



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

PROYECTO TÉCNICO, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

**TEMA:**

---

“DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN  
PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.”

---

**AUTORES:** MEJÍA MAYORGA ESTEBAN DAVID

REYES PÉREZ DIEGO FERNANDO

**TUTOR:** ING. MG. OSCAR ANALUIZA

**AMBATO – ECUADOR**

**2018**

## **CERTIFICACIÓN**

En calidad de tutor del proyecto técnico “DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.” elaborado por los señores Esteban David Mejía Mayorga y Diego Fernando Reyes Pérez, egresados de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el presente informe es original de sus autores.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, mayo del 2018

EL TUTOR

.....  
Ing. Mg. Oscar Iván Analuiza Maiza  
C.I.: 1803828266

## **AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO**

Declaro que el contenido del trabajo investigativo bajo el tema “DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.”, así como sus ideas, opiniones, resultados, análisis y conclusiones vertidas son auténticos y de responsabilidad exclusiva de nuestra persona en calidad de autores del presente proyecto.

Ambato, mayo del 2018

### **AUTORES**

.....  
Esteban David Mejía Mayorga  
C.I.: 1804636122

.....  
Diego Fernando Reyes Pérez  
C.I.: 1804472791

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no ponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, mayo del 2018

## **AUTORES**

.....  
Esteban David Mejía Mayorga

C.I.: 1804636122

.....  
Diego Fernando Reyes Pérez

C.I.: 1804472791

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

El Tribunal de Grado, aprueban el Trabajo Técnico, con el tema: “DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.”, elaborado por Esteban David Mejía Mayorga y Diego Fernando Reyes Pérez, estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica, el mismo que guarda conformidad con las disposiciones reglamentarias emitidas por la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato.

Ambato, mayo del 2018

.....  
Ing. Mg. Victor Espín

.....  
Ing. Mg. Gustavo Patín

## ÍNDICE GENERAL

### PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	I
CERTIFICACIÓN .....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO .....	III
DERECHOS DE AUTOR .....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	V
ÍNDICE GENERAL.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS .....	XIV
SIMBOLOGÍA.....	XV
RESUMEN EJECUTIVO .....	XVIII
EXECUTIVE SUMMARY.....	XIV
INTRODUCCIÓN .....	XX
CAPÍTULO I.....	1
ANTECEDENTES.....	1
1.1. TEMA .....	1
1.2. ANTECEDENTES .....	1
1.3. JUSTIFICACIÓN .....	2
1.4. OBJETIVOS .....	3
1.4.1. OBJETIVO GENERAL.....	3
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS: .....	3
CAPÍTULO II .....	4
FUNDAMENTACIÓN.....	4

2.1.	INVESTIGACIONES PREVIAS .....	4
2.2.	FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA .....	5
2.2.1.	SUSPENSIÓN .....	5
2.2.2.	Principales elementos de la suspensión .....	5
2.2.3.	Masa suspendida y masa no suspendida .....	6
2.2.4.	Masa suspendida .....	6
2.2.5.	Masa no suspendida .....	6
2.2.6.	Elasticidad.....	7
2.2.7.	Espirales.....	7
2.2.8.	Barras de torsión .....	7
2.2.9.	Hojas de resorte .....	8
2.2.10.	Amortiguación .....	8
2.2.11.	Tipos de amortiguadores.....	9
2.2.12.	Centro de gravedad o baricentro .....	9
2.2.13.	Tipos de suspensión .....	10
2.2.13.1.	De movimiento telescópico .....	10
2.2.13.2.	De cuadrilátero deformable .....	10
2.2.13.3.	De brazos longitudinales paralelos .....	11
2.2.13.4.	De brazo longitudinal sencillo .....	11
2.2.13.5.	De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación .....	11
2.2.13.6.	McPherson .....	12
2.2.13.7.	Suspensión rígida.....	12
2.2.14.	Transferencia longitudinal de carga por frenado .....	13
2.2.15.	Transferencia longitudinal de carga en pendientes.....	14
2.2.16.	Total de carga transferida .....	15
2.2.17.	Carga total que soporta el eje delantero.....	15
2.2.18.	Transferencia lateral de carga .....	15

2.2.19.	Aceleración lateral .....	16
2.2.20.	Carga vertical en las ruedas .....	16
2.2.21.	Cargas debido a golpes y saltos .....	17
2.2.22.	Fuerza aplicada al elemento elástico .....	19
2.2.23.	Constante elástica requerida en la rueda krr .....	20
2.2.24.	Esfuerzo de flexión .....	20
2.2.25.	Vigas curvas en flexión.....	21
2.2.26.	Esfuerzo axial .....	22
2.2.27.	Fuerza cortante.....	23
2.2.28.	Criterio de Soderberg.....	24
2.2.29.	Combinación de modos de carga .....	25
2.2.30.	Resistencia a la tensión mínima.....	26
2.2.31.	Límite de resistencia en viga rotatoria .....	26
2.2.32.	Factor de modificación de la condición superficial .....	26
2.2.33.	Factor de modificación del tamaño.....	26
2.2.34.	Factor de carga axial .....	27
2.2.35.	Factor de temperatura .....	27
2.2.36.	Factor de confiabilidad .....	27
2.2.37.	Límite de resistencia de un elemento de máquina particular.....	27
2.2.38.	Selección de alternativas por el método de criterios ponderados .....	28
CAPÍTULO III.....		29
DISEÑO DEL PROYECTO .....		29
3.1.	Selección de alternativas.....	29
3.1.1.	Selección del tipo de suspensión .....	29
3.1.2.	Suspensión tipo McPherson.....	33
3.1.3.	Selección de los componentes para suspensión McPherson.....	33



3.1.4.	Selección de sistema de suspensión para el eje posterior .....	39
3.1.5.	Selección de los componentes para suspensión Tipo rígido	39
3.2.	Cálculos o Modelo Operativo .....	40
3.2.1.	Cálculo de fuerzas que soportan los muelles delanteros y posteriores .	40
3.2.1.1.	Distribución de pesos .....	40
3.2.2.	Transferencia longitudinal de carga por frenado .....	40
3.2.3.	Transferencia longitudinal de carga en pendientes .....	41
3.2.4.	Total de carga transferida .....	42
3.2.5.	Carga total que soporta el eje delantero .....	42
3.2.6.	Carga total que soporta el eje Posterior .....	42
3.2.7.	Transferencia lateral de carga eje delantero .....	42
3.2.8.	Carga vertical en las ruedas .....	43
3.2.9.	Constante elástica en golpes y saltos .....	43
3.2.10.	Fuerza aplicada a un elemento elástico.....	44
3.2.11.	Constante elástica requerida en la rueda.....	44
3.2.12.	Cálculo de los desplazamientos del resorte .....	45
3.2.13.	Constante elástica de la espiral Chevrolet Spark .....	46
3.2.14.	Verificación del desplazamiento en el resorte seleccionado .....	47
3.2.15.	Modificación del resorte .....	49
3.2.16.	Constante elástica de la espiral modificado Chevrolet Spark.....	49
3.2.17.	Verificación del desplazamiento en el resorte modificado .....	50
3.2.18.	Cálculo de barras estabilizadoras.....	52
3.2.18.1.	Cálculo de barra estabilizadora posterior 1.....	52
3.2.18.1.1.	Cálculo del elemento 1 y 3 .....	53
3.2.18.1.2.	Cálculo del elemento 2 .....	56
3.2.18.2.	Cálculo de barra estabilizadora posterior 2.....	59
3.2.18.2.1.	Cálculo del elemento 1 y 3 .....	61

3.2.18.2.2.	Cálculo del elemento 2 .....	64
3.2.18.3.	Cálculo de barra estabilizadora delantera .....	66
3.2.18.3.1.	Tramo CD .....	67
3.2.18.3.2.	Tramo BC .....	68
3.2.18.3.3.	Tramo AB .....	71
3.2.18.3.4.	Tramo crítico.....	73
3.1.2.	Simulación del sistema de suspensión .....	75
3.1.3.	Proceso de instalación del sistema de suspensión. ....	80
3.1.3.1.	Instalación del sistema de suspensión tipo McPherson. ....	80
3.1.3.2.	Instalación del sistema de suspensión tipo Rígido.....	82
3.1.4.	Esquema detallado del proceso de instalación.....	83
CAPÍTULO IV.....		100
4.1.	CONCLUSIONES .....	100
4.2.	RECOMENDACIONES.....	101
Bibliografía		102
ANEXOS		104
Anexo 1: Factor Kt.....		104
Anexo 2: Factor de acabado superficial .....		104
Anexo 3: Mangueta de dirección .....		105
Anexo 4: Brazo de suspensión .....		106
Anexo 5: Resortes delanteros Chevrolet Spark.....		107
Anexo 6: Amortiguador delantero Chevrolet Spark .....		108
Anexo 7: Bases superiores de torres de suspensión.....		109
Anexo 8: Resortes posteriores.....		110
Anexo 9: Amortiguadores posteriores .....		110
Anexo 10: Brazos estabilizadores posteriores.....		112

Anexo 11: Factor de deformación.....	113
Anexo 12: Elasticidad de resortes .....	114
Anexo 13: Sistema de suspensión posterior y delantero armado .....	115
Anexo 14: Altura de rompe velocidades .....	115
Anexo 15: Propiedades de hierro negro .....	116
Anexo 16: Determinación del Se .....	117
Anexo 17: Norma RTE 034 Respecto a suspensión .....	118
Anexo 18: Revisión de componentes .....	118
Anexo 19: Hoja de control para instalación.....	119
Anexo 20: Factor de seguridad .....	119

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Elementos de suspensión .....	5
Figura 2: Esquema resorte espiral helicoidal .....	7
Figura 3: Esquema de barra de torsión.....	8
Figura 4: Esquema de hojas de resorte.....	8
Figura 5: Representación de vibración de muelle no amortiguado.....	8
Figura 6: Partes de un amortiguador. ....	9
Figura 7: Determinación del baricentro .....	9
Figura 8: Suspensión de movimiento telescópico.....	10
Figura 9: Suspensiones de cuadrilátero deformable.....	10
Figura 10: Suspensión de brazos longitudinales paralelos.....	11
Figura 11: Suspensión de brazo longitudinal sencillo .....	11
Figura 12: Suspensión de brazo compuesto y eje oblicuo de rotación .....	12
Figura 13: Suspensión del tipo McPherson.....	12
Figura 14: Suspensión rígida.....	13
Figura 15: Transferencia longitudinal de carga .....	13
Figura 16: Transferencia longitudinal de carga en pendientes .....	14
Figura 17: Transferencia lateral carga.....	16
Figura 18: Transferencia vertical en las ruedas.....	17
Figura 19: Carga debida a golpes o saltos.....	18
Figura 20: Energías actuantes en saltos .....	18
Figura 21: Fuerza aplicada en espirales .....	19
Figura 22: Viga sometida a flexión.....	20
Figura 23: Esfuerzos en flexión. ....	21
Figura 24: Elementos curvos en flexión. ....	21
Figura 25: Elementos curvos en flexión para cilindros de pared delgada.....	22
Figura 26: Esfuerzo axial. ....	23
Figura 27: Esfuerzo cortante. Fuente. Autores.....	23
Figura 28: Suspensión tipo McPherson .....	33
Figura 29: Suspensión tipo rígido .....	39
Figura 30: Dispersión de las medidas de Fuerza Vs Desplazamiento .....	47
Figura 31: Fuerza Vs Desplazamiento .....	50
Figura 32: TlaC Actuando sobre la barra estabilizadora.....	52

Figura 33: Barra estabilizadora para TlaC .....	52
Figura 34: Distribución de TlaC en eje X y Y .....	53
Figura 35: Geometría para una sección de cilindro .....	54
Figura 36: Distribución de TlaC en eje X y Y .....	56
Figura 37: Diagrama de cuerpo libre de elemento 2 en eje x-y .....	57
Figura 38: TCT Actuando sobre la barra estabilizadora .....	60
Figura 39: Barra estabilizadora para TlaC .....	60
Figura 40: Geometría para una sección de cilindro .....	62
Figura 41: Barra estabilizadora delantera .....	66
Figura 42: Diagrama de cuerpo libre tramo CD.....	67
Figura 43: Sistema de coordenadas X' Z' .....	68
Figura 44: Distribución de TCT en el nuevo sistema de coordenadas.....	69
Figura 45: Diagrama de cuerpo libre tramo BC.....	69
Figura 46: Diagrama de cuerpo libre tramo CD.....	70
Figura 47: Distribución de fuerzas TCTZ' en plano XZ.....	71
Figura 48: Diagrama de cuerpo libre tramo AB.....	72
Figura 49: Diagrama de flujo de proceso de instalación tipo McPherson .....	81
Figura 50: Diagrama de flujo de proceso de instalación de suspensión tipo Rígida..	82
Figura 51: Mangueta de dirección Chevrolet Spark .....	95
Figura 52: Mesa de suspensión .....	95
Figura 53: Espirales de suspensión delanteros.....	96
Figura 54: Amortiguador.....	96
Figura 55: Base de amortiguador .....	97
Figura 56: Resortes de suspensión posteriores .....	98
Figura 57: Amortiguador trasero Chevrolet Spark.....	98
Figura 58: Templador Nissan Sentra .....	99

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Valoración del peso específico por cada criterio .....	30
Tabla 2: Valoración del peso específico del criterio de peso.....	30
Tabla 3: Valoración del peso específico del criterio de tecnología .....	30
Tabla 4: Valoración del peso específico del criterio de costo moderado.....	31
Tabla 5: Valoración del peso específico del criterio de rendimiento.....	31
Tabla 6: Valoración del peso específico del criterio de dimensión .....	31
Tabla 7: Valoración total de las alternativas .....	32
Tabla 8: Características del sistema de suspensión Suzuki Forza.....	34
Tabla 9: Descripción del sistema de suspensión Fiat 1 .....	35
Tabla 10 Descripción del sistema de suspensión Chevrolet Spark .....	35
Tabla 11: Criterios ponderados para el análisis .....	36
Tabla 12: Valoración del peso específico del criterio de dimensión .....	37
Tabla 13: Valoración del peso específico del criterio de disponibilidad .....	37
Tabla 14: Valoración del peso específico del criterio de costo.....	37
Tabla 15: Valoración del peso específico del criterio de tecnología .....	37
Tabla 16: Valoración del peso específico del criterio de adaptabilidad.....	37
Tabla 17: Valoración total de las alternativas .....	38
Tabla 18: Resumen de cargas con constante elástica requerida de 26,43 Kg .....	45
Tabla 19: Elasticidad en el resorte Chevrolet Spark .....	46
Tabla 20: Desplazamiento del resorte Chevrolet Spark con las cargas a las que será sometido. ....	48
Tabla 21: Fuerza Y desplazamiento en el resorte modificado Chevrolet Spark.....	49
Tabla 22: Desplazamiento del resorte modificado Chevrolet Spark con las cargas a las que será sometido. ....	51
Tabla 23: Resumen de resultados de elementos diseñados .....	75
Tabla 24: Análisis suspensión delantera .....	76
Tabla 25: Comparación de valores simulados con los requeridos .....	76
Tabla 26: Análisis suspensión posterior.....	77
Tabla 27: Comparación de valores simulados con los requeridos .....	77
Tabla 28: Resumen de resultados de elementos diseñados .....	78
Tabla 29: Comparación de factores de seguridad calculados y simulados .....	79
Tabla 30: Proceso de instalación del sistema de suspensión.....	83

Tabla 31: Costo de elementos utilizados.....	91
Tabla 32: Costo de equipos y herramientas .....	92
Tabla 33: Costo de materiales y suministros.....	93
Tabla 34: Costo de mano de obra y transporte.....	94
Tabla 35: Resumen total de costos.....	94
Tabla 36: Determinación de elasticidad del resorte .....	114
Tabla 37: Revisión de acoplamiento de componentes .....	118
Tabla 38: Hoja de control de instalación.....	119

## SIMBOLOGÍA

- A : Aceleración o desaceleración ( $m/s^2$ )
- P : Peso (Kg)
- H : Altura del centro de gravedad (m)
- L : Distancia entre ejes (m)
- Rp : Resistencia debida a rampas (Kg)
- B : Ángulo de inclinación de pendiente (grados)
- TCT : Total de carga transferida (N)
- TLoCp: Transferencia longitudinal de carga en pendientes (N)
- TLoC : Transferencia longitudinal de carga por frenado (N)
- CTED : Carga total en eje delantero
- TCT : Total de carga transferida (N)
- CEDR : Carga en eje delantero en reposo (N)
- al : Aceleración lateral ( $m/s^2$ )
- CEDR : Carga Eje Delantero en Reposo (Kg)
- T : Trocha (m)
- Cve : Carga vertical exterior (kg)
- Cvi : Carga vertical interior (kg)
- CRD : Carga en la rueda delantera cuando está en reposo (kg)
- TLaC : Transferencia lateral de carga (kg)
- g : Gravedad ( $m/s^2$ )
- h : Altura de rompe velocidades (m)
- d : Distancia total que se puede comprimir el resorte (m)
- k : Constante de rigidez (kg/m)
- Kd : Constante de rigidez derecha (kg/m)
- Ki : Constante de rigidez izquierda (kg/m)



$F$  : Fuerza aplicada a cada rueda  
 $d$  : Distancia total que se puede comprimir el resorte (m)  
 $K$  : Constante de los elementos elásticos de cada rueda sea derecha o izquierda (kg/m)  
 $K_{rr}$  : Constante elástica requerida en la rueda  
 $CDR$  : Carga vertical estática en cada rueda (kg)  
 $D_c$  : Distancia que se comprimirá el resorte (cm)  
 $M$  : Momento Flector (N/m)  
 $c$  : Distancia máxima con respecto al eje neutro (m)  
 $I$  : Momento de inercia del elemento ( $m^4$ )  
 $h$  : Altura de la sección  
 $Co$  : Distancia desde el eje neutro hasta la fibra exterior  
 $Ci$  : Distancia desde el eje neutro hasta la fibra interior  
 $r_n$  : Radio del eje neutro  
 $r_c$  : Radio del eje centroidal  
 $e$  : Distancia desde el eje centroidal hasta el eje neutro, excentricidad  
 $M$  : Momento flexionante  
 $F$  : Fuerza aplicada (N)  
 $A$  : Área ( $m^2$ )  
 $P$  : Fuerza aplicada (N)  
 $A$  : Área ( $m^2$ )  
 $\sigma_a$  : Componente constante o estática del esfuerzo ( $N/m^2$ )  
 $\sigma_m$  : Esfuerzo medio ( $N/m^2$ )  
 $S_e$  : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso. ( $N/m^2$ )  
 $S_y$  : Resistencia a la fluencia ( $N/m^2$ )

$\sigma_{\max}$	: Esfuerzo máximo (N/m <sup>2</sup> )
$\sigma_{\min}$	: Esfuerzo mínimo (N/m <sup>2</sup> )
$\sigma_a'$	: Componente constante de esfuerzos combinados (N/m <sup>2</sup> )
$\sigma_m'$	: Componente constante media de esfuerzos combinados (N/m <sup>2</sup> )
$K_f$	: Factor de concentración de esfuerzo
$K_t$	: Factor de concentración de esfuerzos
$q$	: Factor de sensibilidad a la muesca
$S_{ut}$	: Resistencia a la tensión mínima.
$S_{er}$	: Límite de resistencia en viga rotatoria
$K_a$	: Factor de modificación
$a$	: Factor a (acabado superficial)
$b$	: Exponente b (acabado superficial)
$K_b$	: Factor de modificación del tamaño
$K_c$	: Factor de carga axial
$K_d$	: Factor de temperatura
$K_e$	: Factor de confiabilidad
$S_e$	: Límite de resistencia de un elemento de máquina particular
$y$	: Fuerza aplicada en Kg
$x$	: Distancia recorrida en cm.

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**INGENIERÍA MECÁNICA**

“DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN  
PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.”

Autores: Esteban David Mejía Mayorga

Diego Fernando Reyes Pérez

Tutor: Ing. Mg. Oscar Iván Analuisa Maiza

Fecha: Mayo del 2018

**RESUMEN EJECUTIVO**

Para la realización del proyecto técnico se buscó alternativas efectivas, a la necesidad de obtener un sistema de suspensión para el prototipo de auto eléctrico biplaza UTA- CIM 17, que cumpla con las necesidades del medio a circular , dónde se presentan calles asfaltadas con rompe velocidades y que estén a la vanguardia del mercado de autos, en el cual de acuerdo a los pesos aplicados en el vehículo se selecciona una suspensión de tipo McPherson para llantas delanteras y de tipo rígido para llantas posteriores. Se analizó el desplazamiento que necesitan los muelles de suspensión para brindar seguridad, estabilidad y confort al usuario, una vez obtenidos los requerimientos se comparó el comportamiento real de desplazamiento del muelle y se modificó el mismo para alcanzar valores cercanos a los necesarios. Se hicieron análisis en software CAD para verificar los estudios

Los parámetros específicos de elementos mecánicos fueron tomados en cuenta a las condiciones de trabajo y la adaptabilidad con los demás sistemas que constituyen el auto. Una vez finalizado con el diseño y construcción respectiva del sistema de suspensión se realiza pruebas, donde se puede evidenciar el correcto funcionamiento del sistema en condiciones críticas para los elementos que constituyen el sistema de suspensión.

**Palabras clave:** Sistema de suspensión.

**TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO**  
**FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING**  
**MECHANICAL ENGINEERING**

"DESIGN AND SELECTION OF THE SUSPENSION SYSTEM OF A  
PROTOTYPE OF SELF-ELECTRIC BIPLAZA UTA-CIM17."

Authors: Esteban David Mejía Mayorga

Diego Fernando Reyes Pérez

Tutor: Ing. Mg. Oscar Iván Analuisa Maiza

Date: May 2018

**EXECUTIVE SUMMARY**

For the realization of the technical project, effective alternatives were sought, to the need to obtain a suspension system for the prototype of two-seater electric car UTA-CIM 17, which meets the needs of the medium to circulate, where asphalted roads with speed breaks are presented and that they are at the forefront of the car market, in which, according to the weights applied to the vehicle, a McPherson type suspension is selected for front tires and a rigid type for rear tires. The displacement required by the suspension springs to provide safety, stability and comfort to the user was analyzed. Once the requirements were obtained, the actual behavior of the spring movement was compared and modified to achieve values close to those required. Analyzes were done in CAD software to verify the studies

The specific parameters of mechanical elements were taken into account to the working conditions and the adaptability with the other systems that make up the car. Once finished with the design and construction of the suspension system, performance tests are performed, where the correct functioning of the system can be evidenced in critical conditions for the elements that make up the suspension system.

**Keywords:** Suspension system.

## INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto técnico cuyo objetivo es calcular, seleccionar, simular e instalar el sistema de suspensión en el prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17. Lo que permitirá tener una opción más de movilidad.

La selección y construcción del sistema de suspensión está basado en métodos conceptuales y procesos de fabricación estudiados a lo largo de nuestra formación profesional donde se aplica el diseño mecánico, materiales, costos, selección, etc.

El siguiente trabajo se realiza de una manera metódica desarrollando los capítulos siguientes:

En el capítulo I se presenta los antecedentes, justificación y objetivos.

En el capítulo II se constituye la fundamentación teórica referente a la suspensión de vehículos, descripción de variables a utilizar en cálculos posteriores y criterios para selección de alternativas.

En el capítulo III se efectúa el desarrollo de selección de alternativas, cálculos referentes a la suspensión de vehículos, resúmenes de resultados obtenidos, simulación de sistema de suspensión, cálculo de costos y especificaciones técnicas de elementos utilizados en la construcción del sistema de suspensión.

Finalmente, en el capítulo IV se presentan las conclusiones y recomendaciones referentes al cumplimiento de los objetivos planteados.

## **CAPÍTULO I.**

### **ANTECEDENTES**

#### **1.1. TEMA**

“DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.”

#### **1.2. ANTECEDENTES**

La necesidad de absorber golpes o saltos en los vehículos, para garantizar el confort y seguridad de los ocupantes, la estabilidad del vehículo y evitar el desgaste previo del mismo, ha ocasionado que las diferentes compañías automovilísticas desarrollen sistemas óptimos de suspensión, cada compañía realiza su diseño según las características y necesidades que requieran, en la actualidad casi todas las marcas se han centrado en dos principales tipo de suspensión delantera para automóviles y vehículos pequeños, que son McPherson y de Cuadrilátero deformable; y la suspensión de tipo rígido para el sistema de suspensión posterior.

Earle S. McPherson, ingeniero responsable de la invención en 1951 de la suspensión tipo McPherson para los modelos Ford Consul y Zephyr, simplifica el sistema de suspensión transmitiendo directamente el movimiento del asfalto al chasis. Este sistema solamente tiene un brazo oscilante unido por un extremo al bastidor mediante cojinetes elásticos y por el otro extremo está unido a una rótula que se sujeta a la mangueta, en la parte superior de la mangueta se encuentra el amortiguador y el espiral, los cuales son concéntricos, en la parte superior del amortiguador y el espiral, se encuentra la base de suspensión, la cual está unida a la carrocería [1].

La suspensión de cuadrilátero deformable fue uno de los primeros sistemas de suspensión, desarrollada aproximadamente en la década de 1940, está comprendida por dos brazos formados por uno o más elementos colocados sobre dos planos transversales, unidos mediante rótulas al lado del bastidor y con el montante en el

lado de la rueda, por medio de los brazos que se unen al bastidor, se encuentra el amortiguador y el espiral, que se unen de manera inclinada a la carrocería, aun se usa este sistema para cierto tipo de vehículos, especialmente para competición, la desventaja es que su desmontaje es complicado [1].

### **1.3. JUSTIFICACIÓN**

El presente proyecto tiene el fin de desarrollar un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza, que será utilizado por el personal de seguridad de la Universidad Técnica de Ambato dentro de los predios, el cual brindará facilidades para montar guardia y realizar operativos de seguridad.

El impacto de la implementación de un vehículo eléctrico, radica en el cambio cultural para los estudiantes, docentes y público en general en el sentido de utilizar energía amigable con el medio ambiente, optando por nuevas alternativas para el transporte como es la movilización con vehículos eléctricos que no generen emisiones de gases contaminantes en el medio ambiente.

Para el diseño y selección de un sistema de suspensión suave que se adapte a las condiciones topográficas de los caminos por donde probablemente se desplace el vehículo, es muy importante la aplicación técnica científica de conocimientos para una adecuada selección de los elementos de la suspensión.

En Ecuador se cuenta con la factibilidad tecnológica y técnica para la implementación de un vehículo eléctrico, incluyendo el sistema de suspensión, también existe un vasto campo de recurso humano entre profesionales y técnicos especializados en el tema, lo que garantiza la viabilidad del proyecto.

## **1.4. OBJETIVOS**

### **1.4.1. OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar y seleccionar sistema de suspensión de un prototipo de auto eléctrico biplaza UTA - CIM 17.

### **1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

- Calcular los parámetros de diseño del sistema de suspensión para un prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17.
- Seleccionar el sistema de suspensión para un prototipo de auto eléctrico biplaza UTA- CIM 17 que se ajuste a los parámetros calculados en el diseño.
- Realizar simulaciones en Software CAD del sistema de suspensión para un prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17.
- Instalar el sistema de suspensión en el prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17.



## **CAPÍTULO II**

### **FUNDAMENTACIÓN**

#### **2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS**

El presente trabajo investigativo se fundamenta en proyectos relacionados con el tema detallado, de los cuales se ha tomado en consideración algunos puntos los cuales contribuirán en un mejor desarrollo del mismo.

- Según José Rafael Valdez Gavilanes, en su Proyecto Previo a la Obtención del Título de Ingeniero Mecánico, titulado: Diseño Y Construcción De Un Sistema De Suspensión Delantera Independiente Para Un Vehículo Tubular Tipo "Buggy" Para Uso En Todo Terreno. Desarrollado en la Escuela Politécnica Del Ejército Del Ecuador. En donde se expone un sistema de suspensión independiente del tipo cuadrilátero deformable con capacidad de uso en todo terreno, se detalla la manufactura y construcción del sistema de suspensión [2].
- Por otro lado De La Cruz Suntaxi Alex Paul e Inga Cueva Ricardo Javier, realizan una investigación bajo el tema: “Diseño Y Construcción De Los Sistemas De Dirección, Suspensión, Frenos Y Plegado, En Un Vehículo Eléctrico Biplaza Plegable.”, en la Escuela Politécnica Del Ejército Del Ecuador donde se evalúa una suspensión pushrod, la misma que es utilizada en vehículos de competición [3].
- También Jafé David Pérez Morales, realiza un proyecto de investigación con el tema: “Procedimiento Para El Diseño De Vehículo Categoría Mini Baja-Sae”. En la Universidad Nacional Experimental Politécnica Antonio José De Sucre. Indica las fases que se debe llevar a cabo para dar cumplimiento a la norma SAE [4].

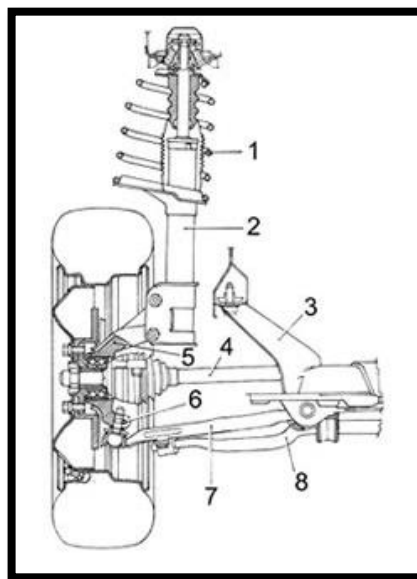
## 2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

### 2.2.1. SUSPENSIÓN

Son mecanismos que unen el chasis con el conjunto de elementos rodantes, que son las llantas, los neumáticos, más todo el conjunto de las masas. El sistema de suspensión capta las irregularidades del suelo, a través de elementos elásticos, librando que sean transmitidas a los ocupantes; gobernando el movimiento vertical de las ruedas, estas determinan los movimientos característicos, las deformaciones de los neumáticos deben estar de acuerdo con su deformación. La suspensión soporta las cargas generadas por el peso ejercido desde la cabina, disminuyendo de movimientos generados por irregularidades del camino a los ocupantes, del mismo modo mantiene a los neumáticos en contacto con el suelo. Este trabajo es realizado principalmente por los elementos elásticos y los amortiguadores [2].

### 2.2.2. Principales elementos de la suspensión

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento elástico (muelle o resorte) seguido de un elemento de amortiguación (amortiguador) que complementa su trabajo contrarrestando las oscilaciones, los miembros estructurales como la mesa, mangueta, pernos, rótulas mantiene a todo el conjunto fijo al vehículo [2].



*Figura 1: Elementos de suspensión [2]*

1. Muelle helicoidal
2. Amortiguador
3. Elementos estructurales de la carrocería
4. Eje de transmisión
5. Montante
6. Rótula de arrastre
7. Brazo transversal
8. Barra estabilizadora

### **2.2.3. Masa suspendida y masa no suspendida**

Al hablar de suspensión se toma en cuenta dos tipos de masa, la masa que está apoyada sobre la suspensión denominada masa suspendida, y aquella que no está apoyada sobre la suspensión, denominada masa no suspendida [5].

### **2.2.4. Masa suspendida**

En la mayoría de vehículos la masa suspendida comprende elementos como la carrocería, el peso del motor y sus componentes de propulsión, el sistema de dirección, el habitáculo de los pasajeros, soporta todos los elementos del forrado exterior e interior del vehículo, así también el sistema eléctrico como baterías, mandos, motores y transmisores de señales entre otros [5].

### **2.2.5. Masa no suspendida**

La masa no suspendida abarca los elementos propios de la suspensión dependiendo del tipo de suspensión a usarse, es decir, espirales, amortiguadores, ballestas, etc., y aquellos elementos que están conectados a la parte inferior de la suspensión como son la mangueta, la manzana, el sistema de frenos, ejes, ruedas y neumáticos entre otros. Valdez J [2], explica que el peso de la masa no suspendida debe ser mínimo debido a que el impacto de carga que reciben al pasar en un desnivel, es directamente proporcional a la aceleración del vehículo.

### 2.2.6. Elasticidad

Se llama elástico a un elemento que se deforma por acción de una fuerza externa y regresa a su estado inicial al retirar dicha fuerza [2].

### 2.2.7. Espirales

Es un elemento elástico cuya característica principal es modificar su longitud al aplicar una fuerza y vuelve a su forma inicial. Los espirales están constituidos por un alambre enrollado en forma de espira helicoidal, por dicha geometría al aplicar una fuerza las espiras que lo constituyen se deforman dando como consecuencia una resistencia [2]. A continuación se muestra un gráfico en donde:

F: Fuerza

d: distancia

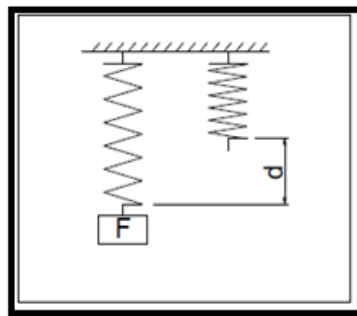


Figura 2: Esquema resorte espiral helicoidal [2]

### 2.2.8. Barras de torsión

La barra de torsión es un elemento elástico, puede ser identificado ya que en uno de sus extremos esta empotrado y en el otro se ayuda de un cojinete, donde se encuentra un brazo que hace las veces de palanca es allí donde la fuerza es aplicada. Este elemento suministra una misma respuesta elástica que la de un espiral pero en la práctica los elementos más utilizados son los espirales ya que su costo es menor y la disponibilidad en el mercado es mejor. [2]

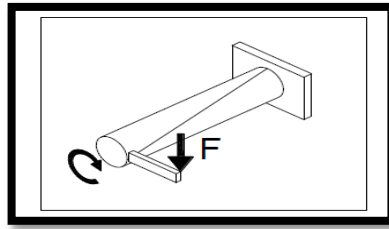


Figura 3: Esquema de barra de torsión [2]

### 2.2.9. Hojas de resorte

Es un elemento formado por el conjunto de hojas solidarias entre sí, asimiladas por una viga empotrada entre sus extremidades. Las hojas se ubican de acuerdo a su dimensión de mayor a menor [2].

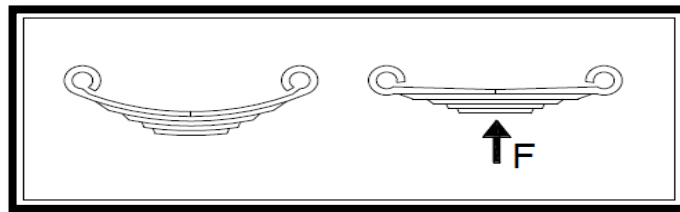


Figura 4: Esquema de hojas de resorte [3]

### 2.2.10. Amortiguación

Cuando la estructura y los componentes de un vehículo entran en oscilación debido al paso sobre un obstáculo, dicha oscilación debe ir cediendo gradualmente, por acción de los resortes o ballestas de la suspensión, también explica que de la amplitud amortiguadora depende la duración de las oscilaciones, es así que las ballestas tienen una elevada eficacia de amortiguación y llegan pronto al reposo. Los resortes o muelles y las barras de torsión tienen un bajo amortiguamiento, por lo que requieren mayor tiempo para que sus oscilaciones cedan. [5]

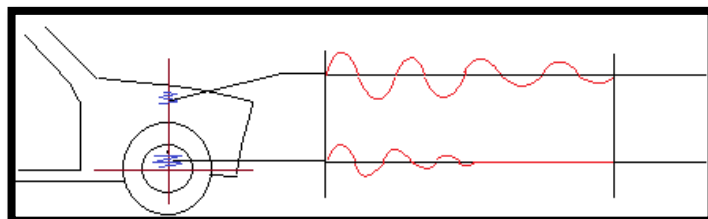


Figura 5: Representación de vibración de muelle no amortiguado.

Fuente: Autores

### 2.2.11. Tipos de amortiguadores

Águeda y otros [6], dan a conocer que los amortiguadores de tipo telescópico son los más usados en el campo automovilístico, se clasifican en amortiguadores de simple y doble efecto, y a su vez estos pueden trabajar con fluidos hidráulicos o neumáticos. Los amortiguadores de simple efecto amortiguan en un solo sentido ya sea en la compresión o en la expansión, a diferencia de los amortiguadores de doble efecto que realizan la amortiguación en ambos casos.

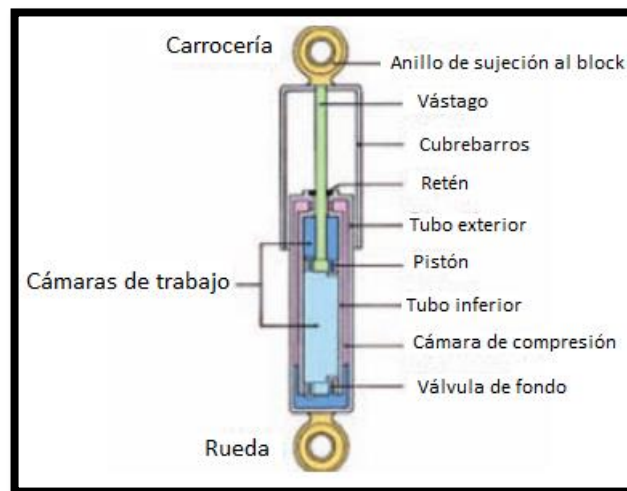


Figura 6: Partes de un amortiguador. [6]

### 2.2.12. Centro de gravedad o baricentro

Es el punto donde se emplea la resultante de las fuerzas. Cada una de las partes del vehículo posee un peso, el punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas precisa la posición del baricentro del vehículo [3].

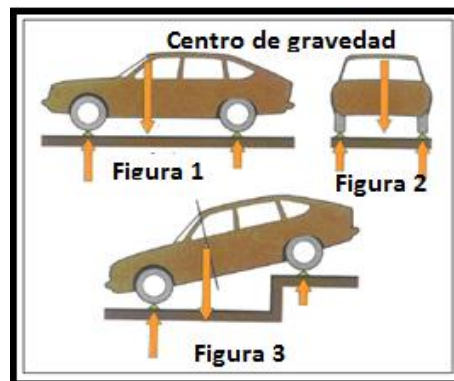


Figura 7: Determinación del baricentro [3]

### 2.2.13. Tipos de suspensión

Existen varios tipos de suspensión las cuales han sido desarrolladas en el transcurso del tiempo, teniendo en consideración las necesidades de cada tipo de vehículo, esto de acuerdo al tipo de camino y condiciones en las que va a ser usado.

#### 2.2.13.1. De movimiento telescópico

Está formada de una guía cilíndrica vertical, sobre esta se mueve un pivote que permite el vaivén vertical de la rueda. Por su asentamiento plano, las ruedas pueden mantener un ángulo constante respecto al suelo [2].

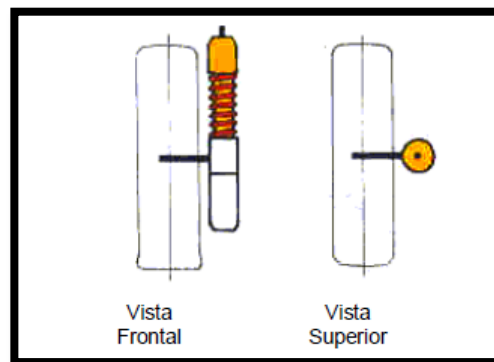


Figura 8: Suspensión de movimiento telescópico. [2]

#### 2.2.13.2. De cuadrilátero deformable

Está constituida de dos brazos colocados sobre dos planos transversales, todo este sistema se encuentra unido mediante rótulas al lado del bastidor y con el montaje paralela a la rueda, el material más utilizado es el acero forjado [7].

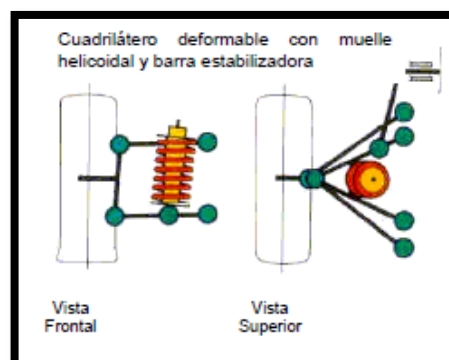


Figura 9: Suspensiones de cuadrilátero deformable [7]

### 2.2.13.3. De brazos longitudinales paralelos

Está constituido de 2 bielas con eje de rotación transversal y oscilante en el plano longitudinal. Dichas bielas se encuentran apoyadas en la mangueta, el material que está constituido este tipo de suspensión es de acero forjado [7].

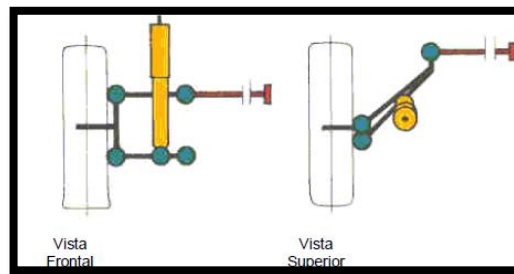


Figura 10: Suspensión de brazos longitudinales paralelos [7]

### 2.2.13.4. De brazo longitudinal sencillo

Se trata de una reducción de la suspensión de brazos paralelos, está posee un brazo longitudinal, está constituido de fundición, tiene como desventaja hacer variar el camber durante las curvas [7].

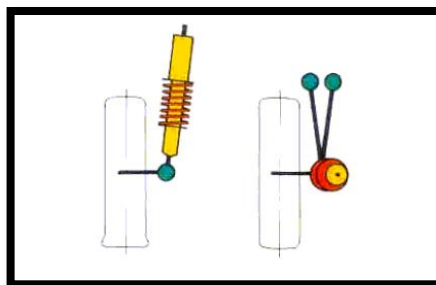


Figura 11: Suspensión de brazo longitudinal sencillo [7]

### 2.2.13.5. De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación

Es la unión entre un brazo longitudinal sencillo y un brazo transversal. Como base tiene un elemento en forma de V, posee ejes que forman un ángulo oblicuo respecto al eje transversal del vehículo [7].



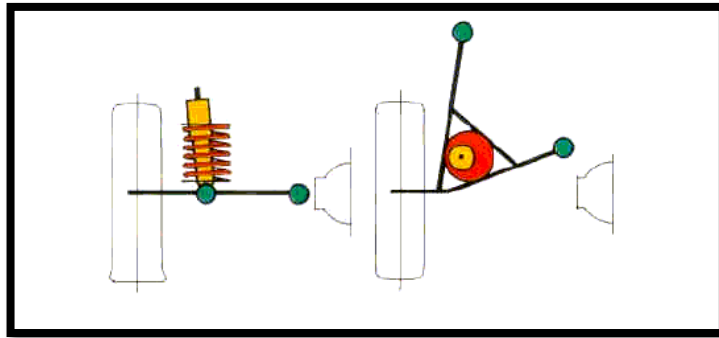


Figura 12: Suspensión de brazo compuesto y eje oblicuo de rotación [7]

### 2.2.13.6. McPherson

Este tipo de suspensión es la más reciente y las más difundida, está representada por una variante geométrica del tipo cuadrilátero transversal, en su brazo superior tiene una guía telescópica. Está guía es utilizada para conjugar el amortiguamiento con la elasticidad [7] .

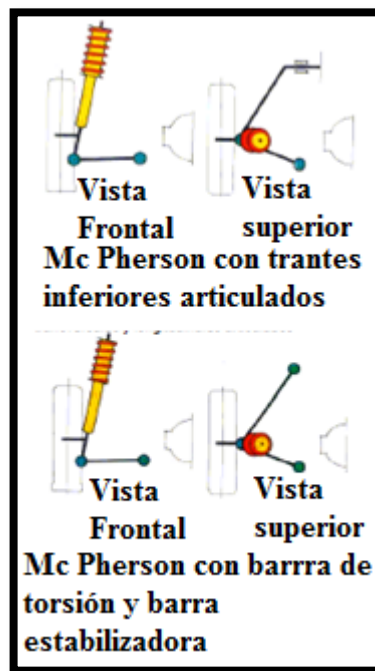


Figura 13: Suspensión del tipo McPherson [7]

### 2.2.13.7. Suspensión rígida.

Es aquella constituida por un elemento rígido de unión en común entre las ruedas, también conocido como sistema dependiente, en este sistema se transmite el movimiento de una rueda a la otra por medio del eje [6].

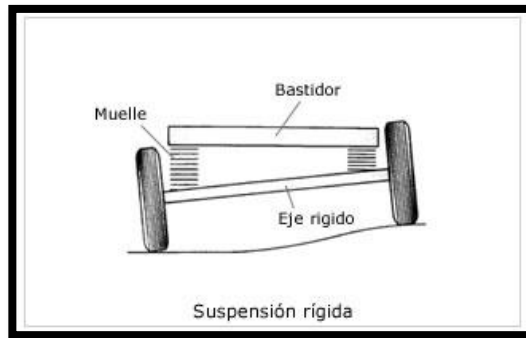


Figura 14: Suspensión rígida [7]

Ventajas:

- Menor costo de fabricación
- Sencillo
- Soporta grandes cargas

Desventajas:

- Transmite vibraciones producidas por la irregularidad del pavimento
- Aumenta notablemente el peso

#### 2.2.14. Transferencia longitudinal de carga por frenado

Bajo la acción de fuerza lineal de aceleración o desaceleración, las cargas son transmitidas de un eje a otro en el plano longitudinal, dando apertura al fenómeno de transferencia longitudinal de carga, en donde dicha transferencia de carga que tiene lugar por la aceleración es directamente proporcional al peso total del vehículo, la altura del centro de gravedad y la magnitud de la aceleración, la aceleración según el autor debe ser tomada de 0.7g para autos pequeños. La transferencia está dada por la siguiente ecuación explica Valdez J [2].

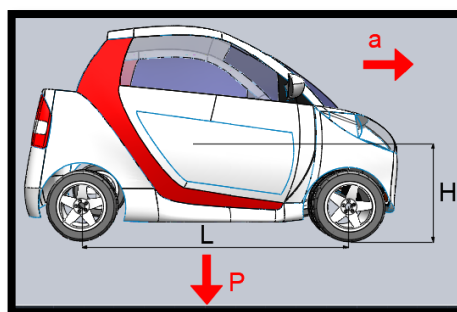


Figura 15: Transferencia longitudinal de carga

Fuente: Autores

$$TLoC = a \cdot P \cdot \frac{H}{L}$$

Ecuación. 2-1

TLoC: Transferencia longitudinal de carga por frenado

a: aceleración o desaceleración ( $m/s^2$ )

P: peso (Kg)

H: altura del centro de gravedad (m)

L: Distancia entre ejes (m)

La transferencia longitudinal de carga crítica se da al momento de frenar el vehículo, ya que el peso en la parte posterior es mayor que el peso delantero, lo que indica que al eje delantero es transmitida mayor carga durante el frenado.

### 2.2.15. Transferencia longitudinal de carga en pendientes

Cuando el vehículo transita en subidas, la carga aumenta se transfiere hacia el eje trasero, de la misma manera en bajadas la carga aumenta en el eje delantero, tomando en cuenta que el porcentaje de carga es mayor en la parte posterior, la transferencia crítica será cuando el vehículo esté en bajada [2].

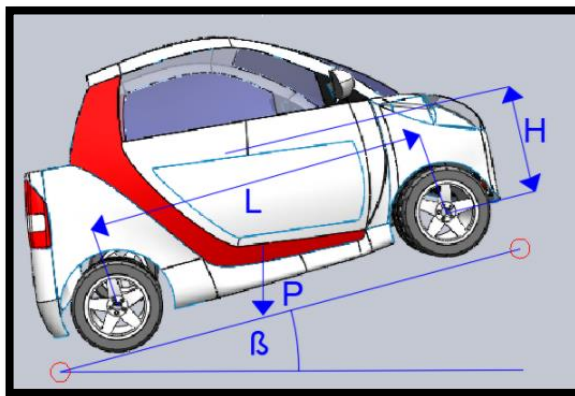


Figura 16: Transferencia longitudinal de carga en pendientes

Fuente: Autores

$$TLoCp = Rp \cdot \frac{H}{L} \cdot g$$

Ecuación. 2-2

$$Rp = P \cdot \text{sen}(\beta)$$

Ecuación. 2-3

Rp: resistencia debida a rampas (Kg)

P: peso total del vehículo

β: ángulo de inclinación de pendiente (grados)

H: altura del centro de gravedad (m)

L: distancia entre ejes (m)

g: gravedad (g)

### **2.2.16. Total de carga transferida**

Es la sumatoria entre la carga transferida por frenado y la carga transferida en pendiente.

$$TCT = TLoCp + TLoC \quad \text{Ecuación. 2-4}$$

TCT: Total de carga transferida (N)

TLoCp: Transferencia longitudinal de carga en pendientes (N)

TLoC: Transferencia longitudinal de carga por frenado (N)

### **2.2.17. Carga total que soporta el eje delantero**

La carga que soporta el eje delantero en condiciones críticas de transferencia de carga, está dada por la carga que tiene cuando el vehículo se mantiene en reposo más la Carga Total Transferida [2].

$$CTED = TCT + CEDR \quad \text{Ecuación. 2-5}$$

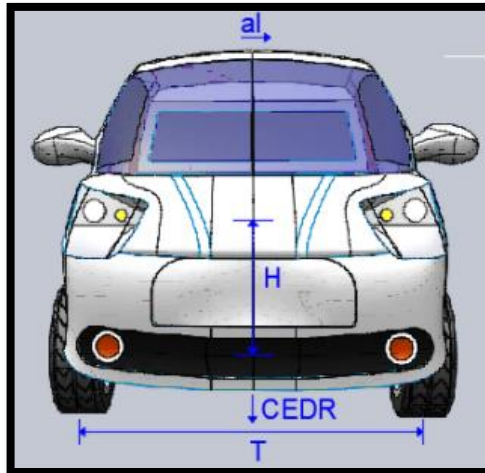
CTED: Carga total en eje delantero

TCT: Total de carga transferida (N)

CEDR: Carga en eje delantero en reposo (N)

### **2.2.18. Transferencia lateral de carga**

La fuerza centrífuga se presenta en cualquier situación de viraje, afecta al centro de gravedad del vehículo. Esta fuerza tiene sus reacciones en las fuerzas laterales realizadas desde los neumáticos, a su vez generan un rolido del chasis, realizando una transferencia de carga de las ruedas interiores a las exteriores, con respecto a la curva que estas produzcan. El exceso de transferencia lateral de carga no es una situación favorable ya que esta genera una reducción de adherencia a las ruedas interiores, aumentando el peso en las ruedas externas [2].



*Figura 17: Transferencia lateral carga*

*Fuente: Autores*

$$TLaC = al * CEDR * \frac{H}{T}$$

Ecuación. 2-6

Donde:

$al$  = aceleración lateral ( $m/s^2$ )

$CEDR$  = Carga Eje Delantero en Reposo (Kg)

$H$  = altura del centro de gravedad (m)

$T$  = trocha (m)

### **2.2.19. Aceleración lateral**

Para poner las cosas en perspectiva, un auto de calle normal con buen agarre en curvas debe generar entre 0.7 y 0.8g de aceleración lateral, los más recientes autos deportivos como el Porsche 918 Spyder generan hasta 2 g, un auto GT3 genera más de 3 g, y un Formula 1 hasta 5 g.; para nuestro estudio seleccionamos una aceleración lateral mínima de 0.7g. [8].

### **2.2.20. Carga vertical en las ruedas**

La carga vertical en las ruedas se conoce a la carga vertical exterior e interior que se producen durante una situación de viraje y se calcula de la siguiente manera [2].

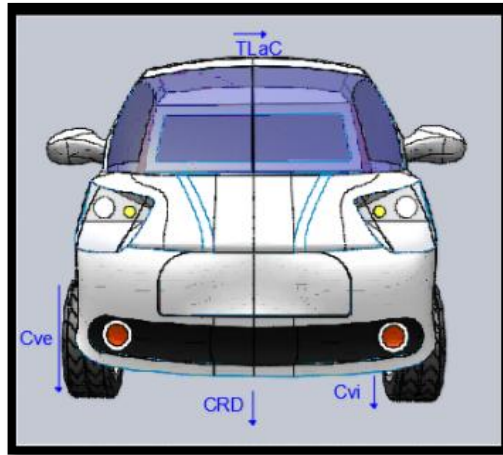


Figura 18: Transferencia vertical en las ruedas

Fuente: Autores

$$Cve = CRD + TLaC \quad \text{Ecuación. 2-7}$$

$$Cvi = CRD - TLaC \quad \text{Ecuación. 2-8}$$

Donde:

Cve: Carga vertical exterior (kg)

Cvi: Carga vertical interior (kg)

CRD: Carga en la rueda delantera cuando está en reposo (kg)

TLaC: Transferencia lateral de carga (kg)

### 2.2.21. Cargas debido a golpes y saltos

Tomando en cuenta que el “UTA CIM 17”, circulará únicamente en los predios de la Universidad Técnica de Ambato Campus Huachi, el vehículo no estará sometido a gran variedad de golpes ni obstáculos, más allá de los rompe velocidades, los cuales tienen una altura de 15 cm, el análisis se lo realizará bajo el criterio de conservación de la energía.

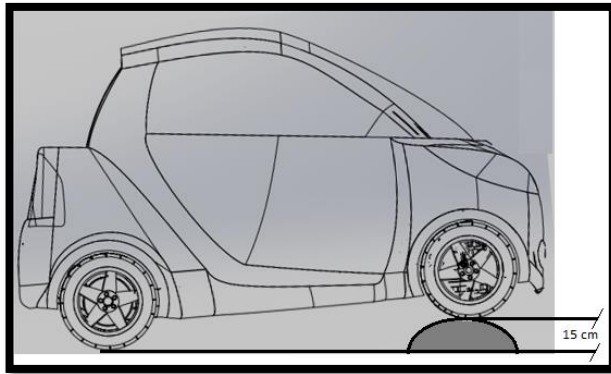


Figura 19: Carga debida a golpes o saltos.

Fuente: Autores

El momento que el vehículo atraviese un rompe velocidades, los espirales del automóvil tienen que transformar la energía gravitacional en energía elástica, para lo cual se utiliza la siguiente fórmula.

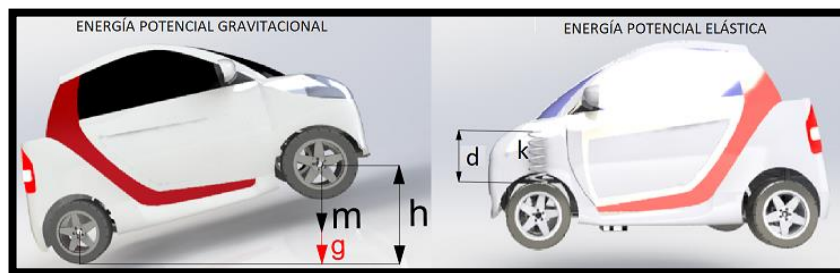


Figura 20: Energías actuantes en saltos

Fuente: Autores

$$E_{pg} = m * g * h \quad \text{Ecuación. 2-9}$$

$$E_{pe} = \frac{1}{2} * k * d^2 \quad \text{Ecuación. 2-10}$$

$$E_{pg} = E_{pe} \quad \text{Ecuación. 2-11}$$

$$m * g * h = \frac{1}{2} * K * d^2$$

$$K = \frac{2 * m * g * h}{d^2} \quad \text{Ecuación. 2-12}$$

En donde:

P = m = Peso total del vehículo (kg)

g= gravedad (m/s<sup>2</sup>)

h= altura de rompe velocidades (m)

d= distancia total que se puede comprimir el resorte (m)

k= constante de rigidez (kg/m)

El valor de la constante K debe ser distribuido entre los dos resortes respectivos del eje, por lo que tendremos constantes elásticas independientes para cada lado.

$$K = Kd + Ki \quad \text{Ecuación. 2-13}$$

Kd= constante de rigidez derecha (kg/m)

Ki= constante de rigidez izquierda (kg/m)

### 2.2.22. Fuerza aplicada al elemento elástico

Una vez determinada la constante elástica total actuante en cada rueda, se procede a determinar la fuerza que se aplica a cada rueda considerando que el vehículo experimente un salto de 15 cm de altura y entre en contacto con el suelo.

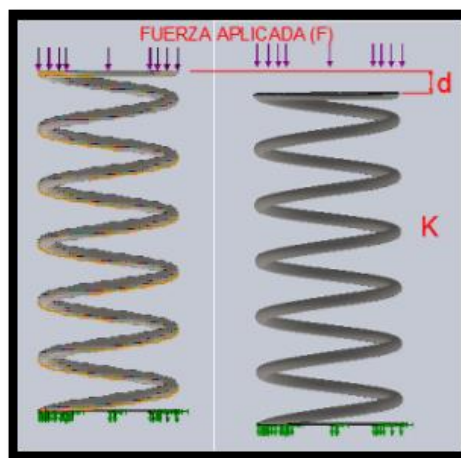


Figura 21: Fuerza aplicada en espirales

Fuente: Autores

$$F = K * d \quad \text{Ecuación. 2-14}$$

Donde:

F: Fuerza aplicada a cada rueda

d: distancia total que se puede comprimir el resorte (m)

K: constante de los elementos elásticos de cada rueda sea derecha o izquierda (kg/m)



### 2.2.23. Constante elástica requerida en la rueda krr

Para la obtención de los espirales se CEDR (carga eje delantero en reposo), y el CDR (Carga por rueda delantera en reposo) que son de 234.6 Kg y 117.3 Kg respectivamente, se conoce también la distancia o recorrido de suspensión es de 16 cm, de donde el recorrido vertical hacia arriba será de 5 cm y hacia debajo de 9 cm, esta relación se basa según Valdez [2], en que el vehículo atravesará en su mayoría obstáculos, los cuales harán trabajar a la suspensión en compresión más que en extensión. Cuando el vehículo se apoye en el suelo, suponiendo todas las cargas, la suspensión debe recorrer una distancia, manteniendo la altura original del vehículo, requiriendo una constante ke que permita esta relación. Con estos datos entonces se requerirá un espiral con una constante elástica Ke, tal que, al momento de apoyar el vehículo en el suelo, la suspensión recorra una distancia, que permita, mantener la altura original del vehículo, con los datos mencionados anteriormente, la altura libre al suelo será de 9 cm, por lo que el espiral requerido debe recorrer 5 cm por cada 117.3 Kg. A partir de estos datos se puede obtener la constante elástica requerida a través de la siguiente fórmula.

$$CDR = K_{rr} * d$$

Despejando

$$K_{rr} = \frac{CDR}{d} \quad \text{Ecuación. 2-15}$$

Donde:

$K_{rr}$ : Constante elástica requerida en la rueda

CDR: carga vertical estática en cada rueda (kg)

dc: distancia que se comprimirá el resorte (cm)

### 2.2.24. Esfuerzo de flexión

En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal [9].

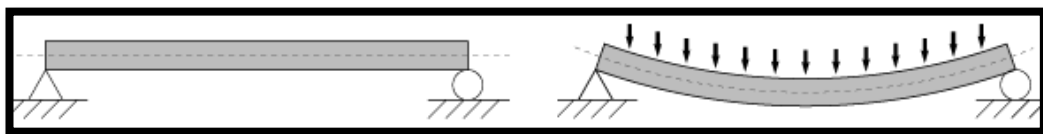


Figura 22: Viga sometida a flexión

Fuente: Autores

“Si se designa  $\sigma_{\text{máx}}$  como la magnitud máxima del esfuerzo en flexión aplicado a un elemento, y está dada por la siguiente ecuación” [9].

$$\sigma_{\text{Flexión}} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 2-16}$$

En donde:

M: Momento Flector (N/m)

c: Distancia máxima con respecto al eje neutro (m)

I: Momento de inercia del elemento ( $\text{m}^4$ )

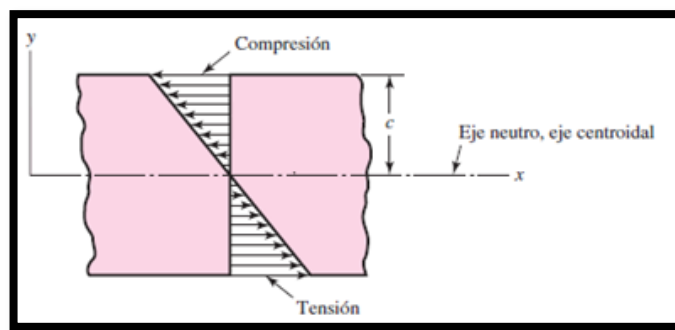


Figura 23: Esfuerzos en flexión. [9] Pg.86

### 2.2.25. Vigas curvas en flexión

La distribución del esfuerzo se determina equilibrando el momento externo aplicado contra el momento resistente interno. Los esfuerzos críticos ocurren en las superficies interna y externa donde  $c_i$  y  $c_o$ , respectivamente [9].

$$\sigma_i = \frac{M c_i}{Ae r_i} \sigma_0 = - \frac{M c_o}{Ae r_o} \quad \text{Ecuación 2-17}$$

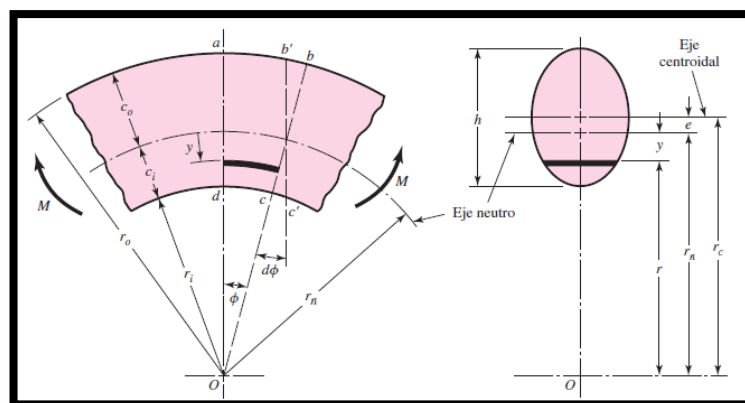


Figura 24: Elementos curvos en flexión. [9] Pg.112

$h$  = altura de la sección

$c_o$  = distancia desde el eje neutro hasta la fibra exterior

$c_i$  = distancia desde el eje neutro hasta la fibra interior

$r_n$  = radio del eje neutro

$r_c$  = radio del eje centroidal

$e$  = distancia desde el eje centroidal hasta el eje neutro, excentricidad

$M$  = momento flexionante

Elementos como cilindros delgados usan la siguiente forma y ecuaciones [9].

$$r_c = r_i + \frac{h}{2} \quad \text{Ecuación 2-18}$$

$$r_n = \frac{h}{\ln((r_o/r_i))} \quad \text{Ecuación 2-19}$$

$$e = r_c - r_n \quad \text{Ecuación 2-20}$$

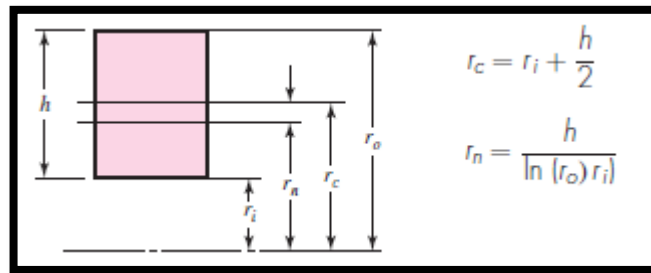


Figura 25: Elementos curvos en flexión para cilindros de pared delgada. [9] Pg.112

De la figura podemos deducir las siguientes ecuaciones:

$$c_i = r_n - r_i \quad \text{Ecuación 2-21}$$

$$c_o = r_o - r_n \quad \text{Ecuación 2-22}$$

### 2.2.26. Esfuerzo axial

Se lo emplea en el caso de una carga de tensión  $F$ , aplicada mediante pasadores a los extremos de la barra en una sección alejada de los extremos y se traslada una parte, cuya característica principal es el reemplazo de efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud  $\sigma A$  al extremo cortado.

De aquí que el esfuerzo  $\sigma$  está uniformemente distribuido y se calcula mediante la ecuación [9].

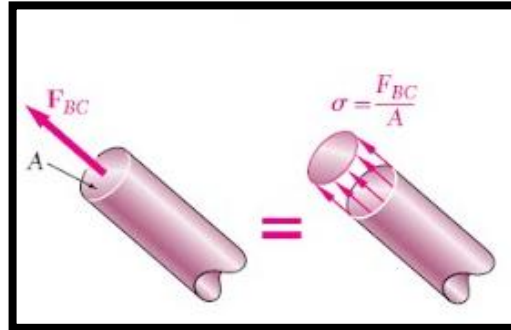


Figura 26: Esfuerzo axial. [9] Pg.85

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 2-23}$$

Donde:

$F$  = Fuerza aplicada (N)

$A$  = Área ( $m^2$ )

### 2.2.27. Fuerza cortante

En la práctica existen elementos que están expuestos a cargas cortantes. El esfuerzo cortante, de corte, de cizalla o de cortadura es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo una viga o un pilar [9].

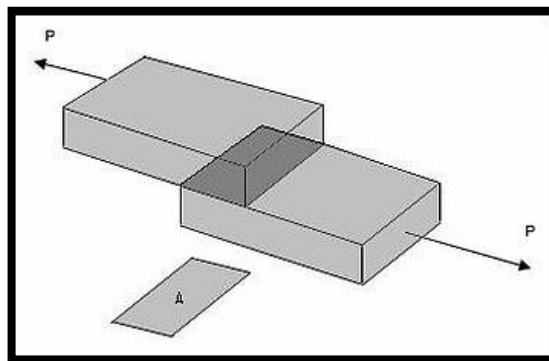


Figura 27: Esfuerzo cortante. Fuente. Autores

$$\tau = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 2-24}$$

Donde:

$P$  = Fuerza aplicada (N)

$A$  = Área ( $m^2$ )

### 2.2.28. Criterio de Soderberg

Es el criterio de resistencia a fatiga utilizado para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes con componente de tensión media positiva, en donde [8].

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad \text{Ecuación 2-25}$$

En donde:

$\sigma_a$ : Componente constante o estática del esfuerzo ( $N/m^2$ )

$\sigma_m$ : Esfuerzo medio ( $N/m^2$ )

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso. ( $N/m^2$ )

$S_y$ : Resistencia a la fluencia ( $N/m^2$ )

Las cargas aplicadas en un elemento pueden variar o alternar, el criterio de Soderberg toma la máxima y la mínima carga para el análisis, de allí se deriva  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$ , en donde [9].

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2-26}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 2-27}$$

Donde:

$\sigma_{max}$ : esfuerzo máximo ( $N/m^2$ )

$\sigma_{min}$ : esfuerzo mínimo ( $N/m^2$ )

### 2.2.29. Combinación de modos de carga

Las ecuaciones anteriores solo contemplan una carga, sea axial, flexión o cortante, para la aplicación del criterio de Soderberg con combinación de cargas se reemplaza el  $\sigma_{my}$  el  $\sigma_a$  por  $\sigma_m'$  y  $\sigma_a'$  [9].

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_f S)_{torsión} * (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Ecuación 2-28

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_m)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_f S)_{torsión} * (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Ecuación 2-29

En donde:

$\sigma_a'$ : Componente constante de esfuerzos combinados (N/m<sup>2</sup>)

$\sigma_m'$ : Componente constante media de esfuerzos combinados (N/m<sup>2</sup>)

Kf: Factor de concentración de esfuerzo

Es necesario determinar el factor de esfuerzo por las irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas que incrementan de manera significativa los esfuerzos teóricos de la región cercana a la discontinuidad. En caso de no tener concentradores de esfuerzos como muescas o ranuras, Kf=1 [9].

$$K_f = 1 + q (kt - 1) \quad \text{Ecuación 2-30}$$

En donde:

Kt: Factor de concentración de esfuerzos

q: Factor de sensibilidad a la muesca

El factor Kt y q se lo calcule en gráficas adjuntas al anexo 1

### 2.2.30. Resistencia a la tensión mínima

Es el esfuerzo tensional por unidad de área a la que un determinado material falla. Esta propiedad es una indicación del grado de coherencia del material para resistir las fuerzas tirantes [9].

Donde:

$S_{ut}$ : Resistencia a la tensión mínima.

### 2.2.31. Límite de resistencia en viga rotatoria

Se considera como una corrección del límite de fatiga teórico de la viga rotatoria [9].

$$S_{er} = 0.5 * S_{ut} \quad \text{Ecuación. 2-31}$$

Donde:

$S_{er}$ : Límite de resistencia en viga rotatoria

### 2.2.32. Factor de modificación de la condición superficial

Este factor de modificación depende de la calidad de acabado de la superficie del elemento mecánico y de su resistencia a la tensión [9].

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ecuación. 2-32}$$

Donde:

$K_a$ : Factor de modificación

$a$ : Factor a (acabado superficial)

$b$ : Exponente b (acabado superficial)

### 2.2.33. Factor de modificación del tamaño

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual [9].

$$K_b = 1 \quad \text{Ecuación. 2-33}$$

Donde:

$K_b$ : Factor de modificación del tamaño

### 2.2.34. Factor de carga axial

Este factor se debe a la realización de ensayos a fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión [9].

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad \text{Ecuación. 2-34}$$

### 2.2.35. Factor de temperatura

Corresponde a la temperatura de operación del elemento mecánico [9]. Anexo 1.

Donde:

$K_d$ : Factor de temperatura

### 2.2.36. Factor de confiabilidad

Se escoge el factor de confiabilidad dependiendo del porcentaje de confiabilidad [9]. Anexo 2.

Donde:

$K_e$ : Factor de confiabilidad

### 2.2.37. Límite de resistencia de un elemento de máquina particular.

Reúne datos anteriormente descritos ya que dichos factores cuantifican los efectos de la condición superficial como el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos [9].

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad \text{Ecuación. 2-35}$$

Donde:

$S_e$ : Límite de resistencia de un elemento de máquina particular



### **2.2.38. Selección de alternativas por el método de criterios ponderados**

Por medio de este método se puede tener una apreciación significativa correspondiente a los resultados globales.

Este método utiliza tablas donde se ubican los criterios que se verifican respecto a los restantes criterios, asignándoles una valoración la cual se detalla a continuación.

- Se designa el valor de “1” si el criterio de las filas es superior o mayor que el de las columnas.
- Se designa el valor de “0,5” si el criterio de las filas es equivalente o igual al de las columnas.
- Se designa el valor de “0” si el criterio de las filas es inferior o deficiente que el de las columnas.

Posteriormente se procede a sumar cada uno de los criterios asignados con respecto a los criterios restantes y se le añade una unidad con la finalidad de impedir que el criterio menos favorable tenga una valoración nula, de igual forma se debe calcular los valores ponderados para cada criterio en una columna diferente.

## **CAPÍTULO III.**

### **DISEÑO DEL PROYECTO**

#### **3.1. Selección de alternativas**

##### **3.1.1. Selección del tipo de suspensión**

Los criterios que van a ser considerados son:

- **Peso [P]:** el vehículo debe poseer sistemas con bajo peso para no afectar el rendimiento del motor.
- **Tecnología [T]:** el sistema de suspensión debe ser moderno ya que debemos estar a la vanguardia de los sistemas utilizados en el auto eléctrico.
- **Costos [C]:** se debe reducir en buena medida los costos del vehículo ya que debe ser un vehículo competitivo en el mercado.
- **Rendimiento [R]:** el vehículo será utilizado en el interior del campus Huachi Chico de la Universidad Técnica de Ambato por lo que la velocidad permitida en este lugar no debe ser mayor a 50 Km/h.
- **Dimensiones [D]:** al ser un vehículo biplaza el espacio es limitado.

Las alternativas para el tipo de suspensión son las siguientes

**A1:** De movimiento telescópico

**A2:** De cuadrilátero deformable

**A3:** De brazos longitudinales paralelos

**A4:** De brazo longitudinal sencillo

**A5:** De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación

**A6:** McPherson

*Tabla 1: Valoración del peso específico por cada criterio*

Criterio	P	T	C	R	D	$\Sigma + 1$	Ponderación
P		0,5	1	0,5	0,5	3,5	0,206
T	0,5		1	1	0,5	4	0,235
C	0,5	0		0	0,5	2	0,118
R	0,5	0,5	0,5		0,5	3	0,176
D	0,5	1	1	1		4,5	0,265
Suma						17	1

*Fuente: Autores*

A continuación, se realiza la evaluación de los pesos específicos de las alternativas de solución para cada uno de los criterios.

*Tabla 2: Valoración del peso específico del criterio de peso*

Peso	A1	A2	A3	A4	A5	A6	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		0	1	0,5	1	0,5	4	0,216
A2	0		0,5	0	0	0	1,5	0,081
A3	0	0,5		0,5	0,5	0	2,5	0,135
A4	0,5	0,5	0,5		0,5	0	3	0,162
A5	0,5	0	0,5	0,5		1	3,5	0,189
A6	0,5	0,5	1	0,5	1		4,5	0,243
Suma							18,5	1

*Fuente: Autores*

*Tabla 3: Valoración del peso específico del criterio de tecnología*

Tecnología	A1	A2	A3	A4	A5	A6	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		1	0,5	0,5	0,5	0,5	4	0,211
A2	0		0,5	0,5	0	0	2	0,105
A3	0,5	0,5		0,5	0	0,5	3	0,158
A4	0,5	0,5	0,5		0,5	0,5	3,5	0,184
A5	0,5	0	0,5	0,5		0	2,5	0,132
A6	0,5	0,5	0,5	0,5	1		4	0,211
Suma							19	1

*Fuente: Autores*

**Tabla 4: Valoración del peso específico del criterio de costo moderado**

Costo moderado	A1	A2	A3	A4	A5	A6	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		1	0,5	0,5	0,5	0,5	4	0,242
A2	0		0,5	0	0	0	1,5	0,091
A3	0	0,5		0	0	0	1,5	0,091
A4	0,5	0,5	0,5		0,5	0,5	3,5	0,212
A5	0	0	0,5	0,5		0	2	0,121
A6	0,5	0,5	1	0,5	0,5		4	0,242
Suma							16,5	1

Fuente: Autores

**Tabla 5: Valoración del peso específico del criterio de rendimiento**

Rendimiento	A1	A2	A3	A4	A5	A6	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3,5	0,189
A2	0,5		0,5	0	0	0,5	2,5	0,135
A3	0,5	0,5		0	0,5	0,5	3	0,162
A4	0,5	0,5	0,5		0,5	0	3	0,162
A5	0	0	0,5	0,5		0	2	0,108
A6	0,5	1	0,5	0,5	1		4,5	0,243
Suma							18,5	1

Fuente: Autores

**Tabla 6: Valoración del peso específico del criterio de dimensión**

Dimensión	A1	A2	A3	A4	A5	A6	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		0	1	0,5	1	0,5	4	0,229
A2	0		0,5	0	0	0	1,5	0,086
A3	0	0		0	0,5	0	1,5	0,086
A4	0,5	0,5	0,5		0,5	0,5	3,5	0,2
A5	0,5	0	0,5	0,5		0	2,5	0,143
A6	0,5	0,5	1	0,5	1		4,5	0,257
Suma							17,5	1

Fuente: Autores

## Resultados de la valoración total

*Tabla 7: Valoración total de las alternativas*

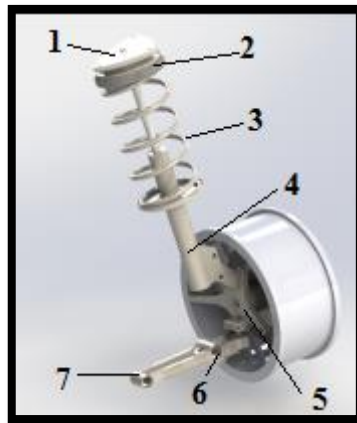
Criterio	Peso	Tecnología	Costo moderado	Rendimiento	Dimensión	$\Sigma$	Prioridad
A1	0,216*0,206	0,211* 0,235	0,242* 0,118	0,189* 0,176	0,229* 0,265	0,217	2
A2	0,081*0,206	0,105* 0,235	0,091* 0,118	0,135* 0,176	0,086* 0,265	0,099	6
A3	0,135*0,206	0,158* 0,235	0,091* 0,118	0,162* 0,176	0,086* 0,265	0,127	5
A4	0,162*0,206	0,184* 0,235	0,212* 0,118	0,162* 0,176	0,2* 0,265	0,183	3
A5	0,189*0,206	0,132* 0,235	0,121* 0,118	0,108* 0,176	0,143* 0,265	0,141	4
A6	0,243*0,206	0,211* 0,235	0,242* 0,118	0,243* 0,176	0,257* 0,265	0,239	1

*Fuente: Autores*

En la tabla 7 se muestra que la solución A6 es la mejor situada, correspondiente a una suspensión de tipo McPherson. De acuerdo a las dimensiones es la que mas se ajusta y tiene mayor tecnología, también hay que tomar en cuenta que la tendencia en la actualidad para suspensión delantera es McPherson, y dentro de este tipo de suspensión se puede observar una gran variedad de marcas para elegir

### 3.1.2. Suspensión tipo McPherson

Es un mecanismo de tipo triángulo articulado formado por un brazo inferior, un conjunto de muelle- amortiguador y la sección del chasis. Al muelle-amortiguador le corresponde una compresión libre por lo que solo puede ejercer tracción o compresión de los elementos elásticos y amortiguador, a través del muelle-amortiguador se transmiten los esfuerzos a la sección del chasis, que posee mayor rigidez.



*Figura 28: Suspensión tipo McPherson*

En donde:

1. Base superior de suspensión
2. Conjunto de cauchos de suspensión
3. Muelle
4. Amortiguador
5. Mangueta
6. Agarre de barra estabilizadora
7. Mesa de suspensión

### 3.1.3. Selección de los componentes para suspensión McPherson

El sistema de suspensión McPherson incluye componentes en conjunto, por lo cual, al elegir un determinado elemento del mercado, se debe obtener todo el conjunto de elementos faltantes, no se puede elegir elementos de diferentes marcas porque las medidas no coinciden y el mecanismo no funcionaría adecuadamente. Tomando en

cuenta que el vehículo CIM-17 tiene poco peso y dimensiones pequeñas, se planteó 3 alternativas.

- **A1:** Suzuki Forza 1
- **A2:** Chevrolet Spark
- **A3:** Fiat 1

*Tabla 8: Características del sistema de suspensión Suzuki Forza*

Descripción de suspensión del Suzuki Forza	
	
<p>1.- Mangueta                  2.- Amortiguador                  3.- Resorte                  4.- Mesa superior</p> <p>El elemento fundamental en el sistema de suspensión, es el resorte, en este caso tiene un diámetro de cable de 12 mm y un diámetro mayor de 120 mm.</p>	

*Fuente : Autores*

Entre las ventajas principales de este sistema se tiene que sus componentes son probados y efectivos para vehículos pequeños, se adapta con el sistema de dirección y tienen componentes de accesos medianamente rápido.

La desventaja es que aun con la rápida adquisición de sus componentes, cada vez hay menos vehículos de este tipo, lo que implica que existirá menor cantidad de repuestos y sus costos son altos.

Tabla 9: Descripción del sistema de suspensión Fiat I

Descripción de suspensión del Fiat Uno	
	
<p>1.- Mesa superior 2.- Resorte 3.- Amortiguador</p> <p>El elemento fundamental en el sistema de suspensión, es el resorte, en este caso tiene un diámetro de cable de 12 mm y un diámetro mayor de 115 mm.</p>	

Fuente: Autores

La ventaja en particular de este sistema es que es adaptable a diferentes manguetas de suspensión, y sus componentes son probados.

Entre las desventajas de este sistema se tiene que sus repuestos son escasos en el mercado, su peso es relativamente alto y sus costos son altos.

Tabla 10 Descripción del sistema de suspensión Chevrolet Spark

Descripción de suspensión del Chevrolet Spark	
	



1.- Mesa superior

2.- Resorte

3.- Amortiguador

4.- Mangueta

5.- Mesa inferior

El elemento fundamental en el sistema de suspensión, es el resorte, en este caso tiene un diámetro de cable de 10 mm y un diámetro mayor de 130 mm.

*Fuente: Autores*

El modelo Chevrolet Spark tiene la ventaja de ser un producto que aún se fabrica, existen repuestos en el mercado y tiene un costo bajo .

Entre las desventajas se tiene que su dimensión es más grande que las demás opciones.

Los criterios que considerados son:

- **Dimensión [Dim.]:** los tamaños de los componentes deben ser los adecuados ya que existe un espacio limitado en el vehículo.
- **Disponibilidad [Dis.]:** los componentes deben existir en el mercado nacional, para poder adquirirlos con facilidad.
- **Costo [C]:** el precio del sistema debe ser accesible para de esta manera sea un vehículo acorde a los precios de los vehículos en el mercado.
- **Tecnología [T]:** el sistema de suspensión debe estar a la vanguardia.
- **Adaptabilidad [A]:** los componentes deben acoplarse de la manera más adecuada al resto de sistemas.

*Tabla 11: Criterios ponderados para el análisis*

Criterio	Dim.	Dis.	C	T	A	$\Sigma+1$	Ponderación
Dim.		0,5	1	1	0,5	4	0,25
Dis.	0,5		0,5	0,5	0	2,5	0,156
C	0	0,5		0,5	0	2	0,125
T	0,5	1	0,5		0	3	0,188
A	0,5	1	1	1		4,5	0,281
Suma						16	1

*Fuente: Autores*

A continuación, se realiza la evaluación de los pesos específicos de las alternativas de solución para cada criterio.

*Tabla 12: Valoración del peso específico del criterio de dimensión*

Dimensión	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0,5	0	1,5	0,25
A2	1		1	3	0,5
A3	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1

*Fuente: Autores*

*Tabla 13: Valoración del peso específico del criterio de disponibilidad*

Disponibilidad	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	0	1	0,182
A2	1		1	3	0,546
A3	0,5	0		1,5	0,273
			Suma	5,5	1

*Fuente: Autores*

*Tabla 14: Valoración del peso específico del criterio de costo*

Costo	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0,5	0,5	2	0,4
A2	0,5		0	1,5	0,3
A3	0,5	0		1,5	0,3
			Suma	5	1

*Fuente. Autores*

*Tabla 15: Valoración del peso específico del criterio de tecnología*

Tecnología	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	0,5	1,5	0,25
A2	1		1	3	0,5
A3	,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1

*Fuente: Autores*

*Tabla 16: Valoración del peso específico del criterio de adaptabilidad*

Adaptabilidad	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0,5	0,5	2	0,308
A2	0,5		1	2,5	0,385
A3	0,5	0,5		2	0,308
			Suma	6,5	1

*Fuente: Autores*

## Resultados de la valoración total

Tabla 17: Valoración total de las alternativas

Criterio	Dimensión	Disponibilidad	Costo	Tecnología	Adaptabilidad	$\Sigma$	Prioridad
A1	0,25*	0,182*	0,4*	0,25*	0,308*	0,274	3
	0,25	0,156	0,125	0,188	0,281		
A2	0,5*0,2	0,546*0,1	0,3*0,1	0,5*0,18	0,385*0,2	0,450	1
	5	56	25	8	81		
A3	0,25*0,	0,273*0,1	0,3*0,1	0,25*0,1	0,308*0,2	0,276	2
	25	56	25	88	81		

Fuente: Autores

En la Tabla 17 se observa que la alternativa 2 es la mejor situada, perteneciente al vehículo Chevrolet Spark, el conjunto de suspensión incluye la mangueta de dirección, la mesa, la barra estabilizadora, el amortiguador, el espiral o resorte. La barra estabilizadora que a su vez funciona como templador será diseñada y adaptada para el CIM-17, debido que las medidas del ancho del vehículo fueron impuestas como parámetros de partida del proyecto.

El sistema de suspensión Chevrolet Spark fue elegido principalmente por accesibilidad y costos, ya que este vehículo es aun fabricado en la actualidad se obtiene los repuestos de manera rápida, a diferencia de las demás opciones que se han dejado de fabricar, esto también influye directamente en el costo de los repuestos.

### 3.1.4. Selección de sistema de suspensión para el eje posterior del auto eléctrico CIM-17

El sistema de propulsión impuso en el proyecto el uso de un diferencial, lo que imposibilita el uso de un sistema de suspensión tipo McPherson, por lo que se cambió por un sistema de suspensión de tipo Rígido, esta decisión se tomó en base a la necesidad de adaptarse con el sistema de propulsión.

El sistema de suspensión Tipo Rígido es nombrado así porque tiene un eje rígido que une a las dos ruedas posteriores, sobre este es montado el resorte y el amortiguador de suspensión los cuales pueden o no estar concéntricos, se complementa con dos barras estabilizadoras que impiden el movimiento de la rueda y el cabeceo del eje como se muestra en la figura 29.

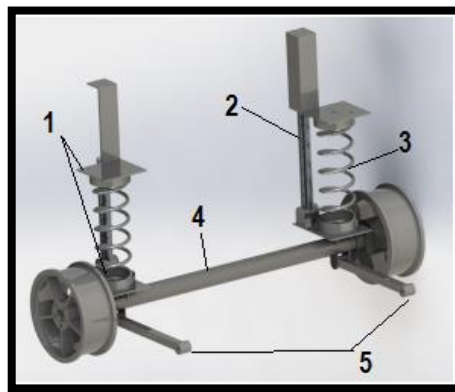


Figura 29: Suspensión tipo rígido

1. Bases de suspensión
2. Amortiguador
3. Muelle
4. Eje rígido
5. Barras estabilizadoras

### 3.1.5. Selección de los componentes para suspensión Tipo rígido para el eje posterior

Considerando que la suspensión delantera pertenece al modelo Chevrolet Spark, se ha utilizado también el resorte y el amortiguador posterior del mismo modelo, se toma en cuenta que la rigidez en los dos resortes no varía significativamente como se muestra en el anexo 12.

## **3.2. Cálculos o Modelo Operativo**

### **3.2.1. Cálculo de fuerzas que soportan los muelles delanteros y posteriores**

A continuación se muestran los cálculos de las fuerzas que van a soportar los muelles debido a:

Transferencia longitudinal de carga por frenado

Transferencia longitudinal de carga en pendientes

Total de carga transferida

Carga total en el eje delantero

Carga total transferida en una rueda

Carga transferida lateralmente

#### **3.2.1.1. Distribución de pesos**

Según datos proporcionados por el Sistema de Carrocería la distribución es la siguiente:

- CEDR: Carga en Eje delantero cuando está en reposo: 264,6 Kg
- CEPR: Carga en Eje posterior cuando está en reposo: 309,8 Kg
- CRD: Carga de Ruedas delanteras: 132,15Kg por rueda
- CRP: Carga de Ruedas posteriores: 154,75 Kg por rueda
- P: Peso total del vehículo: 573,8Kg
- H: Altura del centro de gravedad: 609 mm = 0,69m
- L: Distancia entre ejes = 1,725 m
- T: Trocha = 0,92 m

#### **3.2.2. Transferencia longitudinal de carga por frenado**

De la ecuación 2-1, se toma en cuenta una aceleración máxima de 50 Km/h, la altura del centro de gravedad (H); y la Longitud entre ejes (L) se obtiene del modelo, con el cual obtiene:

a:0,7 g

P: 533,5Kg

H: 36 cm = 0,36 m

L: 1600 mm = 1,6 m

$$TLoC = a.P.\frac{H}{L}$$

$$TLoC = 0,7 g * 573,8 Kg * \frac{0,69 m}{1,725 m}$$

$$TLoC = 160,664Kg$$

### 3.2.3. Transferencia longitudinal de carga en pendientes

De las ecuaciones 2-2 y 2-3y tomando un ángulo de inclinación de 30° basado en la tesis de Valdez J. [2], se obtiene:

P = 533,5Kg

β: 30°

Rp: resistencia debida a rampas (Kg)

$$Rp = P.\text{sen}(\beta)$$

$$Rp = 533,5Kg * \text{sen}(30^\circ)$$

$$Rp = 266,75 Kg$$

H: 69 cm = 0.69m

L: 1725 mm = 1,725 m

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

$$TLoCp = 266,75 Kg * \frac{0,69 m}{1,725 m}$$

$$TLoCp = 106,7 Kg$$

### 3.2.4. Total de carga transferida

De la ecuación 2-4 se obtiene:

$$TCT = 160,664 \text{ Kg} + 106,7 \text{ Kg} = 267,37 \text{ Kg}$$

### 3.2.5. Carga total que soporta el eje delantero

Aplicando la ecuación 2-5 se tiene:

$$CTED = TCT + CEDR$$

$$CTED = 267,37 \text{ kg} + 264,3 \text{ Kg} = 531,67 \text{ Kg}$$

### 3.2.6. Carga total que soporta el eje Posterior

Aplicando la ecuación 2-6 se obtiene:

$$CTEP = CEPR - TCT$$

$$CTEP = 309,5 \text{ kg} - 267,37 \text{ kg} = 42,13 \text{ Kg}$$

### 3.2.7. Transferencia lateral de carga eje delantero

De la ecuación 2-6 se obtiene:

$$al = 0,7g$$

$$CEDR = 264,3 \text{ Kg}$$

$$H = 0,69 \text{ m}$$

$$T = 0,92 \text{ m}$$

$$TLaC = al * CEDR * \frac{H}{T}$$

$$TLaC = 0,7 \text{ g} * 264,3 \text{ Kg} * \frac{0,69 \text{ m}}{0,92 \text{ m}}$$

$$TLaC = 138,75 \text{ Kg}$$

### 3.2.8. Carga vertical en las ruedas

Al tener la transferencia de carga se puede calcular la carga vertical en las ruedas, de acuerdo a la ecuación 2-8 y 2-9.

$$Cve = CRD + TLaC$$

$$Cve = 132,15 \text{ kg} + 138,75 \text{ Kg}$$

$$Cve = 270,9 \text{ kg}$$

$$Cvi = CRD - TLaC$$

$$Cvi = 132,15 \text{ kg} - 138,75 \text{ Kg}$$

$$Cvi = -6,6 \text{ kg}$$

### 3.2.9. Constante elástica en golpes y saltos

Aplicando la ecuación 2-12 y 2-13, se toma en cuenta que la altura mínima de un rompe velocidades es de 30 cm de acuerdo al anexo 12, la distancia que se debe comprimir el resorte en un salto brusco según Valdez J. [2], es la carrera total del resorte que es de 15 cm. Así se tiene:

$$K = \frac{2 * m * g * h}{d^2}$$

$$K = \frac{2 * 573,8 \text{ Kg} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,30 \text{ m}}{(0,15 \text{ m})^2}$$

$$K = 150106,08 \frac{N}{m}$$

$$K = 153,2 \frac{Kg}{cm}$$

El valor de la constante K debe ser distribuido entre los dos resortes respectivos del eje, por lo que tendremos constantes elásticas independientes para cada lado.

$$K = Kd + Ki$$



$$Kd = Ki = \frac{K}{2} = 73,6 \frac{Kg}{cm}$$

### 3.2.10. Fuerza aplicada a un elemento elástico

De la ecuación 2-14 se calcula la fuerza que se aplicará en el resorte

$$Kd=ki= 73,6 \text{ kg/cm}$$

$$d= 15 \text{ cm}$$

$$F = Kd * d$$

$$F = 73,6 \frac{kg}{cm} * 15 \text{ cm}$$

$$F = 1104 \text{ Kg}$$

La fuerza F descrita anteriormente es tomada únicamente como referencia de la carga máxima en la suspensión delantera del vehículo. Esta carga resulta imposible de aplicar ya que el peso total del vehículo es de 573,8 kg.

### 3.2.11. Constante elástica requerida en la rueda

Aplicando la ecuación 2-15, tomando en cuenta que el desplazamiento inicial que debe tener el resorte para el confort del pasajero, recomienda Valdez J. [2], de 5 cm:

$$CDR= 132,15 \text{ Kg}$$

$$dc=5 \text{ cm}$$

$$K_{rr} = \frac{CDR}{dc}$$

$$K_{rr} = \frac{132,15 \text{ kg}}{5 \text{ cm}}$$

$$K_{rr} = 26,43 \frac{kg}{cm}$$

### 3.2.12. Cálculo de los desplazamientos ideales que debe tener el resorte al aplicar las fuerzas requeridas con $k=26,43 \text{ Kg/cm}$

En la tabla 18 se reflejan los resultados de los parámetros de suspensión, la transferencia total de carga “TCT” es la sumatoria de transferencia longitudinal de carga por frenado “TloC” y transferencia longitudinal de carga en pendientes “TloCp”. A la “TCT” se le adiciona la carga en el eje delantero en reposo “CEDR”, de esta manera se obtiene la carga total en el eje delantero “CTED”. El “CTED” se distribuye en ambas ruedas, obteniendo la carga total en una rueda delantera “CTRD”, esta es la que se usará para los análisis posteriores. De igual manera a la transferencia lateral de carga “TlaC”, se suma la carga en las ruedas delanteras “CRD”, obteniendo de esta manera la carga vertical por rueda “Cve”.

Tabla 18: Resumen de cargas con constante elástica requerida de 26,43 Kg

Símbolo	Nombre	Valor [Kg]	Desplazamiento [cm]	Constante K requerida [kg/cm]
<b>Cargas transferidas longitudinalmente</b>				
TloC	Transferencia Longitudinal de carga por frenado	160,66	6,07	26,43
TloCp	Transferencia Longitudinal de carga en pendientes	106,7	4,03	26,43
TCT	Total de cargas transferidas	267,37	10,11	26,43
CTED	Carga total en eje delantero	531,67	20,11	26,43
CTRD	Carga total en una rueda delantera	265,83	10,05	26,43
<b>Cargas transferidas lateralmente</b>				
TlaC	Transferencia lateral de carga	138,75	5,24	26,43
Cve	Carga vertical exterior en las ruedas	270,9	10,25	26,43

Fuente: Autores

### 3.2.13. Constante elástica de la espiral Chevrolet Spark

En la tabla 19 se muestra las cargas aplicadas al resorte en cada 5 cm de desplazamiento, con el fin de proporcionar la constante elástica k del resorte.

Tabla 19: Elasticidad en el resorte Chevrolet Spark

Fuerza [Kg]	Desplazamiento [cm]		
59,8	0,5	298,8	7,5
75	1	298,8	8
143,4	1,5	298,8	8,5
156	2	322,7	9
179,3	2,5	322,7	9,5
179,3	3	251,0	10
227,1	3,5	251,0	10,5
230	4	358,6	11
239,0	4,5	382,5	11,5
239,0	5	382,5	12
262,9	5,5	382,5	12,5
274,9	6	382,5	13
284	6,5	418,3	13,5
298,8	7	442,2	14
		442,2	14,5
		478,1	15

Fuente: Autores

A continuación, se muestra la figura 30 de dispersión Fuerza Vs Desplazamiento, el propósito es crear una línea de tendencia que se asemeje al comportamiento del resorte y así obtener una ecuación matemática en la que se aplicarán las cargas de la Tabla 18 para determinar los desplazamientos que sufrirá el muelle, mismos que se compararán con los desplazamiento requeridos, de esta manera se acepta el muelle siempre y cuando no superen el  $\pm 15\%$  de error entre desplazamientos.

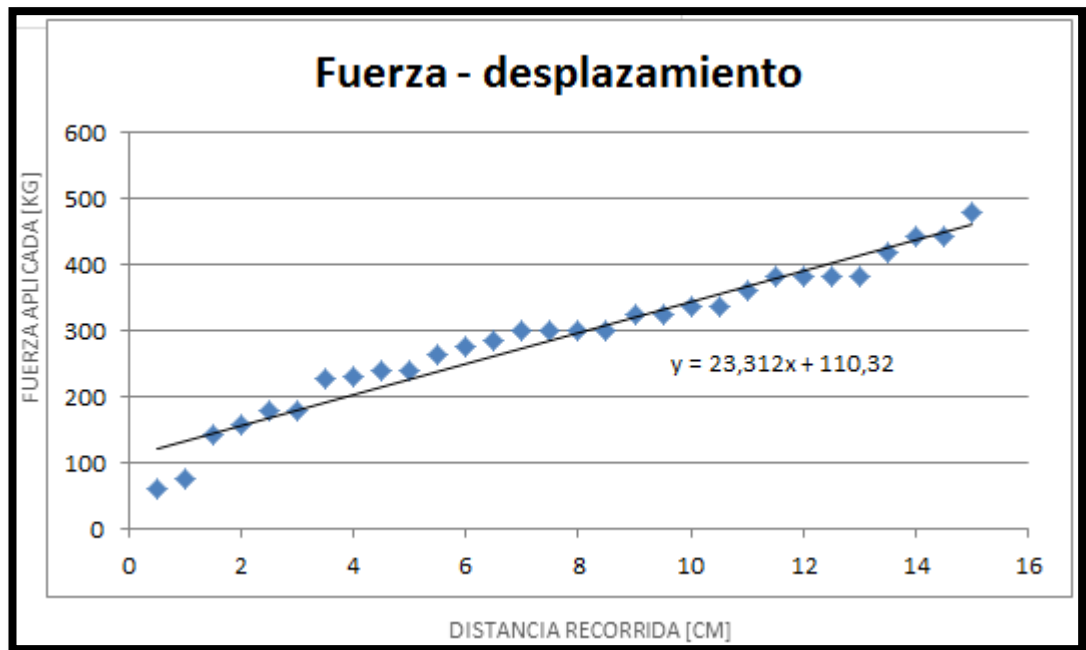


Figura 30: Dispersión de las medidas de Fuerza Vs Desplazamiento en el muelle Chevrolet Spark  
Fuente: Autores

De la gráfica 30 se obtiene la siguiente ecuación

$$y = 23.312x + 110.32 \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Se despeja la variable x:

$$x = \frac{(y - 110.32)}{23.312}$$

Donde:

y: Fuerza aplicada en Kg

x: Distancia recorrida en cm.

### 3.2.14. Verificación del desplazamiento en el resorte seleccionado al aplicar las cargas requeridas

En la tabla 20, con la ecuación 3.1, se muestran los desplazamientos que tiene el resorte seleccionado, y se comparan con los resultados de desplazamientos requeridos de la tabla 18, de esta manera se determina si el resorte es más rígido o más suave de los necesario.

Tabla 20: Desplazamiento del resorte Chevrolet Spark con las cargas a las que será sometido.

Símbolo	Nombre	Valor [Kg]	Desplazamiento calculado [cm]	Desplazamiento requerido	Error %
<b>Cargas transferidas longitudinalmente</b>					
<b>TloC</b>	Transferencia Longitudinal de carga por frenado	160,66	2,15	6,07	64,58%
<b>TloCp</b>	Transferencia Longitudinal de carga en pendientes	106,7	0	4,03	100%
<b>TCT</b>	Total de cargas transferidas	267,37	6,73	10,11	33%
<b>CTED</b>	Carga total en eje delantero	531,67	18,34	20,11	9%
<b>CTRD</b>	Carga total en una rueda delantera	265,83	6,67	10,05	34%
<b>Cargas transferidas lateralmente</b>					
<b>TlaC</b>	Transferencia lateral de carga	138,75	1,21	5,24	77%
<b>Cve</b>	Carga vertical exterior en las ruedas	270,9	6,8	10,25	34%

Fuente: Autores

El porcentaje de error entre desplazamientos supera el 15 % por lo que se procede a la modificación o reemplazo del muelle.

### 3.2.15. Modificación del resorte

Para el ensamblaje del resorte en el plato del amortiguador, hay que pre tensar el resorte 5cm, lo que según las tablas indica una pre tensión de 239 Kg, lo que provoca demasiada rigidez, para disminuir la rigidez se tomó la decisión de quitar una espira al resorte, con lo que disminuye 4.5 cm de su longitud. Esto disminuye la pre tensión del resorte, y a la vez disminuye la rigidez del mismo, a continuación, se realizará el mismo procedimiento para determinar si la modificación empleada satisface las necesidades del diseño.

### 3.2.16. Constante elástica de la espiral modificado Chevrolet Spark

En la tabla 21, se presenta la aplicación de cargas cada 0.5 cm, para determinar el comportamiento de la rigidez del resorte.

*Tabla 21: Fuerza Y desplazamiento en el resorte modificado Chevrolet Spark.*

Fuerza [Kg]	Desplazamiento [cm]		
0	0,5	198,8	7,5
0	1	198,8	8
48,4	1,5	198,8	8,5
61	2	217,7	9
84,3	2,5	217,7	9,5
84,3	3	230	10
132,1	3,5	230	10,5
135	4	253,6	11
144	4,5	277,5	11,5
144	5	277,5	12
162,9	5,5	277,5	12,5
174,9	6	277,5	13
184	6,5	313,3	13,5
198,8	7	337,2	14
		337,2	14,5
		373,1	15

*Fuente: Autores*

A continuación, se muestra la figura 31 de dispersión Fuerza Vs Desplazamiento, el propósito es crear una línea de tendencia que se asemeje al comportamiento del resorte y así obtener una ecuación matemática en la que se aplicarán las cargas de la tabla 18 para determinar los desplazamientos que sufrirá el muelle, mismos que

se compararán con los desplazamientos requeridos, de esta manera se acepta el muelle siempre y cuando no superen el  $\pm 15\%$  de error entre desplazamientos.

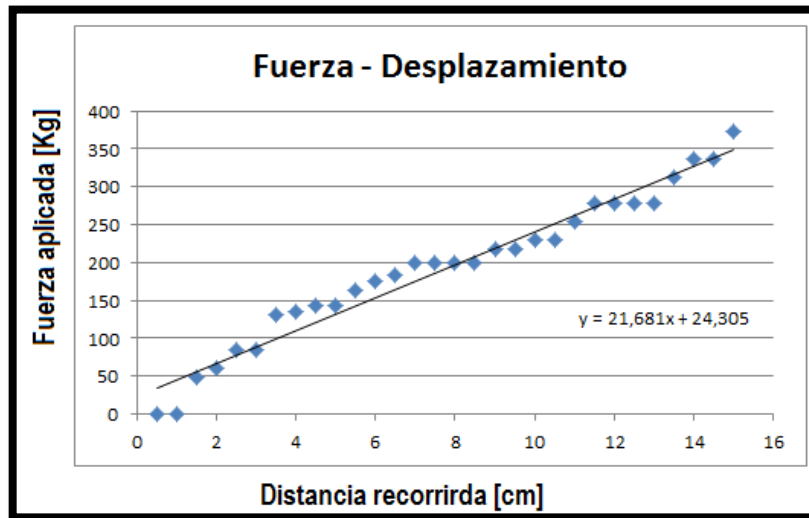


Figura 31: Fuerza Vs Desplazamiento

Fuente: Autores

De la gráfica se obtiene la siguiente ecuación

$$y = 21,681x + 24,305 \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Se despeja la variable x:

$$x = \frac{(y - 24,305)}{21,681}$$

Donde:

y : Fuerza aplicada en Kg

x : Distancia recorrida

### 3.2.17. Verificación del desplazamiento en el resorte modificado al aplicar las cargas requeridas

En la tabla 22, con la ecuación 3.2, se muestran los desplazamientos que tiene el resorte modificado, y se compara con los resultados de desplazamientos requeridos de la tabla 18, de esta manera se determina si el resorte es más rígido o más suave de los necesario

A continuación, se evaluará si el resorte modificado satisface las cargas que se presentan

Tabla 22: Desplazamiento del resorte modificado Chevrolet Spark con las cargas a las que será sometido.

Símbolo	Nombre	Valor [Kg]	Desplazamiento calculado [cm]	Desplazamiento requerido	Error %
<b>Cargas transferidas longitudinalmente</b>					
TloC	Transferencia Longitudinal de carga por frenado	160,66	6,2896679	6,07	-4%
TloCp	Transferencia Longitudinal de carga en pendientes	106,7	3,800738	4,03	6%
TCT	Total de cargas transferidas	267,37	11,211716	10,11	-11%
CTED	Carga total en eje delantero	531,67	23,402675	20,11	-16%
CTRD	Carga total en una rueda delantera	265,83	11,140683	10,05	-11%
<b>Cargas transferidas lateralmente</b>					
TlaC	Transferencia lateral de carga	138,75	5,279059	5,24	-1%
Cve	Carga vertical exterior en las ruedas	270,9	11,374539	10,25	-11%

Fuente: Autores

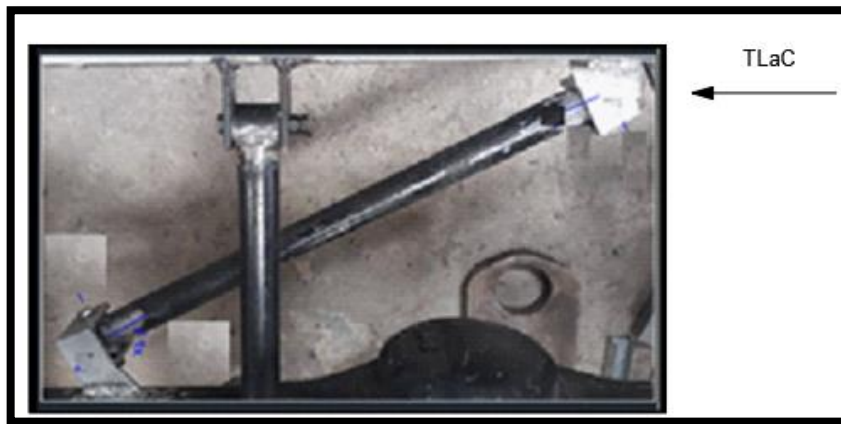
El error de desplazamiento no supera el 15 %, en las cargas críticas Cve y CTRD por lo que el resorte es aceptable. Las características del resorte se muestran en el apartado 3.3.1.6 resorte de suspensión, también se encuentra en el anexo 8.



### 3.2.18. Cálculo de barras estabilizadoras

#### 3.2.18.1. Cálculo de barra estabilizadora posterior que soporta la transferencia lateral de carga

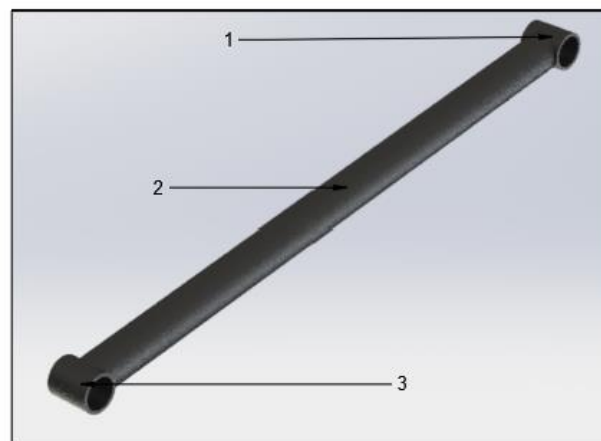
La transferencia lateral “TLaC” de carga actúa de esta manera en la barra como se muestra en la figura 32



*Figura 32: TLaC Actuando sobre la barra estabilizadora*

*Fuente: Autores*

La barra estabilizadora será estudiada en tres elementos independientes como se muestra en la figura 33:



*Figura 33: Barra estabilizadora para TLaC*

*Fuente: autores*

1 y 3 son los agarres a los bujes, tienen las mismas dimensiones y soportarán la misma carga, por lo que se realizará un solo estudio tomando en cuenta que se comportarán como cilindros de pared delgada, para el segundo elemento se analizará con otros criterios, el elemento 2 se lo realizará después.

### 3.2.18.1.1. Cálculo del elemento 1 y 3

Datos:

Material: ASTM A36

En el anexo 15 se encuentra las especificaciones del material

Sut:  $400 \times 10^6 \text{Pa} = 58 \text{ KSI}$

Sy:  $250 \times 10^6 \text{Pa}$  Anexo 15

Diámetro exterior: 30mm

Diámetro interior: 24 mm

Espesor  $\epsilon$ : 3 mm

Área:

$$A_x = \pi \frac{D_{ext.}^2 - D_{int.}^2}{4} = \frac{30^2 - 24^2}{4} = 301,59 \text{mm}^2 = 3,0159 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_y = 2 e L = 2 * 0.003 \text{m} * 0.04 = 2.4 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Largo (L): 4 cm

$$T_{LaC} = 138,78 \text{ Kgf} = 1361.13 \text{ N}$$

$$T_{LaCy} = 138,78 \text{ N} \sin(24^\circ) = 553.6 \text{ N}$$

$$T_{LaCx} = 138,78 \text{ N} \cos(24^\circ) = 1243.5 \text{ N}$$

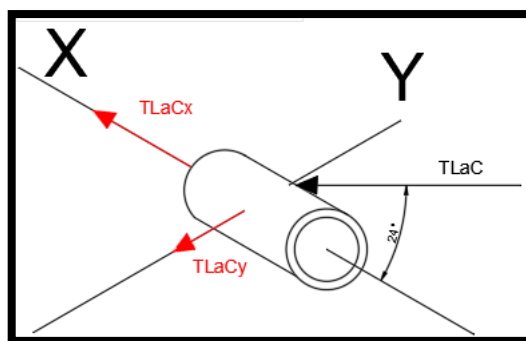


Figura 34: Distribución de TLaC en eje X y Y

Fuente: autores

La TLaCx provoca un esfuerzo de compresión, de acuerdo a la ecuación 2-24 es:

$$\sigma_{comp.x} = \frac{TLaCx}{Ax} = \frac{1243.45 \text{ N}}{3,015 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 4,12 \times 10^6 \text{ Pa}$$

La TLaCy provoca un esfuerzo de compresión y flexión

$$\sigma_{comp.y} = \frac{TLaCy}{Ay} = \frac{553.6 \text{ N}}{2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 2,3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de flexión se obtiene de la ecuación 2-18, 2-19, 2-20, 2-21, 2-22, 2-23 y la figura 24

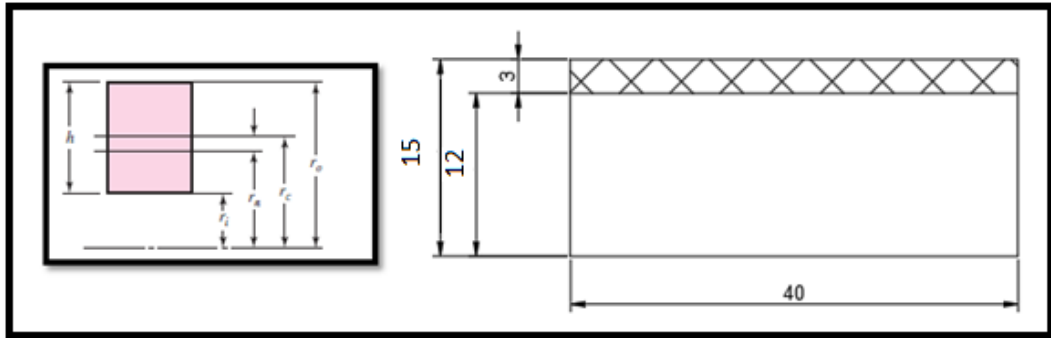


Figura 35: Geometría para una sección de cilindro

Fuente: autores

$$r_c = r_i + \frac{h}{2} = 12 + \frac{3}{2} = 13.5 \text{ mm} = 0.0135 \text{ m}$$

$$r_n = \frac{h}{\ln((r_o/r_i))} = \frac{3}{\ln(15/12)} = 13.44 \text{ mm} = 0.0134 \text{ m}$$

$$e = r_c - r_n = 0.0135 \text{ m} - 0.0134 \text{ m} = 0.0001 \text{ m}$$

$$c_i = r_n - r_i = 0.0134 \text{ m} - 0.012 \text{ m} = 0.0014 \text{ m}$$

$$c_o = r_o - r_n = 0.015 \text{ m} - 0.0134 \text{ m} = 0.0016 \text{ m}$$

$$\sigma_i = \frac{M c_i}{A e r_i} = \frac{553.6 \text{ N} * (0.04 \text{ m}) * (0.0014 \text{ m})}{2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 0.0001 \text{ m} * 0.012 \text{ m}} = 107,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{553.6 * (0.04 \text{ m}) * (0.0016 \text{ m})}{2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 0.0001 \text{ m} * 0.015 \text{ m}} = 98,41 \text{ MPa}$$

Una vez que se obtiene todos los esfuerzos actuantes en el elemento, se aplica el criterio de Soderberg, tomando en cuenta que se tiene una combinación de carga a flexión y compresión aplicamos la ecuación 2-27 y 2-28

Para cargas a flexión:

$$\sigma_{max.flexión} = \sigma_i = 107,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min.flexión} = 98,41 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_a)_{flexión} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{107,6 \text{ MPa} - 98,41 \text{ MPa}}{2} \right| = 4,59 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_m)_{flexión} = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{107,6MPa + 98,41Mpa}{2} \right| = 103,005 Mpa$$

Para Carga Axial

$$\sigma_{max.axial} = \sigma_{comp.x} + \sigma_{comp.y} = (4,12 + 2,3)MPa = 6,42 MPa$$

$$\sigma_{min.axial} = 0$$

$$(\sigma_a)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{6,42 MPa - 0}{2} \right| = 3,21 MPa$$

$$(\sigma_m)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{6,42 MPa + 0}{2} \right| = 3,21 Mpa$$

El tubo hueco no contiene ranuras o muescas, por lo que  $K_f$  se asume un valor de 1, ahora se aplica la ecuación 2-29 y 2-30

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_f S)_{torsión} * (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ 1 * 4,59x10^6 Pa + 1 * \frac{3,21 * 10^6 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = 8,36 x 10^6 Pa$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_m)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_f S)_{torsión} * (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ 1 * 103,005x10^6 Pa + 1 * \frac{3,21 * 10^6 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 106,78 x 10^6 Pa$$

En el Anexo 16 se muestra la obtención del  $S_e$

$$S_e = 213.4 * 10^6 Pa$$

Finalmente se aplica el criterio de Soderberg, la ecuación 2-26

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{8,36 * 10^6 Pa}{213 * 10^6 Pa} + \frac{106,78x 10^6 Pa}{250 x 10^6 Pa} = \frac{1}{n}$$

$$0.04 + 0.42 = \frac{1}{n}$$

$$0.446 = \frac{1}{n}$$

$$n = 2,17$$

### 3.2.18.1.2. Cálculo del elemento 2

En el elemento 2 de la barra estabilizador también actúa la Transferencia Lateral de carga de la siguiente manera:

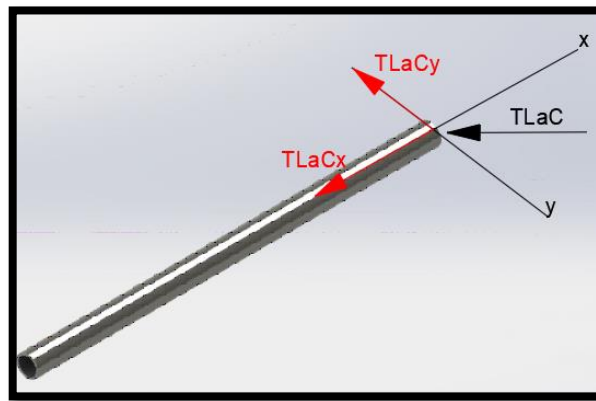


Figura 36: Distribución de TLaC en eje X y Y

Fuente: autores

Datos:

Material: ASTM A36

En el anexo 15 se encuentra las especificaciones del material

Sut:  $400x10^6 Pa = 58 KSI$  Anexo 15

Sy:  $250 x 10^6 Pa$  Anexo 15

Diámetro exterior: 30mm

Diámetro interior: 24 mm

Espesor: 3 mm

Área:

$$Ax = \pi \frac{D_{ext.}^2 - D_{int.}^2}{4} = \pi \frac{35^2 - 29^2}{4} = 3015 \text{ mm}^2 = 3,015 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Largo (L): 56 cm

$$TLaC = 138,75 \text{ Kgf} = 1361,13 \text{ N}$$

$$TLaCy = 138,75 \text{ sen}(24^\circ) = 553,6 \text{ N}$$

$$TLaCx = 138,75 \text{ cos}(24^\circ) = 1243,45 \text{ N}$$

La TLaCx provoca un esfuerzo de compresión, de acuerdo a la ecuación 2-24 es:

$$\sigma_{comp.x} = \frac{TLaCx}{Ax} = \frac{1243,45 \text{ N}}{3,015 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 4,12 \times 10^6 \text{ Pa}$$

La TLaCy provoca un esfuerzo de flexión, para lo cual se realizará el siguiente análisis

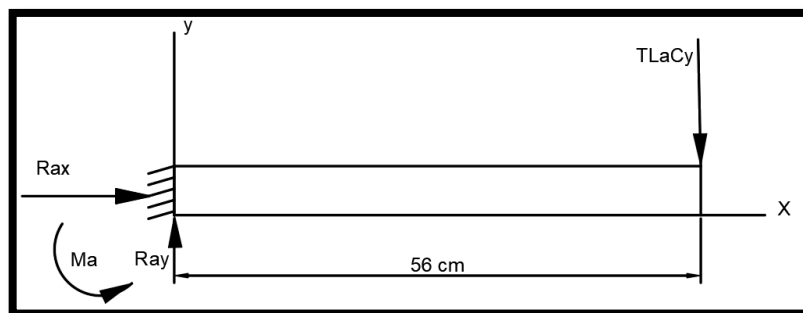


Figura 37: Diagrama de cuerpo libre de elemento 2 en eje x-y

Fuente: autores

$$\sum Fy = 0$$

$$Ray - TLaCy = 0$$

$$Ray = TLaCy = 553,6 \text{ N}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Rax = 0$$

$$\sum Ma = 0$$

$$Ma - TLaCy * 0.56m = 0$$

$$Ma = 553,6 * 0.56m = 254,016 Nm$$

Al aplicar la ecuación 2-17

$$\sigma_{Flexión} = \frac{Mc}{I} = \frac{254,016 Nm * 0.015m}{\frac{\pi}{64} * (0.030^4 - 0.024^4)m^4} = 162,09 MPa$$

Una vez obtenidos todos los esfuerzos actuantes en el elemento, se aplica el criterio de Soderberg, tomando en cuenta que se tiene una combinación de carga a flexión y compresión aplicamos la ecuación 2-27 y 2-28

Para cargas a flexión:

$$\sigma_{max.flexión} = 198,09 MPa$$

$$\sigma_{min.flexión} = 0$$

$$(\sigma_a)_{flexión} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{162,09 - 0}{2} \right| = 81,045 MPa$$

$$(\sigma_m)_{flexión} = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{162,09 + 0}{2} \right| = 81,045 MPa$$

Para Carga Axial

$$\sigma_{max.axial} = \sigma_{comp.x} = 4,12 MPa$$

$$\sigma_{min.axial} = 0$$

$$(\sigma_a)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{4,12 MPa - 0}{2} \right| = 2,06 MPa$$

$$(\sigma_m)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{4,12 MPa + 0}{2} \right| = 2,06 MPa$$

El tubo hueco no contiene ranuras o muescas, por lo que Kf se asume un valor de 1, ahora se aplica la ecuación 2-29 y 2-30

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} * (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ 81,045 * 10^6 Pa + 1 * \frac{2,06 * 10^6 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = 83,46 * 10^6 Pa$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_m)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_f)_{torsión} * (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ 81,05 * 10^6 Pa + 1 * \frac{2,06 * 10^6 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 83,46 * 10^6 Pa$$

En el anexo 16 se muestra la obtención del Se

$$Se = 213.4 * 10^6 Pa$$

Finalmente se aplica el criterio de Soderberg, la ecuación 2-26

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sy} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{83,46 * 10^6 Pa}{213 * 10^6 Pa} + \frac{83,46 * 10^6 Pa}{250 * 10^6 Pa} = \frac{1}{n}$$

$$0.4 + 0.29 = \frac{1}{n}$$

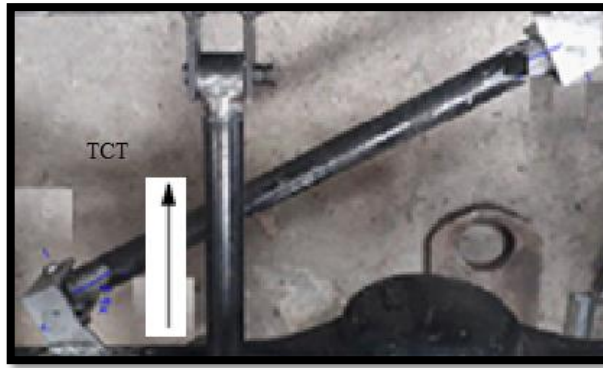
$$0.69 = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,5$$

### 3.2.18.2. Cálculo de barra estabilizadora posterior que soporta la transferencia total de carga.

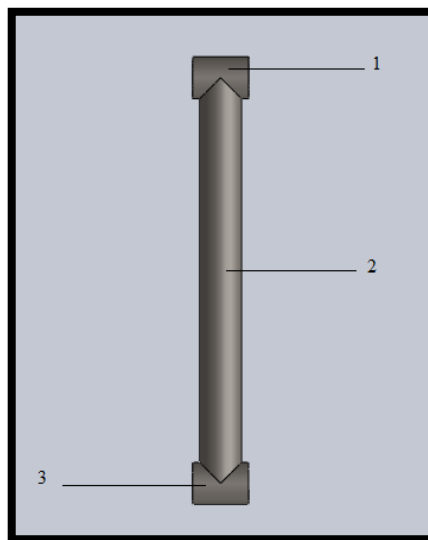
La transferencia total “TCT” de carga actúa de esta manera en la barra, esta barra comparte el esfuerzo con dos barras estabilizadoras laterales que vienen de fábrica, por lo que la “TCT” se dividirá para 3, a este esfuerzo se lo denominará Total de carga transferida prima “TCT”





*Figura 38: TCT Actuando sobre la barra estabilizadora*  
*Fuente: Autores*

La barra estabilizadora será estudiada en tres elementos independientes como se muestra en la siguiente figura:



*Figura 39: Barra estabilizadora para TlaC*  
*Fuente: autores*

1 y 3 son los agarres a los bujes, tienen las mismas dimensiones y soportarán la misma carga, por lo que se realizará un solo estudio tomando en cuenta que se comportarán como cilindros de pared delgada, para el segundo elemento se analizará con otros criterios

### 3.2.18.2.1. Cálculo del elemento 1 y 3

Datos:

Material: ASTM A36

En el anexo 15 se encuentra las especificaciones del material

Sut:  $400 \times 10^6 \text{ Pa} = 58 \text{ ksi}$

Sy:  $250 \times 10^6 \text{ Pa}$  Anexo 15

Diámetro exterior: 30 mm

Diámetro interior: 24 mm

Espesor: 3 mm

Área:

$$A_x = \pi \frac{D_{ext.}^2 - D_{int.}^2}{4} = \pi \frac{30^2 - 24^2}{4} = 301,5 \text{ mm}^2 = 3,015 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_y = 2 e L = 2 * 0.003 \text{ m} * 0.04 = 2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Largo (L): 4 cm

$$TCT = 267.37 \text{ Kg} = 2622,9 \text{ N}$$

$$TCT' = 2622,9 / 3 = 874,3 \text{ N}$$

La TCT' provoca un esfuerzo de compresión y flexión.

$$\sigma_{comp} = \frac{TCT'}{A} = \frac{874,3 \text{ N}}{2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 3,64 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de flexión se obtiene de la ecuación 2-18, 2-19, 2-20, 2-21, 2-22, 2-23 y la figura 24.

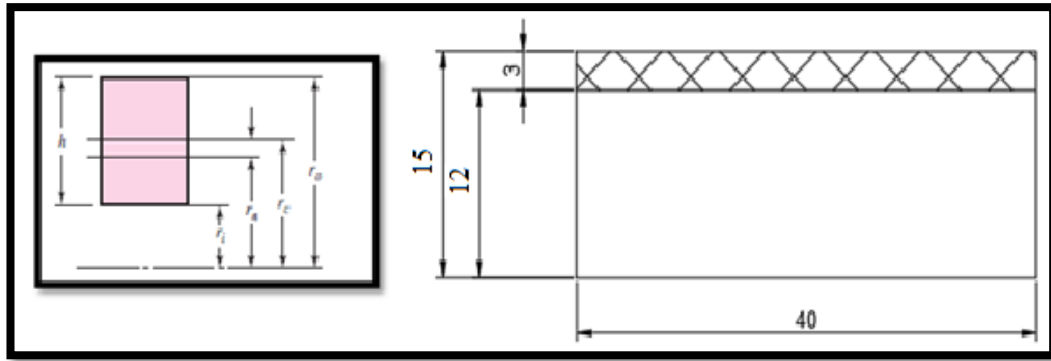


Figura 40: Geometría para una sección de cilindro

Fuente: autores

$$r_c = r_i + \frac{h}{2} = 12 + \frac{3}{2} = 13.5 \text{ mm} = 0.0135 \text{ m}$$

$$r_n = \frac{h}{\ln((r_o/r_i))} = \frac{3}{\ln(15/12)} = 13.44 \text{ mm} = 0.0134 \text{ m}$$

$$e = r_c - r_n = 0.0135 \text{ m} - 0.0134 \text{ m} = 0.0001 \text{ m}$$

$$c_i = r_n - r_i = 0.0134 \text{ m} - 0.012 \text{ m} = 0.0014 \text{ m}$$

$$c_o = r_o - r_n = 0.015 \text{ m} - 0.0134 \text{ m} = 0.0016 \text{ m}$$

$$\sigma_i = \frac{M c_i}{A e r_i} = \frac{874,3 \text{ N} * (0.04 \text{ m}) * (0.0014 \text{ m})}{2.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 0.0001 \text{ m} * 0.012 \text{ m}} = 160,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{874,3 \text{ N} * (0.04 \text{ m}) * (0.0016 \text{ m})}{2.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 0.0001 \text{ m} * 0.015 \text{ m}} = 146,8 \text{ MPa}$$

Una vez obtenidos todos los esfuerzos actuantes en el elemento, se aplica el criterio de Soderberg, tomando en cuenta que se tiene una combinación de carga a flexión y compresión aplicamos la ecuación 2-27 y 2-28.

Para cargas a flexión:

$$\sigma_{\text{max.flexión}} = \sigma_i = 160,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{min.flexión}} = \sigma_o = 146,8 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_a)_{\text{flexión}} = \left| \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \right| = \left| \frac{160,6 \text{ MPa} - 146,8}{2} \right| = 6,9 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_m)_{\text{flexión}} = \left| \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \right| = \left| \frac{160,6 \text{ MPa} + 146,8}{2} \right| = 153,7 \text{ MPa}$$

Para Carga Axial

$$\sigma_{\text{max.axial}} = \sigma_{\text{comp}} = 3,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{min.axial}} = 0$$

$$(\sigma_a)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{3,64 \text{ MPa} - 0}{2} \right| = 1,82 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_m)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{3,64 \text{ MPa} + 0}{2} \right| = 1,82 \text{ MPa}$$

El tubo hueco no contiene ranuras o muescas, por lo que  $K_f$  se asume un valor de 1, ahora se aplica la ecuación 2-29 y 2-30, como  $\sigma_a = \sigma_m$  en ambos casos, se deduce que  $\sigma'_a = \sigma'_m$ .

$$\sigma'_a = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} * (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \left\{ \left[ 1 * 6,9 * 10^6 \text{ Pa} + 1 * \frac{1,82 * 10^6 \text{ Pa}}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = 9,04 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_m)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} * (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ 1 * 153,7 * 10^6 \text{ Pa} + 1 * \frac{1,82 * 10^6 \text{ Pa}}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 155,8 * 10^6 \text{ Pa}$$

En el Anexo16 se muestra la obtención del  $S_e$ .

$$S_e = 213.4 * 10^6 \text{ Pa}$$

Finalmente se aplica el criterio de Soderberg, la ecuación 2-26.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{9,04 * 10^6 \text{ Pa}}{213.4 * 10^6 \text{ Pa}} + \frac{155,8 * 10^6 \text{ Pa}}{250 * 10^6 \text{ Pa}} = \frac{1}{n}$$

$$0,042 + 0,62 = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,5$$

### 3.2.18.2.2. Cálculo del elemento 2

En el elemento 2 de la barra estabilizador también actúa la Transferencia total de carga.

Datos:

Material: A36

En el anexo 15 se encuentra las especificaciones del material

Sut:  $400 \times 10^6 \text{Pa} = 58 \text{ KSI}$

Sy:  $250 \times 10^6 \text{Pa}$  Anexo 15

Diámetro exterior: 30mm

Diámetro interior: 24 mm

Espesor  $\epsilon$ : 3 mm

Área:

$$A_x = \pi \frac{D_{ext.}^2 - D_{int.}^2}{4} = \pi \frac{30^2 - 24^2}{4} = 301,59 \text{ mm}^2 = 3,015 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Largo (L): 32 cm

TCT =  $267,37 \text{ Kg} = 2622,9 \text{ N}$

TCT' =  $2622,9/3 = 874,3 \text{ N}$

La TCT' provoca un esfuerzo de compresión, de acuerdo a la ecuación 2-24 es:

$$\sigma_{comp.x} = \frac{TCT}{A} = \frac{2622,9 \text{ N}}{2,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 10,53 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Una vez obtenidos todos los esfuerzos actuantes en el elemento, se aplica el criterio de Soderberg, tomando en cuenta que se tiene una combinación de carga a flexión y compresión aplicamos la ecuación 2-27 y 2-28

Para cargas a flexión:

$$\sigma_{max.flexión} = 0$$

$$\sigma_{min.flexión} = 0$$

Para Carga Axial

$$\sigma_{max.axial} = \sigma_{comp.x} = (10,53)MPa = 10,53MPa$$

$$\sigma_{min.axial} = 0$$

$$(\sigma_a)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{10,53 MPa - 0}{2} \right| = 5,26 MPa$$

$$(\sigma_m)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{10,53 MPa + 0}{2} \right| = 5,26MPa$$

El tubo hueco no contiene ranuras o muescas, por lo que  $K_f$  se asume un valor de 1, ahora se aplica la ecuación 2-29 y 2-30.

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} * (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \left\{ \left[ 0 + 1 * \frac{5,26 * 10^6 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = 6,2 * 10^6 Pa$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ 1 * 488,15 * 10^6 Pa + 1 * \frac{5,46 * 10^6 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[ 0 Pa + 1 * \frac{5,26 * 10^3 Pa}{0.85} \right]^2 + 0 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 6,2 * 10^6 Pa$$

En el anexo 16 se muestra la obtención del  $S_e$ .

$$S_e = 213.4 * 10^6 Pa$$

Finalmente se aplica el criterio de Soderberg, la ecuación 2-26.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{6,2 * 10^6 Pa}{213 * 10^6 Pa} + \frac{6,2 * 10^6 Pa}{250 * 10^6 Pa} = \frac{1}{n}$$

$$0,03 + 0,025 = \frac{1}{n}$$

$$0,055 = \frac{1}{n}$$

$$n = 18$$

### 3.2.18.3. Cálculo de barra estabilizadora delantera

En la barra delantera actúan dos esfuerzos críticos provocados por la Transferencia de carga Total “TCT” y la carga lateral en los neumáticos “Cve”.

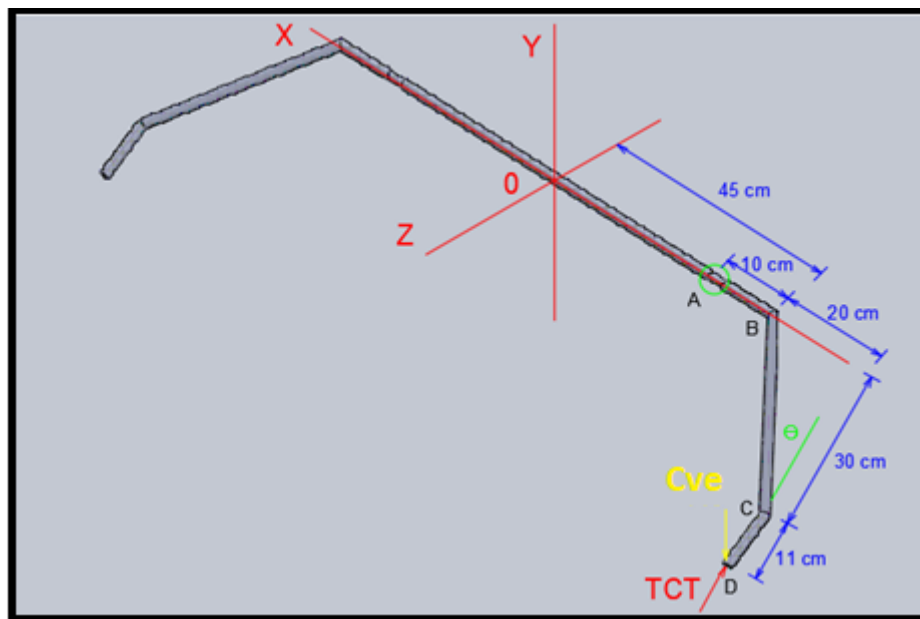


Figura 41: Barra estabilizadora delantera

Fuente: Autores

En la figura se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra delantera, con sus medidas y fuerzas en donde actúan.

Datos:

Material: AISI 1020

$Cv_e = \text{Carga lateral neumáticos} : 270,9 \text{ Kg} = 2657,9 \text{ N}$

TCT: Total de carga transferida: 267,37 Kg = 2622,9 N

$$\varnothing = \frac{7''}{8} = 0,023 \text{ m}$$

$$\tan \theta = \frac{20}{30}$$

$$\theta = 33,7^\circ$$

El análisis se lo realizara por tramos.

### 3.2.18.3.1. Tramo CD

Plano YZ

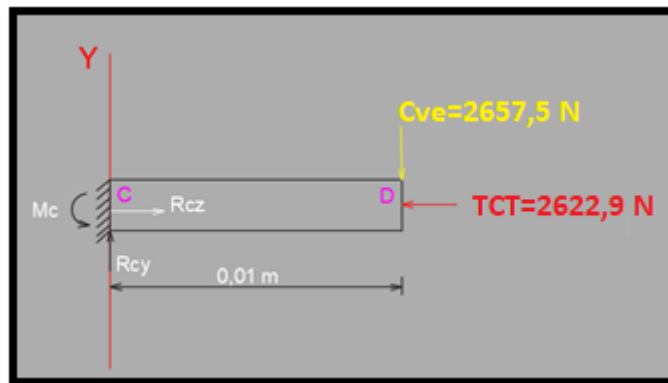


Figura 42: Diagrama de cuerpo libre tramo CD

Fuente: Autores

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{cy} = Cve = 2657,5 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{cz} = TCT = 2622,9 \text{ N}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M_c - 2657,5 \text{ N} (0,01\text{m}) = 0$$

$$M_c = 26,57 \text{ Nm}$$

$$\sigma_z = \frac{M}{S} + \frac{P}{A} = \frac{26,57 \text{ Nm} * 32}{\pi (0,023)^3 m^3} + \frac{2622,9 \text{ N} * 4}{\pi (0,023)^2}$$



$$\sigma_z = 22,24 \text{ MPa} + 6,31 \text{ MPa} = 28,25 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_{zy} = \tau_{\text{torsión}} + \tau_{\text{flexión}} = 0$$

### 3.2.18.3.2. Tramo BC

En este tramo se descompone TCT, y el análisis se lo realiza en un nuevo sistema de coordenada  $X', Z', Y$ .

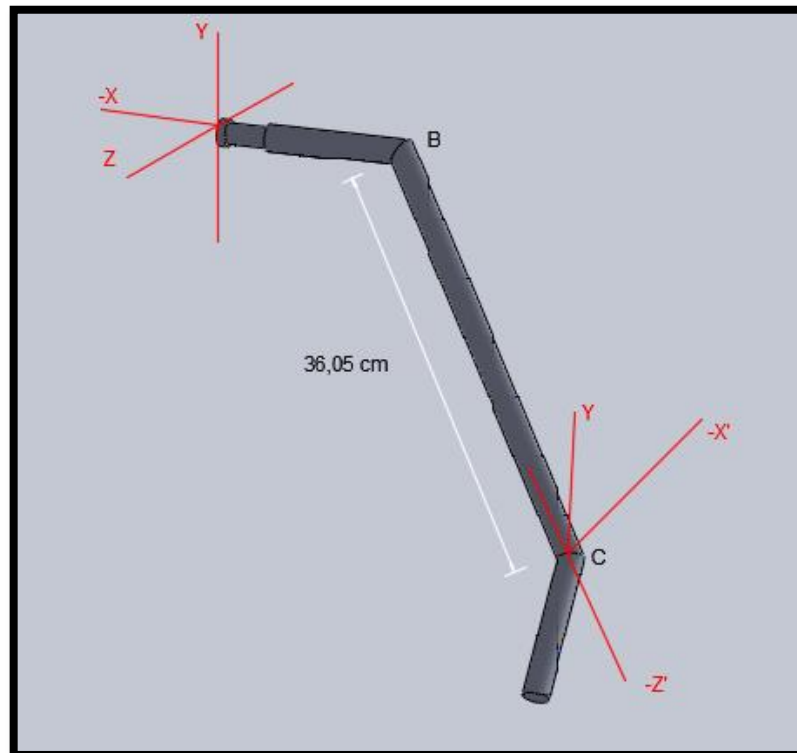


Figura 43: Sistema de coordenadas  $X' Z'$

Fuente: Autores

$$TCTZ' = TCT * \cos \theta$$

$$TCTZ' = 2622,9 \text{ N} * \cos 33,7^\circ$$

$$TCTZ' = 2182,2 \text{ N}$$

$$TCTX' = 2622,9 \text{ N} * \text{sen } 33,7^\circ$$

$$TCTX' = 1455,3 \text{ N}$$

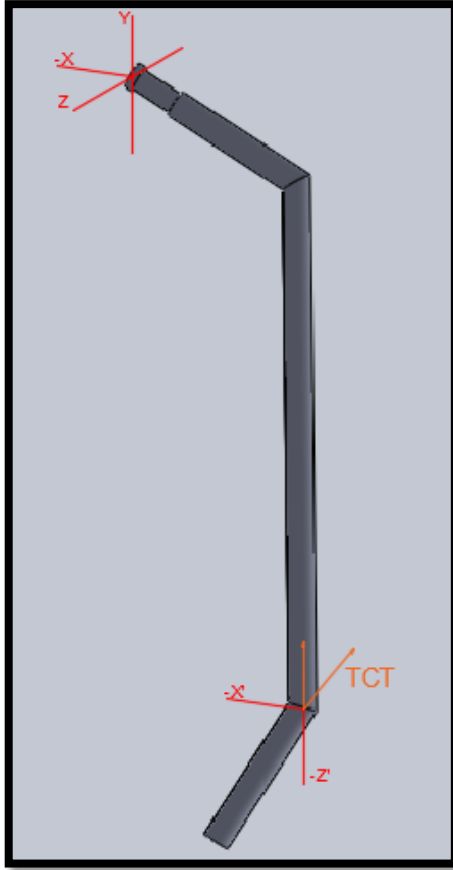


Figura 44: Distribución de TCT en el nuevo sistema de coordenadas

Fuente: Autores

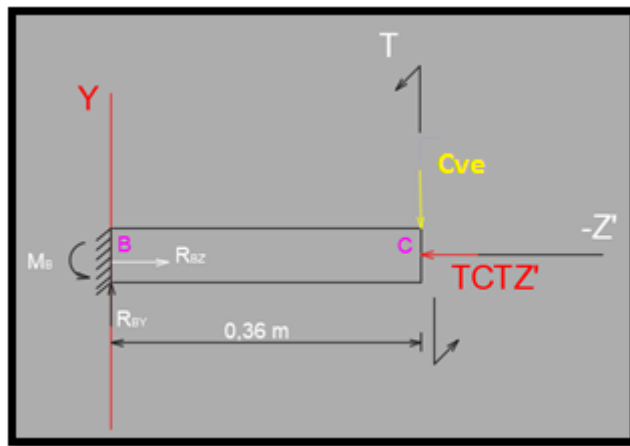


Figura 45: Diagrama de cuerpo libre tramo BC

Fuente: Autores

$$\sum F_{Z'} = 0$$

$$R_{BZ'} = TCTZ' = 2182,2 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_e = R_{BY} = 2657,5 \text{ N}$$

$$\sum M_B$$

$$M_B = R_e * (0,36 \text{ m})$$

$$M_B = 2657,5 \text{ N} (0,36 \text{ m}) = 956,7 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{z'} = \frac{M}{S} + \frac{P}{A} = \frac{956,7 \text{ Nm} * 32}{\pi(0,023)^3 m^3} + \frac{2182,2 \text{ N} * 4}{\pi(0,023)^2}$$

$$\sigma_{z'} = 800,9 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 5,25 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 806,15 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

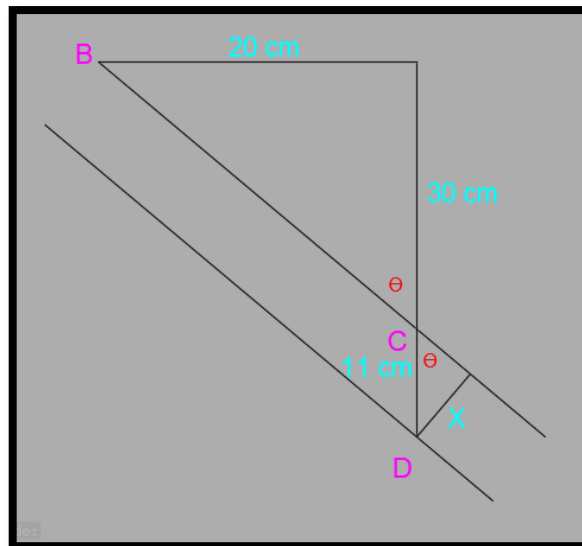


Figura 46: Diagrama de cuerpo libre tramo CD

Fuente: Autores

$$\text{sen } \theta = \frac{x}{11}$$

$$x = 11 * \text{sen } \theta = 6,1 \text{ cm}$$

$$x = 0,061 \text{ m}$$

$$T = C v_e * x$$

$$T = 2657,5 \text{ N} * 0,061 \text{ m}$$

$$T = 162,1 \text{ Nm}$$

$$\tau_{torsión} = \frac{T * 16}{\pi * D^3} = \frac{162,1 Nm * 16}{\pi * (0,023)^3 m^3} = 67,85 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{zy} = \tau_{torsión} + \tau_{flexión}$$

$$\tau_{zy'} = 67,85 * 10^6 \frac{N}{m^2} + 0 = 67,85 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

### 3.2.18.3.3. Tramo AB

En el tramo AB, descomponemos la fuerza TCTZ' actuante en BC, la cual se descompone en X y Z.

Llamaremos  $TCTZ' = TCT' = 2182,2 N$

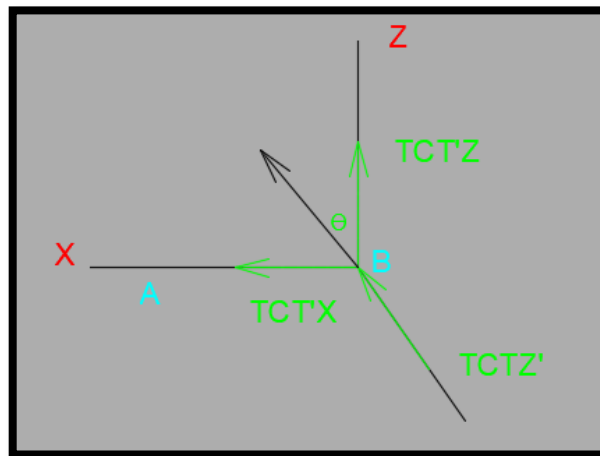


Figura 47: Distribución de fuerzas TCTZ' en plano XZ

Fuente: Autores

$$TCT'X = TCT' * \text{sen } \theta$$

$$TCT'X = 2182,2 * \text{sen } (33,7)$$

$$TCT'X = 1210,8 N$$

$$TCT'Z = 2182,2 * \text{COS } (33,7) = 1815,5 N$$

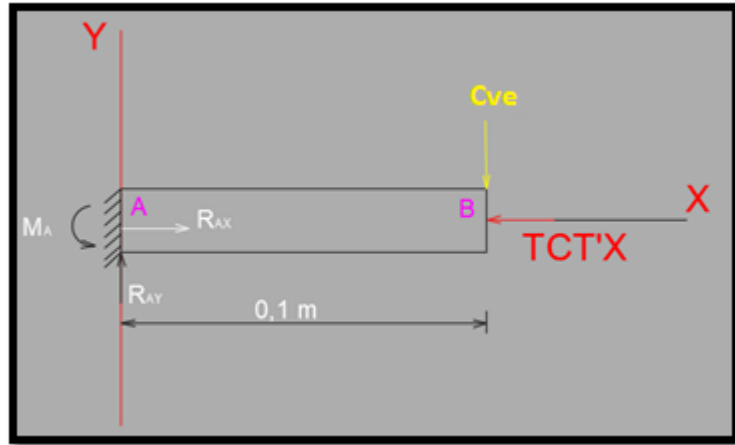


Figura 48: Diagrama de cuerpo libre tramo AB

Fuente: Autores

$$\sum F_Y = 0$$

$$C_{ve} = R_{AY} = 2657,5 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{AX} = TCT'X = 1210,8 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A = R_e * (0,1m)$$

$$M_A = 2657,5 \text{ N} * 0,1 \text{ m}$$

$$M_A = 265,75 \text{ Nm}$$

$$T = R_e * 0,41 \text{ m}$$

$$T = 2657,5 \text{ N} * 0,41 \text{ m}$$

$$T = 1089,6 \text{ Nm}$$

$$\sigma_x = \sigma_{flexión} + \sigma_{axial}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{P}{A}$$

$$\sigma_x = \frac{M}{S} + \frac{P}{A} = \frac{2657,5 \text{ Nm} * 32}{\pi (0,023)^3 m^3} + \frac{1815,5 \text{ N} * 4}{\pi (0,023)^2}$$

$$\sigma_x = 2,3 \times 10^6 \frac{N}{m^2} + 4,36 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_x = 6,66 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T * 16}{\pi * D^3} = \frac{1089,6 \text{ Nm} * 16}{\pi * (0,023)^3 m^3} = 456,1 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

#### 3.2.18.3.4. Tramo crítico

El tramo crítico es BC, en este tramo se realizará el diseño con el criterio de Soderberg, en este caso como solo existe una sola carga en flexión, axial y torsión, todos los  $\sigma_a$  serán iguales a los  $\sigma_m$ . Se aplica las ecuaciones 2-27 y 2-28.

Datos:

$$\sigma_{max.Flexión} = 800,9 \times \frac{10^6 N}{m^2}$$

$$\sigma_{min.Flexión} = 0$$

$$(\sigma_a)_{flexión} = (\sigma_m)_{flexión} = \left| \frac{\sigma_{max}}{2} \right| = \left| \frac{800,9 \text{ MPa}}{2} \right| = 400,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max.axial} = 5,25 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{min.axial} = 0$$

$$(\sigma_a)_{axial} = (\sigma_m)_{axial} = \left| \frac{\sigma_{max.axial}}{2} \right| = \left| \frac{5,25 \text{ MPa}}{2} \right| = 2,63 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max.torsión} = \tau_{zy'} = 67,85 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{min.torsión} = 0$$

$$(\tau_a)_{axial} = (\tau_m)_{axial} = \left| \frac{\tau_{max.axial}}{2} \right| = \left| \frac{67,85 MPa}{2} \right| = 33,93 MPa$$

El tubo es macizo y no contiene ranuras o muescas, por lo que  $K_f$  se asume un valor de 1, ahora se aplica la ecuación 2-29 y 2-30.

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3[(k_f)_{torsión} * (\tau_a)_{torsión}]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \left\{ \left[ 1 * 400,45 MPa + 1 * \frac{2,63 MPa}{0.85} \right]^2 + 3[1 * 33,93 MPa]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \{ [1.15 MPa + 3,94 MPa]^2 + 3[101,8[MPa]]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \{ 25,9[MPa]^2 + 305,4 [MPa]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \{ 331.9 [MPa]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = 18,20 MPa$$

En el anexo 321 se muestra la obtención del Se.

$$Se = 213,4 * 10^6 Pa$$

Finalmente se aplica el criterio de Soderberg, la ecuación 2-26.

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sy} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{18,20x 10^6 Pa}{268.86 * 10^6 Pa} + \frac{18,20x 10^6 Pa}{250 x 10^6 Pa} = \frac{1}{n}$$

$$0.067 + 0.0728 = \frac{1}{n}$$

$$0.1398 = \frac{1}{n}$$

$$n = 7,15$$

Tabla 23: Resumen de resultados de elementos diseñados

<b>Barra estabilizadora delantera</b>			
Elemento	Cargas	Esfuerzos	FS
Tramo BC	Cve: Carga vertical =270Kg TCT: Total carga transferida:267,37 kg	$\sigma_{flexión}=22.24$ Mpa $\sigma_{compresión}=6.01$ Mpa $\tau_{torsión}=30,5$ Mpa	7.15
<b>Barra estabilizadora posterior 1</b>			
1 y 3	TlaC: Transferencia lateral de carga=138,75 kg	$\sigma_{flexión\ max}=10.4$ Mpa $\sigma_{flexión\ min}=9.5$ Mpa $\sigma_{compresión}=721,6$ Kpa	2,17
2		$\sigma_{flexión\ max}=19.1$ Mpa $\sigma_{compresión}=0.5$ Mpa	1,5
<b>Barra estabilizadora posterior 2</b>			
1 y 3	TCT: Total de carga transferida=267.37 Kg	$\sigma_{flexión\ max}=510$ Mpa $\sigma_{flexión\ min}=466.3$ Mpa $\sigma_{compresión}=10.93$ Mpa	1,5
2		$\sigma_{compresión}=10.33$ Mpa	18.1

Fuente: Autores

El tramo BC tiene un factor de seguridad de 7.15, el cual acorde al anexo 20 es aceptado por el punto 7.

La barra estabilizadora posterior 1 tiene un factor de seguridad mínimo de 1.5 la cual acorde al anexo 20 es aceptado por el punto 2.

La barra estabilizadora posterior 2 tiene un factor de seguridad promedio de 9.8 la cual acorde al anexo 20 es aceptado por el punto 7, lo que indica un sobre dimensionamiento en la barra.

### 3.1.2. Simulación del sistema de suspensión

A continuación, se presenta el análisis en software cad de los sistemas delantero y posterior de suspensión con las cargas críticas a las que estará sometido el resorte. El tamaño de malla usado en esta simulación es de 10 mm, y de tipo curvatura, este mallado se tiene una convergencia de 3.5, lo que indica que el mallado y la simulación son aceptable. Se aplicó la carga respectiva sobre el sistema de



suspensión delantera, este sistema es independiente para cada rueda, por lo cual se realizó una simulación en la rueda delantera derecha que se muestra en la tabla 24

**Tabla 24: Análisis suspensión delantera**

Análisis suspensión delantera	
<p>CTDR: Carga total en una rueda 2607 N d: 9,3 cm</p>	
<p>Cve: Carga vertical exterior en la rueda derecha. 2656 N d: 9,4 cm</p>	

Fuente: Autores

**Tabla 25: Comparación de valores simulados con los requeridos**

Símbolo	Nombre	Valor [N]	Desplazamiento Requerido [cm]	Desplazamiento simulado [cm]
<b>Cargas transferidas longitudinalmente</b>				
CTRD	Carga total en una rueda delantera	2607	10,05	9,3
<b>Cargas transferidas lateralmente</b>				
Cve	Carga vertical exterior en las ruedas	2656	10,25	9,4

Fuente: Autores

De acuerdo a la tabla 25 se observa que los valores de desplazamiento simulados son cercanos a los valores requeridos

La simulación de la suspensión posterior tipo rígido se muestra en la tabla 26, se la realiza la simulación de manera uniforme en las dos ruedas ya que al ser de tipo rígido se comparte las cargas a las que se somete el sistema.

**Tabla 26: Análisis suspensión posterior**

Análisis suspensión trasera	
CTDR: Carga total en una rueda trasera 2607 N d: 5,47cm	<p><b>A: Static Structural</b> Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 5/4/2018 10:25</p> <p>54.76 Max 48,675 42,591 36,507 30,422 24,338 18,253 12,169 6,0844 0 Min</p>
Cve: Carga vertical interior 2656 N. d: 8.04 cm	<p><b>A: Static Structural</b> Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 5/4/2018 10:53</p> <p>80.439 Max 71,501 62,564 53,626 44,688 35,751 26,813 17,875 8,9377 0 Min</p>

Fuente: Autores

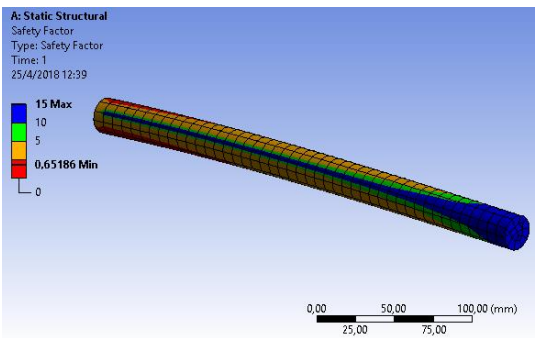
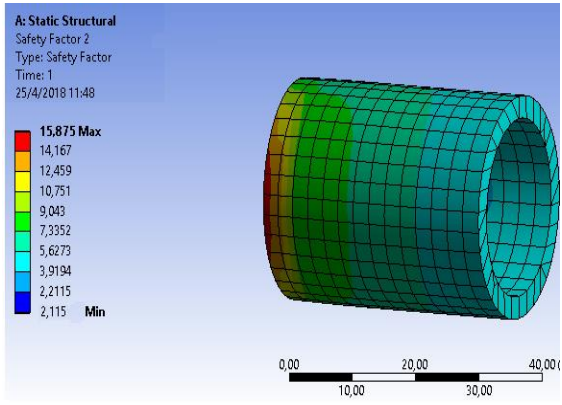
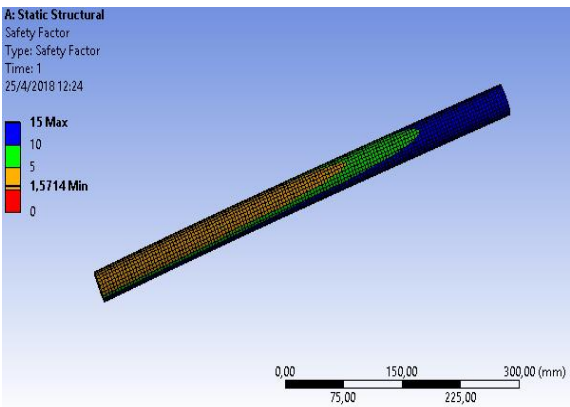
**Tabla 27: Comparación de valores simulados con los requeridos**

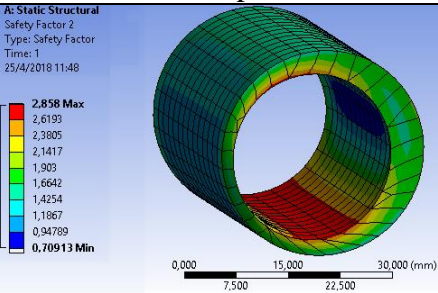
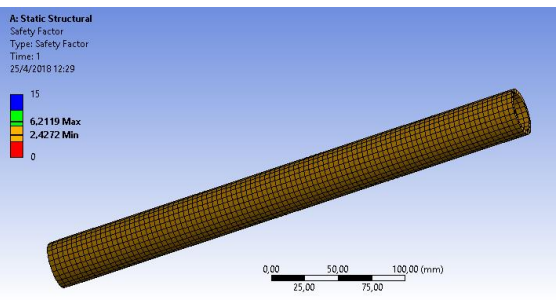
Símbolo	Nombre	Valor [N]	Desplazamiento Requerido [cm]	Desplazamiento simulado [cm]
<b>Cargas transferidas longitudinalmente</b>				
CTRD	Carga total en una rueda delantera	2607	10,05	5,47
<b>Cargas transferidas lateralmente</b>				
Cve	Carga vertical exterior en las ruedas	2656	10,25	8,04

Fuente: Autores

En la tabla 27 de acuerdo a la simulación se puede observar que los desplazamientos son menores a los requeridos, esto se debe a que al ser una suspensión de tipo rígido, la carga aplicada se distribuye en ambas ruedas provocando un menor desplazamiento de los resortes

Tabla 28: Resumen de resultados de elementos diseñados

Barra estabilizadora delantera			
Elemento	Cargas	Análisis	FS
Tramo BC	Cve: Carga vertical =270Kg TCT: Total carga transferida:267,37 kg		0,65
Barra estabilizadora posterior 1			
1 y 3	TlaC: Transferencia lateral de carga=138,75 kg		2,11
2			1,57

Barra estabilizadora posterior 2			
1 y 3	TCT: Total de carga transferida=267.37 Kg		0,79
2			2,42

Fuente: Autores

Los factores de seguridad promedio están acorde a los calculados en el diseño.

Tabla 29: Comparación de factores de seguridad calculados y simulados

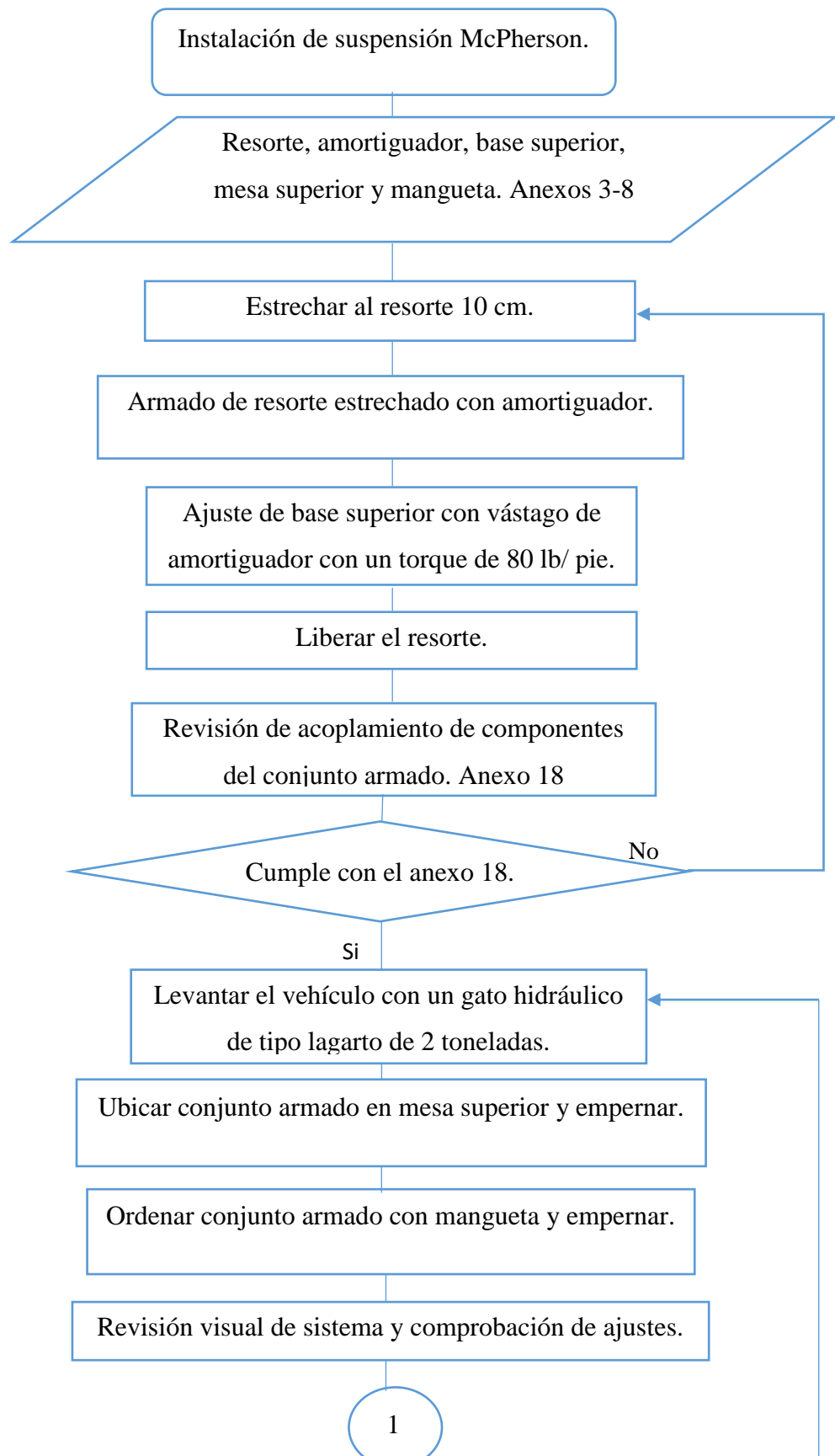
Barra estabilizadora delantera		
Elemento	FS mínimo Simulado	FS Calculado
Tramo BC	0,67	7.15
Barra estabilizadora posterior 1		
1 y 3	2,11	2,17
2	1,57	1,5
Barra estabilizadora posterior 2		
1 y 3	0,79	1,5
2	2,42	18.1

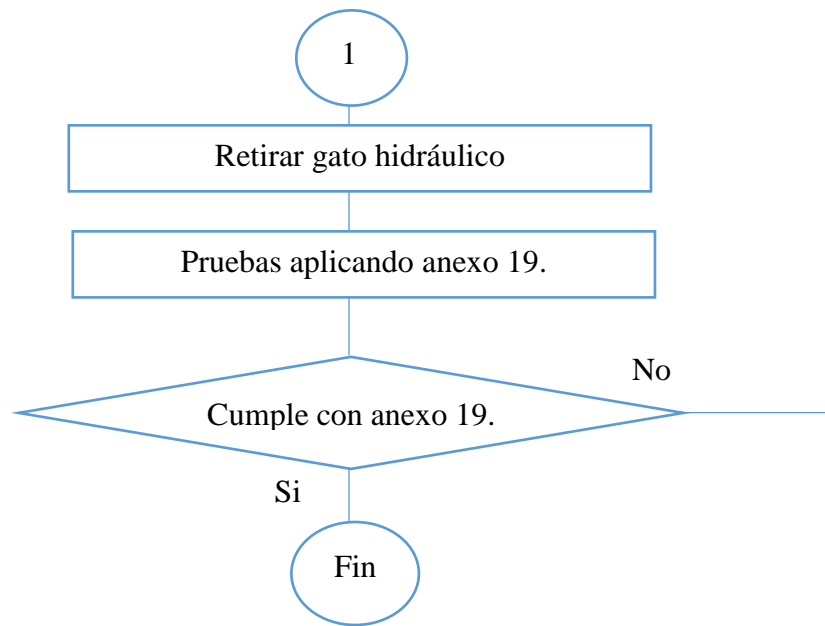
Fuente: Autores

En tabla 29, los factores mínimos de seguridad simulados, son más bajos a los calculados hay que tomar en cuenta que las zonas críticas son muy pequeñas y en la mayor parte de los elementos no se encuentra zonas de peligro.

### 3.1.3. Proceso de instalación del sistema de suspensión.

#### 3.1.3.1. Instalación del sistema de suspensión tipo McPherson.





*Figura 49: Diagrama de flujo de proceso de instalación de suspensión tipo McPherson*

*Fuente: Autores*

### 3.1.3.2. Instalación del sistema de suspensión tipo Rígido

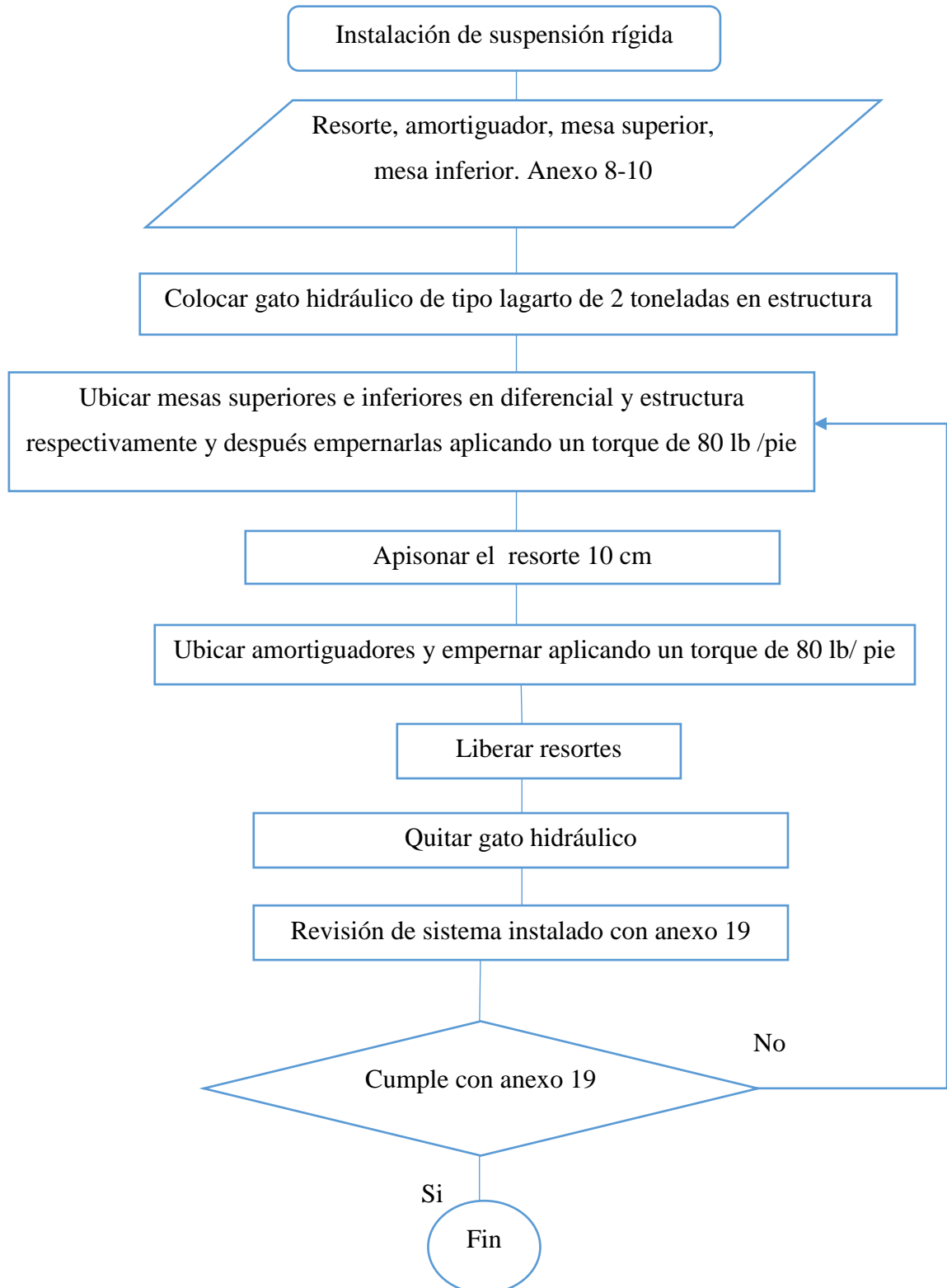





Figura 50: Diagrama de flujo de proceso de instalación de suspensión tipo Rígida





Fuente: Autores

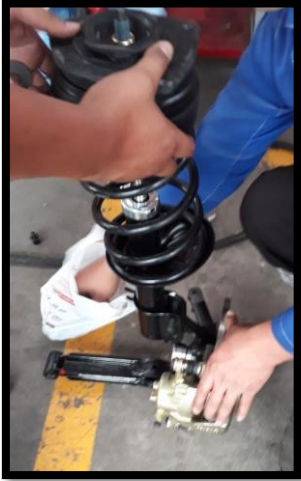



### 3.1.4. Esquema detallado del proceso de instalación del sistema de suspensión






Tabla 30: Proceso de instalación del sistema de suspensión





Proceso de instalación de suspensión		
Armado de suspensión delantera		
Pasos	Procedimiento	Fotografía
1	Adquisición de materiales previa justificación.	
2	Armado de piezas móviles a la mangueta.	
3	Colocación y lubricación de rodamientos interno de la mangueta.	
4	Orientación de manzana – mangueta mediante prensa.	













		
5	Aplicación de mesa en la mangueta.	
6	Compresión de resorte.	
7	Acomodación de bases superiores y ajuste al amortiguador.	





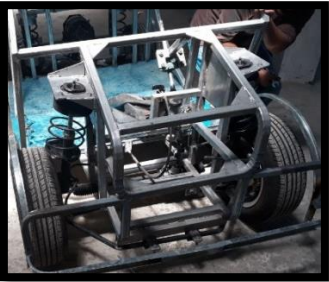
8	Descompresión de resorte.	
9	Ajuste final de pernos de sujeción.	
10	Repetir las acciones antes descritas en el otro lado.	
11	Pruebas de amortiguamiento y giro de elementos.	

Armado de suspensión trasera		
Pasos	Procedimiento	Fotografía
1	Adquisición de materiales previa justificación.	
2	Colocación de soporte debajo de estructura.	
3	Armado de mesas superiores e inferiores en base a la estructura y diferencial respectivamente.	
4	Ubicar los resortes y amortiguadores en ambos lados para comprobar diámetros.	
5	Retiro de soportes a estructura.	

6	Fabricación de barras estabilizadoras.	
7	Pruebas de elementos.	
<b>Instalación en el vehículo- suspensión delantera</b>		
Pasos	Procedimiento	Fotografía
1	Levantar el vehículo con un gato hidráulico de modo que el vehículo de eleve de una manera idónea.	
2	Colocación de amortiguador armado.	

3	<p>Poner los pernos en mangueta y en la mesa superior e inferior a la estructura.</p>	
4	<p>Situar las ruedas a la manzana.</p>	
5	<p>Ubicar las tuercas en los aros, ajustándolas manualmente.</p>	
6	<p>Retiro de gato hidráulico.</p>	
7	<p>Ajuste de tuercas a los aros.</p>	

8	Instalación de barra estabilizadora.	
9	Pruebas de suspensión.	
<b>Instalación en el vehículo – suspensión trasera</b>		
Pasos	Procedimiento	Fotografía
1	Colocación de gato hidráulico en estructura para elevarla adecuadamente.	
2	Poner las mesas superiores e inferiores.	
3	Emplazamiento de resortes y amortiguadores.	

4	Alojar las ruedas en pernos de sujeción del diferencial y ajuste manual de tuercas.	
5	Retiro de gato hidráulico.	
6	Ajuste de tuercas de los aros.	
7	Colocación de barras estabilizadoras.	
8	Pruebas de suspensión.	

Fuente: Autores

### 3.2. Presupuesto

Tabla 31: Costo de elementos utilizados

<b>Costos de elementos utilizados</b>			
<b>Elemento</b>	<b>Cantidad (unidades)</b>	<b>Costo Unitario ( dólares)</b>	<b>Costo Total ( dólares)</b>
Amortiguador delantero	2	40	80
Amortiguador trasero	2	25	50
Mangueta	2	45	90
Mesa inferior	2	35	70
Base amortiguador	2	20	40
Espiral delantero	2	28	56
Espiral Trasero	2	28	56
Base superior	2	15	30
Caucho base superior	2	10	20
Rodamientos	2	20	40
Perno 3/8"	10	0.25	2.5
Tuerca 3/8"	10	0.25	2.5
Rodela de presión 3/8"	10	0.10	1
Perno 12x25 P1.5	10	0.30	3
Rodela plana 5/8"	10	0.30	3
Perno 1/2"	10	0.30	3



Rodela ½"	10	0.30	3
Barra redonda de transmisión SAE 1020 7/8	1	12	12
Tubo redondo 1"	1	10	10
<b>TOTAL REPUESTOS</b>			<b>572</b>

*Fuente: Autores*

*Tabla 32: Costo de equipos y herramientas*

<b>Elemento</b>	<b>Cantidad (horas)</b>	<b>Costo Unitario ( dólares)</b>	<b>Costo Total ( dólares)</b>
<b>EQUIPOS Y HERRAMIENTAS</b>			
Soldadora de plasma	20	20	400
Pulidora	40	2	80
Taladro	40	2	80
Soplete	2	10	20
Dobladora	2	5	10
Cortadora	10	5	50
Pistola neumática	1	5	5
Computadora	80	1	80
Gato hidráulico	1	2	2
Prensa	2	5	10
Cierra	20	1	20
Mordazas	20	1	20
Martillo	20	1	20

Combo	10	1	10
Desarmadores	2	1	2
Pinzas	5	1	5
Llave de ruedas	1	1	1
<b>TOTAL DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS</b>			<b>815</b>

*Fuente: Autores*

*Tabla 33: Costo de materiales y suministros*

<b>Elemento</b>	<b>Cantidad (unidades)</b>	<b>Costo Unitario ( dólares)</b>	<b>Costo Total ( dólares)</b>
<b>MATERIALES Y SUMINISTROS</b>			
Disco de corte	4	3	12
Disco para desbaste	2	5	10
Lijas	6	0.30	1.80
Grasa	2	5	10
Guaípe	2	2	4
<b>TOTAL DE MATERIALES Y SUMINISTROS</b>			<b>37.80</b>

*Fuente: Autores*

Tabla 34: Costo de mano de obra y transporte

<b>Elemento</b>	<b>Cantidad (horas)</b>	<b>Costo Unitario ( dólares)</b>	<b>Costo Total ( dólares)</b>
<b>MANO DE OBRA Y TRANSPORTE</b>			
Costo mano de obra	120	3.50	420
Costo transporte	2	15	30
<b>TOTAL DE MANO DE OBRA Y TRANSPORTE</b>			<b>450</b>

Fuente: Autores

Tabla 35: Resumen total de costos

<b>RESUMEN DE COSTOS</b>	
<b>RUBROS</b>	<b>VALOR (dólares)</b>
REPUESTOS	572
HERRAMIENTAS Y EQUIPOS	815
MATERIALES Y SUMINISTROS	37.80
MANO DE OBRA Y TRANSPORTE	450
<b>TOTAL</b>	<b>1874.80</b>

Fuente: Autores

### 3.3. Especificaciones técnicas

#### 3.3.1. Especificaciones de los elementos del sistema de suspensión datos obtenidos del fabricante

##### 3.3.1.1. Mangueta de dirección



*Figura 51: Mangueta de dirección Chevrolet Spark*

*Fuente: Autores*

Características:

Fabricante: General Motors

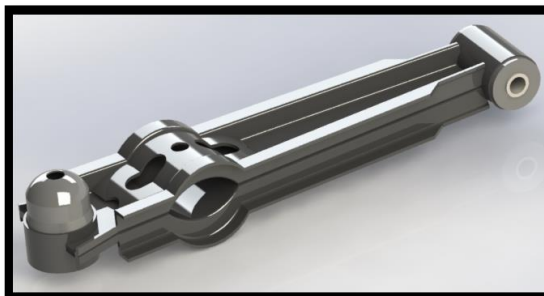
Modelo: Chevrolet Spark

Angulo de King Pin: 9 grados

Diámetros de eje: 1 in

Más información sobre estas se encuentra en el anexo 3, donde se encuentra el plano con sus medidas.

##### 3.3.1.2. Mesa de suspensión:



*Figura 52: Mesa de suspensión*

*Fuente: Autores*

Características:

Largo total: 296 mm

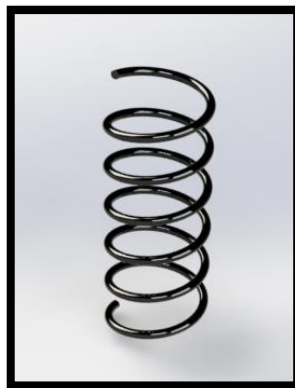
Oscilación permitida en la rótula con respecto al anclaje: 300 mm

Diámetro de agujero de anclaje: 10 mm

Diámetro de agujero para estabilizador: 3/4 in

El anexo 4 contiene los detalles del elemento

### 3.3.1.3. Espirales de suspensión



*Figura 53: Espirales de suspensión delanteros*

*Fuente: Autores*

Características:

Constante elástica K: 235 kg/cm

Recorrido total: 30cm

Largo de la espiral: 20 cm

El anexo 5 contiene los detalles del elemento

### 3.3.1.4. Amortiguador



*Figura 54: Amortiguador*

*Fuente: Autores*

Características:

Fabricante: ACDELCO

Dimensiones: Totalmente extendido: 490 mm

Totalmente comprimido: 340 mm

Recorrido: 150mm

Anclaje Superior: directo al chasis

Anclaje inferior: Empernado doble a la mangueta

El anexo 6 contiene los detalles del elemento

### **3.3.1.5. Bases superiores de los amortiguadores delanteros**



*Figura 55: Base de amortiguador*

*Fuente: Autores*

Justificación: La selección de este componente se debe a la falta disponibilidad en el mercado, de la base del amortiguador del Chevrolet Spark, ya que es un componente que no requiere un mantenimiento habitual por lo que no existe un número considerable en el mercado, dada la urgencia de desarrollar la construcción, se buscó la alternativa más idónea, por lo que se consideró conveniente utilizar la base del amortiguador del Nissan Tiida ya que este se adaptaba de forma ideal al espiral de suspensión del Chevrolet Spark.

Características:

Fabricante: RODATECH

Dimensiones: 490 mm

Anclaje Superior: directo al chasis

Anclaje inferior: Presionado del resorte

Contiene un rodamiento interno que permite el giro de la rueda

El anexo 7 contiene los detalles del elemento

### **3.3.1.6. Resortes de suspensión**



*Figura 56: Resortes de suspensión posteriores*

*Fuente: Autores*

Características:

Constante elástica K: 323 Kg/cm

Recorrido total: 30 cm

El anexo 8 contiene los detalles del elemento

### **3.3.1.7. Amortiguador**



*Figura 57: Amortiguador trasero Chevrolet Spark*

*Fuente: Autores*

Características:

Fabricante: ACDELCO

Dimensiones: Totalmente extendido: 490 mm

Totalmente comprimido: 340 mm

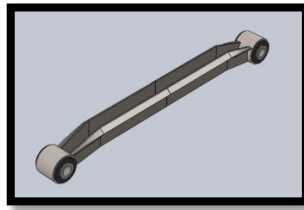
Recorrido: 150mm

Anclaje Superior: directo al chasis

Anclaje inferior: Anclaje empernado a la base de suspensión

El anexo 9 contiene los detalles del elemento

### 3.3.1.8. Templadores



*Figura 58: Templador Nissan Sentra*

*Fuente: Autores*

Justificación: Para un sistema de suspensión rígido en la parte posterior del vehículo, es necesario utilizar templadores, los cuales permitirán la oscilación del sistema en forma vertical, estos deben adaptarse a las dimensiones del vehículo, por lo que se utilizó los templadores del Nissan Sentra.

Características:

Fabricante: OPTIMAL

Dimensiones:

Longitud: 380 mm

Anclaje Superior: estructura-piso

Anclaje inferior: diferencial

El anexo 10 contiene los detalles del elemento



## CAPÍTULO IV.

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1. CONCLUSIONES

- Tomando en cuenta la distribución de pesos en el vehículo y de acuerdo a los cálculos realizados, se determinó que existen dos cargas máximas a las que va a estar sometido el sistema de suspensión, correspondiente a carga longitudinal y carga lateral, la carga longitudinal máxima denominada carga total en una rueda delantera “CTRD” tiene un valor de 365,83Kg y la carga lateral máxima denominada carga vertical exterior en la rueda “CVe” tiene un valor de 270,9 Kg, las cuales se indican en la tabla 14.
- En base a criterios de peso, tecnología, costo, rendimiento y dimensión, se determinó la suspensión delantera de tipo McPherson como se observa en la Tabla 7, dentro de los tipos de suspensión McPherson se determinó que la marca Chevrolet Spark es la opción más viable, principalmente por adaptabilidad, disponibilidad y costos; la suspensión posterior fue de tipo rígido, esta no fue seleccionada por motivo de adaptabilidad con los otros sistemas.
- En el análisis de simulación de suspensión se aplicó la carga total en una rueda delantera “CTRD” de 365,83Kg y la carga vertical exterior en la rueda “CVe” de 270,9 Kg, en la suspensión delantera y posterior, obteniendo la deformación en de 9,3 y 9,4 cm para la suspensión delantera y 5,4 y 8,03 cm para la suspensión posterior, las cuales se aproximan a los desplazamientos requeridos en los cálculos.
- En el análisis de las barras estabilizadoras los factores de seguridad críticos son de 0,65 en la barra delantera y 0,7 en la barra posterior número 2, sin embargo estos factores de seguridad se aplican en pequeñas partes de las piezas mencionada, en general el promedio del factor de seguridad en la simulación está entre 3 a 5, que según el anexo 20 es aceptable; los análisis se encuentran en las tablas 3-20, 3-21 y 3-22.

- En base a catálogos y procedimientos de talleres autorizados se determinó que los procesos figuras 46 y 47 son los adecuados para el montaje de la suspensión delantera tipo McPherson y posterior tipo rígido.

#### **4.2. RECOMENDACIONES**

- Obtener el sistema completo de un solo vehículo optimiza el tiempo de construcción.
- Es preferible trabajar en conjunto con el sistema de estructura y el sistema de dirección y frenos para la adquisición y construcción del vehículo.
- El trabajo con materiales alternativos se lo debe anticipar de manera que no sea otro proyecto nuevo el material, sino tener la seguridad de lo que se está trabajando, para no tener ningún tipo de interrupciones y asegurar que el material estará a tiempo para el proceso de construcción.
- En proyectos grandes, no se puede trabajar en conjunto para la construcción del sistema, es preferible realizar horarios de trabajo, para aprovechar de manera óptima el tiempo de todos los integrantes.
- Los trabajos en CAD se los debe realizar desde una sola computadora, o en coordinación entre los integrantes, de esta manera no se pierden las propiedades de los esquemas.

## **Materiales de referencia**

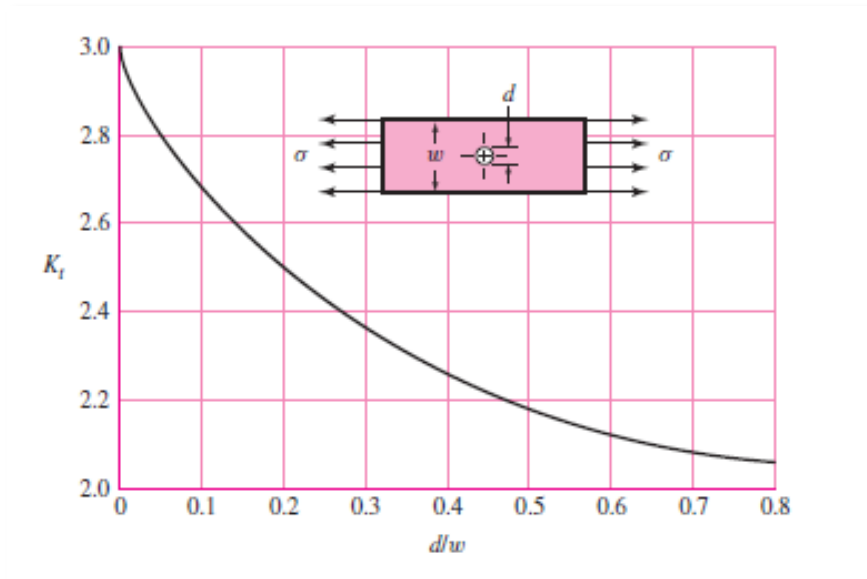
### **Bibliografía**

- [1] M. Wan, Geometría de la suspensión, México : Autozine , 2010.
- [2] J. R. Valdez Gavilanes , Diseño y construcción de un Sistema de Suspensión delantera Independiente pa un vehículo tubular tipo "Buggy", Latacunga: Tesis, Escuela Politécnica del Ejército, Ecuador, 2006.
- [3] A. Suntaxi Inga, Diseño y construcción de los sistemas de Dirección, Suspensión, Frenos y Plegado, en un Vehículo Eléctrico Biplaza Plegable, Latacunga: Tesis, Escuela Politécnica del Ejército, Ecuador , 2014.
- [4] D. P. Pérez Morales, Procedimiento para el diseño de vehículo Categoría Mini-Baja Sae, Latacunga: Universidad Nacional Experimental Politécnica Antonio José de Sucre, 2008.
- [5] A. E. Foale, Motocicletas comportamiento dinámico y análisis del chasis, Madrid: Tony Foale Autor/Editor , 2003.
- [6] E. Águeda, T. Gómez , J. García y J. Navarro, Elementos Amovibles, Madrid : Ediciones Paraninfo S. A. 4ta edición , 2010.
- [7] J. A. López Silva, Diseño y Construcción de un Vehículo Monoplaza de Modalidad Fórmula Básica en Pavimento Para Monoplazas Para Competencias Por Gravedad, Latacunga: Tesis, Escuela Politécnica del Ejército, Ecuador , 2010.
- [8] Motorpasión México, «Motorpasión México,» WSL, 21 octubre 2016. [En línea]. Available: <https://www.motorpasion.com.mx/motorpasion-respuestas/que-es-la-aceleracion-lateral>. [Último acceso: 14 noviembre 2017].
- [9] R. Budynas y N. J. Keith , Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Mexico: McGraw-Hill, 2008.

- [10] W. Schwoch, Manual Práctico del automovil, Barcelona : Editorial Reverté S. A, 1973.
- [11] M. J. Martinez Morán, Implementación de un Banco Didáctico del Sistema de Suspensión Mcpherson con un Plan de Mantenimiento Correctivo para la Escuela de Ingeniería Automotriz, Riobamba : Tesis, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador, 2012.
- [12] J. Zambrano y P. Vallejo , Física Vectorial 2, Quito : Ediciones Rodín León , 2008.
- [13] C. R. Romeva, «Diseño Concurrente,» Barcelona, UPC, 2002.

## ANEXOS

### Anexo 1: Factor Kt



### Anexo 2: Factor de acabado superficial

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

### Anexo 3: Mangueta de dirección

## PORTAMANGUETA DELANTERA CHEVROLET SPARK



#### Características

Marca: GENÉRICA/ KOREA

Aplicación: Suspensión

Lado: Izquierdo o derecho

Número de parte: 96491286

Producto en acero

#### Especificaciones de desempeño

- Proporciona puntos fijos de sujeción con la suspensión.
- Proporciona puntos fijos de sujeción para la mordaza de freno.
- Proporciona punto fijo de sujeción de los brazos de dirección.
- Resiste las diferentes fuerzas combinadas.
- Bajo Peso.
- Bajo costo.

Compatible:

Chevrolet Spark

Daewoo Matiz

## Anexo 4: Brazo de suspensión

# BRAZO SUSPENSION CHEVROLET SPARK

---



Número de refacción: 45-CB55044  
Número alterno de refacción: CB55044

### Detalles del producto

Número de refacción:	45-CB55044
Peso:	7.55lb

---

## EMPLEO

La función principal de un brazo de control es servir de punto de conexión firme entre la carrocería del vehículo y la rueda. De este modo, la rueda puede subir y bajar mientras la carrocería y el habitáculo de pasajeros permanecen quietos y a nivel. Los componentes clave que suelen encontrarse en un brazo de control para que funcione debidamente son el casquillo y la rótula.

## Anexo 5: Resortes delanteros Chevrolet Spark



### ESPIRAL DELANTERO CHEVROLET SPARK 21H070

#### Características

Forma	Alambre
Material a granel	Otro ferroso
Revestimiento	Ninguno

**Calidades de material:** Actualmente se usan las siguientes calidades en los resortes helicoidales conforme a norma.

**ACEROS AL CARBON:** MEII ASTM A227, PIANO ASTM A228, OT ASTM A229, CRSI ASTM A401, GRADO MAQUINARIA.

**ACEROS INOXIDABLES:** T-302, T-304, T-310, T-316, 17-7PH



**Acabados:** Galvanizado Electroлитico sello Azul o Amarillo, Galvanizado Mecanico, Fosfatado, Pavonado, Niquelado, Powder Coat (pintura en polvo), Plastiscl, Electro-Pulido.





## Anexo 6: Amortiguador delantero Chevrolet Spark

### AMORTIGUADOR SUSPENSION DELANTERO CHEVROLET SPARK IZQ 11- 14 GG - 231-0666-03



Artículo AMORTIGUADOR  
SUSPENSION  
DELANTERO  
CHEVROLET SPARK  
IZQ 11-14 GG  
Sku 231-0666-03  
Marca RADEC  
Línea AMORTIGUADOR  
SUSPENSION

#### Características

Marca:

Record

Número de pieza:

5454

Composición:

Hidráulico

Anclaje inferior:

Filación especial

Modelo del amortiguador:

5454

Posición:

Delantera

Anclaje superior:

Espiga

Diámetro del cuerpo:

0 mm



Spinta F1 inferiore a 250N: +20N

Spinta F1 compresa tra 250N e 750N: ±30N

Spinta F1 compresa tra 750N e 1250N: ±40N

Spinta F1 maggiore di 1250N: ±50N

Force F1 lower than 250N: +20N

Force F1 between 250N and 750N: ±30N

Force F1 between 750N and 1250N: ±40N

Force F1 more than 1250N: ±50N

## Anexo 7: Bases superiores de torres de suspensión



### Características

Marca:  
MONROE

Número de parte:  
908916

Modelo del amortiguador:  
Kit De Montaje Strut-mate®

Posición:  
Delantera

### ESPECIFICACIONES:

- Garantía: Dos Años o 50,000 Kms
- Marca: Monroe
- Modelo: Kit De Montaje Strut-mate®
- Cantidad: 2
- Numeros de Parte: 908916,908917
- Posicion: Delantero
- Lado: Izquierdo/piloto,Derecho/pasajero
- Condicion: Producto Nuevo Sellado

### COMPATIBILIDAD:

- Nissan Rogue 2008 - 2012 Hasta Febrero De 2012
- Nissan Tiida 2007 - 2015 Hatchback C/ Motor De 1.8l

## Anexo 8: Resortes posteriores



**Espiral Trasero**  
**Chevrolet Wagon R**  
**Daewoo Matiz**  
**Número de Parte #G383R**

Producto de Excelente Calidad.

**Espiral Trasero Chevrolet Wagon R - Daewoo Matiz G383 \*\***

**Las espirales:** Es importante saber si el resorte tendrá espiras, cuántas llevará y comprobar que jamás se toquen entre ellas, pues es un error fatal que puede reducir su vida útil de forma significativa. De aquí la importancia de probar el resorte seleccionado en la maquinaria donde trabajará en adelante.

**Si requiere fuerza de compresión inicial:** Algunos resortes como los de troquel, son diseñados para trabajar con una pre carga inicial, por lo que hay que tomarla en cuenta para saber cuál es el punto ideal de pre carga, de lo contrario el resorte comenzará a vibrar y se romperá rápidamente.

**El tipo de soporte:** Hay diferentes formas de sujetar los resortes, estas dependen del lugar donde será colocado y es indispensable para garantizar su adecuado funcionamiento y el de la maquinaria.

**Temperatura de operación:** Las condiciones de operación son un factor fundamental para elegir el resorte adecuado, pues en algunas industrias se sobrepasan los 100°C en operación y un resorte no fabricado para estas condiciones, perderá su fuerza en poco tiempo.

Elegir un resorte adecuado, de larga vida y adecuado funcionamiento, es más fácil si cuenta con la asesoría correcta y con un fabricante como Rehisa Resortes, donde somos expertos en fabricación de resortes a la medida de las necesidades de nuestros clientes. Llámenos y le ayudaremos.

## Anexo 9: Amortiguadores posteriores

**AMORTIGUADOR TRASERO GAS PARA CHEVROLET, GMC SPARK DEL 2011 AL 2015 - 7000389**



<b>Artículo</b>	AMORTIGUADOR TRASERO GAS PARA CHEVROLET, GMC SPARK DEL 2011 AL 2015
<b>Sku</b>	7000389
<b>Marca</b>	SYD
<b>Línea</b>	AMORTIGUADOR GAS

### Amortiguadores hidráulicos

No requieren mantenimiento, son muy sencillos en su funcionamiento y aumentan su eficacia cuando se incrementa la presión. Están formados por un cilindro ubicado en el aceite que contiene un pistón lleno de agujeros, por los que se abre paso al aceite.

### Amortiguadores hidráulicos con válvulas

Aportan mayor suavidad a la conducción y son más eficientes que los anteriores, ya que sustituyen los pistones por válvulas encargadas de hacer pasar el aceite cuando existe presión.

### Amortiguadores de doble tubo

Este tipo de amortiguadores son los más comunes actualmente. Se componen de una cámara mayor, otra menor, un pistón, un cilindro y una válvula situada entre las cámaras. Tanto el cilindro como el pistón se encuentran en el interior de la cámara mayor; el aceite pasa por el cilindro gracias al pistón y por la otra cámara gracias a la válvula. En el mercado existen dos tipos de doble tubo: los de aceite - denominados **presurizados**- y los de gas y aceite -conocidos como **no presurizados**.

### Amortiguadores monotubo

Tienen una cámara de gas y otra de aceite, ambas tienen dimensiones que pueden variar dependiendo de la compresión que se produzca en el gas por la presión sobre el pistón.

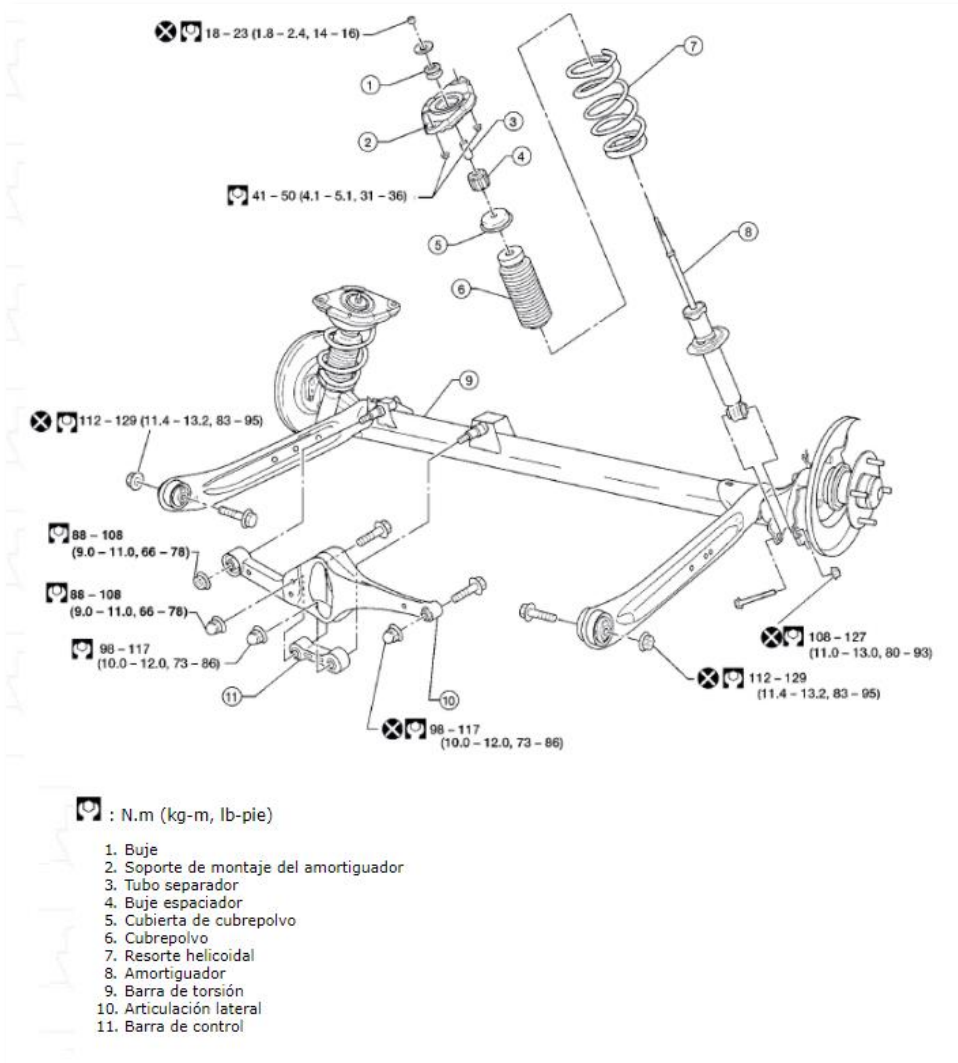
### Amortiguadores regulables en dureza

Permiten un uso más flexible según las necesidades del conductor, ya que disponen de una rosca que permite cambiar el tamaño del agujero por donde pasa el aceite.

### Amortiguadores regulables en suspensión

Esta versión de amortiguadores da al conductor la posibilidad de **adaptar la distancia** entre la carretera y la carrocería del coche.

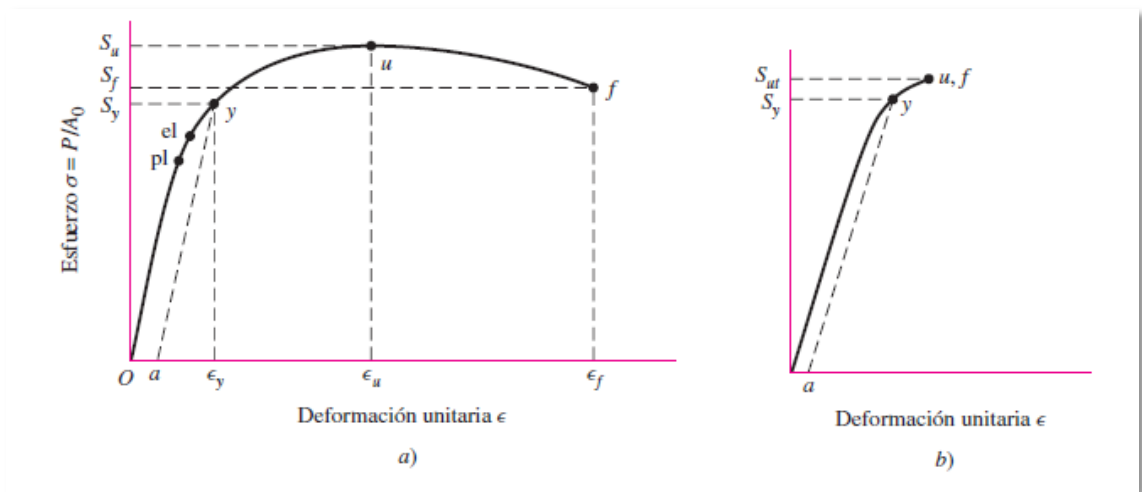
## Anexo 10: Brazos estabilizadores posteriores



### Características de alto rendimiento

- Los brazos estabilizadores de suspensión y trapecios están fabricados de fundición, acero forjado, aluminio o acero prensado de calidad.
- Todos los brazos estabilizadores y trapecios de chapa de metal recubiertos con nuestro avanzado recubrimiento electrostático por catáforisis. Este innovador recubrimiento es resistente a la oxidación, a los impactos y, además, supone la técnica de recubrimiento más respetuosa con el medio ambiente existente en el mercado.
- Los brazos estabilizadores de aluminio de MOOG<sup>®</sup> también pasan por rigurosos tests para garantizar que no se produce una eyección del silentbloc.

## Anexo 11: Factor de deformación



## Anexo 12: Elasticidad de resortes

Tabla 36: Determinación de elasticidad del resorte

Espiral delantero		Espiral posterior		
Fuerza	Desplazamiento	Fuerza	Desplazamiento	
[Kg]	[cm]	[Kg]	[cm]	
59,8	0,5	62,8	0,5	
50	1	52,5	1	
143,4	1,5	150,6	1,5	
239	2	251,0	2	
179,3	2,5	188,3	2,5	
179,3	3	188,3	3	
227,1	3,5	231,6	3,5	
143,4	4	146,3	4	
239	4,5	243,8	4,5	
239	5	243,8	5	
262,9	5,5	268,2	5,5	
274,9	6	280,4	6	
239	6,5	227,1	6,5	
298,8	7	283,9	7	
358,6	7,5	340,7	7,5	
298,8	8	283,9	8	
298,8	8,5	283,9	8,5	
370,5	9	352,0	9	
322,7	9,5	306,6	9,5	
251	10	251,0	10	
322,7	10,5	322,7	10,5	
358,6	11	358,6	11	
382,5	11,5	382,5	11,5	
382,5	12	382,5	12	
382,5	12,5	382,5	12,5	
382,5	13	382,5	13	
418,3	13,5	418,3	13,5	
442,2	14	442,2	14	
442,2	14,5	442,2	14,5	
478,1	15	478,1	15	
Promedio	288,9	7,75	287,6	7,75
Rigidez K [Kg/cm]	37,28		37,11	

Fuente: Autores

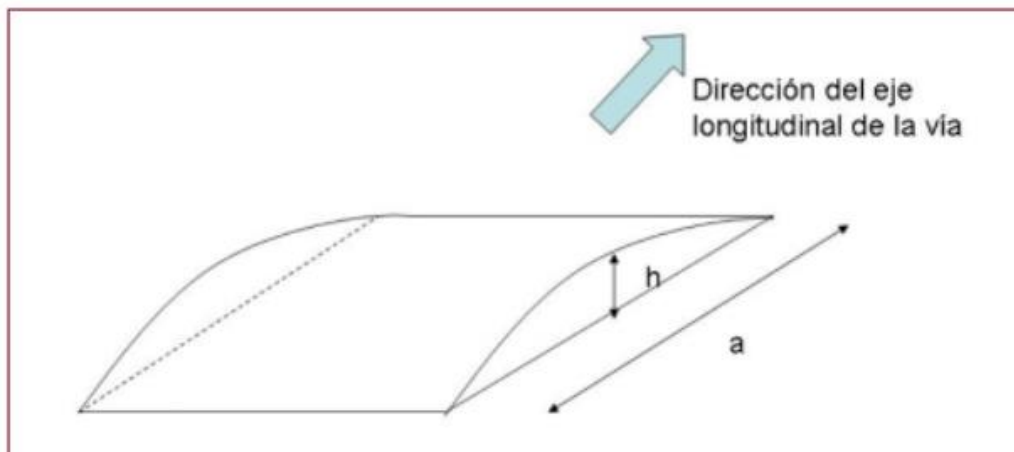
### Anexo 13: Sistema de suspensión posterior y delantero armado



*Fuente. Autores*

### Anexo 14: Altura de rompe velocidades

Los siguientes datos son obtenidos de la asociación española de la carretera, se escogió la altura mínima






La tabla 1 recoge las recomendaciones sobre las dimensiones de las piezas de los RVP ("a" en la figura 1):

Altura "h" (cm)	"a" (cm) máximo
30	60
15	90
10	90

Tabla 1: Dimensiones recomendadas de las piezas de los RVP

## Anexo 15: Propiedades de hierro negro

		CALIDAD <b>LAMINA                  HIERRO NEGRO</b>		
<b>ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DEL MATERIAL</b>				
<b>NORMAS APROXIMADAS</b>				
ASTM	A 36			
BS (Ingl)	NO APLICA			
DIN (Alem)	NO APLICA			
JIS (Jap)	NO APLICA			
UNI (Ital)	NO APLICA			
		<b>RANGOS DE COMPOSICIÓN QUÍMICA</b>		
CARBONO	AZUFRE	FÓSFORO	MANGANESO	CROMO
C	S	P	Mn	Cr
0.10 - 0.26	0.05 (Max)	0.04 (Max)	0.80 - 1.20	0.20 (Max)
SILICIO				
Si				
0.15 - 0.30				
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>				
ESFUERZO MÁXIMO MPA	LIMITE DE FLUENCIA MPA	ELONGACION EN 50 mm.	ELONGACION EN 200 mm.	
400 - 550	250	23%	20%	
DUREZA ROCKWELL B	DUREZA BRINNEL 500Kg	ALARGAMIENTO	FRACTURA ESFUERZO	

## Anexo 16: Determinación del Se

Determinación del Se, se aplica a todos los diseños ya que se usó el mismo material para todos.

Determinación del Se'. Se aplican las ecuaciones 2-32, 2-33, 2-34, 2-35, 2-36

$$Se' = 0.5 Sut$$

$$Se' = 0.5 (400 \times 10^6 Pa)$$

$$Se' = 200 \times 10^6 Pa$$

Factor de superficie Ka

$$Ka = aSut^b$$

Maquinado o laminado en frio

$$a = 4.71$$

$$b = -0.275$$

$$Ka = 4.71 * 58^{-0.275} = 1.542$$

Factor de tamaño Kb, en carga axial no aplica, por lo tanto

$$Kb=1$$

Factor de carga. Carga axial Kc

$$Kc=0.85$$

Factor de temperatura Kd a 20°C

$$Kd=1$$

Factor de confiabilidad Ke al 99% de confiabilidad

$$Ke=0.814$$

Determinación de Se

$$Se = Se' * ka * kb * kc * kd * ke$$

$$Se = 200 * 10^6 Pa * 1.542 * 1 * 0.85 * 1 * 0.814$$

$$Se = 213.4 * 10^6 Pa$$

## Anexo 17: Norma RTE 034 Respecto a suspensión


Norma RTE 034

“4.6 Suspensión. Los vehículos automotores deben disponer de un sistema de suspensión con elementos amortiguadores en todos sus ejes o ruedas, respetando las especificaciones técnicas del diseño original del fabricante.”

Anexo A de la norma RTE 034

		Ambito de aplicación de un Reglamento																
		Norma INEN YIO UN o GTR	Motonetas, motocicletas, triciclos, cuadrónes.							transporte de pasajero y su equipaje			transporte de bienes			Trailer para transporte de bienes		Tractores con ruedas
			L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	M1	M2	M3	N1	N2	N3	O1	O2	O3
6	Suspensión	Suspensión: los vehículos automotores deben disponer de un sistema de suspensión con elementos amortiguadores en todos sus ejes o ruedas, no se admiten las modificaciones a las suspensiones originales que se provean en el vehículo.																

Anexo C.3 de la norma RTE 034

ANEXO C.3								
Item	Artículo	Descripción	Regulación JIS (Japan)		Regulación GB (China)		Regulación KMVSS (Corea)	
	4.6	Suspension	No Espec.	No Espec.	No Espec.	No Espec.	No Espec.	No Espec.

## Anexo 18: Revisión de componentes

Tabla 37: Revisión de acoplamiento de componentes

Revisión de acoplamiento de componentes		
Parámetros	Sí	No
Sujeciones tuerca- perno completas		
Sentido de zonas de anclaje		
Acoplamiento de resorte - amortiguador		
Unión caucho- base superior		
Vástago de amortiguador totalmente salido		

## Anexo 19: Hoja de control para instalación

Tabla 38: Hoja de control de instalación

Hoja de control		
Parámetros	Sí	No
Se posee todos los elementos necesarios		
Se adquirió los elementos de sujeción específicos		
Lubricación de componentes		
Los elementos se acoplan con facilidad		
No existe tambaleo de componentes		

## Anexo 20: Factor de seguridad

J. R. Valdez Gavilanes menciona que en el libro de Joseph P. Vidosic sigue los siguientes razonables factores de seguridad.[2]

1.  $N = 1.25 - 1.5$  para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a cargas y esfuerzos que pueda determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2.  $N = 1.5 - 2.0$  para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constante y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
3.  $N = 2.0 - 2.5$  para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.
4.  $N = 2.5 - 3.0$  para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5.  $N = 3.0 - 4.0$  para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.

6.  $N = 3.0 - 4.0$  deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos.
7. Cargas repetidas: son aceptados los factores indicados en los puntos 1 al 6 pero debe aplicarse el límite de ruptura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de cadencia del material.
8. Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor por impacto.
9. Materiales frágiles: si se considera a la resistencia última como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.

Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.