puente o mangueta en cuyo interior se forman los cilindros por los que se desplazan los pistones (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001).

A estos pistones se unen las pastillas de freno de un material similar a los ferodos de las zapatas utilizadas en los frenos de tambor.

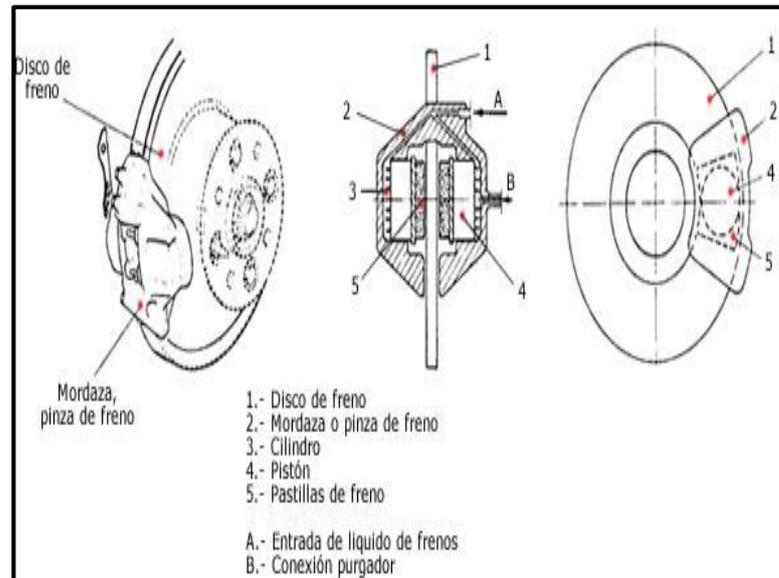


Figura 2.24: Esquema del sistema de disco de freno.

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

a.1. Sistemas de mordazas o pinza de freno

Según el sistema empleado para la sujeción de la mordaza o pinza, los frenos de disco se clasifican en:

a.1.1 Freno de pinza fija

También llamada de doble acción, la mordaza va sujeta de forma que permanece fija en el frenado. La acción de frenado se realiza por medio de dos o cuatro pistones de doble acción, desplazables, que se ajustan a caja una de las caras del disco (Gil, 2004).

Durante el proceso de frenado, actúa una presión hidráulica sobre los dos pistones y cada pistón aprieta la pastilla contra el disco.

Los frenos de pinza fija contra el disco de freno son muy sólidos, por lo que se emplea en vehículos rápidos y pesados.

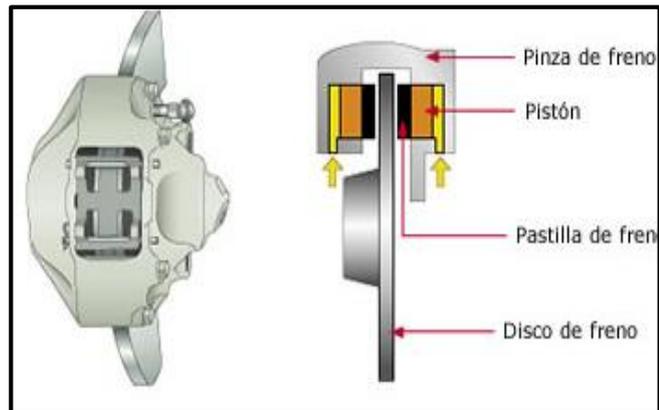


Figura 2.25: Esquema de disco con mordaza fija

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

a.1.2 Freno de pinza flotante

También llamado de reacción, el freno de disco de pinza flotante sólo utiliza un pistón, que cuando se acciona aprieta la pastilla de freno correspondiente contra el disco de freno (Gil, 2004).

La fuerza con la que el pistón aprieta la pastilla contra el disco genera una fuerza opuesta o de reacción. Esa fuerza opuesta desplaza la pinza de freno y aplica la otra pastilla contra el disco.

Si en el eje trasero se monta un sistema pinza flotante, éste se puede utilizar también como freno de estacionamiento (freno de mano) por activación mecánica.

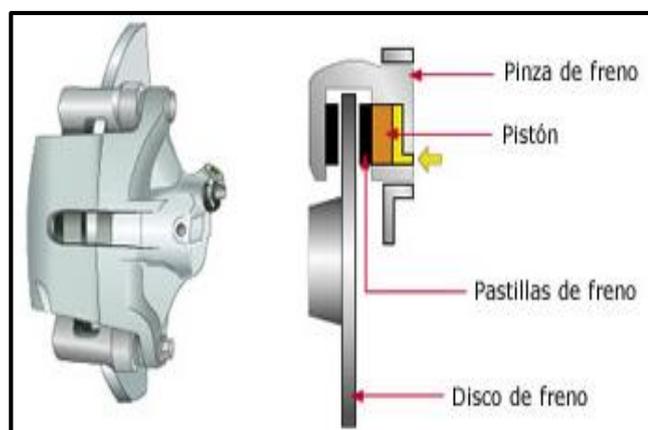


Figura 2.26: Esquema de disco con mordaza flotante.

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

a.2. Pastillas de freno

Las pastillas están diseñadas para producir una alta fricción con el disco, el material del que estén compuestas determinara la duración, potencia de frenado y su comportamiento en condiciones adversas (Gil, 2004).

Para cumplir con la normativa vigente de la fabricación de vehículos, la composición de las pastillas cambia dependiendo de cada fabricante. Aproximadamente 250 materiales diferentes son utilizados, y pastillas de calidad utilizan entre 16 a 18 componentes (Meganeboy, 2014).

Ejemplo de composición:

- 20% aglomerantes: Resina fenólica, caucho
- 10% metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio
- 10% fibras: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas
- 35% deslizantes: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio

a.3. Disco de freno

El material para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos (Meganeboy, 2014).

El disco puede ser macizo o con huecos (autoventilado), por donde circula el aire en forma de ventilador centrífugo.

- Los discos de freno pueden ser:
- Clásicos (macizos)
- Ventilados
- Taladrados o perforados
- Estriados
- Cerámicos



Figura 2.27: Disco de freno

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b. Frenos de tambor

El freno de tambor es un tipo de freno en el que la fricción se causa por un par de zapatas que presionan contra la superficie interior de un tambor giratorio, el cual está conectado al eje o la rueda (Meganeboy, 2014).

El tambor es la pieza que constituye la parte giratoria del freno y que recibe la casi totalidad del calor desarrollado en el frenado.

Se fabrica en fundición gris perlítica con grafito esférico, material que se ha impuesto por su elevada resistencia al desgaste, menor costo de fabricación y capaz de soportar cargas térmicas elevadas producidas por el rozamiento en el frenado.



Figura 2.28: Constitución de sistema de freno de tambor

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b.1. Tipos de freno de tambor

Según la forma de acoplamiento de las zapatas al tambor para ejercer el frenado, los frenos de tambor se clasifican en los siguientes tipos:

b.1.1 Freno de tambor Simplex

En este tipo de freno las zapatas van montadas en el plato, fijas por un lado al soporte de articulación y accionadas por medio de un solo bombín de doble pistón, es de los más utilizados sobre todo en las ruedas traseras (Meganeboy, 2014).

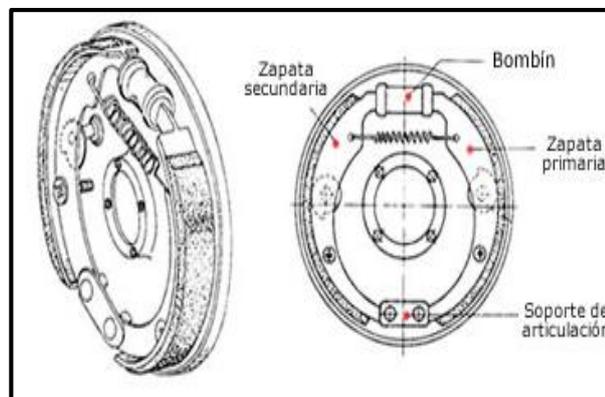


Figura 2.29: Freno de tambor Simplex

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b.1.2 Freno de tambor Duplex

En este freno, y con el fin de obtener una mayor fuerza de frenado, se disponen las zapatas en forma que ambas resulten primarias. Para ello se acopla un doble bombín de pistón único e independiente para cada zapata, los cuales reparten por igual las presiones en ambos lados del tambor.

Estos frenos provistos de bastidores con efecto unilateral son muy eficaces pero sensibles a las variaciones del coeficiente de rozamiento (Meganeboy, 2014).

Presentan la ventaja de que, con su empleo, no se ponen de manifiesto reacciones sobre los rodamientos del buje.

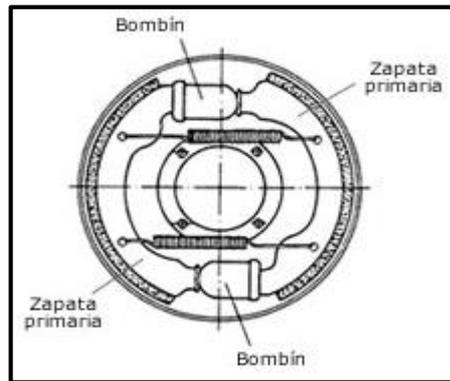


Figura 2.30: Freno de tambor Duplex

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b.2. Plato de freno

El plato de freno está constituido por un plato porta frenos o soporte de chapa embutida y troquelada, sobre el que se monta el bombín o bombines de accionamiento hidráulico y las zapatas de freno y demás elementos de fijación y regulación.

Las zapatas se unen por un extremo al bombín y por el otro a un soporte fijo o regulable; a su vez, se mantienen unidas al plato por medio de un sistema elástico de pasador y muelle, que permite un desplazamiento de aproximación al tambor y las mantiene fijas en su desplazamiento axial. El muelle, que une las dos zapatas, permite el retroceso de las mismas a su posición de reposo cuando cesa la fuerza de desplazamiento efectuada por el bombín (Meganeboy, 2014).

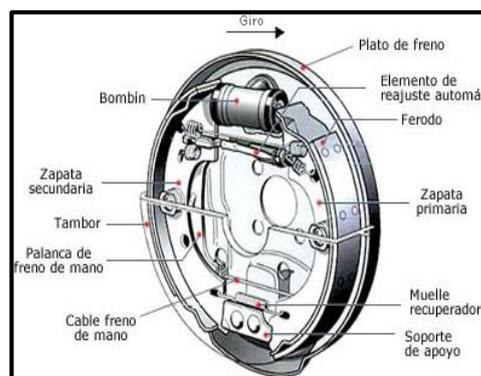


Figura 2.31: Esquema plato de freno

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

b.3. Zapatas

Las zapatas de freno están formadas por dos chapas de acero soldadas en forma de media luna y recubiertas en su zona exterior por los ferodos o forros de freno, que son los encargados de efectuar el frenado por fricción con el tambor.

Los forros de freno se unen a la zapata metálica por medio de remaches embutidos en el material hasta los 3/4 de espesor del forro para que no rocen con el tambor, o bien pegados con colas de contacto. El encolado favorece la amortiguación de vibraciones y, como consecuencia, disminuyen los ruidos que éstas ocasionan durante el frenado (Meganeboy, 2014).

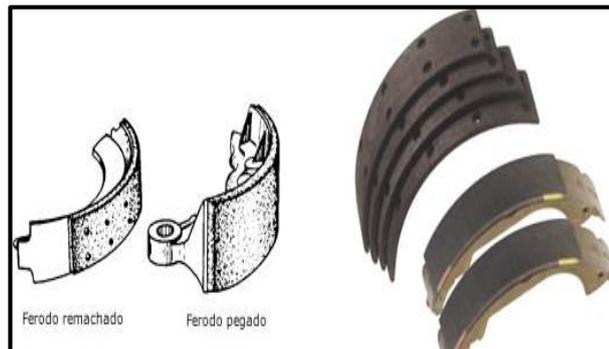


Figura 2.32: Zapatas de freno

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

c. Frenos de estacionamiento

La función del freno de mano o freno de estacionamiento, es la de que un vehículo estacionado no se ponga en movimiento por sí solo, aun cuando se puede utilizar como freno de emergencia si es necesario durante la marcha del vehículo (Gil, 2004).

Es una palanca que se encuentra al alcance del conductor; la palanca va unida por unos cables a la leva de freno. Al accionar la palanca las levas acciona los dispositivos frenantes de las ruedas ocasionando un frenado que en caso de darse con el vehículo andando suele ser muy brusco.

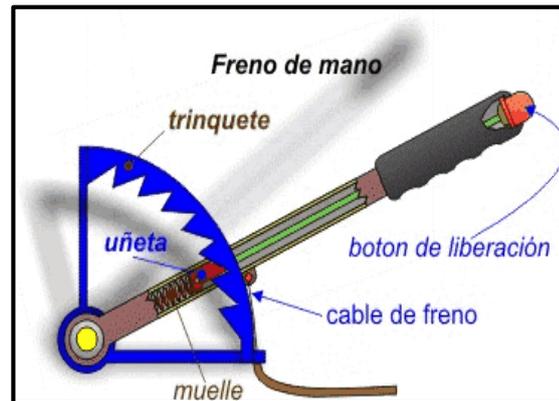


Figura 2.33: Freno de mano

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

2.4.3. Componentes de sistema de frenado

Pedal de freno: Pieza metálica que transmite la fuerza ejercida por el conductor al sistema hidráulico. Con el pedal conseguimos hacer menos esfuerzo a la hora de transmitir dicha fuerza. El pedal de freno forma parte del conjunto “pedalera”, donde se sitúan 2 o 3 palancas de accionamiento individual que nos permiten manejar los principales sistemas del vehículo.

Bomba de freno: Es la encargada de crear la fuerza necesaria para que los elementos de fricción frenen el vehículo convenientemente. Al presionar la palanca de freno, desplazamos los elementos interiores de la bomba, generando la fuerza necesaria para frenar el vehículo; Básicamente, la bomba es un cilindro con diversas aperturas donde se desplaza un émbolo en su interior, provisto de un sistema de estanqueidad y un sistema de oposición al movimiento, de tal manera que, cuando cese el esfuerzo, vuelva a su posición de reposo.

Los orificios que posee la bomba son para que sus elementos interiores admitan o expulsen líquido hidráulico con la correspondiente presión.

Servofreno: Es el elemento que se utiliza para ayudar al conductor en la acción de frenado. La acción del servofreno se suma a la fuerza ejercida por el conductor sobre el pedal de freno, con el fin de mejorar la frenada. El

servofreno se fue implantando en todos los vehículos a medida que estos ganaban en peso y potencia.

El servofreno funciona por medio del vacío generado en el colector de admisión del propio motor del vehículo.

Canalizaciones: Las canalizaciones se encargan de llevar la presión generada por la bomba a los diferentes receptores, se caracterizan por que son tuberías rígidas y metálicas, que se convierten en flexibles cuando pasan del bastidor a los elementos receptores de presión. Estas partes flexibles se llaman “latiguillos” y absorben las oscilaciones de las ruedas durante el funcionamiento del vehículo. El ajuste de las tuberías rígidas o flexibles se realiza habitualmente con acoplamientos cónicos, aunque en algunos casos la estanqueidad se consigue a través de arandelas deformables (cobre o aluminio).

Bombines (frenos de expansión interna): Es un conjunto compuesto por un cilindro por el que pueden desplazarse uno o dos pistones, dependiendo de si el bombín es ciego por un extremo o tiene huecos por ambos lados (los dos pistones se desplazan de forma opuesta hacia el exterior del cilindro).

Los bombines receptores de la presión que genera la bomba se pueden montar en cualquiera de los sistemas de frenos que existen en la actualidad.

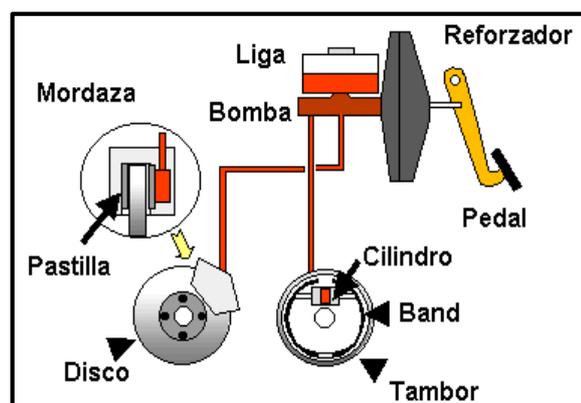


Figura 2.34: Componentes del sistema de freno

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS Y DISEÑO DE LOS ELEMENTOS

3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN

Para el desarrollo del diseño e implementación del sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 se utilizara como datos de partida parámetros conocidos de la estructura del chasis y la carrocería los cuales se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1: Datos chasis y carrocería

Masa Total del Vehículo	1600 kg
Ancho de Vía	1.4 m
Batalla	2.2 m

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En el desarrollo del diseño del vehículo blindado 4x4 se tomará en consideración situaciones extremas de funcionamiento que va a estar sometido el vehículo a fin de determinar características que definan el óptimo funcionamiento del sistema.

3.1.1. Cargas que soporta el vehículo blindado 4 x 4

El vehículo blindado 4x4 mostrado en la figura 3.1 va a estar sometido sobre terrenos irregulares o en mal estado, produciendo así golpes en las ruedas transfiriéndose en forma de oscilaciones a los ejes y enviándolos al chasis.

Dichas oscilaciones que se originan en el vehículo blindado 4x4 se pueden dividir en dos grandes grupos, los cuales son (LUQUE P., 2008):

- Ajenas al vehículo o indirectas: Estas envían a la masa suspendida mediante las masas no suspendidas, en la cual actúan directamente el estado del terreno.

- Propias del vehículo: Son producidas sobre la masa suspendida por todos los elementos que forman parte en ella, es decir, son las principales fuentes de vibraciones que contiene del vehículo y que surgen principalmente de los componentes rotativos como por ejemplo el conjunto conformado por llantas-neumáticos, el sistema de tracción-transmisión, el motor y las acciones aerodinámicas.

Otras oscilaciones que se producen cuando el vehículo es erradamente manipulado con una conducción inapropiada y mal reparto de equilibrio de cargas, estos movimientos se generan en el centro de gravedad y este transmite en varios sentidos (LUQUE P., 2008).

Existen tres tipos de oscilaciones:

- Empuje: se produce al pasar por terreno ondulado
- Cabeceo: debido a las frenadas bruscas
- Bamboleo: se genera al tomar curvas a alta velocidad.

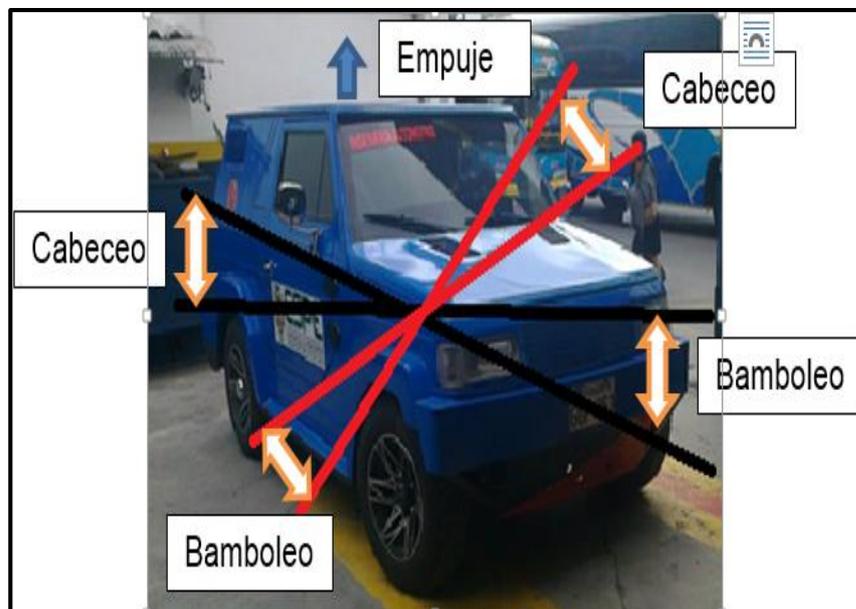


Figura 3.1: Cargas que soporta el sistema de suspensión

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Las oscilaciones de la suspensión delantera y trasera aumentan o disminuyen en función de la carga y del estado de los muelles helicoidales y

amortiguadores, por lo tanto, si se mantiene una oscilación constante tendremos una suspensión aproximada a la requerida.

3.1.2. Seguridad, confort y estabilidad en ruta

El confort depende de demandas dinámicas, las que provocan desplazamientos longitudinales, transversales, verticales, angulares de amplitud y frecuencias variables, pero desde el punto de vista del confort podemos tomar en cuenta solo los desplazamientos verticales los que son diversos e importantes (LUQUE P., 2008).

Factores de movimientos que influyen en el vehículo blindado 4x4:

A: Amplitud [m]

a: Aceleración [m/s]

N: Frecuencia [$^c/min$]

f: Flexibilidad [mm/kN]

k: Rigidez [N/m]

Para este estudio disponemos de las Ecuación (3.1) y Ecuación (3.2)

$$a_{max} = 40 * A * N^2$$

Ecuación 3.1: Aceleración espectral

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Ecuación 3.2: Frecuencia espectral

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

3.1.3. Irregularidades del terreno

La rugosidad de la carretera incluye desde los baches los cuales son los resultados de fallas que se encuentran en el asfalto hasta las desviaciones aleatorias procedentes de los lugares geográficos que presenta nuestro país (Ecuador).

La representación más utilizada se la denomina Densidad Espectral de Potencia (Power Spectral Density - PSD), otro de los puntos son los fenómenos físicos los cuales se clasifican en determinísticos y aleatorios (LUQUE P., 2008).

Las ruedas del vehículo blindado 4x4 están excitadas verticalmente por la irregularidad de las vías que pueden considerarse fenómenos aleatorios.

Para las irregularidades de la carretera, la relación aproximada entre la densidad espectral y la frecuencia espacial viene dada en la Ecuación (3.3):

$$S_z(\omega) = C_{cp} \cdot \omega^{-N}$$

Ecuación 3.3: Densidad espectral de potencia

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Dónde:

$$S_z = \text{Densidad Espectral de Potencia} \left(\frac{m^2}{\frac{c}{m}} \right)$$

C_{cp} y N = Coeficientes que Dependen del Tipo de Carretera

ω = Velocidad Angular [rad/s]

Tabla 3.2: Irregularidad del terreno

Tipo de superficie	N	C_{SP}
Autopista uniforme	3,8	$4,3 \cdot 10^{-11}$
Autopista rugosa	2,1	$8,1 \cdot 10^{-6}$
Carretera uniforme	2,1	$4,8 \cdot 10^{-7}$
Carretera con grava	2,1	$4,4 \cdot 10^{-6}$
Campo arado	1,6	$66,5 \cdot 10^{-4}$

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

A menor frecuencia el balanceo que proviene de la carretera es mucho menor que la excitación vertical.

Para la mayor parte de vehículos la resonancia en balanceo aparece en frecuencias menores (0,5 Hz a 1 Hz) que la resonancia en vaivén vertical esto quiere decir que ha elevadas frecuencias, donde las excitaciones de vaivén y balanceo son aproximadamente de la misma magnitud, los vehículos son menos sensibles al balanceo.

El caso más habitual donde se puede apreciar este fenómeno es en la circulación extraviaría de vehículos blindado 4x4, donde las vibraciones son mayores generalmente provenientes del vaivén y balanceo del vehículo.

3.2. ANÁLISIS DE CARGAS PARA EL VEHÍCULO BLINDADO 4X4

Para realizar el estudio de cargas de un vehículo blindado 4x4 entre momento polar de inercia y distribución estática de pesos se debe obtener la cantidad de peso del vehículo soportado por las 4 ruedas.

Actualmente es aceptable que en vehículos de tracción a las cuatro ruedas están distribuidos los pesos del 60% en la parte delantera y el 40% en las ruedas traseras, con el objetivo de incrementar la capacidad de tracción simultáneamente con la potencia del motor (Wikipedia, 2013).

Por otro lado, la transferencia dinámica de carga, es la carga transferida de una rueda a la otra a través de momentos actuantes sobre el centro de gravedad, cuando el vehículo es acelerado o cambia su movimiento de un sentido o en otro.

3.2.1. Cargas muertas

Corresponde al peso total del chasis en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios.

Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijas a un mismo lugar. Éstas son el peso propio de la estructura y otras cargas permanentemente unidas a ellas.

Se realiza una sumatoria de todas las cargas muertas que influyen en el vehículo blindado 4x4, a continuación en la tabla 3.3 se muestra cada uno de los valores correspondientes.

Tabla 3.3: Cargas muertas

Masa de Cargas Muertas	Masa (Kg)
Masa del vehículo	1325
Masa del tanque de combustible	45
Total	1370

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

a. Fuerza generada por la carga muerta

$$m_{cm} = m_v + m_{tc}$$

$$F_{cm} = m_{cm} * g$$

Ecuación 3.4: Fuerza generada por carga muerta

Fuente: (Suntaxi, 2014)

$$F_{cm} = 1370 \text{ Kg} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{cm} = 13426 \text{ N}$$

Donde:

F_{cm} = fuerza generada por carga muerta (N)

m_{cm} = masa de la cargas muertas (Kg)

m_v = masa del vehículo (Kg)

m_{tc} = masa del tanque de combustible (Kg)

g = gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

3.2.2. Cargas vivas

Corresponde a la carga por ocupación y se la considerará como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería. Las cargas vivas son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud.

Se considera carga viva a objetos móviles con magnitud y posición variables una ejemplo claro son las personas que van a ocupar el vehículo blindado 4x4 y el baúl que va a estar en la parte posterior del vehículo.

En la tabla 3.4 se muestra cada uno de los pesos que influirán con cargas vivas en el vehículo blindado 4x4.

Tabla 3.4: Cargas vivas

Masa de Cargas Vivas	Masa (Kg)
Masa de piloto	90
Masa del copiloto	90
Masa del baúl	50
Total	230

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

a. Fuerza generada por la carga vivas

$$m_{cv} = mp + mc + mb$$

$$F_{cv} = m_{cv} * g$$

Ecuación 3.5: Fuerzas generadas por cargas vivas

Fuente: (Suntaxi, 2014)

$$F_{cv} = 230 * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{cv} = 2256.3 N$$

$$m_T = m_{mt} + m_{cv}$$

$$m_T = 1600 Kg$$

Donde:

F_{cv} = fuerza generada por carga viva (N)

mp = masa del piloto (Kg)

mc = masa del copiloto (Kg)

mb = masa del baúl (Kg)

m_{cv} = masa de cargas vivas (Kg)

m_T = masa total del vehículo (Kg)

3.2.3. Determinación de la fuerza total

$$F_t = F_{cm} + F_{cv}$$

Ecuación 3.6: Fuerza total de cargas vivas y muertas

Fuente: (Suntaxi, 2014)

$$F_t = 13426 + 2256.3$$

$$F_t = 15682.3 N$$

Donde:

$F_t = \text{Fuerza total de cargas vivas y muertas (N)}$

3.2.4. Distribución estática de pesos

En la figura 3.2 se muestra la distribución estática de pesos la cual se puede realizar con la ayuda de balanzas, este proceso consta básicamente de dos pesajes una para la parte delantera y la otra a la parte trasera.



Figura 3.2: Distribución estática de pesos

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Con los porcentajes de distribución de carga se obtuvo los siguientes valores que se muestra en la figura 3.3:

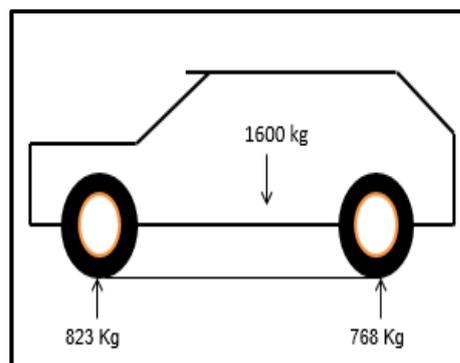


Figura 3.3: Distribución estática de masas

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.2.5. Posición longitudinal del centro de gravedad

Es donde está ubicado el centro de gravedad para el vehículo blindado

A continuación se muestra en la figura 3.4 la posición de la gravedad

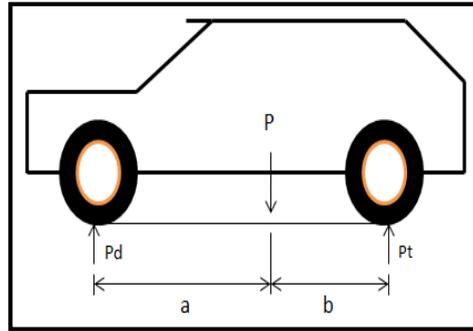


Figura 3.4: Posición longitudinal de la gravedad

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$B = a + b$$

Ecuación 3.7: Batalla del vehículo

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$B = 2200 \text{ mm}$$

$$m_d = m_T * \frac{a}{B}$$

Ecuación 3.8: Peso del eje delantero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$m_t = m_T * \frac{b}{B}$$

Ecuación 3.9: Peso del eje trasero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Donde:

$B = \text{Batalla}(\text{mm})$

$a = \text{Distancia Delantera}(\text{mm})$

$a = 1,2 \text{ mm}$

$b = \text{Distancia Trasera} (\text{mm})$

$b = 1,0 \text{ mm}$

$m_d = \text{masa delantera (Kg)}$

$m_t = \text{masa trasera (Kg)}$

$m_d = 832\text{Kg}$

$m_t = 768\text{Kg}$

Con la obtención de los datos se determina la altura del centro de gravedad del vehículo inclinando en un ángulo determinado, para este caso es de 10 grados, con los pesos de cada ejes delantero y trasero y realizando sumatoria de fuerzas, momentos se calcula la altura del centro de gravedad en la figura 3.5 se muestra la distribución.

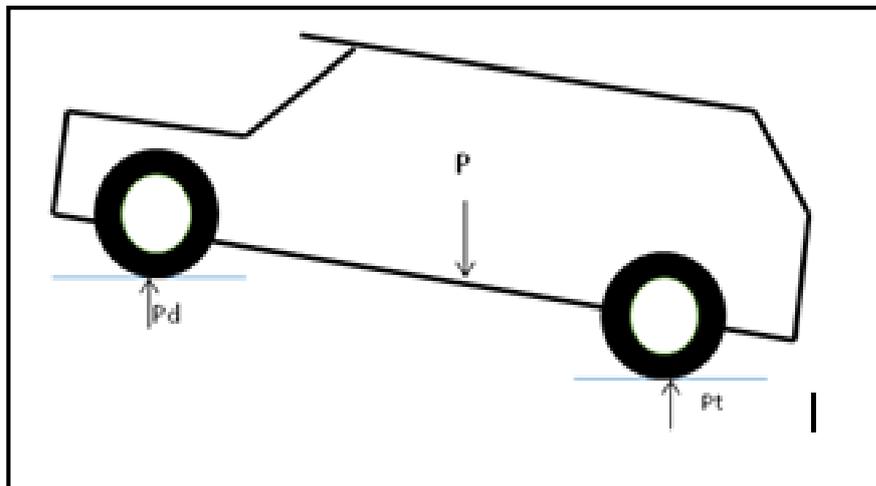


Figura 3.5: Vehículo inclinado

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.2.6. Altura de centro de gravedad

Es la distancia que tiene el vehículo desde los neumáticos hasta una altura H, para el cálculo se tomara el sistema de coordenadas (X,Y), mientras que el sistema (X',Y') es de referencia, indica que el vehículo esta a 0°.

En la figura 3.6 se descomponen las fuerzas del vehículo blindado de acuerdo al ángulo de 10° por lo consiguiente:

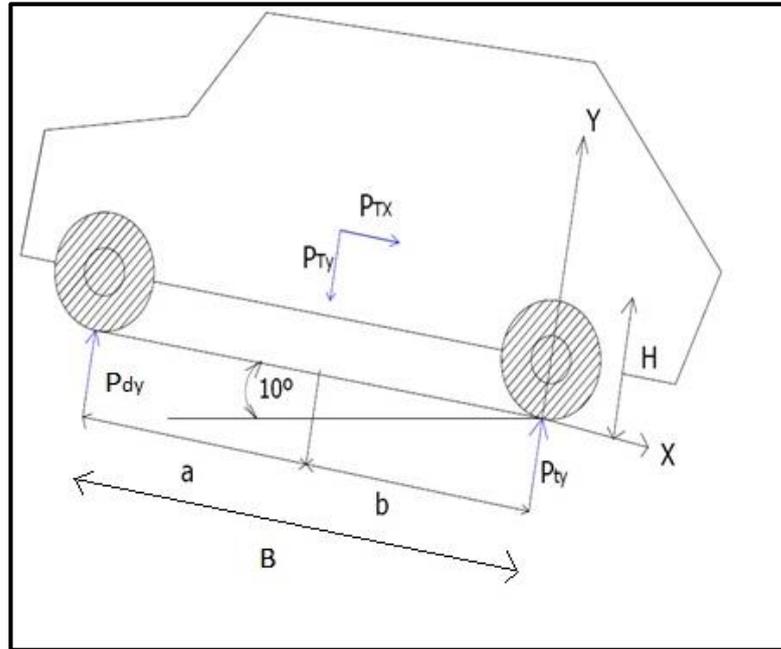


Figura 3. 6: D.C.L. del vehículo blindado 4x4

Fuente: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$m_{Tx} = \sin(10^\circ) * m_T = 277,83 \text{ Kg}$$

$$P_{Tx} = m_{Tx} * g = 2725,51 \text{ N}$$

$$m_{Ty} = \cos(10^\circ) * m_T = 1575,69 \text{ Kg}$$

$$P_{Ty} = m_{Ty} * g = 15457,51 \text{ N}$$

$$m_{dy} = \cos(10^\circ) * m_d = 819,36 \text{ Kg}$$

$$P_{dy} = m_{dy} * g = 8037,91 \text{ N}$$

$$m_{ty} = \cos(10^\circ) * m_t = 760,33 \text{ Kg}$$

$$P_{ty} = m_{ty} * g = 7451,21 \text{ N}$$

$$144,47 + 133,36 - 277,83 = 0$$

$$+\sum Fy = 0$$

$$P_d y + P_t y - P_T y = 0$$

$$8037,91 + 7451,21 - 15457,51 = 0$$

$$\downarrow + \sum M_o = 0$$

$$(-P_d y * B) + (P_T y * b) - (P_T x * H) = 0$$

$$(-8037,91 * 2,2) + (15457,51 * 1,0) - (2725,51 * H) = 0$$

$$H = 816,66 \text{ mm}$$

$$H = 816,66 \approx 800 \text{ mm}$$

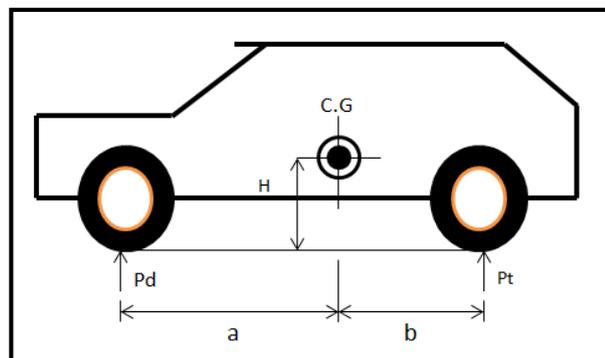


Figura 3. 7: D.C.L. del centro de gravedad

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.2.7. Transferencia longitudinal de carga en el vehículo blindado 4x4

Se le denomina como la transferencia del peso del vehículo blindado 4x4 distribuido en la parte delantera como trasera, va a depender de si se frena o se acelera, cuando se frena la parte delantera del vehículo tiende a descender y la parte trasera a levantarse cuando esto sucede se trata de una transferencia de carga hacia adelante entonces el tren delantero va a soportar el peso del vehículo, ahora cuando se acelera la parte delantera del vehículo se eleva y la trasera descende, cuando esto sucede se denomina una transferencia de carga trasera, entonces se le denomina que el tren trasero va a soportar el peso del vehículo blindado 4x4 (Adrian, 2013).

La fuerza centrífuga que actúa sobre un vehículo cuando gira hace que el peso se transmita desde un lado de la carrocería al otro.

Para el cálculo se estima una pendiente de 40° y una desaceleración de 0.8 gravedad (g). Con estos datos se obtiene la carga soportada por el eje delantero, (condiciones extremas de manejo).

$$TLoC = a * m_T * \frac{H}{L}$$

Ecuación 3.10: Transferencia longitudinal de carga

Fuente: (Boisseaux, 1969)

Donde:

$TLoC =$ *Transfere longitudinal de Carga (N)*

$a =$ *Aceleración Positiva o Negativa ($\frac{m}{s^2}$)*

$H =$ *Altura del Centro de Gravedad(m)*

$B =$ *Distancia Entre ejes o Batalla (m)*

a. Transferencia longitudinal de carga en pendientes

Es el peso transferido en un ángulo de inclinación, si el vehículo se encuentra descendiendo toda la transferencia del peso va hacia la suspensión delantera, mientras que si está ascendiendo toda la transferencia de peso va a la suspensión trasera.

$$TLoCp = Rp * \frac{H}{L}$$

Ecuación 3.11: Transferencia longitudinal de carga en pendiente

Fuente: (Boisseaux, 1969)

Donde:

$TLoCp =$ *Transferencia Longitudinal de Carga en Pendientes (N)*

$R_p =$ Resistencia debido a Rampas Kg

$\beta =$ Ángulo de Inclinación de la Rampa en ($^{\circ}$)

$H =$ Altura del Centro de Gravedad(mm)

$L =$ Distancia entre Ejes (mm)

En las subidas, esta fuerza descarga el eje delantero y sobrecarga el eje trasero; su acción es inversa en los descensos.

$a = 0,8g$

$\beta = 40^{\circ}$

$H = 0.8 m$

$L = 2.200 m$

$m_T = 1600 Kg$

$$R_p = m_T * \sin \beta = 1028,46Kg$$

$$TLoCp = R_p * \frac{H}{L}$$

$$TLoCp = 1028.46 * \frac{0.80}{2.200} * g$$

$$TLoCp = 3665,05 N$$

b. Transferencia longitudinal de carga por frenado

El valor de la transferencia de carga que se produce al frenar del eje trasero al delantero, depende de la altura del centro de gravedad del vehículo y de la batalla del vehículo, es decir, de su distancia entre ejes. (Salazar, 2002)

$$TLoCf = a * m_T * \frac{H}{L}$$

Ecuación 3. 12: Transferencia longitudinal de carga por frenado

Fuente: (Boisseaux, 1969)

Donde:

$TLoCf$ = Tranferencia longitudinal de carga por frenado

$$TLoCf = 0.8g * 1600 * \frac{0.80}{2.200}$$

$$TLoCf = 4561,45 N$$

c. Total de carga transferida

Es la transferencia longitudinal de carga en pendientes ($TLoCp$) más la transferencia longitudinal de carga en frenado ($TLoCf$)

$$TCTr = TLoCp + TLoCf = 8226,50 N$$

Donde:

$TCTr$ = Total de carga transferida

d. Total de carga soportada por el eje delantero

Se determina el peso de las ruedas delanteras (Pd) cuando el vehículo está en reposo más el total de la carga transferida ($TCTr$).

$$P_{cd} = Pd + TCTr$$

Ecuación 3.13: Total de carga soportada por el eje delantero

Fuente: (Boisseaux, 1969)

$$P_{cd} = 1654,50 N$$

Donde:

P_{cd} = Total de carga soportada por el eje delantero

e. Carga soportada por el eje trasero

Se determina que es el peso del eje trasero (P_t) en condiciones de reposo menos el total de carga transferida ($TCTr$).

$$P_{ct} = P_t - TCTr = 8277,13 \text{ N}$$

Donde:

P_{ct} = Total de carga soportada por el eje trasero

f. Transferencia de carga aceleración brusca

Cuando se aplica una aceleración el peso se transfiere al eje trasero, permitiendo que haya una menor tracción mientras que en el eje delantero se descarga.

Aceleración máxima: Se toma en cuenta un factor en condiciones de manejo ya probadas, a continuación se muestra la en la ecuación de aceleración máxima.

$$a_{m\acute{a}x} = 0.8 * g$$

$$a_{m\acute{a}x} = 0.8 * 9,81$$

$$a_{m\acute{a}x} = 1.76 \frac{m}{s^2}$$

Donde:

$$a_{max} = \text{aceleración máxima} \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Se determina la transferencia de carga durante la aceleración.

$$W_a = \frac{a_{max} * m_T * H}{B}$$

Ecuación 3.14: Transferencia de carga

Fuente: (Milliken & Milliken, 1995)

$$W_a = \frac{1.76 * 1600 * 0,8}{2,2}$$

$$W_a = 1024 N$$

Donde:

$$W_a = m_d = \text{Transferencia de masa (Kg)}$$

$$a = \text{aceleración } \frac{m}{s^2}$$

$$H = \text{centro de gravedad (mm)}$$

$$P = \text{batalla(mm)}$$

g. Peso en el eje delantero en aceleración brusca

$$Pd_{ac} = (m_t * \gamma p) + \left(\frac{W_a}{g} * \gamma v \right)$$

Ecuación 3.15: Carga en el eje delantero en aceleración brusca

Fuente: (Milliken & Milliken, 1995)

$$Pd_{ac} = (832 * 1.33) + \left(\frac{768}{9.8} * 1.5 \right)$$

$$Pd_{ac} = 1224,11N$$

Donde:

$$Pd_{ac} = \text{masa del eje delantero aceleración brusca (N)}$$

$$m_t = \text{masa total del eje delantero(Kg)}$$

$$\gamma p = \text{factor de carga permanente (1.33)}$$

$$\gamma v = \text{factor de carga variable (1.5)}$$

El dato obtenido indica que la carga mientras se aplica una aceleración brusca tomando en cuenta los parámetros de la ecuación 3.15 asegura la fiabilidad por concepto de falla mecánica de los diferentes componentes del vehículo.

3.2.8. Transferencia lateral de carga en un vehículo blindado 4x4

Cuando el vehículo toma una curva, el peso pasa de las ruedas de la parte interna de la curva a las ruedas de la parte externa de la misma, debido a la fuerza centrífuga o fuerza lateral que se ejerce sobre el vehículo (Nash, 2004).

Los fenómenos relativos a la transferencia en las curvas constituyen uno de los aspectos fundamentales del confort y de la estabilidad, y su magnitud y modalidades con que tienen lugar dependen de la posición del baricentro y del esquema de las suspensiones.

Se define por:

$$TLaC = al * m_d * \frac{H}{S}$$

Ecuación 3.16: Transferencia lateral de carga

Fuente: (Boisseaux, 1969)

Donde:

$TLaC =$ *Transferencia Lateral de Carga (N)*

$al =$ *Aceleración Lateral (g)*

$H =$ *Altura del Centro de Gravedad(m)*

$S =$ *Trocha – Ancho de Vía(m)*

Datos:

$al = 0.8 (g)$

$H = 0,50(m)$

$S = 1,40(m)$

$$TLaC = al * m_t * \frac{H}{S}$$

$$TLaC = 0.8 * 832 * \frac{0.80}{1,40}$$

$$TLaC = 380,34 \text{ N}$$

En la figura 3.8 se muestra la transferencia lateral de carga en las ruedas traseras es de 380,34 N.

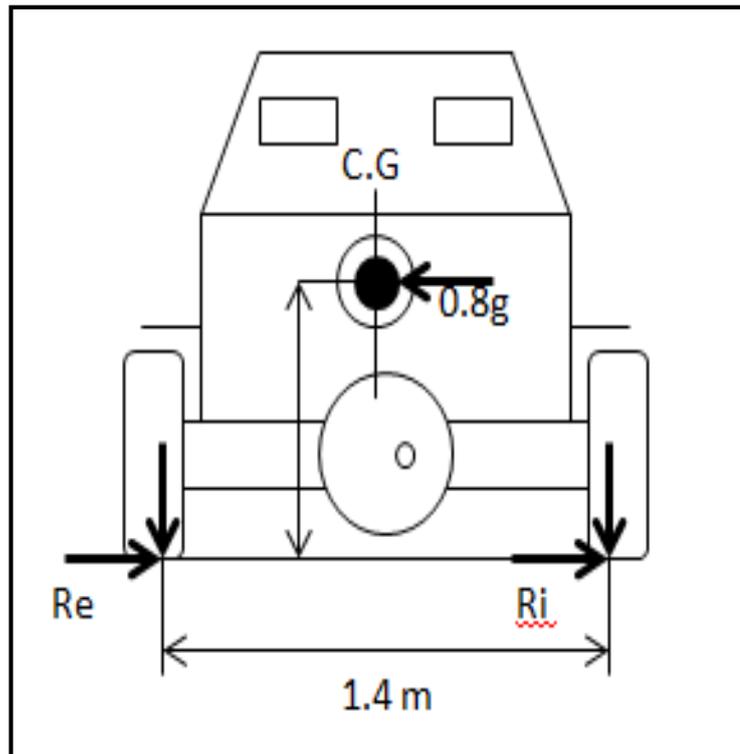


Figura 3. 8: Transferencia lateral de carga

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Para determinar los cálculos se determina las condiciones que va a estar el vehículo en este caso caminos irregulares, arenosos, empedrados y asfalto.

El coeficiente de fricción va a depender del estado de la carretera o el camino por donde quiera dirigirse el vehículo blindado 4x4.

Tabla 3.5: Coeficiente de rozamiento
COEFICIENTES DE ROZAMIENTO (μ)

Terreno	Estado del terreno	Neumático	
		Nuevos	Viejos
Hormigón	Seco	0,9-0,7	0,6-0,4
	Mojado	0,6-0,4	0,4-0,3
Asfalto grueso	Seco	0,9-0,7	0,6-0,4
	Mojado	0,6-0,4	0,4-0,3
Asfalto normal	Seco	0,9-0,7	0,6-0,4
	Mojado	0,6-0,4	0,4-0,3
Barro		0,2	0,1
Hielo		0,1	0,2

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

3.2.9. Límite de velocidad de vuelco

Se habla de velocidad de vuelco cuando al tomar una curva en el vehículo blindado 4x4, recibe una acción de fuerzas centrífugas, las cuales están situadas en el centro de gravedad correspondiente. Los neumáticos reaccionan ante estas sollicitaciones en función de la adherencia disponible en el contacto con la calzada, de acuerdo con las características del vehículo blindado 4x4, tanto geométricas como dinámicas, con un incremento de la fuerza transversal puede producirse o bien el vuelco o el derrape del mismo. Para esto se analiza bidimensionalmente, los dos efectos, llegándose a determinar las acciones límites de derrape y de vuelco; la menor de ambas marca el umbral de la circulación segura. Si bien la velocidad de derrape depende esencialmente de la adherencia entre la rueda y la calzada, la

velocidad límite de vuelco está relacionada directamente con las características del sistema de suspensión.

a. Análisis por peralte

Para el análisis de diseño se considera un peralte de 7° y una aceleración de $0.8g$.

$$Vv = \sqrt{g * R * \frac{\frac{S}{2H} + \tan \zeta}{1 - \frac{S}{2H} * \tan \zeta}}$$

Ecuación 3.17: Análisis por peralte

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Donde:

$S =$ Ancho entre ruedas o vía (m)

$H:$ Altura del centro de Gravedad de la Masa Suspendida(m)

$g =$ Gravedad (m/s^2)

$\zeta =$ Peralte(grados)

$R =$ Radio de Curvatuda(m)

$Vv =$ Velocidad de vuelco

$$Vv = \sqrt{9.81 * 8 * \frac{\frac{1.6}{2 * 0.80} + \tan 7^\circ}{1 - \frac{1.40}{2 * 0.80} * \tan 7^\circ}}$$

$$Vv = 9,89 \frac{m}{s}$$

3.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Para la selección del sistema de suspensión en el vehículo blindado 4x4 es necesario partir de un sistema ya establecido en el medio automotriz, ya que en nuestro país no existe la suficiente tecnología para desarrollar la construcción de los elementos.

En la selección del sistema de suspensión delantera se designó el sistema independiente porque sus características principales y necesarias para el vehículo blindado 4x4 son ocupar menos espacio de construcción, mejor resistencia a las vibraciones de la dirección, tales como oscilaciones de las ruedas directrices sobre su eje, menor masa no suspendida y mayor rigidez al balanceo para una misma elasticidad del conjunto.

Para la parte trasera se seleccionó el sistema de suspensión dependiente por que el tren trasero de transmisión depende mucho del sistema 4x4 por eso es necesario el sistema.

3.3.1. Alternativas de la suspensión independiente de eje delantero

a.1. Alternativa 1: Suspensión McPherson brazo triangular

En la figura 3.9 se muestra brazos oscilantes están fijados al sub-bastidor por dos soportes de goma-metal. La separación funcional de las fuerzas longitudinales (soporte delantero) y laterales (soporte trasero) permiten alcanzar una agilidad, una seguridad y un confort de marcha óptimos sin que ambas fuerzas se influyan mutuamente. En la práctica, este diseño de eje es notable por los elevados niveles de confort de marcha y la excelente seguridad que proporciona en el momento de conducir. Las ventajas del eje McPherson son una menor masa no suspendida, una amplia base de apoyo, fuerzas reducidas y un diseño más compacto.



Figura 3.9: Sistema de suspensión McPherson

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Alternativa 2: Suspensión independiente de paralelogramo deformable

En la figura 3.10 se muestra la suspensión independiente de paralelogramo, está formada por brazos desiguales, la longitud e inclinación del brazo superior controlan la variación de la caída, que tienen a ser negativa en la rueda con mayor carga, cuando menor sea la longitud del brazo superior y cuando más inclinado esté hacia el centro de gravedad, el centro de balanceo se acercará más al centro de gravedad y disminuirá el momento de balanceo estático.

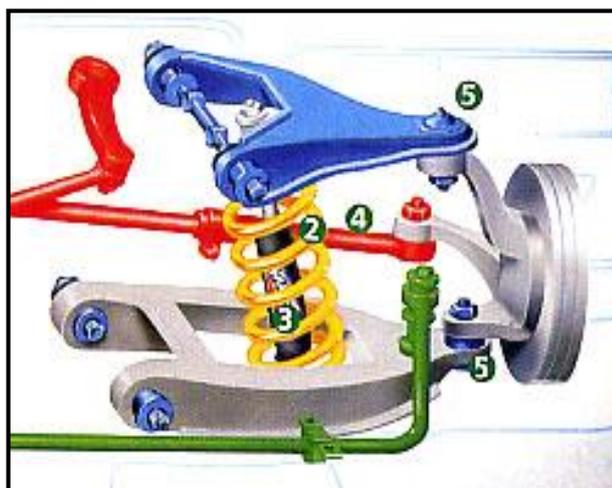


Figura 3.10: Sistema de suspensión independiente

Fuente: (EcuRed, 2012)

3.3.2. Análisis de alternativas

a. Criterio económico

Se debe orientar a un sistema estable de suspensión, de un costo admitido que tenga la posibilidad de adquirirla y sea capaz de montarla de acuerdo a la necesidad del vehículo blindado 4x4.

b. Criterios técnicos

Ergonomía: En el vehículo blindado 4x4 se busca obtener un balanceo, estabilidad, confort, tolerables que no ocupe mucho espacio y sobre todo un buen sistema de suspensión que sea capaz de proporcionar al conductor como a los ocupantes comodidad al momento de conducir ya que la masa total del vehículo blindado es de 1600 Kg.

Peso: En este punto es muy importante acotar que se debe tomar en cuenta el peso que tiene todo el sistema de suspensión y ver la robustez del sistema.

c. Evaluación de las alternativas

Las alternativas planteadas serán sometidas a una evaluación en base a los criterios técnicos y económicos. Existen diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor entre (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 3.6: Evaluación económica

		Puntaje (pi)			
Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa	Alternativa	Puntaje Ideal	
		1	2		
1	Materiales	3	4	3	5
2	Fuentes de Energía	2	4	3	5
3	Costos de Adaptación	3	4	3	5
4	Mantenimiento	3	5	4	5
Total = $\sum (fi * pi)$			47	39	55
Coefficiente Económico=P total/P ideal			85,45%	70,90%	100%

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la tabla 3.6 se determina que la alternativa 1 es superior a la alternativa 2 debido a que sus materiales son de mejor calidad y más resistentes con un costo menor, además los costos de adaptación es más económico ya que en la actualidad existe mucha más demanda.

Tabla 3.7: Evaluación técnica

		Puntaje (pi)			
	Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa	Alternativa	Puntaje Ideal
			1	2	
1	Estabilidad	3	5	4	5
2	Seguridad	3	5	4	5
3	Confort	2	4	4	5
4	Movimientos indeseables	3	4	4	5
5	Peso	3	4	3	5
6	Espacio	2	5	3	5
Total = $\sum (fi * pi)$			82	67	90
Coefficiente económico=P total/P ideal			91,11%	74,44%	100%

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la tabla 3.7 alternativa 1 es la mas conveniente ya que nos brinda las características técnicas mas adecuadas para la seleccion del sistema de suspension.

3.3.3. Selección de la alternativa y elementos principales de la suspensión delantera

La alternativa más adecuada será la opción que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, nos brinde características

tanto de confort, seguridad y construcción. La que nos ofrece esto es la alternativa 1

a. Amortiguador delantero IRONMAN nitro gas 12665gr

En la figura 3.11 se muestra el amortiguador, este componente es muy esencial, da estabilidad en el camino, comodidad, y sobre todo mucha seguridad, el amortiguador más apto para el vehículo blindado.

Características:

- Doble construcción del tubo.
- Arbustos flexibles de caucho.
- Fluido resistente a alta temperatura.

Tiene alta flexibilidad, da seguridad ya que mantiene a las llantas en perfecto contacto con el camino, garantizando frenadas seguras y facilidad de maniobra, evitan movimientos extraños como vibraciones laterales y derrape y sobre todo excelente respuesta de la dirección en virajes bruscos.



Figura 3.11: Amortiguador delantero

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Mangueta

En la figura 3.12 se muestra el elemento en el cual va estar alojado los componentes principales de la suspensión está elaborada de acero fundido resistente a la flexibilidad muy resistente a las cargas.

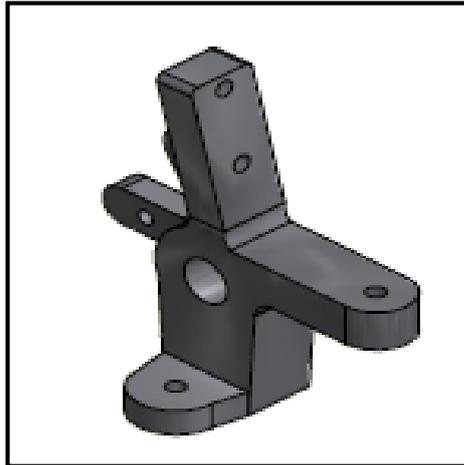


Figura 3.12: Mangueta

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Mesa

En la figura 3.13 se puede apreciar la mesa de suspensión donde va estar alojado el resorte helicoidal soporta cargas laterales y es de material de acero.

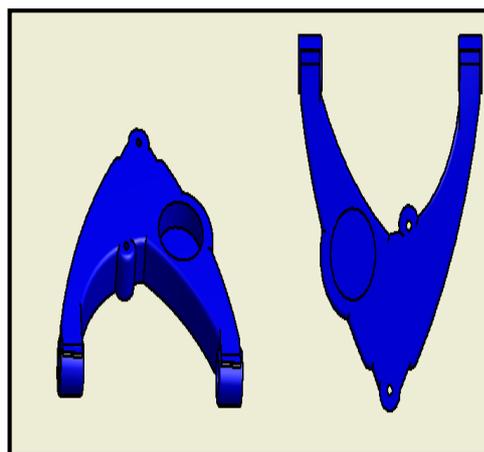


Figura 3.13: Mesa de suspensión

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

d. Resortes helicoidales IRONMAN

Mayor rango de compresión, que mejora la conducción y durabilidad de los componentes, eleva al vehículo con respecto al suelo, en la figura 3.14 se muestra los muelles helicoidales están fabricados con el mejor acero al silicio de magnesio este resorte va a soportar una movimientos laterales verticales.

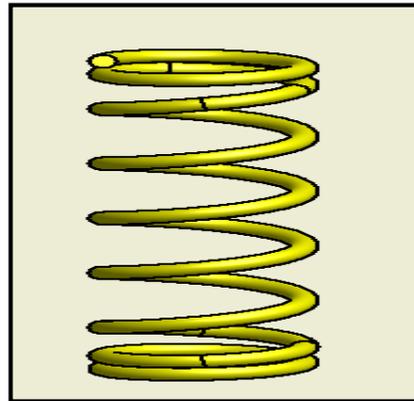


Figura 3.14: Resorte helicoidal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

e. Barra estabilizadora

Es un componente de la suspensión que permite solidarizar el movimiento vertical de las ruedas opuestas, minimizando con ello la inclinación lateral que sufre la carrocería de un vehículo cuando es sometido a la fuerza centrífuga, típicamente en curvas, en la figura 3.15 se muestra a la barra estabilizadora.



Figura 3.15: Barra estabilizadora

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.3.4. Alternativas de la suspensión dependiente para el eje trasero

a. Alternativa 1: Sistema de suspensión dependiente con brazo longitudinal inferior y resorte.

Este sistema dispone de un eje trasero rígido con suspensión por muelles helicoidales, amortiguadores y barra de torsión. Sus ventajas es que tiene un brazo central unido también a la carrocería , que limitan los movimientos transversales para poder permitir un mejor movimiento de amortiguamiento, consta de dos brazos de articulaciones elásticas en uniones al eje y a la carrocería permitiendo movimientos, también da una mejor estabilidad.



Figura 3.16: Sistema de suspensión de eje rígido

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Alternativa 2: Sistema de suspensión dependiente ballestas

(Font, 2004) Su característica principal de una ballesta es su rigidez que se define como la variación de carga aplicada por unidad de desplazamiento (N/m). Este valor depende fundamentalmente del espesor y ancho de las hojas, el número de hojas, su longitud, y el módulo de elasticidad longitudinal.

En la figura 3.17 inferior se muestra la suspensión con ballestas



Figura 3.17: Suspensión dependiente con ballestas

Fuente: (Izquierdo, 2012)

3.3.5. Análisis de alternativas

a. Criterio económico

Tener una suspensión buena y a su vez de un costo cómodo para poder adquirirla ya que hay muchas variedades de suspensión, otro punto es la economía de su mantenimiento, si sus partes son fáciles de adquirirlas.

b. Criterios técnicos

Ergonomía: En la parte trasera del vehículo blindado necesitamos estabilidad, seguridad, comodidad para los ocupantes dentro del vehículo y reacción a caminos irregulares movimientos bruscos.

Peso: El peso debe ser moderado para el vehículo blindado ya que este va unido con el tren de potencia del vehículo blindado 4x4 y lo que necesita es aligerar peso pero a su vez que esta sea capaz de soportar oscilaciones bruscas al momento de la conducción en camino de poca accesibilidad.

c. Evaluación de las alternativas

Las alternativas planteadas serán sometidas a una evaluación en base a los criterios técnicos y económicos. Existen diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor entre (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto,

este peso será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 3.8: Evaluación económica

		Puntaje (pi)			
Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa	Alternativa	Puntaje Ideal	
		1	2		
1	Materiales	3	5	3	5
2	Fuentes de Energía	2	4	3	5
3	Costos de Adaptación	3	3	3	5
4	Mantenimiento	3	5	4	5
Total = $\sum (fi * pi)$			47	39	55
Coefficiente Económico=P total/P ideal			85,45%	70,90%	100%

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la tabla 3.8 se determina que la alternativa 1 es superior a la alternativa 2 debido a que su mantenimiento es muy fácil de realizarlo por lo que el costo de mantenimiento es más bajo.

Tabla 3.9: Evaluación técnica.

		Puntaje (pi)			
	Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa	Alternativa	Puntaje ideal
			1	2	
1	Estabilidad	3	5	4	5
2	Seguridad	3	5	4	5
3	Confort	2	4	4	5
4	Movimientos indeseables	3	4	4	5
5	Peso	3	4	3	5
6	Espacio	2	5	3	5
Total = $\sum (fi * pi)$			82	67	90
Coficiente Económico=P total/P ideal			91,11%	74,44%	100%

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Según lo analizado en la tabla 3.9 observamos que la mejor alternativa de elección es la opción de Resortes ya que esta nos brinda características técnicas favorables al momento de la implementación del sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4.

3.3.6. Selección de la alternativa y elementos principales de la suspensión trasera

La alternativa más adecuada será la opción que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, nos brinde un equilibrio entre estas.

Según el análisis realizado anteriormente se seleccionó la alternativa 1, la cual contamos con materiales de alta flexibilidad y resistentes a cargas laterales su costo es muy accesible ya que aportan mucho peso en el vehículo blindado y sobre todo da confort y estabilidad.

a. Amortiguador trasero IRONMAN nitro gas 12665gr

Son los mismos de la suspensión delantera ya que ejercen el mismo trabajo y funcionamiento.



Figura 3.18: Amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Resortes helicoidales IRONMAN

Tienen la misma funcionalidad de los resortes delantero pero tiene sus dimensionamientos diferentes con su diámetro de conductor y longitud mayor esto hace que soporte mayor peso en la parte trasera.



Figura 3.19: Resortes helicoidales

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Tirante longitudinal

Su finalidad es soportar los esfuerzos laterales y alinear las ruedas y una serie de elementos longitudinales que soportan las sollicitaciones de tracción y de frenado.

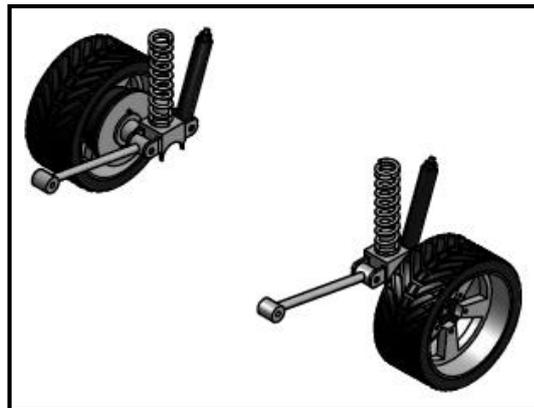


Figura 3.20: Tirante longitudinal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

d. Mesa triangulo trasero

Esta mesa sirve para que el diferencial del vehículo tenga un movimiento armónico correcto y sobre todo creé confort a las personas en la parte trasera este elemento al estar unido con el bastidor hace que sea más estable en los movimientos bruscos ocasionados por caminos irregulares.



Figura 3.21: Mesa trasera de la suspensión

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.4. DISEÑO DEL RESORTE HELICOIDAL Y AMORTIGUADOR PARA EL VEHÍCULO BLINDADO 4X4

3.4.1. Resorte helicoidal

Son elementos diseñados para poder contraerse por medio de una fuerza, una vez aplicada la fuerza el resorte debe regresar a su estado natural, a este estado se lo denomina deformación.

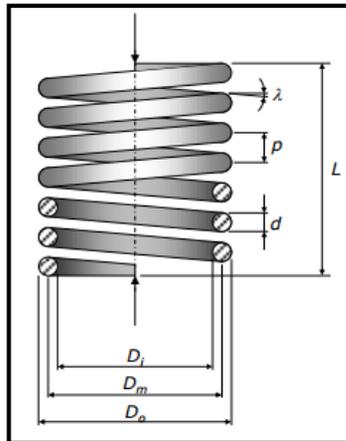


Figura 3.22: Nomenclatura y características

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Donde:

$A = \text{Área (m}^2\text{)}$

$\delta = \text{Deformación Axial o Flecha}$

$k = \text{Tasa del Resorte " Módulo o Constante de Elasticidad"}$

$N_t = \text{Número de Espiras Totales}$

$N_a = \text{Número de Espiras Activas}$

$\lambda = \text{Lambda}$

$d = \text{Diámetro de la Espira (mm)}$

$P_1 = \text{Longitud de Espira a Espira (mm)}$

$p = \text{Perímetro}$

$P_2 = \text{Longitud Total del Resorte}$

$D_i = \text{Diámetro Interior (mm)}$

$D_m = \text{Diámetro Medio (mm)}$

$D_o = \text{Diámetro Exterior (mm)}$

$F = \text{Fuerza Ejercida al Resorte (N)}$

$K_w = \text{Coeficiente de Wahl}$

$C = \text{Índice del Resorte se Recomienda que } 4 \leq C \leq 12$

3.4.2. Cálculo de esfuerzos de un resorte helicoidal delantero de la suspensión

Reacciones en el corte mostrado en la figura 3.23:

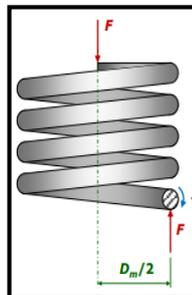


Figura 3.23: Reacciones de corte

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Fuerza cortante F y un par de torsión T

$$T = \frac{F * Dm}{2}$$

Ecuación 3.18: Par de torsión

Fuente: (Libardo, 2011)

Donde:

$T = \text{Torsión (N.m)}$

$F = \text{Fuerza Cortante (N)}$

$Dm = 99,80 \text{ mm}$

$d = 14,2 \text{ mm}$

$L_T = 2554,88 \text{ mm}$

$P_1 = 54,567 \text{ mm}$

$$F = m_d * a$$

$$F = 832 * 9,81 \left(Kg * \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F = 8161,92N$$

$$T = \frac{F * Dm}{2}$$

$$T = \frac{8161,91 * 0,0988}{2} (N * m)$$

$$T = 403,19 N * m$$

$$A = p * L$$

Ecuación 3.19: Área del resorte

Fuente: (Libardo, 2011)

$$p = \pi * d$$

Ecuación 3. 20: Perímetro del resorte

Fuente: (Libardo, 2011)

$$p = \pi * 0,0142 \text{ m}$$

$$p = 0,044\text{m}$$

$$A = 0,044 * 2,554$$

$$A = 0,112\text{m}^2$$

Distribución de esfuerzos cortantes producida por la fuerza F (asumiendo distribución uniforme), se muestra en la figura 3.24

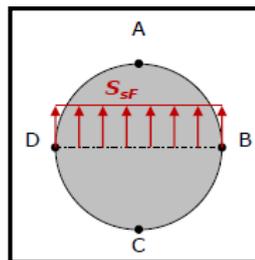


Figura 3.24: Distribución de esfuerzos

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Donde:

$SsF =$ Distribución de Esfuerzos Cortantes Producida por una Fuerza

$$SsF = \frac{F}{A}$$

Ecuación 3.21: Distribución de esfuerzos cortantes

Fuente: (Libardo, 2011)

$$SsF = \frac{8161,92}{0,112} \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$SsF = 0,72\text{Mpa}$$

Distribución de esfuerzos cortantes producido por el par de torsión "SsT", se muestra en la figura 3.25

Donde:

SsT = Esfuerzos Cortantes Producido Por un Par de Torsión

$$SsT = \frac{Tc}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{8FDm}{\pi d^3}$$

Donde:

J = Momento polar de inercia

Z_p = Módulo de sección polar

c = Radio de sección transversal

$$SsT = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Ecuación 3.22: Esfuerzo cortante por un par de torsión

Fuente: (Libardo, 2011)

$$SsT = \frac{16 * 403,19}{\pi 0,0142^3}$$

$$SsT = 717,15 \text{ Mpa}$$

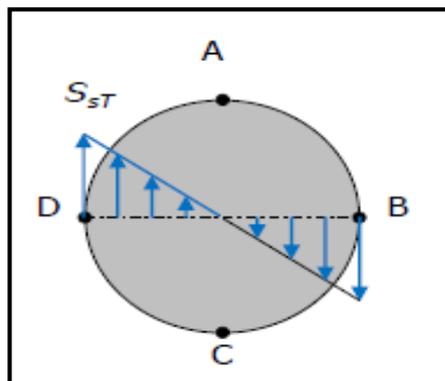


Figura 3.25: Distribución de esfuerzos cortantes

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Ángulo de paso λ : Es la inclinación que tiene las espiras del resorte, para el cálculo debe ser menor $\lambda \leq 12$ ya que si es mayor produce esfuerzos de compresión indeseables.

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{P}{\pi * Dm}\right)$$

Ecuación 3.23: Ángulo de paso

Fuente: (Libardo, 2011)

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{54,567}{\pi * 99,8}\right)$$

$$\lambda = 9,87^\circ$$

Índice de resorte C : Es un parámetro establecido por los fabricantes para el cálculo del diseño y sobre todo para determinar los esfuerzos que se producen este valor tiene un rango de $4 \leq C \leq 12$.

$$C = \frac{Dm}{d}$$

Ecuación 3.24: Índice de resorte

Fuente: (Libardo, 2011)

$$C = \frac{99,80 \text{ (mm)}}{14,2 \text{ (mm)}}$$

$$C = 7,028$$

Coefficiente de Wahl K_w : Es el que corrige dos cosas: 1) La concentración de tensiones debido a la curvatura de las fibras más interiores del resorte, 2) La tensión de corte pura debido a la carga axial F.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,165}{C}$$

Ecuación 3.25: Coeficiente de Wahl

Fuente: (Libardo, 2011)

$$K_w = \frac{(4 * 7,028 - 1)}{(4 * 7,028 - 4)} + \frac{0,165}{7,028}$$

$$K_w = 1,211$$

Esfuerzo máximo que puede soportar el resorte helicoidal

$$S_{smax} = K_w * \left(\frac{8FDm}{\pi d^3} \right)$$

Ecuación 3.26: Esfuerzo máximo

Fuente: (Libardo, 2011)

$$S_{smax} = 1,211 * \left(\frac{8 * 9417,60 * 0,0998}{\pi * 0,0142^3} \right)$$

$$S_{smax} = 1003,059 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S_{smax} = \text{Esfuerzo M\u00e1ximo}$$

3.4.3. C\u00e1lculo de esfuerzos de un resorte helicoidal trasero de la suspensi\u00f3n

Los c\u00e1lculos son similares a los del resorte delantero lo \u00fanico que cambia son sus variables ya que los resortes son diferentes en sus dimensiones.

Donde:

$$Dm = 69,30$$

$$d = 12,7 \text{ mm}$$

$$L_T = 2439,36 \text{ mm}$$

$$P = 36,878 \text{ mm}$$

$$F = Pd * a$$

$$F = 768 * 9,81 \left(Kg * \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F = 7534,08N$$

$$T = \frac{F * Dm}{2}$$

$$T = \frac{7534,08 * 0,0693}{2} (N * m)$$

$$T = 261,05 N * m$$

$$A = p * L$$

$$p = \pi * d$$

$$p = \pi * 0,0127 m$$

$$p = 0,039m$$

$$A = 0,039 * 2,439$$

$$A = 0,097m^2$$

Distribución de esfuerzos cortantes producida por la fuerza F (asumiendo distribución uniforme) mostrada en la figura 3.26

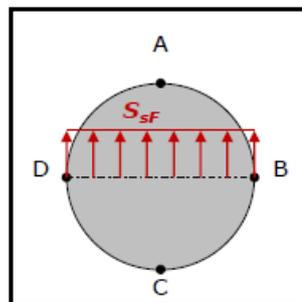


Figura 3.26: Distribución de esfuerzos cortantes

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$SsF = \frac{F}{A} (N * m)$$

$$SsF = \frac{6278,40}{0,097} \left(\frac{N}{m^2}\right)$$

$$SsF = 0,37 Mpa$$

Distribución de esfuerzos cortantes producido por el par de torsión "SsT", mostrada en la figura 3.27

$$SsT = \frac{Tc}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{8FDm}{\pi d^3}$$

$$SsT = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$SsT = \frac{16 * 261,08}{\pi 0,0127^3}$$

$$SsT = 649,13 \text{ Mpa}$$

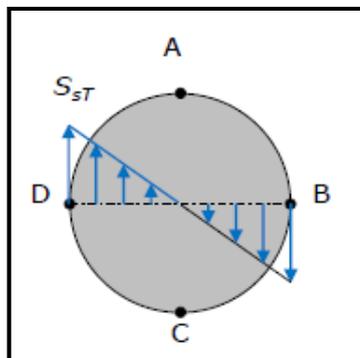


Figura 3.27: Distribución de esfuerzos cortantes por un par de torsión

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Ángulo de paso λ : Es la inclinación que tiene las espiras del resorte, para el cálculo debe ser menor $\lambda \leq 12$ ya que si es mayor produce esfuerzos de compresión indeseables.

Donde:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{P}{\pi * Dm}\right)$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{36,878}{\pi * 69,30}\right)$$

$$\lambda = 9,61^\circ$$

Índice de resorte C: Es un parámetro establecido por los fabricantes para el cálculo del diseño y sobre todo para determinar los esfuerzos que se producen este valor tiene un rango de $4 \leq C \leq 12$.

$$C = \frac{Dm}{d}$$

$$C = \frac{69,30}{12,7} \left(\frac{mm}{mm} \right)$$

$$C = 5,45$$

Coefficiente de Wahl K_w : Es el que corrige dos cosas: 1) La concentración de tensiones debido a la curvatura de las fibras más interiores del resorte, 2) La tensión de corte pura debido a la carga axial F.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,165}{C}$$

$$K_w = \frac{(4 * 5,45 - 1)}{(4 * 5,45 - 4)} + \frac{0,165}{5,45}$$

$$K_w = 1,19$$

$$S_{smax} = K_w * \left(\frac{8FDm}{\pi d^3} \right)$$

$$S_{smax} = 1,19 * \left(\frac{8 * 6278,40 * 0,0693}{\pi * 0,0127^3} \right)$$

$$S_{smax} = 643,66MPa$$

3.4.4. Cálculo del amortiguador

Para determinar la fuerza lineal que va a soportar el amortiguador se debe tomar en cuenta la carga que soporta el eje delantero y el diámetro del vástago para su cálculo, para el amortiguador trasero lo que cambia es la carga que soporta el eje trasero.

En la tabla se muestra el radio factor de fuerza son valores adecuados para realizar el cálculo de fuerza.

Tabla 3.10: Cargas que soporta el amortiguador

Amortiguador de Nitro gas		
Día. Vástago	Radio de Fuerza rF	Masa a soportar (Kg)
6	1,2	1-10
8	1,3	6-35
10	1,3	25-140
14	1,5	100-300
20	1,5	350-1600

Fuente: (Construnario, 2013)

$$F_{amort d} = \frac{p_{cd}}{2} * rF$$

Ecuación 3.27: Fuerza del amortiguador delantero

Fuente: (Construnario, 2013)

$$F_{amord} = \frac{9845,13}{2} * 1,5$$

$$F_{amord} = 7383,84 N$$

Cálculo del amortiguador para el eje trasero

$$F_{amort t} = \frac{p_{ct}}{2} * rf$$

Ecuación 3.28: Fuerza del amortiguador trasero

Fuente: (Construnario, 2013)

$$F_{amort t} = \frac{8277,13}{2} * 1,5$$

$$F_{amort t} = 6207,84 N$$

Donde:

$F_{amort d}$ = Fuerza del amortiguador delantero (N)

$F_{amort t}$ = Fuerza del amortiguador trasero (N)

p_{cd} = Carga que soporta el eje delantero (N)

p_{ct} = Carga que soporta el eje trasero N

rF = radio de fuerza

Tabla 3.11: Resultados obtenidos para el sistema de suspensión en el vehículo blindado 4x4

PARÁMETROS	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Masa total	m_T	1600	Kg
Masa del eje delantero	m_d	832	Kg
Masa del eje trasero	m_t	640	kg
Batalla	B	2200	mm
Distancia delantera	A	1144	mm
Distancia trasera	B	1056	mm
Centro de gravedad	H	500	mm
Transferencia longitudinal de carga en pendientes	$TLoCp$	2290,31	N
Transferencia longitudinal de carga por frenado	$TLoCf$	2850,82	N
Total de Carga Transferida	$TCTr$	5141,13	N
Carga total soportada por el eje delantero	P_{cd}	9845,13	N
Carga total soportada por el eje trasero	P_{cd}	8277,13	N
Transferencia lateral de carga	$TLaC$	2687,84	N
Análisis por peralte	Vv	10.40	m/s

CONTINÚA 

Par de torsión	T	403,19	N.m
Distribución de esfuerzos cortantes producida por la Fuerza	S_{sF}	0,72	Mpa
Esfuerzos cortantes producido por un par de torsión	S_{sT}	717,15	Mpa
Ángulo de paso	λ	9,87	°
Índice de resorte	C	7,028	
Coefficiente de Wahl	K_w	1,211	
Esfuerzo máximo	S_{smax}	643,66	Mpa
Par de Torsión	T	261,05	N.m
Distribución de esfuerzos cortantes producida por la fuerza	S_{sF}	0,37	Mpa
Esfuerzos cortantes producido por un par de torsión	S_{sT}	649,13	Mpa
Ángulo de paso	λ	9,61	°
Índice de resorte	C	5,45	
Coefficiente de Wahl	K_w	1,19	
Esfuerzo Máximo	S_{smax}	643,66	Mpa
Fuerza del amortiguador delantero	$F_{amort d}$	7383,84	N
Fuerza del amortiguador trasero	$F_{amort t}$	6207,84	N

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.5. PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA DIRECCIÓN

3.5.1. Relación de transmisión de entre volante y rueda

En los vehículos se desmultiplica el giro del volante de dirección a fin de que consiga disminuir la fuerza que necesita el conductor para hacer girar las ruedas.

Esta reducción (desmultiplicación) se logra mediante el mecanismo de la dirección y las barras articuladas, existe entre el ángulo de giro β del volante y el correspondiente de viraje α de la rueda dirigida k_1 . (H. Kindler, 1986)

En la dirección por las manguetas del eje de las ruedas k que giran en las manguetas i , la orden que de viren alrededor de los pivotes de mangueta l . El giro del volante a se transmite mediante el husillo de la dirección b al engranaje de la dirección c en el cual el movimiento giratorio se transforma en basculante (de viraje) de la palanca del mecanismo de la dirección d . A través de la biela longitudinal e y de la biela de mando f , que está unida solidariamente a la mangueta i , se vira la rueda delantera k_1 .

La otra rueda delantera k_2 se vira con ayuda de la palanca de mando g y la barra de acoplamiento h , de este modo el sistema de dirección transforma el movimiento de giro del volante en un cierto ángulo β en otro de viraje α de las ruedas dirigidas.

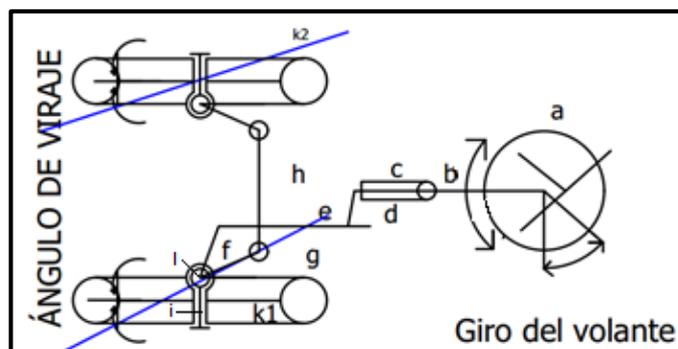


Figura 3.28: Constitución del sistema de dirección

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$i_d = \frac{\beta}{\alpha}$$

Ecuación 3.29: Relación de transmisión

Fuente: (Gil, 2004)

$$i_d = 18,5:1$$

Donde:

$i_d =$ Relación de transmisión entre volante y rueda

$\beta =$ Ángulo de giro del volante (°)

$\alpha =$ Ángulo de viraje de las ruedas delanteras (°)

Nota: La relación de transmisión es 18,5:1 es un dato basado en especificaciones técnicas de la caja de dirección del vitara 3 puertas.

3.5.2. Recorrido de las ruedas en curvas

En las curvas las ruedas de la parte exterior hacen un mayor recorrido que las de la parte interior.

El radio r_e de la trayectoria de las ruedas exteriores a la curva es mayor que el radio r_i de las interiores en el valor S que es el ancho entre ruedas o vía. (H. Kindler, 1986)

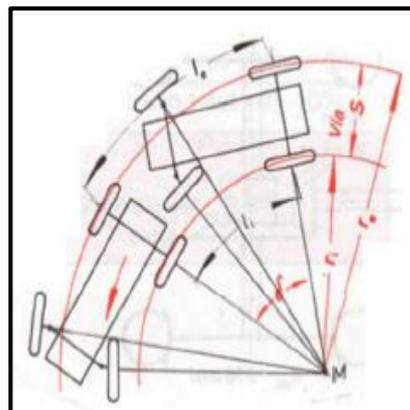


Figura 3.29: Recorrido de las ruedas en curva

Fuente: (H. Kindler, 1986)

a. Longitud recorridas de las ruedas exteriores

$$l_e = \frac{r_e * \pi * \delta}{180^\circ}$$

Ecuación 3.30: Longitud recorrida para las ruedas exteriores

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$l_e = \frac{8m * \pi * 60^\circ}{180^\circ}$$

$$l_e = 8,38 m$$

Donde:

r_e = Radio de las trayectoria de las ruedas exteriores (m).

S = Ancho entre ruedas o vía (m).

l_e = Longitud recorrida por las ruedas exteriores (m).

δ = Ángulo del arco recorrido ($^\circ$).

β = Ángulo de giro del volante ($^\circ$).

α = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras ($^\circ$).

b. Longitud recorridas de las ruedas interiores

$$l_i = \frac{r_i * \pi * \delta}{180^\circ}$$

Ecuación 3.31: Longitud recorrida de las ruedas interiores

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$r_i = r_e - S$$

Ecuación 3. 32: Radio de trayectoria de ruedas interiores

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$r_i = 8m - 1,4m$$

$$r_i = 6,6m$$

$$l_i = \frac{6,6m * \pi * 60^\circ}{180^\circ}$$

$$l_i = 6.91 m$$

r_i = Radio de las trayectoria de las ruedas interiores (m).

l_i = Longitud recorrida por las ruedas interiores (m).

3.5.3. Ángulo de guiado

El ángulo de guiado será formado por una rueda directriz con el plano longitudinal del vehículo blindado 4x4. Solamente en el caso de una dirección paralela se cumplirá que los ángulos de guiado son iguales, en el vehículos 4x4 que incorpora una geometría basada en la condición de Ackermann, aunque algo modificado, se verifica que el ángulo interior sea mayor que el exterior. (H. Kindler, 1986)

Teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la batalla o distancia entre ejes:

$$R = 2B$$

Ecuación 3.33: Radio de giro mínimo

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$R = 2(2,2 m)$$

$$R = 4,4 m$$

Donde:

R = Radio de giro mínimo (m)

B = Batalla o distancia entre ejes(m)

En el diseño del sistema de dirección es importante conocer los ángulos de guiado teóricos este valor varía en función de las acciones dinámicas y estas variaciones afectan al control de estabilidad direccional.

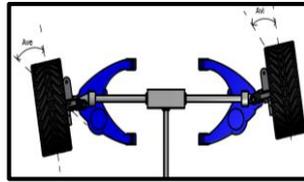


Figura 3.30: Ángulos de guiado

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$\frac{1}{\tan Ave} - \frac{1}{\tan Avi} = \frac{S}{B}$$

Donde:

Ave = Ángulo de viraje exterior ($^{\circ}$)

Avi = Ángulo de viraje interior ($^{\circ}$)

S = Ancho de Vía (m)

Ángulo de viraje de las ruedas:

$$\tan(Avi) = \frac{2B}{4B - S}$$

Ecuación 3.34: Ángulo de viraje interior

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$\tan(Avi) = \frac{2(2,2m)}{4(2,2m) - 1,4m} \quad Avi = 30,74^{\circ}$$

$$\tan(Ave) = \frac{2B}{4B + S}$$

Ecuación 3.35: Ángulo de viraje exterior

(Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$\tan(Ave) = \frac{2(2,2m)}{4(2,2m) + 1,4m} \quad Ave = 23.33^{\circ}$$

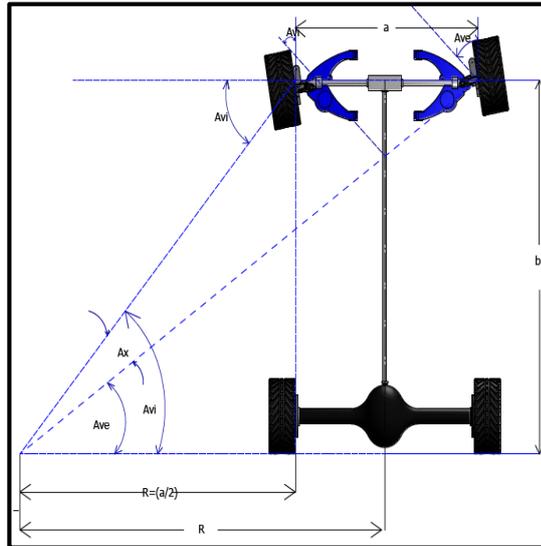


Figura 3.31: Principio de Ackerman aplicado al vehículo blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Los ángulos de viraje interior como exterior en el vehículo blindado 4x4 pueden ser modificados debido a las características de la caja de dirección elegida.

3.6. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Para la selección del sistema de dirección se ve necesario partir de un diseño establecido que exista en el medio automotriz ecuatoriano, debido a que la manufactura en nuestro país no satisface las necesidades de construcción de este tipo de elementos aun en la actualidad.

La selección del sistema de dirección elegido para el vehículo blindado 4x4 debe satisfacer necesidades tanto de seguridad como de fácil maniobrabilidad para el conductor.

3.6.1. Alternativas para el sistema de dirección

a. Alternativa 1: Dirección de cremallera

Su característica principal es un mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de la tirantería direccional. Se acopla en la mangueta y tiene un gran rendimiento mecánico, es accionada

por un piñón helicoidal montado en el árbol del volante y que gira engranado a la cremallera.

Tiene un desplazamiento angular de las ruedas se utiliza mucho en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera, ya que disminuye notablemente los esfuerzos en el volante. Proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura.

b. Alternativa 2: Caja de dirección de bolas recirculantes

Su característica es que está inmerso dentro de una caja la cual contiene fluido viscoso, tiene un tornillo sin fin este elemento esta acoplado a la columna de la dirección lo cual produce un movimiento giratorio y este movimiento hace que actué el tornillo sin fin, cuando este gira, produce que los balines se empujen entre ellos, sea hacia arriba o abajo, el cual hace que la tuerca deslizante también se deslice de acuerdo a ese parámetro. Una vez la tuerca se haya deslizado, hace contacto con el sector dentado y produce un movimiento tanto a la derecha como a la izquierda, el cual hace girar el brazo pitman, el brazo pitman mueve el sistema de rotulas u brazos y estos a su vez dan el giro adecuado a los neumáticos.

Proporciona una gran disminución de esfuerzo para poder mover con mayor facilidad a los neumáticos y esto facilita al conductor, los balines son los que facilitan el movimiento esta, se utilizan en vehículos pesados y de trabajo por lo cual es un punto a favor para el vehículo blindado.

3.6.2. Análisis de alternativas

Se llega a una conclusión que la alternativa 2 es la mejor ya que está diseñada exclusivamente para vehículos con mucha más exigencia al momento de generar una trayectoria en caminos poco accesibles, mientras que la alternativa 1 es para vehículos turismo pero para tener más criterios de selección se realiza un estudio técnico que se presentara a continuación.

a. Criterio económico

Para el vehículo blindado se debe elegir de acuerdo al rendimiento y de ahí al costo ya que es muy importante que el conductor tenga facilidad de manejo.

b. Criterios técnicos

Las alternativas planteadas serán sometidas a una evaluación en base a los criterios técnicos. Existen diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor entre (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 3.12: Criterios técnicos

		Puntaje (pi)			
Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa	Alternativa	Puntaje Ideal	
		1	2		
1	Rigidez	3	4	5	5
2	Ergonomía	3	5	5	5
3	Distancia Total	2	4	4	5
4	Altura	3	3	4	5
5	Peso	3	4	4	5
6	Salida del Ocupante	3	5	5	5

CONTINÚA 

7	Apariencia	2	4	4	5
8	Espacio	2	4	5	5
$Total = \sum (fi * pi)$			87	95	103
Coefficiente Económico=P total/P ideal			84,46%	92,23 %	100%

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.6.3. Selección de la alternativa y elección de elementos principales de la dirección

Se determina que la mejor opción para el vehículo blindado es la alternativa 2 por los criterios obtenidos, la dirección de bolas recircundantes es mucho más resistente ya que tiene una ubicación privilegiada para evitar golpes, es más apta ya que facilita el movimiento al conductor al momento de trazar una trayectoria en caminos poco accesible.

a. Volante

Permite al conductor realizar giros de acuerdo a la necesidad que lo tenga ya sea giros a la derecha como izquierda es de material de caucho.



Figura 3.32: Volante

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Columna de la dirección

Es un elemento cilíndrico dentro de él gira un eje de dirección, está compuesta de acero, se diseñada con estrictas normas de seguridad para salvar la vida del conductor su diseño es de un material de acero.

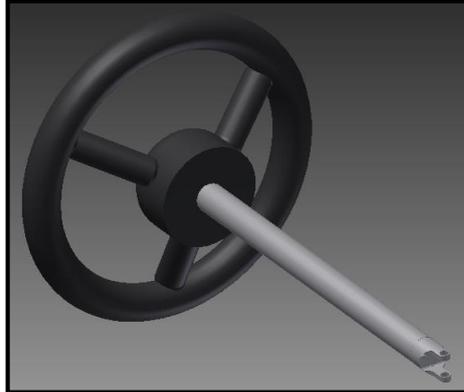


Figura 3.33: Columna de dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Junta cardán

Es la unión articula que permite el giro entre ejes que no están alineados, de manera que el giro del volante se transmite a la caja de dirección y gracias a su diferente inclinación entre la columna de dirección y el cardán reduce esfuerzos opuestos en sus extremos, se pliega por la junta evitando así un golpe al conductor.

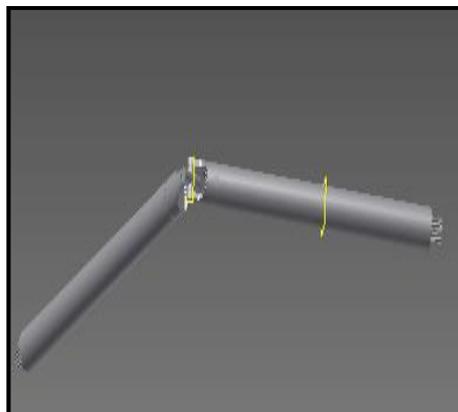


Figura 3.34: Junta cardan

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

d. Bieleta

Son los brazos encargados de transmitir el movimiento longitudinal de la dirección a las ruedas delanteras dentro de ella tiene una rótula para el movimiento. La rótula es el punto de inserción y el nudillo articulado que permite limitar la libertad de movimiento pero sigue siendo fuertemente enganchada al elemento mecánico sobre el cual está fijada.

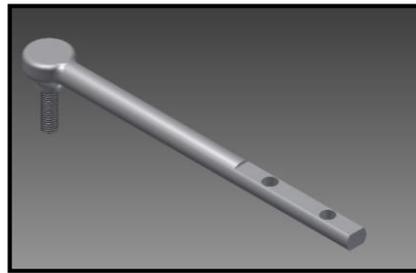


Figura 3.35: Bieleta

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

e. Caja de la dirección

Aquí se aloja el mecanismo para dar el movimiento deseado su funcionamiento ya se lo vio en la alternativa 2.

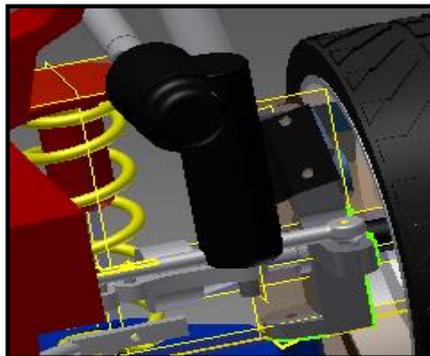


Figura 3.36: Caja de dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

f. Barra de acoplamiento

Es aquel elemento del cuadrilátero de la dirección, o sea del mecanismo que acciona el giro de las ruedas, que constituye la unión entre las ruedas directrices de un vehículo. Comúnmente se construye con tubos de acero

bonificado al carbono o débilmente aleado con níquel, cromo y molibdeno, sus extremos están roscados para permitir el montaje de las articulaciones con los brazos de la dirección.

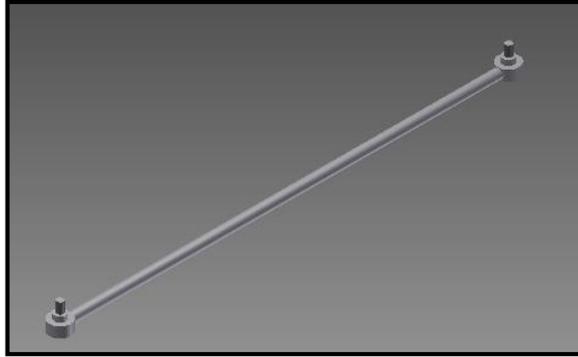


Figura 3.37: Barra de dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.7. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Al examinar un vehículo tomando una curva en régimen estacionario se puede observar que las ruedas exteriores despliegan una trayectoria circular de radio mayor que el radio de la trayectoria descrita por las ruedas interiores.

Para asegurar un comportamiento dinámico óptimo del vehículo blindado 4x4 habrá que asegurar que los ángulos de deriva de los diferentes neumáticos sean lo menores posible, con ello se pretende que la capacidad de general fuerza de adherencia en los contactos ruedas-cazada no se consuma de forma innecesaria.

En el vehículo blindado 4x4 se ha seleccionado una geometría de dirección de Ackermann, al utilizar esta condición en el vehículo blindado 4x4, u otros vehículos expuestos a aceleraciones laterales bajas, es seguro que todas las ruedas giren libremente porque las ruedas son direccionadas para tomar un centro de curvatura común.

3.7.1. Evaluación del comportamiento direccional

En el estudio del comportamiento direccional del vehículo blindado 4x4 intervienen números factores que pueden incidir al momento del análisis tanto del vehículo como son: la suspensión, dirección, neumáticos, características másicas e inerciales, y como de su entorno: peralte, superficie de rodadura, efectos aerodinámicos. (LUQUE P., 2008)

Las variables principales de control del comportamiento direccional del vehículo son: los ángulos girados por las ruedas directrices cuando el conductor hace girar el volante un ángulo δ_W y los ángulos de deriva de los neumáticos.

Los ángulos de deriva pueden adquirir valores distintos de cero siempre y cuando actué una fuerza lateral sobre el vehículo la cual es compensada mediante fuerzas de adherencia entre el neumático y la calzada.

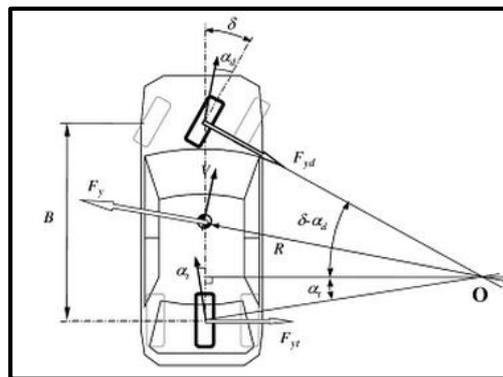


Figura 3.38: Principio de Ackerman aplicado al vehículo blindado 4x4

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

3.7.2. Fuerzas laterales

Una de las funciones más importantes de la rueda es generar las fuerzas laterales necesarias para controlar o cambiar la dirección del vehículo y también resistir fuerzas externas tales como ráfagas de viento o las creadas por las inclinaciones de la carretera. Estas fuerzas se generan gracias a un

deslizamiento o a una inclinación lateral de la rueda (caída); o una combinación de ambos. (LUQUE P., 2008)

La fuerza lateral total se calcula aplicando una aceleración de 0,8 G's ya que esta aceleración es la máxima que puede alcanzar un vehículo blindado 4x4.

$$F_y = \frac{P}{g} * \frac{V^2}{R}$$

$$F_y = m * a_y$$

Ecuación 3.36: Fuerza lateral

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$F_y = (1600 \text{ kg}) * (0,8 * 9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_y = 12556,8 \text{ N}$$

Para que el vehículo blindado pueda ingresar a una curva va a ser necesario que exista una fuerza de módulo y dirección iguales pero de sentido contrario, por ello se calculan las fuerzas laterales tanto en el eje delantero como trasero.

Fuerza Lateral en el eje delantero:

$$F_{yd} = m_d * a_y$$

Ecuación 3.37: Fuerza lateral en el eje delantero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$F_{yd} = (832 \text{ kg}) * (0,8 * 9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_{yd} = 6529,53 \text{ N}$$

Fuerza lateral en el eje Trasero:

$$F_{yt} = m * a_y$$

Ecuación 3. 38: Fuerza lateral en el eje trasero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$F_{yt} = (kg) * (0,8 * 9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_{yt} = 6027,26 N$$

Cálculo de la fuerza necesaria para direccionar las ruedas del vehículo y así elegir la dirección apropiada.

La fuerza aplicada por el conductor para girar el volante sin causar ninguna molestia es de 400 N.

$$F_R = F_V * i_d$$

Ecuación 3.39: Fuerza en la rueda

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$F_R = 400 N * 18,5$$

$$F_R = 7400 N$$

Donde:

$F_R =$ Fuerza de la rueda (N)

$F_V =$ Ferza ejercida por el conductor (N)

$i_d =$ Relación de transmisión

Calculamos si la fuerza de 7400 N es necesaria para poder direccionar las ruedas.

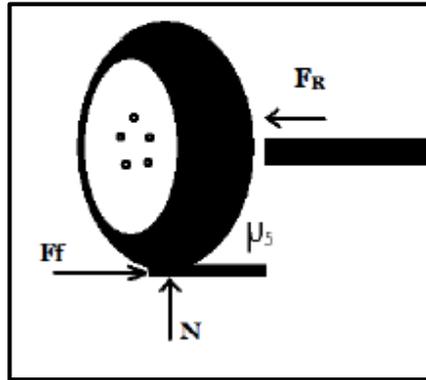


Figura 3.39: Análisis de fuerzas que actúan en la rueda

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$\Sigma F = F_R * F_f$$

$$F_f = N * \mu_s$$

Ecuación 3.40: Fuerza de resistencia al movimiento

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$N = m_d * g$$

Ecuación 3.41: Fuerza que actúa en el neumático

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Donde:

$F_R =$ Fuerza en la rueda (N)

$N =$ Peso que actúa en el neumático (N)

$\mu_s =$ Coeficiente de rozamiento neumático – pavimento

El coeficiente de rozamiento se obtuvo de acuerdo a la tabla 3.5 examinada anteriormente para asfalto normal.

$$N = 832 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$N = 8161,92 \text{ N}$$

$$F_f = 8161,92 * 0,8$$

$$F_f = 6529,53 \text{ N}$$

En la figura 3,39 se muestra el diagrama de fuerzas que actúan en las ruedas.

$$\leftarrow +\Sigma F = 7400 \text{ N} - 6529,53 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 870,46 \text{ N}$$

Resultando la sumatoria de fuerzas positiva o mayor que la fuerza F_f que es la que ofrece resistencia al movimiento, entonces se dice que la rueda podrá moverse sin que el conductor realice un esfuerzo extra a lo normal.

3.7.3. Geometría del sistema de dirección

Para que el funcionamiento de la dirección resulte apropiado para el vehículo blindado 4x4, es preciso que los elementos que lo conforman cumplan determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales se logra que las neumáticos obedezcan fácilmente al volante de la dirección y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno o al efectuar una frenada, resultando así su fácil direccionalidad.

a. Ángulo de convergencia

El ángulo de convergencia sirve para contrarrestar la deformación producida en la suspensión cuando el vehículo está en movimiento.

La diferencia entre los dos ángulos de viraje Ave y Avi de las ruedas delanteras se denomina ángulo de convergencia γ .

$$\gamma = Avi - Ave$$

Ecuación 3.42: Angulo de convergencia

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$\gamma = 30,74^\circ - 23,33^\circ$$

$$\gamma = 7,4^\circ$$

Donde:

$\gamma = \text{Ángulo de convergencia}$

$Ave = \text{Ángulo de viraje exterior } (^\circ)$

$Avi = \text{Ángulo de viraje interior } (^\circ)$

Nota: Conviene dejar claro que se trata del planteamiento teórico que si bien sirve de base para diseño de la geometría de la dirección, en realidad difiere siempre de la práctica con una tolerancia aceptable.

b. Convergencia

La convergencia o paralelismo de las ruedas delanteras es la posición que ocupan las dos ruedas con respecto al eje longitudinal del vehículo.

Este valor se mide en milímetros y es la diferencia de distancia existente entre las partes delanteras y traseras de las llantas a la altura de la mangueta; está entre 1 y 10 mm para vehículos con propulsión y cero a menos 2 mm para vehículos con tracción.

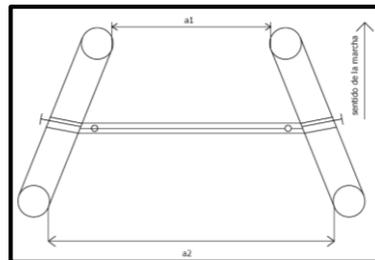


Figura 3.40: Convergencia

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$c = a_2 - a_1$$

Ecuación 3.43: Convergencia

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$c = 1195 \text{ mm} - 1193 \text{ mm}$$

$$c = 2 \text{ mm}$$

Donde:

$c =$ Convergencia (mm)

$a_2 =$ Valor entre las llantas por detrás a media altura de la rueda (mm)

$a_1 =$ Valor entre las llantas por delante a media altura de la rueda (mm)

Tabla 3.13: Resultados obtenidos del sistema de dirección

PARÁMETROS	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Longitud Recorridas de las Ruedas Exteriores	l_e	8,38	M
Longitud Recorridas de las Ruedas Interiores	l_i	6.91	M
Radio Mínimo de Giro	R	4,4	M
Ángulo de Viraje Exterior	Ave	23.33	°
Ángulo de Viraje Interior	Avi	30,74	°
Fuerza Lateral	F_y	12556,8	N
Fuerza Lateral en el Eje Delantero	F_{yd}	14838,52	N
Fuerza lateral en el eje Trasero	F_{yt}	9892,352	N
Fuerza Aplicada por el Conductor	F_R	7400	N
Ángulo de Convergencia	γ	7,4	°
Convergencia	C	2	Mm

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.8. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

3.8.1. Desaceleración

Es la reducción a de la velocidad por unidad de tiempo por efecto de la aplicación de los frenos. (H. Kindler, 1986)

3.8.2. Tiempo de frenado

Es el intervalo t de tiempo durante el cual están actuando los frenos. (H. Kindler, 1986)

3.8.3. Distancia de frenado

La distancia de frenado se define como la longitud necesaria para detener un vehículo desde que se aplican los frenos hasta que se detiene completamente. (H. Kindler, 1986)

Esta distancia depende de diversos factores como la fuerza de frenado aplicada, el grado de adherencia entre los neumáticos y el asfalto, la velocidad del automóvil, los cuales son variables y de difícil determinación.

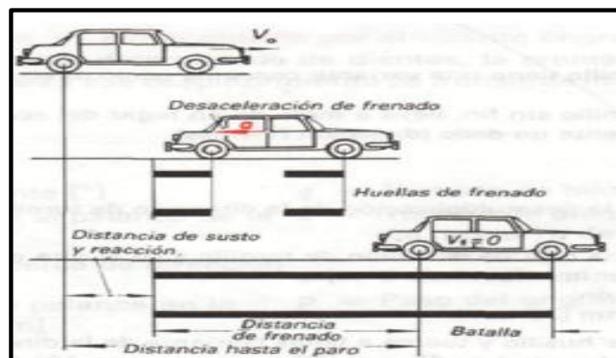


Figura 3.41: Proceso de frenado

Fuente: (H. Kindler, 1986)

3.8.4. Distancia hasta el paro

Desde que se observa el obstáculo hasta que el vehículo se detiene por completo, este recorre una distancia superior a la del frenado, por dos razones:

- El tiempo que demora en reaccionar el conductor (fracción de segundos) que se denomina tiempo de susto.
- El tiempo de reacción de los frenos desde que se aplican hasta que ejercen toda su acción.

Durante este tiempo susto y reacción el vehículo sigue avanzando con la velocidad inicial.

3.9. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE FRENOS

La selección del sistema de frenos del vehículo blindado 4x4 se va realizar de tal forma que cumpla normas de seguridad tanto para el conductor como para el ocupante en condiciones extremas de funcionamiento ya que este es un sistema de vital importancia para preservar la integridad de los ocupantes.

3.9.1. Alternativas para el sistema de freno

a. Alternativa 1: Sistema de freno hidráulico asistido

Es un sistema hidráulico, se basa en el principio de Pascal el cual determina que un fluido recogido en un recipiente de paredes no deformables se transmite generando presión en todas las direcciones y en sentido del fluido.

Es el elemento que se utiliza para ayudar al conductor en la acción de frenado. La acción del servofreno se suma a la fuerza ejercida por el conductor sobre el pedal de freno, con el fin de mejorar la frenada. El servofreno funciona por medio del vacío generado en el colector de admisión del motor del vehículo, el los motores a gasolina funciona exitosamente mientras que el los de diésel necesitan un colector. Hay tipos de servo freno de tambor, disco y la combinación de los dos el cual es disco-tambor en este caso el más apropiado es disco tambor por su eficiencia de frenado. (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

En el momento en que se pisa el pedal del freno, el fluido a presión es impulsado a través del circuito hidráulico y se inicia el frenado.



Figura 3.42: Servo freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Alternativa 2: Sistema de freno neumático

El freno neumático es un tipo de freno cuyo accionamiento se realiza mediante aire comprimido. Se utiliza principalmente en trenes, camiones, autobuses y maquinaria pesada.

El sistema de frenos de aire o neumático es un sistema versátil y seguro, de fácil adaptación a vehículos de diversa capacidad. Su funcionamiento se basa en la energía potencial del aire comprimido y a los elementos que componen el sistema, que multiplican las fuerzas para un frenado potente. Dentro de los principales componentes del sistema están el compresor y las diversas válvulas que controlan, distribuyen, direccionan y regulan el paso de aire, que hacen que se muevan los actuadores mecánicos que transmiten la energía a los elementos de fricción para producir el bloqueo o frenado de las ruedas. (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

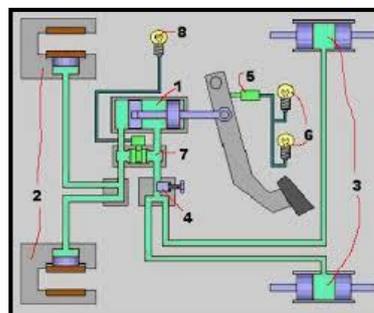


Figura 3.43: Freno neumático

Fuente: (Taringa, 2012)

3.9.2. Análisis de alternativas

Se determina que la alternativa 1 con respecto a la alternativa 2 es la más adecuada ya que tiene mucho a su favor, ocupa poco espacio y es eficiente al momento de frenar, da seguridad al conductor, además para el vehículo blindado necesitamos que ocupe poco espacio para poder proteger las partes importantes del sistema de frenos.

a. Criterio económico

El sistema hidráulico con servofreno es más accesible su mantenimiento es más económico además los repuestos son fáciles de conseguir.

b. Criterio técnico

Para el vehículo blindado 4x4 debemos tener un sistema de frenos que nos brinde seguridad, una frenada adecuada sin que el vehículo tenga vibraciones en el momento de frenar, un frenado adecuado a una distancia adecuada, no debe ocupar mucho espacio para poder realizar el blindaje en la parte inferior del vehículo y debe acoplarse a los caminos irregulares o en mal estado debe seguir funcionando.

3.9.3. Principales elementos del sistema de freno por asistencia o servofreno

a. Freno maestro o bomba de freno

Es el componente principal del sistema ya que aquí el cilindro presuriza el fluido cuando el conductor presiona el pedal.

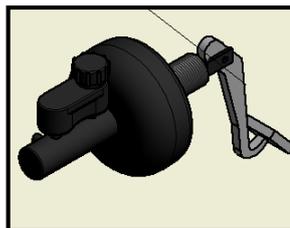


Figura 3.44: Freno maestro

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Servo freno

Su trabajo es aumentar la fuerza que se aplica a los pistones del cilindro maestro de frenos esta acción se la conoce como servo asistencia.

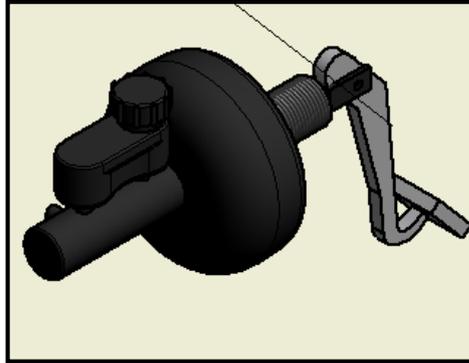


Figura 3.45: Servo freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Mordaza de freno

Es un elemento que posee un pisto hidráulico que comprime las pastillas contra la superficie de los discos de frenos en la actualidad unas a las cuatro ruedas este sistema y los que lo utilizan son los vehículos turismo, es capaz de disipar calor más fácilmente.

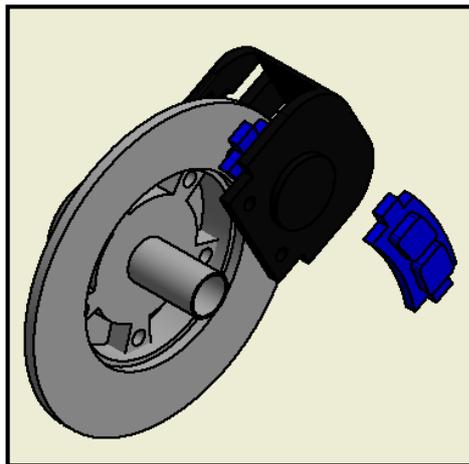


Figura 3.46: Mordaza de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

d. Discos

Son elementos diseñados con muchos factores de seguridad son redondos a su perfección, son de hierro fundido, la superficie debe ser uniforme para no tener vibraciones en el momento de frenar.

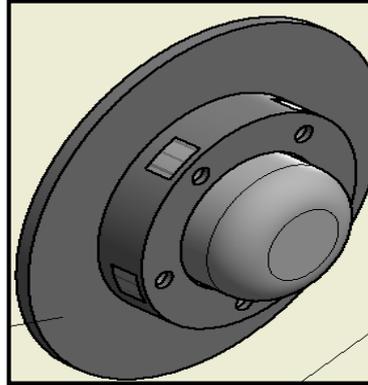


Figura 3.47: Disco de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

e. Pastillas

Son diseñadas para soportar altas temperaturas sin que el material llegue a fundirse, tiene punto de apoyo para generar un desgaste uniforme en la pastilla a demás reduce los niveles de vibraciones son buenos a la resistencia de agarre, la pastilla está diseñada para reducir el desgaste del disco son de material de carbono resistente a las temperaturas.

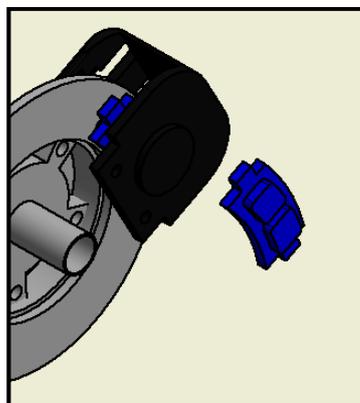


Figura 3.48: Pastillas

Elaborado por: Quishpe, A y Toapanta, F

f. Tambor

Es un conjunto donde va alojado las zapatas las cuales son comprimidas contra la superficie del tambor, el tambor es de un material de acero, este gira con el conjunto del neumático y es capaz de liberar energía calorífica.



Figura 3.49: Freno tambor

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

g. Cilindros de rueda

Transforma la presión hidráulica del sistema en fuerza mecánica, esta fuerza hace que presione las zapatas contra el tambor dentro de este elemento tiene componentes como el guardapolvo, muelle de compresión, tornillos de purga, juntas de pistón y pistones de cilindro.



Figura 3.50: Cilindro de rueda

Fuente: (Meganeboy, Aficionados a la Mecánica, 2014)

h. Zapatas

Son diseñadas para acoplarse al interior del tambor es de acero y sujetan el material con el que roza el tambor y la zapata este tipo de material es de

Kevlar y aleaciones de Carbono y otras de acero más fibra de mineral soporta altas temperaturas hasta de 700° C se utilizan por lo general en la parte del eje trasero.



Figura 3.51: Zapata

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.10. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

3.10.1. Distribución de pesos del vehículo

Cuando el vehículo 4x4 se encuentra en condiciones de aceleración nula posee una distribución de pesos constante distribuidos entre las cuatro ruedas del mismo y con un reparto diferente para el eje delantero como trasero.

Conocido el valor de la masa correspondiente a cada eje se puede calcular el porcentaje de pesos distribuidos para cada uno de los ejes en condiciones estáticas de la siguiente forma: (Alonso, 1996)

$$\text{Distribución } m_d = \frac{m_d}{m_T} * 100 \qquad \text{Distribución } m_t = \frac{m_t}{m_T} * 100$$

$$\text{Distribución } m_d = \frac{832}{1600} * 100 \qquad \text{Distribución } m_t = \frac{768}{1600} * 100$$

$$\text{Distribución } m_d = 52\% \qquad \text{Distribución } m_t = 48 \%$$

Donde:

m_d = Masa soportado eje delantero

m_t = Masa soportado eje trasero

$m_T = \text{Masa del vehiculo}$

Se calcula la posición horizontal del centro de gravedad (CG), el cual está función de la geometría del vehículo:

$$CG_{dx} = \frac{m_t}{m_T} * S$$

Ecuación 3.44: Distancia del centro de gravedad desde el eje delantero

Fuente: (Criado, 2012)

$$CG_{dx} = \frac{832 \text{ Kg}}{1600 \text{ Kg}} * 2,2 \text{ m}$$

$$CG_{dx} = 1.148 \text{ m}$$

$$CG_{tx} = \frac{m_d}{m_T} * S$$

Ecuación 3.45: Distancia del centro de gravedad desde el eje trasero

Fuente: (Criado, 2012)

$$CG_{tx} = \frac{768}{1600} * 2,2 \text{ m}$$

$$CG_{tx} = 1,057 \text{ m}$$

Donde:

$CG_{dx} = \text{Distancia del centro de gravedad desde el eje delantero (m)}$

$CG_{tx} = \text{Distancia del eje de gravedad desde el eje traseron (m)}$

El centro de gravedad es muy importante ya que por medio de su valor se puede diseñar la carrocería del vehículo blindado 4x4.

3.10.2. Efectos de la desaceleración sobre el vehículo

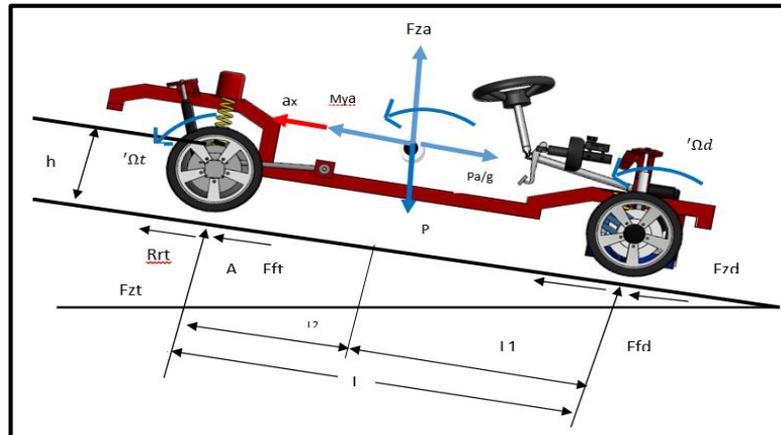


Figura 3.52: Diagrama de cuerpo libre de fuerzas

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Cuando se origina una desaceleración en el vehículo sucede que la fuerza efectiva neta o peso ejercido en cada rueda se modifique, mientras que el peso total del vehículo se mantiene constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero aumentará mientras que la del eje trasero disminuirá en la misma medida este fenómeno se conoce como movimiento de cabeceo. (Criado, 2012)

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) \left(\frac{H}{L}\right) * m_T$$

Ecuación 3.46: Transferencia de peso

Fuente: (Criado, 2012)

$$TP = \left(\frac{(0,8G's) \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)}{9,8 \frac{m}{s^2}}\right) \left(\frac{0,8 m}{2,2 m}\right) (1600 Kg) \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$TP = 2850,91 N$$

Donde:

$TP =$ Transferencia de peso (N)

$g =$ Gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

$H =$ Altura del centro de gravedad al suelo (m)

Fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes:

$$P_{dd} = m_d * g + TP$$

Ecuación 3.47: Peso en el eje delantero durante la desaceleración

Fuente: (Criado, 2012)

$$P_{dd} = \left(832Kg * 9,8 \frac{m}{s^2} \right) - 2850,91 N$$

$$P_{dd} = 5302,69 N$$

$$P_{td} = m_t * g + TP$$

Ecuación 3.48: Peso en el eje trasero durante la desaceleración

Fuente: (Criado, 2012)

$$P_{td} = \left(768Kg * 9,8 \frac{m}{s^2} \right) - 2850,91 N$$

$$P_{td} = 4675,49 N$$

Donde:

$P_{dd} =$ Peso en el eje delantero durante la desaceleración (N)

$P_{td} =$ Peso en el eje trasero durante la desaceleración (N)

3.10.3. Efectos producido por la transferencia de peso sobre los neumáticos

Al experimentar el vehículo una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada. Bajo condiciones estáticas, la fuerza máxima de frenado que un eje es capaz de producir viene definido por: (Criado, 2012)

$$F_{fd} = \mu * P_{dd}$$

Ecuación 3.49: Fuerza de frenado del eje delantero

Fuente: (Criado, 2012)

$$F_{fd} = 0,5 * 5302,69 \text{ N}$$

$$F_{fd} = 2651,34 \text{ N}$$

$$F_{ft} = \mu * P_{td}$$

Ecuación 3.50: Fuerza de frenado del eje trasero

Fuente: (Criado, 2012)

$$F_{ft} = 0,5 * 4675,49 \text{ N}$$

$$F_{ft} = 2337,74 \text{ N}$$

Donde:

F_{fd} = Fuerza de frenado del eje delantero (N)

F_{ft} = Fuerza de frenado del eje trasero (N)

μ = Fuerza de rozamiento neumático – pavimento

$F_{m\acute{a}x}$ = Fuerza Máxima de frenado (N)

De acuerdo a estos resultado obtenidos la transferencia de peso incrementa la capacidad de frenada del eje delantero y disminuye la del eje trasero, el μ asumido durante el cculo es constante durante todo el proceso de desaceleración.

Se puede determinar la fuerza de frenado máxima que puede ejercer el vehículo blindado 4x4 simplemente sumando las fuerzas de frenado que corresponden a cada uno de los ejes.

$$F_{m\acute{a}x} = F_{fd} + F_{ft}$$

Ecuaci3n 3.51: Fuerza máxima de frenado

Fuente: (Criado, 2012)

$$F_{m\acute{a}x} = 2651,34 N + 2337,74 N$$

$$F_{m\acute{a}x} = 4989,08 N$$

Por lo que el par de frenado de oposici3n al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma:

$$N_d = F_{fd} * R_d$$

Ecuaci3n 3.52: Par de frenado delantero

Fuente: (Criado, 2012)

$$N_d = 2651,34 N * 0,205 m$$

$$N_d = 543,52 Nm$$

$$N_t = F_{ft} * R_t$$

Ecuaci3n 3.53: Par de frenado trasero

Fuente: (Criado, 2012)

$$N_t = 1710,545 N * 0,205 m$$

$$N_t = 479,23 Nm$$

Donde:

$N_d =$ Par de frenado delantero (Nm)

$N_t =$ Par de frenado trasero (Nm)

$R_d =$ Radio nominal del neumático delantero (Brazo del momento)(m)

$R_t =$ Radio nominal del neumático trasero (Brazo del momento)(m)

3.10.4. Cálculo del balanceo óptimo de frenado

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje entre las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente. (Alonso, 1996)

$$\frac{F_{fd}}{P_{dd}} = \frac{F_{ft}}{P_{td}}$$

Ecuación 3.54: Balance óptimo de frenado

Fuente: (Alonso, 1996)

$$\frac{2651,34 \text{ N}}{5302,69 \text{ N}} = \frac{2337,74 \text{ N}}{4675,49 \text{ N}}$$

$$0,5 = 0,5$$

En base a ello se puede concluir que el coeficiente de las fuerzas de frenado delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los distintos componentes que forman el sistema de frenado, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la desaceleración y geometría del vehículo. Por lo que lleva a entender que dicha relación solo puede ser optimizada para una determinada desaceleración del vehículo y unas condiciones determinadas.

3.10.5. Dimensionamiento del disco de freno y tambor de freno

Elegir el correcto dimensionamiento del disco y tambor de freno es de gran importancia para asegurar correcta eficiencia del sistema.

Con los cálculos realizados de par de frenada (N) y Fuerza (F) de frenado se puede determinar el diámetro del disco que se necesita para el vehículo blindado 4x4.

$$D_{disco} = \frac{N_{m\acute{a}x}}{F_{m\acute{a}x}}$$

Ecuación 3.55: Diámetro del disco

Fuente: (Criado, 2012)

$$D_{disco} = \frac{1607,2 Nm}{7840 N}$$

$$D_{disco} = 0,205 m$$

Donde:

$D_{disco} = \text{Diametro del disco}$

Con este dato podemos elegir el diámetro del disco de freno, en este caso seleccionamos 2 discos de freno para la parte delantera y 2 tambores de freno para la parte trasera del vehículo blindado, tomando en cuenta que se utilizarán el conjunto Disco - Caliper para el eje delantero y Tambor - Cilindro para el eje trasero del vehículo Vitara 3P.

3.10.6. Fuerzas de apriete en el pedal de freno

El pedal de freno constituye el elemento importante mediante el cual el conductor ejerce una fuerza y esta se ve incrementada.

De la estática elemental, podemos comprobar cómo el incremento de la fuerza aplicada por el conductor será igual a esta misma fuerza multiplicada por la relación de pedal. (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

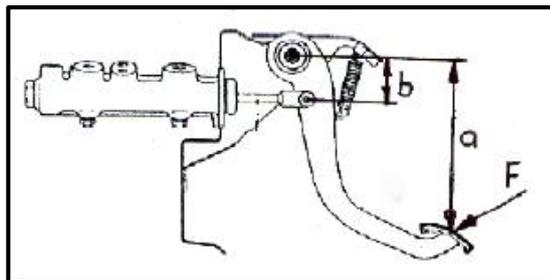


Figura 3.53: Palancas en el pedal de freno

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

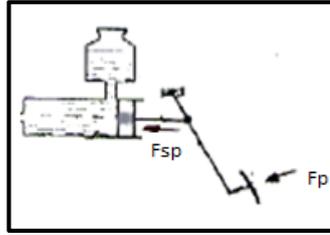


Figura 3.54: Palancas en el pedal de freno

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{sp} = F_{ep} * \frac{a}{b}$$

Ecuación 3.56: Fuerza en la varilla de empuje

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{sp} = 200 \text{ N} * \frac{28,5 \text{ cm}}{8,5 \text{ cm}}$$

$$F_{sp} = 670,6 \text{ N}$$

La fuerza F_{sp} en la varilla de empuje del cilindro maestro se ha incrementado más de tres veces la fuerza que el conductor aplica con el pie en el pedal de freno.

$$P_{bdc} = \frac{F_{sp}}{A_b}$$

Ecuación 3.57: Presión del líquido dentro del circuito

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$P_{bdc} = \frac{4 * 670,6 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2}$$

$$P_{ldc} = 1,936 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Donde:

$$P_{ldc} = \text{Presión del líquido dentro del circuito} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$A_b = \text{Área del piston de la bomba} (\text{mm}^2)$$

Como prototipo de vehículo blindado 4x4 está constituido por un servofreno, aplicamos la gráfica de presión de frenado de la figura 3.55 para determinar la presión de salida de la bomba de freno.

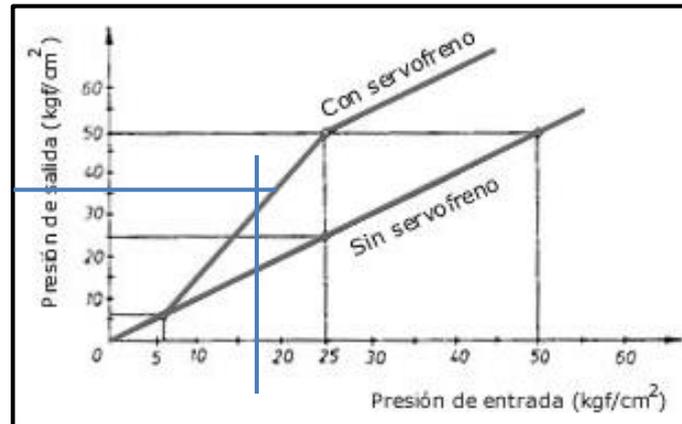


Figura 3.55: Presión de frenado

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$P_{ldc} = 1,936 \text{ MPa} = 19,74 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (sin servofreno)}$$

$$P_{ldc} = 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 3,6 \text{ MPa}$$

Fuerza de apriete que se obtiene en los pistones de los cilindros de la rueda delantera.

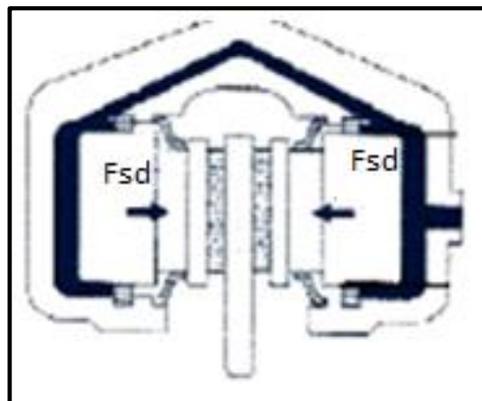


Figura 3.56: Fuerza aplicadas en los pistones del freno de tipo disco

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{sd} = P_{ldc} * A_{bd}$$

Ecuación 3.58: Fuerza en el cilindro delantero

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{sd} = P_{ldc} * \frac{\Phi_{rd} * \pi}{4}$$

$$F_{sd} = 3,6 \frac{N}{mm^2} * \frac{(48 mm)^2 * \pi}{4}$$

$$F_{sd} = 6514,41N$$

Donde:

F_{sd} = Fuerza en el cilindro delantero (N)

Φ_{rd} = Diámetro cilindro delantero (mm)

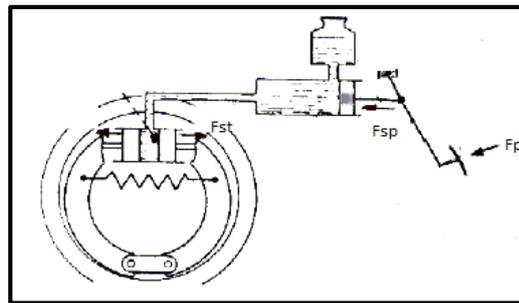


Figura 3.57: Fuerza aplicada en el circuito de frenos

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

Fuerza que se obtiene en los pistones de los cilindros de la rueda trasera.

$$F_{st} = P_{ldc} * A_{bt}$$

Ecuación 3.59: Fuerza en el cilindro trasero

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{st} = P_{ldc} * \frac{\Phi_{rt} * \pi}{4}$$

$$F_{st} = 3,6 \frac{N}{mm^2} * \frac{(24 mm)^2 * \pi}{4}$$

$$F_{st} = 1628,6 \text{ N}$$

Donde:

F_{st} = Fuerza en el cilindro trasero (N)

ϕ_{rt} = Diámetro cilindro trasero (mm)

3.10.7. Distribución de presiones generadas por la bomba de freno

La función que debe desarrollar cada bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno en presión, la cual se transmitirá a través del sistema hidráulico.

Para hallar la presión generada por la bomba de freno suponemos que los líquidos son totalmente incompresibles y los conductos son infinitamente rígidos, con todo ello tendremos que la presión generada por la bomba de freno es:

$$P_{bd} = \frac{F_{sd}}{A_b} \qquad P_{bt} = \frac{F_{st}}{A_b}$$

Ecuación 3.60: Presión hidráulica generada por la bomba

Fuente: (Criado, 2012)

$$P_{bd} = \frac{4 * 6514,41 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2} \qquad P_{bt} = \frac{4 * 1628,6 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2}$$

$$P_{bd} = 18,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \qquad P_{bt} = 4,70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Donde:

P_b = Presión hidráulica generada por la bomba

A_b = Área del pistón de la bomba

3.10.8. Distribución de presiones en el interior de los conductos

La función del líquido de freno, los conductos y acoples es la de transmitir la presión obtenida de las bombas de freno a las pinzas y bombín de freno. Aunque, se trata de tubos flexibles, con lo que para realizar este cálculo, se debe suponer que el fluido es totalmente incompresible y los conductos infinitamente rígidos. Con ello, y considerando que no existe ningún tipo de pérdida, la presión que llegará a cada una de las pinzas y bombines con nuestras condiciones son:

$$P_{pistón} = P_b$$

Ecuación 3.61: Presión en el interior de los conductos

Fuentes: (Criado, 2012)

$$P_{pistón d} = 18,81 \text{ Mpa}$$

$$P_{pistón t} = 4,70 \text{ Mpa}$$

3.10.9. Fuerzas de rozamiento entre elementos frenantes

La misión del contacto disco-pastilla y tambor-zapatatas es la de conseguir una fuerza de rozamiento o fuerza periférica que se oponga al sentido de rotación tanto del disco como del tambor.

Y depende de:

- La fuerza de aprieto
- El rozamiento entre el forro, el tambor y el disco

Al accionar el pedal de freno se activa el circuito de freno produciendo una presión para que el cilindro de la mordaza actúe sobre las pastillas oprimiendo a cada una con una fuerza de apriete contra el disco dando origen a una fuerza periférica (fuerza de rozamiento) con un brazo de palanca r_m .

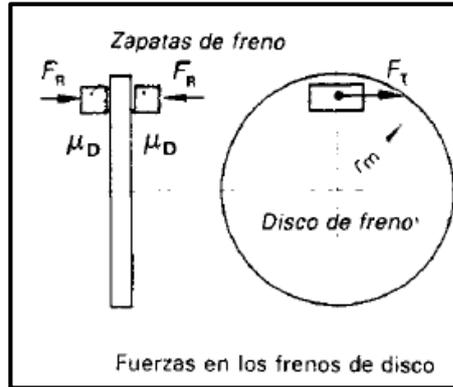


Figura 3.58: Fuerza en los frenos de disco

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{fd} = 2 * F_{sd} * \mu_D$$

Ecuación 3.62: Fuerza de fricción delantera entre elementos frenantes

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Diaz Lopez , 2001)

$$F_{fd} = 2 * F_{sd} * \mu_D \quad F_{fd} = 2 * 6514,41 \text{ N} * 0,44$$

$$F_{fd} = 5732,68 \text{ N}$$

Nota: 2 porque los discos constan de 2 pares de rozamiento

Donde:

F_{fd} = Fuerza de fricción delantera entre elementos frenantes (N)

μ_D = Coeficiente de fricción dinámico pastilla y zapata de freno(-)

El freno simplex consta de un cilindro de rueda con dos émbolos y dos mordazas giratorias, si se accionan el freno, ambos émbolos de los cilindros de freno de las ruedas presionan contra las mordazas con la fuerza de aprieto, con lo cual, los forros o guarniciones presionan sobre el tambor que está en movimiento y genera un rozamiento en la periferia del mismo.

Esta fuerza de rozamiento se denomina fuerza periférica en el tambor de freno.

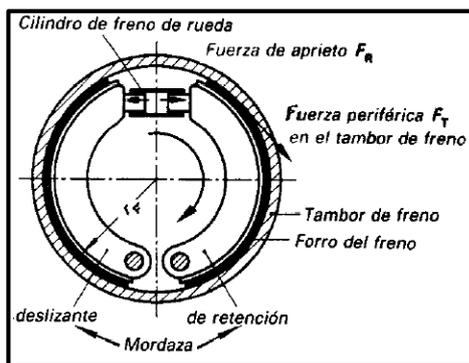


Figura 3.59: Constitución del freno simplex

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Díaz Lopez , 2001)

Se seleccionó un coeficiente de rozamiento dinámico mediante la tabla 3.14.

Tabla 3.14: Coeficiente de fricción dinámica

Combinación	Coeficiente de Fricción	
	Lubricado	Seco
Hierro Fundido / Hierro Fundido	0,05	,15 – 0,20
Hierro Fundido / Acero	0,06	0,15 – 0,20
Acero Duro / Acero Duro	0,05	0,15 – 0,20
Madera / Hierro Fundido-Acero	0,16	0,2 – 0,35
Cuero / Hierro Fundido-Acero	0,12 – 0,15	0,3 - 0,5
Corcho / Hierro Fundido-Acero	0,15 – 0,25	0,3 - 0,5
Tejido de Asbestos/ Hierro Fundido-Acero	0,1 – 0,2	0,3 - 0,6
Moldeado de Asbestos / Hierro Fundido-Acero	0,08 – 0,12	0,2 – 0,5
Impregnación Asbestos/ Hierro Fundido-Acero	0,12	0,32
Carbón-Grafito/ Hierro Fundido-Acero	0,05 – 0,2	0,2 -0,5
Kevlar/ Hierro Fundido-Acero	0,05 – 0,2	0,2-05

Fuente: (Alonso, 1996)

El valor característico de los frenos se determina mediante la gráfica expuesta en la figura 3.60:

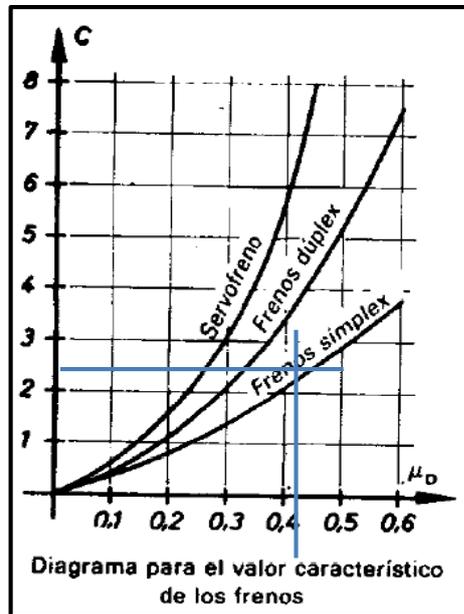


Figura 3.60: Diagrama valor característico de los frenos

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$F_{ft} = C * F_{st}$$

Ecuación 3.63: Fuerza de fricción trasera entre elementos frenantes

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$F_{ft} = 2,3 * 1628,6 N$$

$$F_{ft} = 3745,78 N$$

Donde:

C = Valor característico del freno (–)

F_{ft} = Fuerza de fricción trasera entre elementos frenantes (N)

3.10.10. Pares de frenado generados por el contacto disco - pastilla y tambor - zapata

El disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida de su contacto con la pastilla de freno, lo cual permitirá obtener el par de frenada que se necesita para detener el vehículo.

$$N_{f_{del}} = F_{fd} * R_{efd}$$

Ecuación 3.64: Par de frenado delantero

Fuente: (Criado, 2012)

$$N_{f_{del}} = 5732,68 \text{ N} * 0,145 \text{ m}$$

$$N_{f_{del}} = 831,24 \text{ Nm}$$

En los frenos de tambor, cuando se aplican las zapatas contra este se obtiene un par de frenado el cual se opone al movimiento del tambor.

$$N_{f_{tras}} = F_{ft} * R_{eft}$$

Ecuación 3.65: Par de frenado trasero

Fuente: (Criado, 2012)

$$N_{f_{tras}} = 3745,78 \text{ N} * 0,11 \text{ m}$$

$$N_{f_{tras}} = 412,04 \text{ Nm}$$

Donde:

N_{fd} = Par de frenado delantero (Nm)

N_{ft} = Par de frenado trasero (Nm)

R_{efd} = Radio efectivo del disco de freno (m)

R_{eft} = Radio efectivo del tambor (m)

Con los resultados anteriores se puede calcular el par de frenado total que se ejerce en cada eje, únicamente multiplicando los resultados por 2, debido a que en el eje delantero se instaló 2 conjuntos disco-pastilla y en el trasero 2 conjuntos tambor-zapatillas.

$$N_{fed} = 2 * N_{fd}$$

$$N_{fed} = 2 * 831,24 \text{ Nm}$$

$$N_{fed} = 1662,48 \text{ Nm}$$

$$N_{fet} = 2 * N_{ft}$$

$$N_{fet} = 2 * 412,04 \text{ Nm}$$

$$N_{fet} = 824,08 \text{ Nm}$$

3.10.11. Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos

Asumiendo que existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada la podemos hallar del siguiente modo:

$$F_{frd} = \frac{N_{fd}}{R_{\text{Neumático}}}$$

Ecuación 3.66: Fuerza de reacción entre el neumático y la calzada

Fuente: (Criado, 2012)

$$F_{frd} = \frac{831,24 \text{ Nm}}{0,205 \text{ m}}$$

$$F_{frd} = 4054,83 \text{ N}$$

$$F_{frt} = \frac{N_{ft}}{R_{\text{Neumático}}}$$

$$F_{frt} = \frac{412,04 \text{ Nm}}{0,205 \text{ m}}$$

$$F_{frt} = 2009,95 \text{ N}$$

Donde:

F_{fr} = Fuerza de reaccion entre el neumático y la calzada (N)

$R_{Neumático}$ = Radio nominal del neumático (m)

Estos valores corresponden a la fuerza en una de las ruedas delanteras y en una de las ruedas traseras, sin embargo, nuestro sistema de frenado está compuesto por 2 conjuntos disco-pinza y tambor-zapata que actúan frenando las 4 ruedas por lo que la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada la hallaremos de la siguiente manera:

$$FUERZA_{TOTAL} \sum F_{neumatico_{DD,DI,TD,TI}} = 2 * 4054,83 \text{ N} + 2 * 2009,95 \text{ N}$$

$$FUERZA_{TOTAL} = 12129,56 \text{ N}$$

Donde:

$FUERZA_{TOTAL}$ = Fuerza de reaccion entre el vehiculoy la calzada (N)

3.10.12. Desaceleración en el vehículo

Aplicando la segunda ley de Newton hallamos la desaceleración de le vehículo blindado 4x4 conociendo la masa y la fuerza de frenado total calculados anteriormente:

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_T}$$

Ecuación 3.67: Desaceleración en el vehículo

Fuente: (Criado, 2012)

$$a_v = \frac{12129,56 \text{ N}}{1600 \text{ Kg}}$$

$$a_v = 7,58 \frac{m}{s^2}$$

Donde:

$$a_v = \text{Desaceleración del vehículo} \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

$m_T = \text{Masa total del vehículo}$

3.10.13. Distancia de frenado

Una vez realizado los cálculos anteriores resulta muy interesante tener una idea de cómo se comportará el vehículo blindado 4x4 ante una situación de frenada. Con ello, si integramos la desaceleración hallada del vehículo podemos obtener la velocidad del mismo y volviendo a integrar esta última expresión podemos determinar la distancia de frenada teórica de nuestro vehículo de la siguiente manera, suponiendo una velocidad de 100 Km/h:

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 * a_v}$$

Ecuación 3.68: Distancia de frenado

Fuente: (H. Kindler, 1986)

$$D_f = \frac{\left(27,78 \frac{m}{s} \right)^2}{2 * \left(7,58 \frac{m}{s^2} \right)}$$

$$D_f = 50,90 \text{ m}$$

Tabla 3.15: Resultados obtenidos del sistema de frenos

PARÁMETROS	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Transferencia de Peso	TP	2850,91	N
Peso en el Eje Delantero Durante la Desaceleración	P_{td}	4675,49	N
Peso en el Eje Trasero Durante la Desaceleración	P_{dd}	5302,69	N
Fuerza de Frenado del eje Delantero	F_{fd}	2651,34	N
Fuerza de Frenado del eje Trasero	F_{ft}	2337,74	N
Fuerza Máxima de Frenado	$F_{m\acute{a}x}$	7840	N
Par de Frenado Delantero	N_d	1256,54	N.m
Par de Frenado Trasero	N_t	350,66	N.m
Cálculo del Balanceo Óptimo de Frenado	$\frac{F_{fd}}{P_{dd}} = \frac{F_{ft}}{P_{td}}$	0,5	
Diámetro del Disco	D_{disco}	0,205	M
Fuerza de Apriete en el Pedal de Freno	$F_{sp} = N$	670,6	N
Presión de Líquido dentro del Circuito	P_{ldc}	1,936	$\frac{N}{mm^2}$
Fuerza en el Cilindro Delantero	F_{sd}	6514,41	N
Fuerza en el Cilindro Trasero	F_{st}	1628,6	N
Presión Hidráulica Generada por la Bomba Delantera	P_{bd}	18,81	$\frac{N}{mm^2}$

CONTINÚA



Presión Hidráulica Generada por la Bomba Trasera	P_{bt}	4,70	$\frac{N}{mm^2}$
Distribución de Presiones en el Interior de los Conductos Delanteros	$P_{pistón d}$	18,81	Mpa
Distribución de Presiones en el Interior de los Conductos Traseros	$P_{pistón t}$	4,70	Mpa
Fuerzas de Rozamiento entre Elementos Frenantes Delanteros	F_{fd}	5732,68	N
Fuerzas de Rozamiento entre Elementos Frenantes Traseros	F_{ft}	3745,78	N
Par de Frenado Delantero	$N_{fdel} =$	831,24	N.m
Par de Frenado Trasero	N_{ftras}	412,04	N.m
Fuerza de reacción entre el Neumático Delantero y la calzada	F_{frd}	4054,83	N
Fuerza de reacción entre el Neumático Trasero y la Calzada	F_{ftrt}	2009,95	N
Fuerza de reacción entre el Vehículo y la Calzada	$FUERZA_{TOTAL}$	12129,56	N
Desaceleración del Vehículo	a_v	7,58	$\frac{m}{s^2}$
Distancia de Frenado	D_f	50,90	M

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.11. MÓDULOS DE SIMULACIÓN

3.11.1. Static structural

Analiza elementos que son construidos mediante un software de diseño Autodesk Inventor mediante simulación bajo parámetros matemáticos los cuales generan cargas y fuerzas sobre elementos en forma estática.

3.11.2. Transient structural

Determina un análisis dinámico ya sea de desplazamiento, momentos fuerzas puntos críticos de fractura de los elementos.

3.11.3. Modelación del sistema de suspensión

Contiene muchos elementos la suspensión uno de los más importantes son los amortiguadores, resortes, barra estabilizadora, mesa y resortes helicoidales entre otros, estos elementos van a soportar el peso del vehículo blindado 4x4, mediante un software se procederá al diseño por medio de computadora denominado AUTODESK INVENTOR, en el cual se simulara los elementos en la figura 3.63 se muestra el sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4.

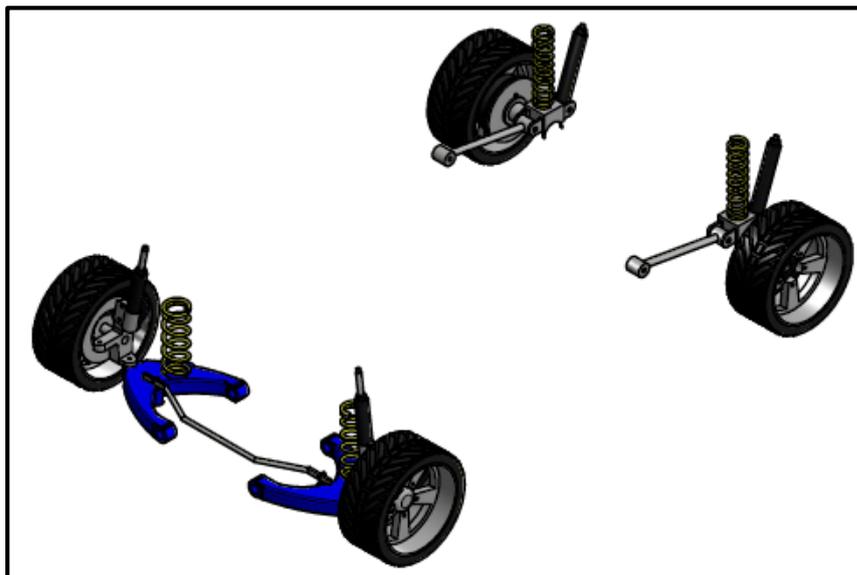


Figura 3.61: Suspensión para el vehículo blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

a. Simulación CAD-CAE del sistema de suspensión

a.1. Análisis del amortiguador

En la figura 3.62 muestra la fuerza aplicada al vástago del amortiguador el cual es 6207,84 N, este valor ya fue calculado anteriormente también y posee un límite de elasticidad de 250MPa.



Figura 3.62: Fuerza aplicada al amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.63 muestra el valor de tensión de Von Mises el cuál es 38,78 MPa y el material utilizado es Acero ASTM A-500 redonda grado B seleccionado en el anexo 2.

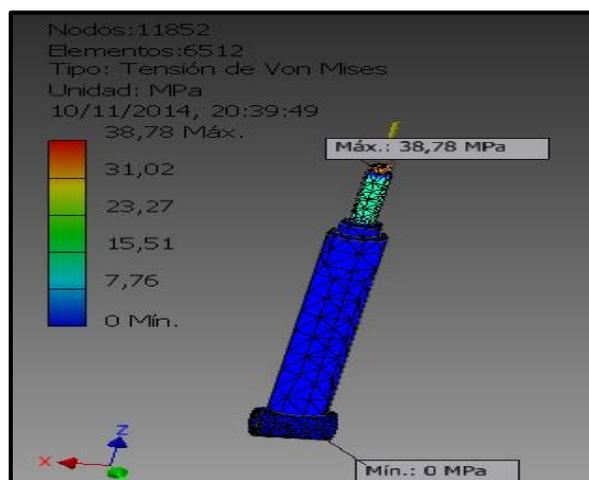


Figura 3.63: Tensión de Von Mises de amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.64 indica un factor de seguridad de 10,61, es muy importante ya que garantiza que el amortiguador pueda soportar fuerzas y tensiones.

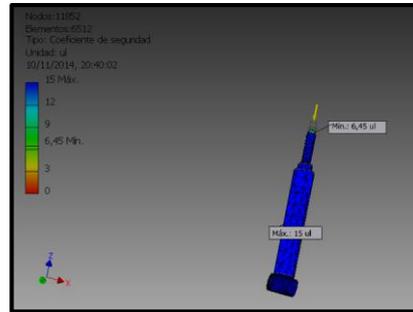


Figura 3.64: Factor de seguridad del amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$\sigma_{V:M} = \frac{S_y}{N}$$

$$S_y = \sigma_{V:M} * N$$

$$S_y = 38,78 * 6,45$$

$$S_y = 250,13 \text{ Mpa}$$

Donde:

$\sigma_{V:M}$ = Tensión de Von Mises MPa

N = Coeficiente de seguridad

S_y = Resistencia a la cedencia MPa

En la figura 3.65 muestra la tensión que va a soportar el amortiguador para el vehículo blindado 4x4 la tensión máxima de trabajo es de 76,663 MPa.

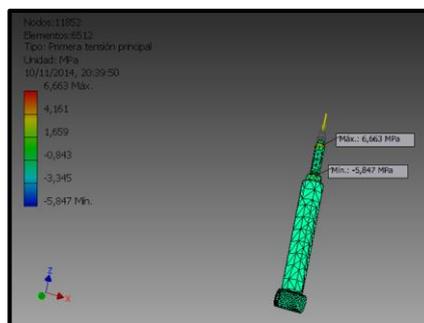


Figura 3.65: Tensión máxima del amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.66 se muestra la deformación principal de $1,804e-004$

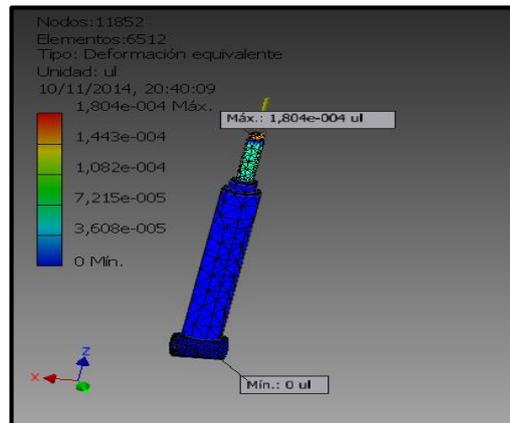


Figura 3.66: Deformación máxima del amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

a.2. Análisis de muelle helicoidal

En la figura 3.67 muestra la fuerza aplicada al resorte helicoidal el cual es 8161,92 N, este valor ya fue calculado anteriormente también posee un límite de elasticidad de 250MPa.

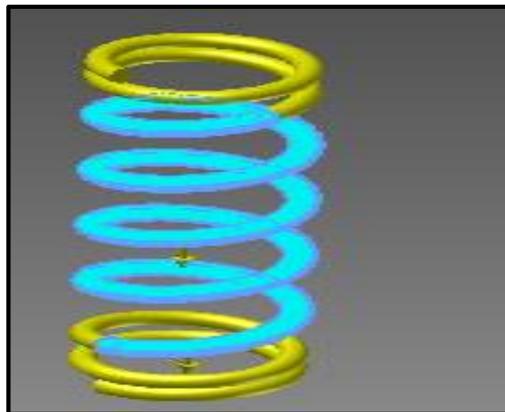


Figura 3.67: Fuerza en el resorte helicoidal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.68 muestra el valor de tensión de Von Mises el cuál es 38,78 MPa y el material utilizado es Hierro dúctil austemplado seleccionado en el axeo 2.

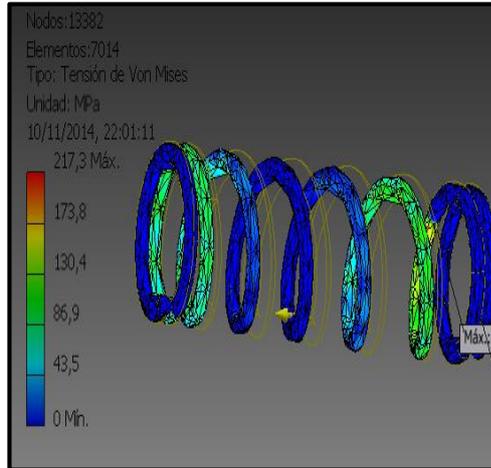


Figura 3.68: Tensión de Von Mises del resorte helicoidal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.69 muestra el factor de seguridad de 6, el cual utilizara para determinar la confiabilidad del resorte.

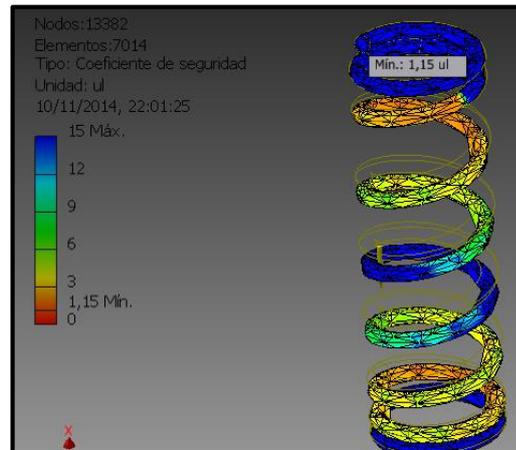


Figura 3.69: Factor de seguridad para el resorte helicoidal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$\sigma_{V:M} = \frac{S_y}{N}$$

$$S_y = \sigma_{V:M} * N$$

$$S_y = 173,8 * 6$$

$$S_y = 1042,8 \text{ Mpa}$$

Donde:

$\sigma_{V:M}$ = Tensión de Von Mises MPa

N = Coeficiente de seguridad

S_y = Resistencia a la cedencia Mpa

En la figura 3.70 se indica la tensión máxima de 160,7 MPa que va a estar sometido el resorte, mediante este análisis podemos determinar en qué condiciones reales se encuentra el resorte.

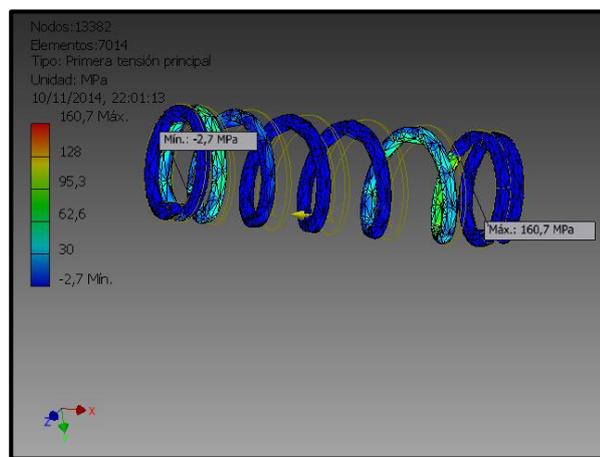


Figura 3.70: Tensión principal del resorte helicoidal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.71 se indica que tiene una deformación máxima de 9,78e-004

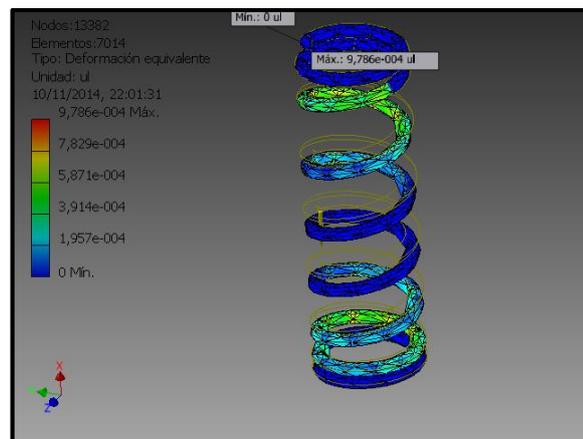


Figura 3.71: Deformación principal del resorte helicoidal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3.11.4. Modelación del sistema de dirección

Se tomara en cuenta las fuerzas generadas tanto del conductor como la fuerza necesaria para poder mover el neumático, además permitirá darnos cuenta como es su comportamiento del sistema de dirección para el vehículo blindado 4x4. En el programa se procederá a introducir las fuerzas encontradas y mediante el cálculo del programa INVENTOR, encontrara la teoría de Von Mises, el coeficiente de seguridad y tensiones máximas.

a. Simulación CAD-CAE del sistema de dirección

a.1. Análisis de la fuerza ejercida por el volante

En la figura 3.72 muestra una fuerza de 7400 N, el cual sirve para direccionar las ruedas y tiene un límite de elasticidad de 250 MPa.

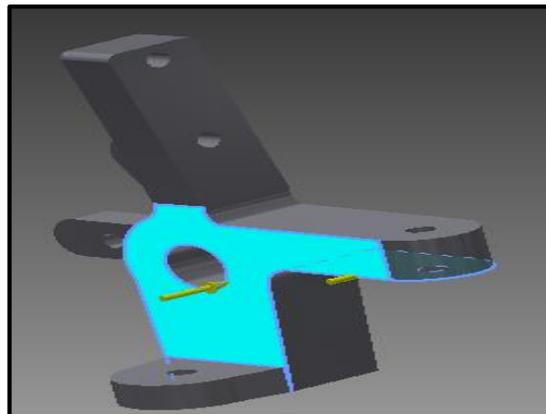


Figura 3.72: Fuerza aplicada a la dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.73 muestra el valor de tensión de Von Mises de 44,10 Mpa y el material utilizado es acero ASTM A-500 seleccionado en el anexo 2.

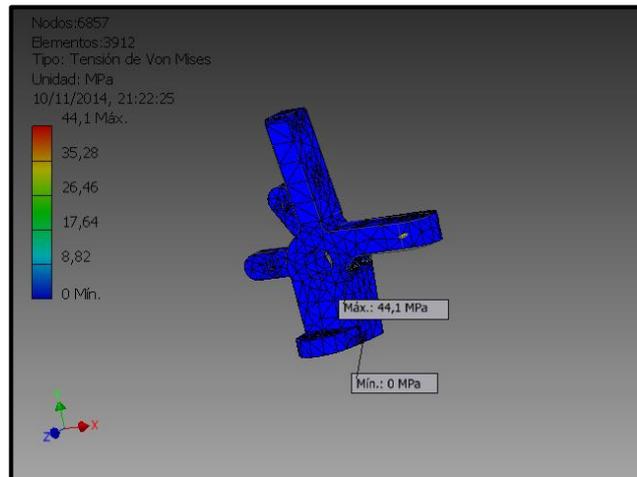


Figura 3.73: Teoría de Von Mises de la dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.74 indicaremos un factor de seguridad 6.

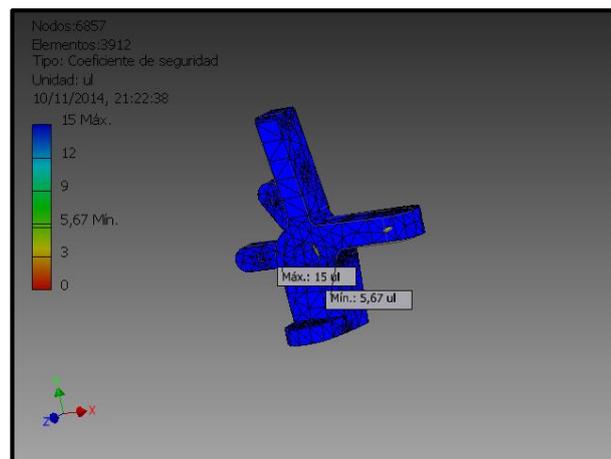


Figura 3.74: Factor de seguridad de la dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$\sigma_{V:M} = \frac{S_y}{N}$$

$$S_y = \sigma_{V:M} * N$$

$$S_y = 44,10 * 6$$

$$S_y = 264,6 \text{ Mpa}$$

Donde:

$\sigma_{V:M}$ = Tensión de Von Mises MPa

N = Coeficiente de seguridad

S_y = Resistencia a la cedencia Mpa

En la figura 3,75 muestra la tensión máxima de 46,14 Mpa.

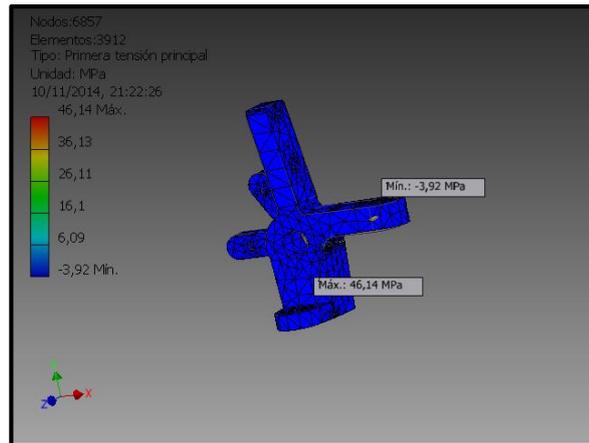


Figura 3.75: Tensión máxima de la dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 3.76 muestra la deformación principal de 2,043e-004

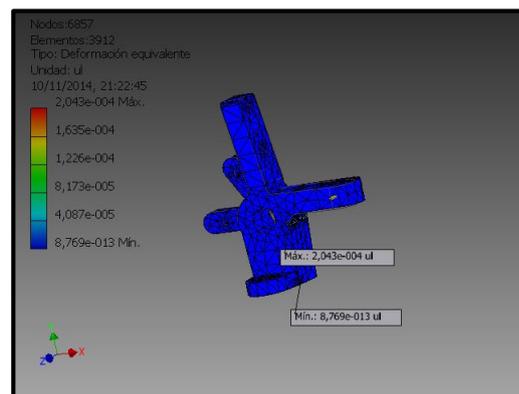


Figura 3.76: Deformación de la dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

CAPÍTULO 4

4. IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS

Realizado el análisis de diseño y selección de los elementos que van a formar parte de los sistemas tanto de suspensión, dirección y frenos se realiza la implementación de los sistemas en el vehículo blindado 4x4.

El diseño, construcción y ensamble de los diferentes elementos que conforman los sistemas se pudo realizar con a la ayuda de herramientas informáticas las cuales nos ayudan a simular condiciones reales de funcionamiento, y así mejorar los puntos críticos de estos, asegurando la efectividad en su funcionamiento, sin necesidad de previamente comprar o fabricar el elemento para probarlo experimentalmente gracias a la apoyo de dichas herramientas nos ayuda a ahorrar tiempo y recursos.

4.1. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Una vez diseñado y seleccionado correctamente los diferentes elementos que constituirán el sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 se procede al montaje, teniendo muy en cuenta factores de seguridad y limpieza al momento del ensamblaje del sistema.

4.1.1. Implementación de los elementos de la suspensión delantera

Las características del tipo de suspensión delantera que se va a implementar en el vehículo blindado 4x4:

- Suspensión de ruedas independientes con triangulo inferior, muelle helicoidal reforzado marca IronMan, Amortiguadores Nitro Gas Marca IronMan y barra estabilizadora.
- El amortiguador está montado en configuración McPherson.

a. Montaje del conjunto triángulo inferior - rótula

Colocar el triángulo inferior en los puntos de anclaje del chasis como se muestra en la figura 4.1 y colocar los pernos de tal forma que las tuercas queden hacia el interior del triángulo.

Para la correcta fijación de la rótula de suspensión existen tres pernos los cuales van a servir de sujeción para la rótula.

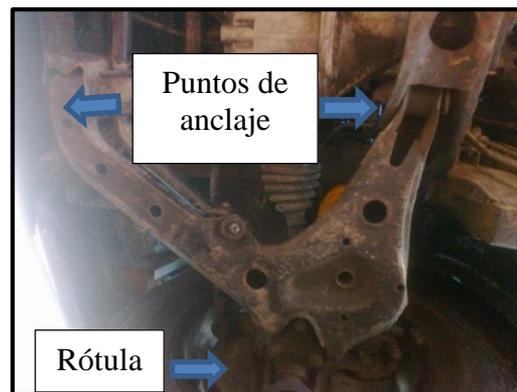


Figura 4.1: Instalación triángulo inferior-rótula

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Montaje de la mangueta de rueda

Con el triángulo inferior de suspensión ya fijado en los puntos de anclaje se coloca la mangueta como se muestra en la figura 4.2, sujetando la parte inferior de la mangueta en el espárrago de la rótula de suspensión y luego colocar la tuerca.



Figura 4. 2: Instalación de la mangueta de rueda

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Se debe tomar en cuenta que la rosca del esparrago de la rótula se encuentre en buen estado caso contrario no ajustara.

c. Montaje del conjunto resorte – amortiguador

Para la implementación del conjunto resorte – amortiguador se utiliza la marca IronMan debido a las prestaciones del diseño anteriormente analizados.

Colocar el resorte en la base inferior ubicada en el triángulo de suspensión y en la base superior la carrocería como se muestra en la figura 4.3.

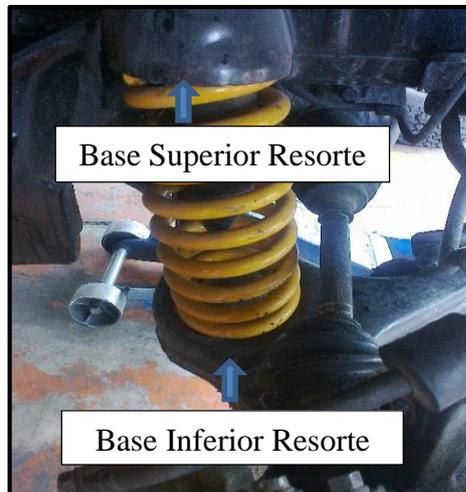


Figura 4.3: Instalación del conjunto amortiguador - resorte

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Antes de montar el amortiguador debemos insertar el eje de transmisión en el cubo de la rueda.

Asegurarnos de colocar el circlip en la ranura del eje para asegurar de que no se salga, figura 4.4.



Figura 4.4: Instalación del circlip

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Para el montaje del amortiguador se requiere la ayuda de un gato hidráulico el cual se va a colocar en la parte inferior del triángulo de suspensión, esto ayuda a elevar progresivamente el triángulo para poder insertar los pernos de sujeción en la mangueta.

Colocar el esparrago del amortiguador en la parte superior de la base anclada en la carrocería mostrada en la figura 4.5 y colocar la tuerca por encima de la arandela y ajustar.



Figura 4.5: Base superior del amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Una vez colocado el esparrago del amortiguador en el orificio de la carrocería colocar los pernos transversales entre la mangueta y el amortiguador mostrados en la figura 4.6.



Figura 4.6: Instalación del amortiguador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Colocar el cubo de transmisión como se muestra en la figura 4.7, para un apriete correcto ajustar los pernos en forma de cruz.



Figura 4.7: Instalación del cubo de transmisión

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Implementación completa de todos los elementos que conforman el Sistema de Suspensión Delantera mostrado en la figura 4.8.



Figura 4. 8: Sistema de suspensión delantera

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

4.1.2. Implementación de los elementos de la suspensión trasera

Las características del tipo de suspensión trasera que se va a implementar en el vehículo blindado 4x4 es:

- Suspensión de eje rígido con muelles helicoidales cilíndricos de paso constante reforzados marca IronMan y Amortiguadores Nitro Gas Marca IronMan.

a. Montaje del tirante longitudinal

Para el montaje de las fijaciones de los tirantes longitudinales colocar un gato hidráulico en el conjunto del diferencial, hay que tomar en cuenta al momento del montaje de colocar la tuerca de la fijación delantera hacia adentro y la de fijación trasera hacia afuera.

Colocar los tirantes longitudinales en los puntos de fijación del chasis como se muestra en la figura 4.9.



Figura 4.9: Instalación del tirante longitudinal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.



Figura 4.10: Tirante longitudinal

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

El apriete de los tirantes longitudinales se realiza con el vehículo descansado sobre sus 4 ruedas.

b. Montaje del conjunto resorte – amortiguador

Para la implementación del conjunto Resorte – Amortiguador es necesario colocar un gato hidráulico en el conjunto del diferencial y colocar caballetes en el chasis.

La marca que se va a utilizar en la implementación del conjunto Resorte – Amortiguador es IronMan debido a las prestaciones de diseño anteriormente analizadas.

Colocar el resorte helicoidal en la base del chasis y en la base del tren de rodaje como se muestra en la figura 4.11.

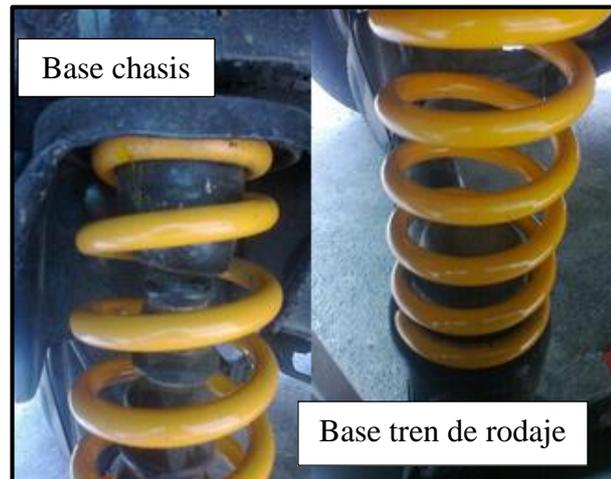


Figura 4.11: Instalación del resorte trasero

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Colocar el amortiguador en el punto de fijación superior en la base del chasis y en el punto de fijación inferior en la base del tren de rodaje como se muestra en la figura 4.12.

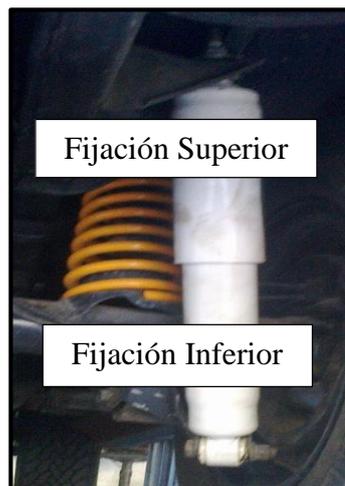


Figura 4.12: Instalación del amortiguador trasero

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Implementación completa de todos los elementos que conforman el Sistema de Suspensión Trasera que se muestra en la figura 4.13.



Figura 4.13: Sistema de suspensión trasera

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

El apriete de los amortiguadores se realiza con el vehículo con el vehículo descansado en las cuatro ruedas.

4.2. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Después de realizar la selección y análisis de los diferentes elementos que formaran parte del sistema de dirección del vehículo blindado 4x4 se procede a la implementación teniendo en cuenta todos los factores de diseño analizados anteriormente, lo cual es imprescindible manejar con precisión, seguridad y limpieza al momento del montaje para que garantice un mínimo de diferencia entre lo ya diseñado.

4.2.1. Implementación de los elementos de la dirección

Características del sistema de dirección que se va a implementar en el vehículo blindado 4x4:

- Dirección de tornillo sin fin y sector dentado con circulación de bolas.

- Columna de dirección de seguridad en dos tramos articulados por juntas cardan.

a. Montaje de la caja de dirección

Colocar la caja de dirección como se muestra en la figura 4.14 con los tres pernos de fijación los cuales van a estar anclados al chasis.

Medir los ángulos de giro de las ruedas interiores y exteriores, si los ángulos no están dentro de las tolerancias ajustarlos actuando sobre los topes, atornillar o desatornillar los topes hasta obtener los valores prescritos en la siguiente tabla 4.1.

Tabla 4. 1: Características técnicas caja de dirección

CAJA DE DIRECCIÓN VEHÍCULO BLINDADO 4X4	
Relación de desmultiplicación	18,5 : 1
Ángulo de giro: Rueda exterior	$32^{\circ} \pm 3^{\circ}$
Ángulo de giro: Rueda interior	$30^{\circ} \pm 3^{\circ}$
Diámetro de giro total	10,9 m

Fuente: Revista Técnica del Automóvil “Suzuki”, (1994).

Antes del funcionamiento de la dirección revisar el nivel de aceite retirando el tapón respiradero, si no es el adecuado completar con aceite SAE 90.



Figura 4.14: Instalación caja de dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

NOTA: En posición normal, la longitud de rosca visible de los topes debe ser de 5 mm aproximadamente.

b. Montaje del varillaje de la dirección

Para la correcta fijación del varillaje de la dirección tomar muy en cuenta los puntos de anclaje de las bieletas móviles (reenvío) ya que si no colocamos correctamente puede haber variación al momento de la alineación, una vez concluido el proceso de armado del varillaje se debe verificar la geometría de alineación que debe estar en los rangos expuestos en la siguiente tabla.

Tabla 4.2: Datos de alineación del vehículo

GEOMETRÍA VEHÍCULO BLINDADO 4X4

Avance de pivote	1°30' ± 1° (No ajustable)
Caída de Rueda	30' ± 1' (No ajustable)
Paralelismo (Convergencia)	2 a 6 mm ó 20' a 1° (Ajustable)

Fuente: Revista Técnica del Automóvil "Suzuki", (1994).

Esquema a seguir para el correcto armado del varillaje de dirección se lo realizara según la figura 4.15.

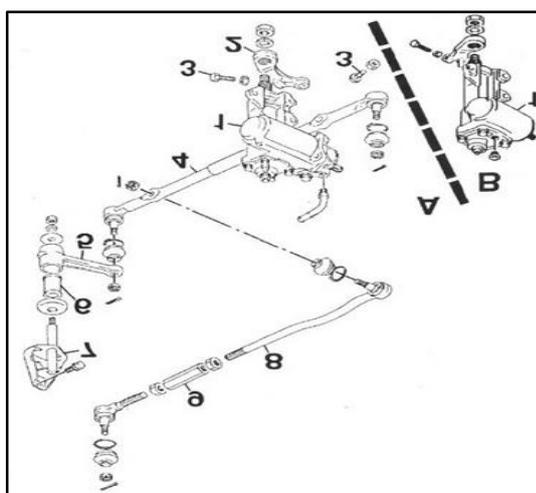


Figura 4.15: Varillaje de dirección

Fuente: Manual de Taller "Suzuki", (1994).

(A Dirección Asistida B Dirección Mecánica 1. Caja 2. Palanca 3. Tornillo de tope de giro 4. Barra de acoplamiento 5. Reenvío 6. Casquillo 7. Soporte de reenvío 8. Bieleta derecha 9. Manguito de reglaje del paralelismo)

Colocar las bieletas en los puntos de fijación del chasis y en la caja de dirección como se muestra en la figura 4.16.



Figura 4.16: Instalación del reenvío

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Colocar la barra de acoplamiento unido al reenvío con la tuerca de sujeción en el terminal de la barra como se muestra en la figura 4.17.



Figura 4.17: Instalación tuerca de sujeción

Fuente: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Ubicar los orificios en la barra de acoplamiento, colocar la bieleta y ajustar la tuerca de fijación, una vez realizado esto ubicamos el terminal de dirección en la mangueta de rueda como se muestra en la figura 4.18.



Figura 4.18: Instalación del terminal en la mangueta

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Montaje de la columna de dirección y eje de junta cardán

Para acoplar y sujetar la columna de dirección en la parte inferior se realiza orificios en la carrocería para poder fijarlos con tuercas de sujeción como se muestra en la figura 4.19, es muy importante realizar un ajuste adecuado en las base de la columna para evitar juegos indeseables que puedan repercutir en la óptima eficacia y eficiencia del sistema.



Figura 4.19: Instalación inferior columna de dirección

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Para sujetar la parte superior de la columna de dirección se realiza dos orificios donde se coloca una brida con pernos de sujeción, como se observa en la figura 4.20.

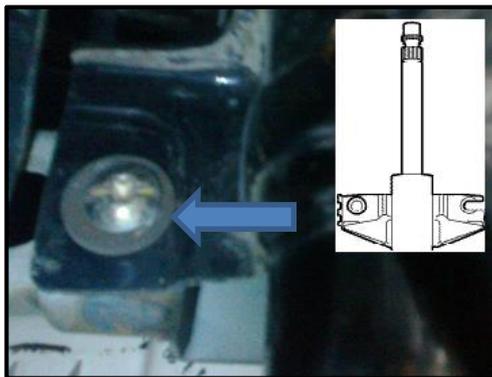


Figura 4.20: Instalación de la brida de sujeción

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.



Figura 4.21: Columna de dirección completamente colocada

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Una vez colocado el tablero de instrumentos del vehículo blindado 4x4 se realiza la instalación del volante de dirección sujetándolo con una tuerca fijación.

La instalación de las juntas cardan se la realizara colocando el estriado hembra del eje de la junta cardán, en el estriado macho de la caja de dirección como se muestra en la figura 4.22 sin olvidarnos de colocar los fuelles de protección y ajustamos el perno pasador de sujeción en el orificio guía existente en la junta.



Figura 4.22: Instalación del terminal en la mangueta

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Realizar el mismo proceso instalación en la parte superior del eje cardán con la salida de la columna de dirección.

Luego de realizar todo el proceso de implementación se debe verificar la alineación del sistema de acuerdo a los datos expuestos en la tabla 4.2 con la ayuda de una maquina alineadora.

4.3. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

De igual manera que en el sistema de suspensión y dirección en el sistema de frenos se realiza el análisis de diseño de los elementos que conforman el sistema, todos los elementos que se van a utilizar en el sistema de frenos del vehículo blindado 4x4 fueron estudiados y comprobados para garantizar su efectividad y alta confiabilidad ya que este es uno de los sistema más importantes en lo que se refiere a seguridad de los ocupantes.

4.3.1. Implementación de los elementos del sistema de frenos

Características de sistema de frenos que se va a instalar en el vehículo.

- Frenos de mando hidráulico asistido por servo freno de depresión.
- Doble circuito independiente

a. Montaje del conjunto servo-bomba de freno

Realizado el diseño y análisis del conjunto servo y bomba de freno se procede al montaje de los elementos en el vehículo blindado 4x4, estos elementos son de gran importancia ya que son los encargados de enviar las diferentes presiones del líquido tanto a la mordaza delantera como bombín trasero los cuales van a tener la misión de hacer actuar a los elementos de fricción.

Características del conjunto servo y bomba de freno que se va a instalar en el vehículo blindado 4x4.

Asistencia (Servofreno)

- Asistencia por depresión del tipo Master–Vac.
- Diámetro de 7" (177,8 mm).

Mando (Bomba de Freno)

- Cilindro maestro Tándem.
- Marca Girling.
- Diámetro del pistón 21 mm.

Para la implementación del conjunto en el vehículo se procede a instalar el servo freno el cual va a estar anclado en la carrocería como se muestra en la figura 4.23 con la ayuda de tuercas sujetadoras.

Instalar del servo de tal forma que la horquilla de la barra de empuje ingrese en la guía del pedal de freno.



Figura 4.23: Instalación del servofreno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Colocado el servo procedemos a instalar la bomba de freno en el habitáculo donde va ubicado el motor, la bomba va a ir sujeta en los espárragos guías del servofreno y va a ser sujeta con pernos de fijación como se muestra en la figura 4.24.

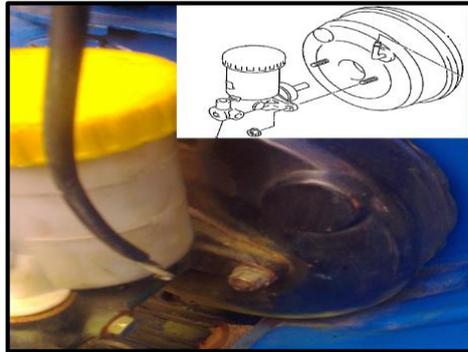


Figura 4.24: Instalación de la bomba de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Colocado el conjunto servo-bomba de freno ubicamos la manguera de vacío que saldrá desde el motor hasta el servo freno del vehículo blindado 4x4.

Ubicamos las cañerías de freno como se muestra en la figura 4.25 las cuales saldrán desde la bomba hasta los diferentes accionamientos en el vehículo.



Figura 4.25: Instalación en la base de la bomba

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Colocamos la válvula dosificadora de líquido la cual va ir ubicada y sostenida en el chasis del vehículo como se muestra en la figura 4.26.



Figura 4.26: Instalación de la válvula dosificadora

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Instalación de la válvula dosificadora de detección de carga (LSPV) se la realizara en la parte posterior del vehículo blindado 4x4 como se muestra en la figura 4.27.



Figura 4.27: Instalación de la válvula LSPV

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Una vez colocada la válvula se debe purgar el aire que existe dentro de la válvula, esto se lo realizara aflojando el tapón de purgado cuando todo el sistema esté instalado completamente.

La distribución que van a tener las cañerías de freno se pueden observar en la figura 4.28.

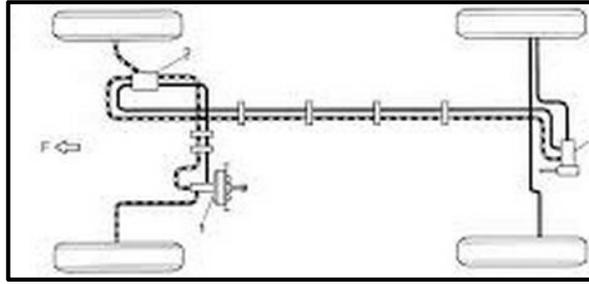


Figura 4.28: Distribución de cañerías del vehículo blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

4.3.2. Implementación de los elementos del sistema frenos delanteros

Una vez realizado el diseño y selección de los elementos que van a formar parte del sistema de frenos delanteros se va a proceder a la implementación en el vehículo blindado 4x4.

Características del sistema de frenos delanteros que se va a implementar en el vehículo.

- Freno de disco con un diámetro de 290 mm un espesor de 10 mm.
- Mordazas marca Girling, tipo Pinza Monopistón, diámetro del pistón 48 mm.

a. Montaje de los discos y mordaza de freno

Realizado el diseño y análisis del diámetro óptimo de disco de freno que va a ser utilizado en el sistema se procede al montaje del mismo sobre el cubo de transmisión en los espárragos guías como se muestra en la figura 4.29.



Figura 4.29: Instalación del disco de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Ya ubicado el disco de proceder a la instalación de la pinza como se muestra en la figura 4.30 sujeta con dos pernos guías en la mangueta, la cual va a ser la encargada de sujetar a la mordaza de freno.



Figura 4.30: Instalación de la pinza de sujeción

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

La ubicación de la mordaza en pinza sujetadora se la realizara con pernos el cual esta ubicado sobre el pasador deslizante y la mordaza de freno como se muestra en la figura 4.31.



Figura 4.31: Instalación de la mordaza de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Montaje de las pastillas de freno

Ya instalada y sujeta correctamente la mordaza de freno, se procede a colocar las pastillas de freno en el vehículo blindado 4x4, antes de ubicar las pastillas colocamos los seguros guías en la pinza de sujeción como se muestra en la figura 4.32 tanto en la parte superior como inferior de la mordaza.



Figura 4.32: Instalación de los seguros guías

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Instalamos las pastillas de freno como se muestra en la figura 4.33 sobre los seguros guías ubicados en las pinzas de sujeción.

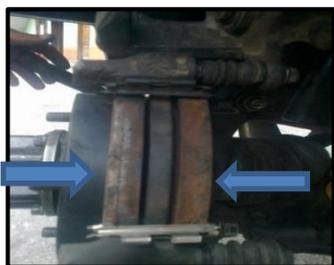


Figura 4.33: Instalación de las pastillas de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Ya colocadas las pastillas se procede a fijar la mordaza de freno con la ayuda de pernos de sujeción que van a ser colocados como se muestra en la figura 4.34.



Figura 4.34: Instalación de los pernos de sujeción de las mordazas

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Ya instalado correctamente el conjunto mordaza y pastillas de freno colocamos la tubería flexible con el acople la cual va a ser la encargada de dirigir el líquido para que actúe el pistón.

Implementación completa del Sistema de Frenos Delantero del vehículo blindado 4x4.



Figura 4.35: Instalación de la mordaza

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

4.3.3. Implementación de los elementos del sistema frenos traseros

Una vez realizado el diseño y selección de los elementos que van a formar parte del sistema de frenos posteriores se va a proceder a la implementación en el vehículo blindado 4x4.

Características del sistema de frenos posteriores que se va a implementar en el vehículo.

- El conjunto del tambor tiene un sistema de autoajuste de separación de zapatas para que se mantenga una correcta separación de tambor y zapatas en todo tiempo.
- Freno de mano gobernado mecánicamente por cables con palanca en el suelo y va a actuar en las zapatas traseras.
- Freno de tambor posee un diámetro de interno 220 mm, diámetro del pistón del cilindro de rueda de 24 mm.

a. Montaje del cilindro de rueda

Una vez elegido el cilindro de rueda adecuado, se procede a instalar dicho elemento en el vehículo blindado 4x4 sobre la chapa metálica ubicada en el

cubo de transmisión trasero, con dos pernos los cuales van a servir de fijación para el cilindro de rueda, una vez sujetado se ubica las cañerías respectivas como se muestra en la figura 4.36 la cañería superior viene desde la válvula LSPV y la cañería inferior hacia el cilindro de la rueda izquierda.



Figura 4.36: Instalación del cilindro de rueda

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Montaje del mecanismo del freno de mano

Para la implementación del freno de mano se realizó 3 orificios que nos van a servir para la fijación del conjunto de la palanca accionadora.

Los pernos fijadores del conjunto de la palanca accionadora se colocara como se muestra en la figura 4.37.

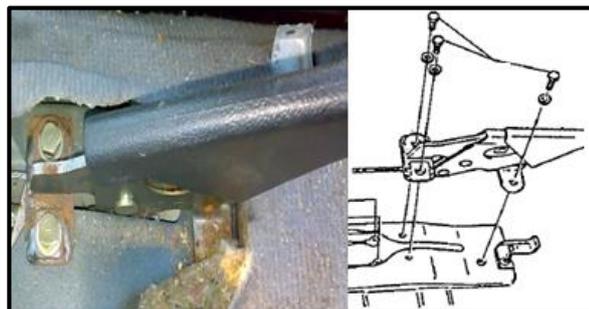


Figura 4.37: Instalación del conjunto de la palanca accionadora

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Se coloca el ecualizador como se muestra en la figura 4.38 el cual tiene la finalidad de distribuir uniformemente la fuerza aplicada por la palanca del freno.

El ecualizador funciona mediante la conexión de un único cable que va desde la cabina a dos que conducen a las ruedas individuales del vehículo blindado 4x4.

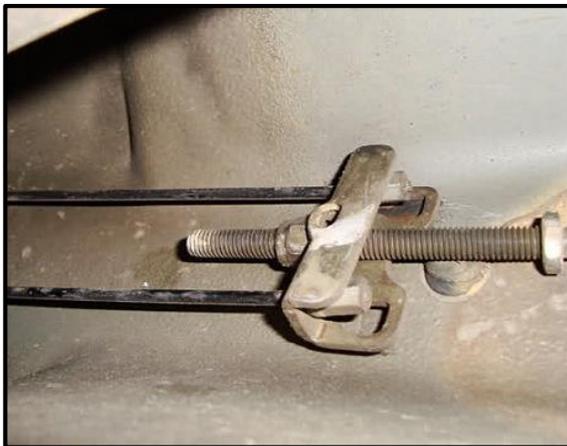


Figura 4.38: Instalación del ecualizador de freno de mano

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Una vez instalado el mecanismo de freno de mano se procede a colocar los cables como se muestra en el circuito en la figura 4.39 en el vehículo blindado 4x4.

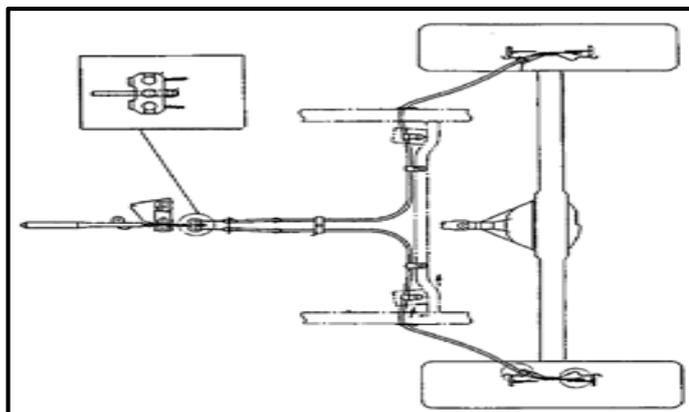


Figura 4.39: Disposición del circuito de freno de mano

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Montaje de las zapatas y tambor de freno

El montaje de las zapatas se lo realiza sobre la chapa metálica ubicada en el cubo de transmisión trasero, antes de instalar las zapatas verificar la medida del espesor de las zapatas que tiene que estar en 7,5 mm.

Instale firmemente el muelle del cable de freno y el extremo del tope de accionamiento en la palanca del freno de mano como se muestra en la figura 4.40.

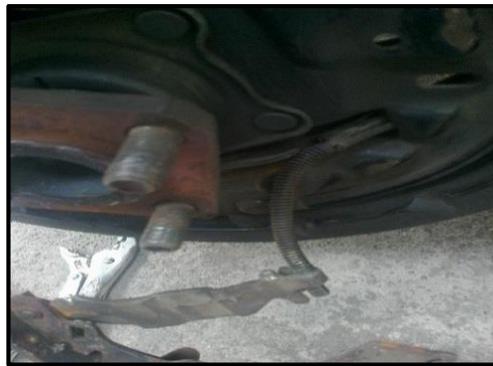


Figura 4.40: Instalación del cable de freno de mano

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Una vez instalado el cable de freno de mano se procede a instalar los diferentes elementos que conforman el conjunto de accionamiento de las zapatas como se muestra en la figura 4.41.

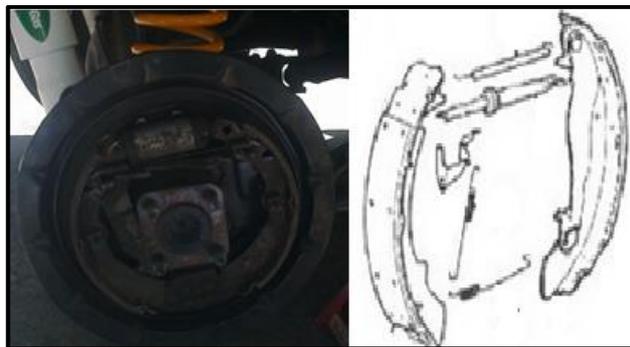


Figura 4.41: Instalación de los resortes de la zapata

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Antes de colocar el tambor de freno se realiza la regulación de las zapatas, esta regulación se la realiza mediante el ajustador como se muestra en la figura 4.42 hasta que las zapatas hagan contacto y rocen con el tambor.



Figura 4.42: Regulación de las zapatas

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Instalado el conjunto de accionamiento de las zapatas se procede a la fijación del tambor de freno de mano en el vehículo blindado 4x4 como se muestra en la figura 4.43 fijando con 4 tuercas.



Figura 4.43: Instalación del tambor de freno

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Realizada la instalación de todo el conjunto que conforma el sistema de frenos trasero se realiza la regulación del freno de mano mediante la tuerca de reglaje ubicada en el conjunto de accionamiento de la palanca como se muestra en la figura 4.44 la regulación se la debe realizar hasta que el freno de mano tenga un recorrido de 7 a 9 dientes.



Figura 4.44: Regulación del freno de mano

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Implementación completa del Sistema de Frenos Posterior del vehículo blindado 4x4.



Figura 4.45: Freno de mano regulado

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

4.3.4. Purgado del sistema de freno del vehículo blindado 4x4

Abrir los tornillos de purga tanto en la parte delantera como posterior del sistema de freno del vehículo blindado 4x4 hasta observar que en los tornillos de purga comience a salir el líquido.

Ajustar los tornillos de purga, comprobar y completar en su caso el nivel del líquido en el depósito compensador hasta el nivel máximo como se muestra en la figura 4.46.



Figura 4.46: Nivel máximo en el depósito

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Aflojar media vuelta el tornillo de purga y colocar una manguera y el otro extremo colocar en un recipiente vacío como se muestra en la figura 4.47, la purga del sistema se la debe efectuar en el siguiente orden: trasera derecha, trasera izquierda, delantera derecha y delantera izquierda.

Accionar el pedal de freno varias veces en toda su carrera hasta observar que el líquido salga sin burbujas, se debe estar muy atento a que el depósito de líquido no se quede vacío.

Realizar este proceso en todas las ruedas de acuerdo al orden indicado anteriormente.

Efectuar el mismo proceso en la válvula dosificadora de detección de carga.

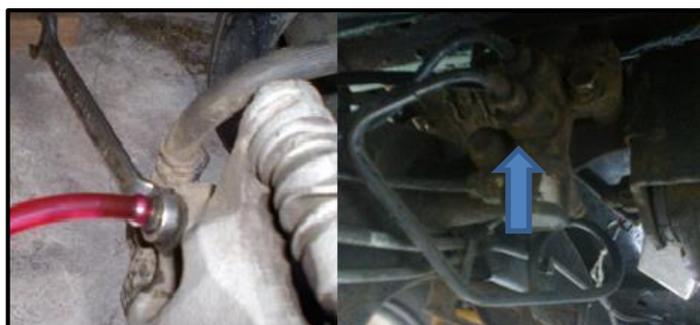


Figura 4.47: Proceso de purgado

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

CAPÍTULO 5

5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS

Concluida la implementación de los sistemas que conforman el vehículo blindado 4x4 se sometió a un riguroso plan de análisis realizados en diferentes bancos de pruebas para cada sistema.

De acuerdo a los resultados obtenidos en los bancos de pruebas se podrá concluir si los sistemas implementados en el vehículo blindado 4x4 son óptimos para su funcionamiento, para posteriormente llevarlo a una prueba de carretera y verificar el correcto funcionamiento del vehículo cumpliendo así los objetivos planteados anteriormente.

Antes de realizar las pruebas individuales de cada uno de los sistemas implementados en el vehículo blindado 4x4 se efectuó una inspección visual la cual consiste en ubicar el vehículo en un elevador como se muestra en la figura 5.1 para poder examinar y evaluar la correcta ubicación y ajuste de los diferentes elementos anteriormente instalados, en el caso del sistema hidráulico del sistema de frenos se realizó una inspección verificando que no existan fugas en el sistema.



Figura 5. 1: Ubicación del vehículo blindado 4x4 en el elevador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

5.1. PRUEBAS EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El análisis se realizó en un banco de pruebas de suspensiones que fueron facilitaron en la ciudad de Latacunga, dicha prueba consiste en realizar un análisis teórico sobre la eficiencia de funcionamiento del sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 mediante vibraciones producidas directamente en el neumático.

Pasos efectuados al momento de realizar las pruebas:

1. Se ubicó tanto el eje delantero como el eje trasero en las rampas de pruebas las cuáles serán las encargadas de producir las vibraciones, la ubicación se la realizo como se muestra en la figura 5.2.
2. La prueba se lo realizara primero para el eje delantero y luego para el eje trasero.

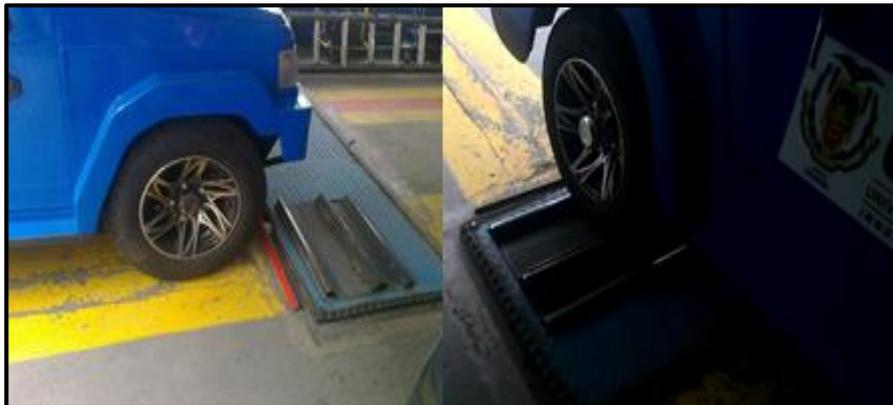


Figura 5.2: Ubicación en el banco de pruebas

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3. Al momento que el vehículo se encuentre en el banco de pruebas es necesario que se desactive el freno de mano y que el vehículo se encuentre en posición neutro.
4. Poner en funcionamiento el banco de pruebas, lo cual consiste en que las rampas produzcan las vibraciones a diferentes frecuencias de funcionamiento.
5. Verificar y analizar los datos obtenidos para el eje delantero los cuales se muestra en la tabla 5.1 y en la figura 5.3.

Tabla 5.1: Datos sistema de suspensión delantero

BANCO DE SUSPENSIONES EJE DELANTERO

Peso del Eje Izquierdo	347 Kg	Peso del Eje Derecho	338
Peso Total : 685 Kg			
Amplitud	12.4 mm	Amplitud	13 mm
Frecuencia	11.6 HZ	Frecuencia	10,7 Hz
Rendimiento	93.9 %	Rendimiento	93.2 %

Desequilibrio: 0.666 %

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.



Figura 5.3: Gráficas suspensión delantera

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

De acuerdo a la gráfica ilustrada en la figura 5.3 podemos decir que en suspensión delantera existe un comportamiento simétrico tanto del lado izquierdo como derecho esto nos quiere decir que el sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 se encuentra en buen estado de funcionamiento ya que dicho sistema en cualquier vehículo se comporta en forma simétrica.

De acuerdo a los datos expuestos en la tabla 5.1 podemos concluir que el eje delantero del sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 se encuentra en un buen estado de funcionamiento ya que el rendimiento promedio del eje delantero es de 93.5, y la diferencia de rendimiento (desequilibrio) del lado izquierdo como derecho es de 0,66 %. Los datos de comparación se los hizo de acuerdo al instructivo de revisión vehicular 2014 adjuntado en el anexo 3, en función de esos datos el vehículo blindado 4x4 está aprobado en el eje delantero correspondiente al sistema de suspensión ya ingresa dentro de la tolerancia para su funcionamiento sin ningún tipo de defecto que indica:

- Eficacia suspensión en la rueda izquierda eje delantero $x \geq 60 \%$.
- Eficacia suspensión en la rueda derecha eje delantero $x \geq 60 \%$
- Desequilibrio de suspensión en el eje delantero $0 \leq x \leq 15 \%$.

Verificar y analizar los datos obtenidos para el eje trasero los cuales se muestra en la tabla 5.2 y en la figura 5.4.

Tabla 5.2: Datos sistema de suspensión trasero

BANCO DE SUSPENSIONES EJE TRASERO

Peso del Eje Izquierdo	285 Kg	Peso del Eje Derecho	273 Kg
Peso Total : 558 Kg			
Amplitud	13.9 mm	Amplitud	14,9 mm
Frecuencia	9.23 Hz	Frecuencia	9.09 Hz
Rendimiento	91 %	Rendimiento	90 %

Desequilibrio: 1.09 %

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

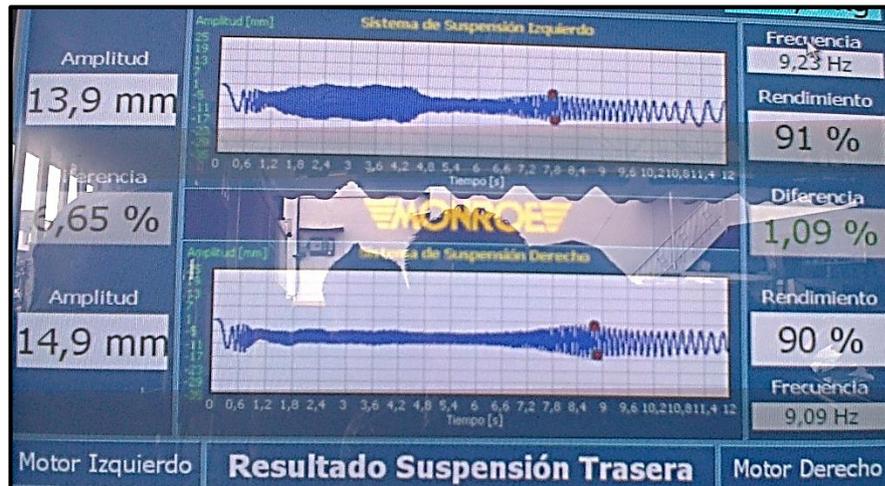


Figura 5.4: Gráficas suspensión trasera

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

De acuerdo a la gráfica ilustrada en la figura 5.4 podemos decir que al inicio de la gráfica la suspensión no se comporta de forma simétrica pero mientras transcurre el tiempo la suspensión trasera comienza a tener un comportamiento simétrico tanto del lado izquierdo como derecho esto nos quiere decir que el sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 se encuentra en buen estado de funcionamiento ya que dicho sistema en cualquier vehículo se comporta en forma simétrica.

Acorde a los datos expuestos en la tabla 5.2 se concluye que el eje trasero del sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4 se encuentra en un buen estado de funcionamiento ya que el rendimiento promedio del eje trasero es de 90,5 % y la diferencia de rendimiento (desequilibrio) del lado izquierdo como derecho es de 1.09 %.

Los datos de comparación se los hizo de acuerdo al instructivo de revisión vehicular 2014 adjuntado en el anexo 3, en función de esos datos el vehículo blindado 4x4 está aprobado en el eje trasero correspondiente al sistema de suspensión ya ingresa dentro de la tolerancia para su funcionamiento sin ningún tipo de defecto que indica:

- Eficacia suspensión en la rueda izquierda eje trasero $x \geq 50 \%$.
- Eficacia suspensión en la rueda derecha eje trasero $x \geq 50 \%$

- Desequilibrio de suspensión en el eje trasero $0 \leq x \leq 15 \%$.

De acuerdo con los datos obtenidos en las pruebas de funcionamiento y posteriormente comparados con el instructivo de revisión vehicular 2014 el sistema de suspensión implementado en el vehículo blindado 4x4 se encuentra en óptimo estado de funcionamiento.

5.2. PRUEBAS EN EL SISTEMA DE DIRECCIÓN

El análisis del sistema de dirección implementado en el vehículo blindado 4x4 se realizó en la ciudad de Quito en un banco de alineación facilitado por la empresa Gallardo Tires.

Esta prueba consiste en verificar que el vehículo tenga la geometría apropiada para asegurarnos que los neumáticos trabajen en forma paralela unas de las otras también que tengan contacto con el pavimento en un ángulo correcto ya que esto nos va a ayudar a que el vehículo blindado 4x4 mantenga una estabilidad óptima al momento del manejo.

Pasos efectuados al momento de realizar las pruebas:

1. Colocar el vehículo en el elevador y revisar que tanto el aro y el neumático se encuentre en buen estado, una vez verificado instalar los sensores de alineación en cada rueda como se muestra en la figura 5.5.



Figura 5.5: Ubicación de los Sensores

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

2. Verificar que los sensores se encuentren a nivel como se muestra en la figura 5.6.



Figura 5.6: Verificación del nivel del sensor

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

3. Colocar el sujetador del volante como se muestra en la figura 5.7, esto nos ayudara para que en el momento de la alineación no ocurran movimientos indeseados y no obtener datos erróneos.

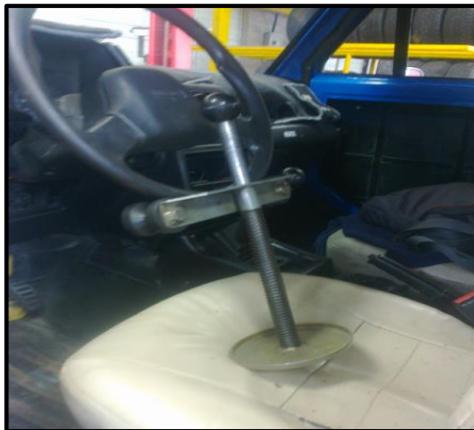


Figura 5.7: Ubicación del sujetador

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

4. Verificar en la computadora que la geometría se encuentre dentro de los rangos permitidos.
5. En el vehículo blindado 4x4 solo se va a permitir alinear la convergencia ya los demás datos no son ajustables.
6. Realizar la calibración de los ángulos máximos de giro de acuerdo a los datos de la tabla 5.3.

Tabla 5. 3: Reglaje de los ángulos de giro**Reglaje de los Ángulos de Giro**

Rueda Exterior	$32^\circ \pm 3^\circ$	30.43°
Rueda Interior	$30^\circ \pm 3^\circ$	32.27°

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

7. Concluido el paso 6 realizar la alineación de acuerdo a los datos obtenidos en la computadora los cuales se muestran en la tabla 5.4 para la rueda izquierda y en la tabla 5.5 para la rueda derecha.

Tabla 5. 4: Datos de alineación 1**GEOMETRÍA VEHÍCULO BLINDADO 4X4**

Ángulo Rueda Izquierda	Rango	Blindado
Avance de pivote	$1.05^\circ \pm 1^\circ$	1.08°
Caída de Rueda	$0,5^\circ \pm 0.1^\circ$	0.43°
Paralelismo (Convergencia)	0.33° a 1°	0,42°

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Tabla 5.5: Datos de alineación 2**GEOMETRÍA VEHÍCULO BLINDADO 4X4**

Ángulo Rueda Derecha	Rango	Blindado
Avance de pivote	$1.05^\circ \pm 1^\circ$	0.98°
Caída de Rueda	$0,5^\circ \pm 0.1^\circ$	0.41°
Paralelismo (Convergencia)	0.33° a 1°	0,41°

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Analizando las tablas anteriores se comprueba que la geometría de la dirección se encuentra en buen estado de funcionamiento.

Luego de la alineación se realiza la prueba en una alineadora al paso el cual genera un dato de 2 m/km esto indica que el vehículo posee convergencia en las ruedas.

De acuerdo con los datos obtenidos en las pruebas de funcionamiento y posteriormente comparados con el instructivo de revisión vehicular 2014 mostrado en el anexo 3 el sistema de dirección implementado en el vehículo blindado 4x4 se encuentra en óptimo estado de funcionamiento ya que ingresa dentro de la tolerancia para su desempeño sin ningún defecto que indica:

- Alineación primer eje convergencia $0 \leq x \leq 7$ (m/km).

5.3. PRUEBAS EN EL SISTEMA DE FRENOS

El análisis se realizó en la ciudad de Quito en el banco de pruebas de frenos (frenómetro) que fue facilitado por centro de transferencia tecnológica para la capacitación e investigación en control de emisiones vehiculares (CCICEV) de la escuela politécnica nacional.

Dicha prueba consiste en realizar el análisis de la eficacia del sistema de frenos tanto en el eje delantero como trasero y del freno de estacionamiento.

Pasos efectuados al momento de realizar la prueba:

1. Colocar el eje delantero como trasero del vehículo blindado 4x4 en los rodillos como se muestran en la figura 5.8 los cuales procederán a generar movimiento hacia las ruedas.
2. La prueba se realizara primero en el eje delantero y luego en el eje trasero.
3. Para realizarla prueba del freno de estacionamiento se colocara en el eje trasero en los rodillos.



Figura 5.8: Ubicación del vehículo en los rodillos

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

4. Ya colocado el vehículo en los rodillos se activara el sensor de movimiento el cual va a ejercer una fuerza para rotar los neumáticos, una vez los rodillos en movimiento se procede a realizar la prueba ejerciendo una fuerza uniformemente sobre el pedal de freno hasta que el vehículo salga por si solo de los rodillos.
5. Realizar el paso 6 tanto para el eje delantero como trasero.
6. Verificar y analizar los datos generados en el frenómetro que se muestran en la tabla 5.6 para el eje delantero y 5.7 para el eje trasero.

Tabla 5.6: Fuerza de frenado delantero

FUERZA DE FRENADO EJE DELANTERO

Fuerza de Frenado	Izq.	Der.	Total Eje	Diferencia
Resistencia a la Rodadura	0.23 kN	0.22 kN		
Fuerza de Frenado Max.	2.97 kN	2.82 kN	5.70 kN	5 %
Ovalidad	6 %	8 %		
Peso Eje Estático	350 kg	340 kg	690 kg	2 %
Peso Eje Dinámico	373 kg	387 kg	760 kg	9 %

CONTINÚA 

Eficacia	Izq.	Der.	Total Eje	
Eficacia Estática	87 %	85 %	86 %	2 %
Eficacia Dinámica	83 %	80 %	81.5 %	3 %

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Analizando los datos detallados en la tabla 5.6 se concluye que el sistema de freno del eje delantero del vehículo blindado 4x4 se encuentra en óptimas condiciones ya que muestra una eficacia de frenado dinámica del 81.5 % con un desequilibrio mínimo de 3 % y una fuerza de frenado total de 5.70 kN, observamos también que existe un pequeño porcentaje de ovalidad al momento del frenado el cual va a tener una influencia prácticamente nula para la seguridad de los pasajeros.

Tabla 5.7: Fuerza de frenado trasero

FUERZA DE FRENADO EJE TRASERO

Fuerza de Frenado	Izq.	Der.	Total Eje	Diferencia
Resistencia a la Rodadura	0.19 kN	0.21 kN		
Fuerza de Frenado Max.	2.51 kN	2.64 kN	5.15 kN	5 %
Ovalidad	4%	6 %		
Peso Eje Estático	320 kg	340 kg	680 kg	2 %
Peso Eje Dinámico	355 kg	387 kg	695 kg	9 %
Eficacia	Izq.	Der.	Total Eje	
Eficacia Estática	80 %	79 %	79.5 %	1%
Eficacia Dinámica	75 %	74 %	74.4 %	1%

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Analizando los datos detallados en la tabla 5.7 se concluye que el sistema de freno del eje trasero del vehículo blindado 4x4 se encuentra en óptimas condiciones de funcionamiento ya que muestra una eficacia de frenado dinámica del 74.4 con un desequilibrio mínimo de 1 % y una fuerza de frenado total de 5,15 kN, observamos también que existe un pequeño porcentaje de ovalidad al momento del frenado el cual va a tener una influencia prácticamente nula para la seguridad de los pasajeros.

Se realiza una evaluación final entre los resultado del eje delantero como trasera como se muestra en la tabla 5.8 para obtener un promedio de funcionamiento de todo el sistema implementado en el vehículo blindado 4x4 y compararlo con el instructivo de revisión vehicular 2014.

Tabla 5.8: Fuerza de frenado

FUERZA DE FRENADO TOTAL

Peso Estático	1370 kg	2 Ejes
Peso Dinámico	1455 kg	2 Ejes
	Fuerza de frenado Máx.	Diferencia
Freno de Servicio	10.85 kN	10 %
Freno de Mano	2.25 kN	10 %
	Eficacia Estática	Eficacia Dinámica
Freno de Servicio	82 %	78 %
Freno de Mano	34%	33 %

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Como se observa en la tabla 5.8 se tiene que la eficacia dinámica de frenado en el vehículo blindado 4x4 es de 78 % y una fuerza de frenado de 10,85 kN, un desequilibrio entre el eje delantero 3 % y en el eje trasero de 1 %.

Analizando los datos se observa que según el instructivo de revisión vehicular 2014 mostrado en el anexo 3, el sistema de frenos implementado en el vehículo blindado 4x4 se encuentra en óptimo estado de funcionamiento ya que ingresa dentro la tolerancia permitida sin defectos que indica:

- Eficacia de frenado $x \geq 60\%$
- Desequilibrio de frenado en el eje delantero $0 \leq x \leq 15 \%$
- Desequilibrio en el eje trasero $0 \leq x \leq 15 \%$.

El freno de mano igualmente se encuentra en óptimo estado de funcionamiento ya que el dato obtenido ingresa dentro de la tolerancia permitida para su desempeño sin ningún defecto mostrado en el instructivo de revisión vehicular 2014 anexo 3 que indica.

- Eficacia del freno de mano $X \geq 20\%$

5.4. PRUEBAS DE RUTA DE LOS TRES SISTEMAS EN CONJUNTO

Las pruebas de ruta se realizaron en la ciudad de Quito en diferentes tipos de carreteras donde se exija al máximo el funcionamiento de los tres conjuntos implementos en el vehículo blindado 4x4.

En la tabla 5.9 realizamos la definición del escenario donde se efectuó la prueba de ruta, la elección de este trayecto se hizo ya que en su trazado posee un número de curvas considerables con radio de curvatura promedio de 15 m donde verificaremos el estado del sistema de dirección implementado en el vehículo blindado 4x4.

Tabla 5.9: Definición del escenario de prueba 1

ESCENARIO DE PRUEBA VEHÍCULO BLINDADO 4X4			
Realizada por:	FRANKLIN STALIN TOAPANTA PACA		
Ruta:	Inicio	Av. Simón Bolívar	Final Coliseo Rumiñahui
Localización	Pichincha, Cantón Quito, Av. De Los Conquistadores		
Trazado:	Utilidad	Longitud (km)	Curvas
	Transito Urbano	4.3	11

Fecha/Hora 11 de Julio del 2014 / 10:30 am

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la figura 5.9 mostraremos la hoja de ruta que realizó el vehículo al momento de la prueba de carretera.

**Figura 5.9:** Hoja de ruta 1

Fuente: Google Maps

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

En la tabla 5.10 realizamos la definición del escenario donde se efectuó la prueba de ruta, la elección de este trayecto se hizo ya que la carretera es de segundo orden de composición mixta (Piedra y Tierra) y posee un camino

irregular ideal para analizar el comportamiento del sistema de suspensión del vehículo blindado 4x4.

Tabla 5.10: Definición del escenario de prueba 2

ESCENARIO DE PRUEBA VEHÍCULO BLINDADO 4X4

Realizada por:	FRANKLIN STALIN TOAPANTA PACA			
Ruta:	Inicio	Hacienda Lumbisí	Final	Iglesia de Pinsha
Localización	Pichincha, Cantón Quito, Parroquia Cumbaya			
Trazado:	Vía Lumbisí – Calle San Francisco de Pinsha			
	Utilidad	Longitud (km)	Curvas	
	Transito Urbano	1.7	9	

Fecha/Hora 11 de Julio del 2014 / 15:00 pm

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

El la figura 5.10 se muestra la hoja de ruta que realizo el vehículo al momento de la prueba de carretera.

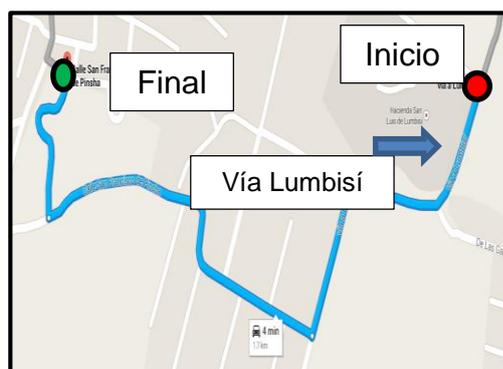


Figura 5.10: Hoja de ruta 2

Fuente: Google Maps

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Realizadas las pruebas de ruta mencionadas anteriormente se concluyó que los sistemas implementados en vehículo blindado 4x4 se comportaron en óptimas condiciones de funcionamiento.

CAPÍTULO 6

6. MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS

6.1. MANTENIMIENTO

Para que los sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo blindado 4x4 trabajen en óptimas condiciones de funcionamiento es necesario realizar un mantenimiento preventivo según su kilometraje el cual nos ayudara a tener los sistemas implementados en buen estado de funcionamiento.

El objetivo de este capítulo de mantenimiento es evitar o disminuir las consecuencias de los fallos de los sistemas, logrando prevenir las incidencias antes de que estas ocurran.

6.2. MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Es el que nos permite realizar un chequeo y reparación al vehículo mediante una ficha técnica por kilometraje, este mantenimiento consiente en realizar una revisión y reparación que garantice su buen funcionamiento y fiabilidad de los sistemas anteriormente implementados.

A continuación se indica las abreviaturas de la ficha técnica.

- C: Cambio I: Inspección RT: Rotación

6.2.1. Mantenimiento preventivo del sistema del sistema de suspensión

En la tabla 6.1 se muestra el cuadro de mantenimiento preventivo que se debe realizar en el vehículo blindado 4x4 de acuerdo a su kilometraje.

Tabla 6.1: Mantenimiento del sistema de suspensión

X1000	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	km											
SISTEMA DE SUSPENSIÓN												
Resortes Helicoidales		I		I				I		I		C
Fijación o daños en los soportes	I	I		I		I		I		I		I
Amortiguadores				I		I		I		I		I/C
Fijación de soportes de amortiguadores				I				I				I
Pasadores de resortes	I	I		I		I		I		I		I
Mesa de suspensión				I				I				I/C

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

6.2.2. Mantenimiento preventivo del sistema de dirección

Este sistema es importante que este en buen estado ya que de eso depende que el conductor tenga una buena maniobrabilidad en la manipulación del volante en la tabla 6.2 indica el cuadro de mantenimiento preventivo para el vehículo blindado 4x4.

Tabla 6.2: Mantenimiento del sistema de dirección

X1000	5 km	10 km	15 km	20 km	25 km	30 km	35 km	40 km	45 km	50 km	55 km	60 km
SISTEMA DE DIRECCIÓN												
Alineación de Ruedas								I				
Presión de ruedas y posibles daños	I	I		I		I		I		I		I
Rotación de Ruedas	I	RT	I	C	I	RT	I	C	I	RT	I	C
Excesivo juego de caja de dirección								I				I
Juego de volante		I				I				I		
Articulaciones de la dirección		I		I		I		I		I		I
Aceite de la caja de dirección	I			I				I				I
Terminales de Dirección	I							C				
Ajuste en sistema de dirección	I			I				I				I

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

6.2.3. Mantenimiento preventivo del sistema del sistema de frenos

El sistema de frenos es uno de los más importante ya que si este sistema falla ocasiona daños a los ocupantes y a terceros, por eso es muy importante hacer un mantenimiento preventivo, en la tabla 6.3 se muestra el cuadro para que el vehículo blindado 4x4 no tenga problemas con este sistema.

Tabla 6.3: Mantenimiento del Sistema de Freno

X1000	5 km	10 km	15 km	20 km	25 km	30 km	35 km	40 km	45 km	50 km	55 km	60 km
FRENOS												
Cañerías	I	I						I				I
Funcionamiento del sistema de frenos	I	I		I		I		I		I		I
Líquido de freno		I						C				I
Zapatillas de freno			I			I						C
Pastillas de freno			I			I				C		
Servo-freno					I					I		I
Freno de estacionamiento	I	I		I		I		I		I		I

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Se ha realizado el diseño, selección e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, mediante parámetros de diseño, normas SAE y seleccionando adecuadamente los elementos mecánicos que van a estar en funcionalidad con el vehículo blindado 4x4.
- Con el software Autodesk Inventor se pudo construir los sistemas, llevarlos a un análisis de fuerza y simularlos para determinar su funcionamiento con condiciones reales.
- Se logró un comportamiento excelente en los sistemas brindando al conductor confort en la suspensión, maniobrabilidad en la dirección, seguridad al momento de frenar, también haciendo espacio suficiente en los sistemas para poder blindar las partes más susceptibles a daños por medio de armas.
- Se seleccionó en el sistema de suspensión independiente McPherson brazo triangular para el eje delantero y para el eje trasero dependiente tensor longitudinal inferior, estos sistemas son los más óptimos para nuestro vehículo blindado 4x4 este diseño de eje es notable por los elevados niveles de confort de marcha y la excelente seguridad que proporciona son una menor masa no suspendida, una amplia base de apoyo, fuerzas reducidas y un diseño más compacto.
- Los sistemas de dirección y frenos son los más importantes ya que constituye el factor de seguridad con mayor importancia para el vehículo blindado 4x4, si tiene una avería en plena marcha ocasionara accidentes fatales ya sea a los ocupantes como a terceras personas por eso es importante que estos sistemas estén en óptimas condiciones lo que conlleva a seleccionar y diseñar con normas de seguridad.

- Los materiales seleccionados en el diseño cumplen con los requerimientos mecánicos y además son materiales que existen en el mercado ecuatoriano.

7.2. RECOMENDACIONES

- Se debe realizar un mantenimiento preventivo a los sistemas de suspensión, dirección y frenos para no tener inconvenientes con el vehículo blindado 4x4 ya que si se daña algunos de estos sistemas puede ser muy perjudicial para los ocupantes ya que el vehículo está diseñado para brindar seguridad a los ocupantes.
- Es necesario reducir la cantidad de masas de cargas vivas y cargas muertas del vehículo blindado 4x4, lo cual contribuiría a una mejora sustancial de su comportamiento de los sistemas.
- Es necesario utilizar software de diseño mecánico como Autodesk Inventor el que fue utilizado en este caso para simular el comportamiento de los sistemas en condiciones más cercanas a la realidad, también existen otros programas que se pueden utilizar, eso depende del desenvolvimiento de cada estudiante.
- Para un proceso similar a este trabajo se recomienda un estudio muy detallado con normas de seguridad internacional, tener en cuenta que los elementos mecánicos existan en el mercado nacional, también calcular bien el centro de gravedad ya que es un parámetro muy importante, como también saber exactamente el peso que va a soportar el vehículo blindado 4x4.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alonso, J. (1996). *Sistema de Transmisión y Frenado*. Madrid: Thomson Paraninfo.
- Aparicio Izquierdo, F., Vera Alvarez, C., & Diaz Lopez , V. (2001). *Teoría de los Vehículo Automoviles*. Madrid: ETS Ingenieros Industriales.
- Boisseaux, M. (1969). *El Automovil: Metodos de Cálculo*. Madrid: Escuela Tecnica Superior de Ingenieros Industriales.
- Criado, E. (2012). *Tesis Diseño y Cálculo del Sitema de Frenado para un Prototipo Formula Student*. Legánes: Universida Carlos III de Madrid.
- Font, J. (2004). Tecnología del Automovil Tomo II. En J. Font, *Tecnología del Automovil Tomo II* (pág. 659). Valencia: Universidad Politecnica de Valencia.
- Gil, H. (2004). *Manula CEAC del Automóvil*. Barcelona: Ediciones CEAC.
- H. Kindler, H. K. (1986). *Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil*. Barcelona: Reveté S.A. .
- Milliken , W., & Milliken, D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Madrid: SAE International
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2008). *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Compartamiento Dinámico*. Madrid: Thomson Editoriales.
- Diedrich. (15 de Julio de 2012). *Blindados Diedrich*. Obtenido de Blindados Diedrich: <http://www.blindadosdiedrich.com.ar/blindaje/niveles-de-blindaje/>

[Revisado el 30-10-2013]

- EcuRed. (2012). *EcuRed*. Obtenido de EcuRed: [http://www.ecured.cu/index.php/Suspensi%C3%B3n_\(Autom%C3%B3vil\)](http://www.ecured.cu/index.php/Suspensi%C3%B3n_(Autom%C3%B3vil))

[Revisado el 01-11-2013]

- Ferigra, C., & Enriquez, R. (2012). *Repositorio UTN*. Recuperado el 13 de Enero de 2014, de Repositorio UTN: <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/1546/1/FECYT%201480%20TESIS.pdf>
[Revisado el 15-11-2013]
- Calzada Vega, E. (2012). *BlogSpot*. Obtenido de BlogSpot: <http://eduardoautomotriz.blogspot.com/2012/05/suspension-automotriz.html>
[Revisado el 25-11-2013]
- Circuit, G. (2011). *Grupo Circuit*. Recuperado el 23 de Marzo de 2013, de Grupo Circuit: <http://www.grupocircuit.com/tag/principio-de-ackermann/>
[Revisado el 05-12-2013]
- Construnario. (2013). *Construnario*. Obtenido de Construnario: <http://www.construnario.com/ebooks/9527/productos/manipulaci%C3%B3n/fichas/manipulaci%C3%B3n/amortiguadores%20de%20gas/file/s/amortiguadores%20de%20gas.pdf>
[Revisado el 10-12-2013]
- Izquierdo, D. (2012). *Google Sites*. Obtenido de Google Sites: <https://sites.google.com/site/suspension11daniedu/5-la-suspension-en-los-vehiculo-industriales>
[Revisado el 01-01-2014]
- Libardo, V. (2011). *Blog UTP*. Obtenido de Blog UTP: http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9_Res.pdf
[Revisado el 10-01-2014]
- Meganeboy, D. (2014). *Aficionados a la Mecánica*. Obtenido de Aficionados a la Mecánica: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>
[Revisado el 08-03-2014]
- Meganeboy, D. (2014). *Aficionados a la Mecánica*. Obtenido de Aficionados a la Mecánica: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
[Revisado el 09-03-2014]
- Meganeboy, D. (2014). *Aficionados a la Mecánica*. Recuperado el 10 de Febrero de 2014, de Aficionados a la Mecánica: <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion.htm>

[Revisado el 09-03-2014]

- Meganeboy, D. (2014). *Aficionados a la Mecánica*. Recuperado el 20 de Febrero de 2014, de Aficionados a la Mecánica: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

• [Revisado el 08-03-2014]

- Pereira, U. T. (2013). *Blog UTP*. Obtenido de Metalografía: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

• [Revisado el 10-04-2014]

- Suntaxi, C. (2014). *Tesis Diseño y Construcción de un Sistema de Dirección para un Vehículo Trimoto*. Latacunga: ESPEL.

[Revisado el 11-06-2014]

- Taringa. (2012). *Taringa*. Obtenido de Taringa: <http://www.taringa.net/posts/autos-motos/16485725/Sistema-de-Frenos---Tipos---clasificacion---detalles.html>

• [Revisado el 14-06-2014]

- Wikipedia. (2009). *Wikipedia*. Obtenido de Wikipedia: http://es.wikipedia.org/wiki/Esfuerzo_interno

[Revisado el 20-07-2014]

- Wikipedia. (2014). *Wikipedia*. Obtenido de Wikipedia: http://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n_de_Von_Mises

• [Revisado el 28-09-2014]

- Wikipedia, F. (2013). *Wikipedia*. Obtenido de Wikipedia: http://es.wikipedia.org/wiki/Masa_no_suspendida

[Revisado el 22-10-2014]

ANEXOS

ANEXO 1: PLANOS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA EL VEHÍCULO BLINDADO 4X4.

ANEXO 2: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACERO UTILIZADO EN LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DE LOS SISTEMAS.

ANEXO 3: INSTRUCTIVO TÉCNICO DE NORMAS DE REVISIÓN VEHICULAR

ANEXO 4: DIAGRAMAS DE PROCESO

ANEXO5: ARTÍCULO DEL PROYECTO