



# **UNIVERSIDAD DEL AZUAY**

**Departamento de Posgrados**

**Maestría en Sistemas Vehiculares.**

**Estudio numérico y experimental de la influencia del tamaño de las  
ruedas sobre los elementos de la suspensión Mcpherson.**

**Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:**

**Magíster en Sistemas Vehiculares.**

**Autores: Ing. Santiago Ismael Urgilés Verdugo.**

**Ing. Carlos Lenin Álvarez Cárdenas.**

**Director: Ing. Robert Rockwood Iglesias. Mgst.**

**Cuenca, Ecuador**

**2017**

## **Dedicatoria:**

*A mis padres Inés y René por el apoyo y amor demostrado durante toda mi vida. A mis hermanas por Sandra y Fernanda por el cariño y amistad incondicional y por ser parte de este logro en mi vida.*

*Atentamente. Carlos*

## **Agradecimiento:**

*En primer lugar a Dios por darme la vida, y permitirme compartir con mi familia. A mis padres por ser puntal fundamental a lo largo de toda mi vida. A mi abuelito Benigno y mi tía Leonor quienes me apoyaron y cuidaron durante el trayecto de mi existencia, a toda mi familia por el cariño y amistad brindada.*

*Atentamente. Carlos*

## **Dedicatoria:**

*Este trabajo lo dedico a mis padres Marcelo y Zaida por el inmenso amor demostrado durante toda mi vida, así como el apoyo incondicional. A mis queridos hermanos y mis mejores amigos, Marcela, Javier y Juan Pablo por siempre estar ahí para mí; a al amor de mi vida, mi querida esposa Diana, por el amor y cariño incondicional al ser parte de este logro en mi vida, y a tí, mi amada hija, te espero con ansia, eres mi inspiración.*

*Atentamente. Santiago*

## **Agradecimiento:**

*A Dios por ayudarme siempre, a mis padres y hermanos, por ser aquellos que siempre me apoyan en todos mis proyectos. A mi esposa y mi hija, por incentivar en mí la elaboración de este proyecto. A todos quienes nos ayudaron con sus conocimientos para la elaboración de este trabajo.*

*Atentamente. Santiago*

# ÍNDICE DE CONTENIDOS.

Dedicatoria:.....	ii
Agradecimiento:.....	iii
Dedicatoria:.....	iv
Agradecimiento:.....	v
Índice de contenidos. ....	vi
Índice de figuras.....	ix
Índice de tablas. ....	xiii
Índice de ecuaciones .....	xv
Índice de anexos.....	xvi
Nomenclatura. ....	xvii
Rsumen. ....	xviii
Abstract.....	xix

## CAPÍTULO 1.

### INTRODUCCIÓN Y PRE-PROCESO COMPUTACIONAL

1.1 Antecedentes Generales. ....	1
1.2 Motivación, justificación e importancia de la investigación.....	2
1.3 Problemática. ....	2
1.4 Objetivos. ....	3
1.4.1 Objetivo General. ....	3
1.4.2 Objetivo Específicos. ....	3
1.5 Justificación. ....	3
1.6 Estado del arte.....	4
1.7 Bibliografía. ....	11

## CAPÍTULO 2.

### SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN UTILIZANDO HERRAMIENTAS CAE

2.1 Pre proceso de modelo CAE. ....	12
2.1.1 Consideraciones para la modelación CAD de los componentes del sistema de suspensión Mcpherson. ....	12
2.1.2 Preparación de la geometría.....	20
2.1.3 Parametrización del modelo CAE.....	21
2.1.4 Validación del modelo parametrizado. ....	22
2.2. Proceso de modelo CAE. ....	24

2.2.1 Conversión de cuerpos Rígidos a Flexibles en el programa CAE para análisis dinámico.....	24
2.2.2 Condiciones de frontera. ....	24
2.2.3 Casos de carga.....	26
2.2.4 Desarrollo de simulación cuasi –estática. ....	28
2.3 Análisis y discusión de resultados. ....	29
2.3.1 Analisis de esfuerzo VonMises del modelo CAE utilizando neumático 225/60 R17. ....	32
2.3.2 Analisis de esfuerzo VonMises del modelo CAE utilizando neumático 255/45 R18. ....	34
2.3.3 Análisis de deformación unitaria del modelo CAE con utilizando neumático 225/60R17.....	37
2.3.4 Análisis de deformación unitaria del modelo CAE utilizando neumático 255/45 R18. ....	40
2.3.5 Análisis de los esfuerzos XX y YY del modelo CAE utilizando neumático 225/60 R17.....	45
2.3.6 Análisis de los esfuerzos XX y YY del modelo CAE utilizando neumático 255/45 R18.....	46
2.4 Bibliografía. ....	50

### CAPÍTULO 3.

#### ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN UTILIZANDO GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS Y PRUEBAS FÍSICAS

3.1 Fundamentos Generales para la instrumentación.....	51
3.2 Instrumentación con galgas extensiométricas.....	55
3.2.1 Experimentación para calibración extensiométrica. ....	55
3.3. Instrumentación del vehículo Hyundai Tucson IX con galgas extensiométricas.....	63
3.3.1 Ubicación de galgas extensiométricas en brazo oscilante de suspensión. ....	63
3.3.2. Posición de galgas extensiométricas. ....	63
3.3.3 Condiciones para la experimentación. ....	64
3.3.4. Recolección de datos con instrumentación electrónica.....	65
3.3.5 Resultados de experimentación extensiométrica de neumático 225/60R17. ....	66
3.4 Bibliografía. ....	67

## CAPÍTULO 4.

### COMPARACIÓN DE ESFUERZOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN Y ESFUERZOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE LOS COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN

4.1 Valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60R17 y 245/55 R18.....	68
4.2 Valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60R17 y 245/55 R18.....	69
4.3 Valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60 R17 y 245/55 R18 obtenidas por medio de instrumentación electrónica. ....	70
4.4 Comparación de valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60 R17 y 245/55 R18 obtenidas por medio de instrumentación electrónica y modelo CAE de suspensión. ....	71
4.5 Comparación de valores de esfuerzos XX y YY empelando neumáticos 225/60 R17 y 255/45 R18 obtenidas por medio de instrumentación electrónica y modelo CAE de suspensión. ....	72
4.6 Conclusiones .....	74
4.7. Recomendaciones y trabajos Posteriores. ....	76
4.7.1 Recomendaciones. ....	76
4.7.2 Trabajos Posteriores.....	76
ANEXOS .....	77

## ÍNDICE DE FIGURAS.

<b>Figura 1.1.</b> Suspensión de Camión.....	4
<b>Figura 1.2.</b> Anclaje de suspensión: Modelo FE y casos de carga.....	5
<b>Figura 1.3.</b> Puntos de detección de reacción de barra, fuerza de grillete, amortiguador.....	5
<b>Figura 1.4</b> Galgas Extensiométricas en los puntos de medición.....	6
<b>Figura 1.5</b> Prueba de tensión en barra y grillete respectivamente. ....	6
<b>Figura 1.6.</b> Modelo CAE de Suspensión en Motionview multi Body Dynamics.....	7
<b>Figura 1.7.</b> Condiciones de Prueba.....	8
<b>Figura 1.8.</b> Posición de galgas extensiométricas.....	9
<b>Figura 1.9.</b> Prueba estática real y virtual para carga vertical.....	9
<b>Figura 1.10.</b> Prueba de carga combinada vertical y lateral, real y virtual.....	10
<b>Figura 1.11.</b> Modelo virtual para carga vertical y carga lateral.....	10
<b>Figura 2.1.</b> Movimientos de la suspensión.....	13
<b>Figura 2.2.</b> Fuerzas, momentos actuantes en suspensión McPherson.....	13
<b>Figura 2.3.</b> Sistema de coordenadas y tipos de movimientos de la suspensión.....	14
<b>Figura 2.4.</b> Restricciones del suspensión tipo McPherson.....	15
<b>Figura 2.5.</b> Puntos de unión del brazo oscilante McPherson.....	15
<b>Figura 2.6.</b> Puntos para ensamble y restricciones CAD .....	16
<b>Figura 2.7.</b> Puntos de restricción para ensamble CAD.....	17
<b>Figura 2.8.</b> Puntos de unión del brazo oscilante.....	18
<b>Figura 2.9.</b> Puntos de restricción para ensamble CAD.....	20
<b>Figura 2.10.</b> Corrección de la geometría del brazo de suspensión.....	21
<b>Figura 2.11.</b> Mallado de brazo oscilante de suspensión. ....	22
<b>Figura 2.12.</b> Mallado de elementos tetraédricos en tres dimensiones en brazos oscilante de suspensión.....	22
<b>Figura 2.13.</b> Mallado completo de brazos oscilante de suspensión con calidad y tamaño de malla 4 mm.....	23

<b>Figura 2.14.</b> Parámetros de calidad de malla de brazo oscilante de suspensión.....	23
<b>Figura 2.15.</b> Diagrama de flujo general sobre este procedimiento para transformar cuerpos rígidos en cuerpos flexibles.....	24
<b>Figura 2.16.</b> Puntos de unión para la simulación dinámica del muñón de la dirección.....	25
<b>Figura 2.17.</b> Módulo de suspensiones de programa CAE.....	25
<b>Figura 2.18.</b> Análisis y determinación de peso en suspensión delantera.....	26
<b>Figura 2.19.</b> Módulo de suspensiones de programa CAE.....	29
<b>Figura 2.20.</b> Módulo de suspensiones programa CAE.....	30
<b>Figura 2.21.</b> Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=10.0 seg.....	30
<b>Figura 2.22.</b> Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=9.1 seg.....	31
<b>Figura 2.23.</b> Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=5.6 seg.....	31
<b>Figura 2.24.</b> Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=3.7 seg.....	32
<b>Figura 2.25.</b> Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17 vista superior.....	33
<b>Figura 2.26.</b> Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17, vista inferior.....	33
<b>Figura 2.27.</b> Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17 vista superior.....	35
<b>Figura 2.28.</b> Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17, vista inferior.....	37
<b>Figura 2.29.</b> Posición de ejes de coordenadas de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.....	37
<b>Figura 2.30.</b> Deformación sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.....	37
<b>Figura 2.31.</b> Deformación unitaria sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista inferior.....	38
<b>Figura 2.32.</b> Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.....	39
<b>Figura 2.33.</b> Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista inferior.....	39

<b>Figura 2.34.</b> Deformación unitaria sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 255/45R18, vista superior.....	40
<b>Figura 2.35.</b> Deformación unitaria sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 255/45R18, vista inferior.....	41
<b>Figura 2.36.</b> Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 255/50R18, vista superior.....	42
<b>Figura 2.37.</b> Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 255/50R18, vista superior.....	42
<b>Figura 2.38.</b> Esfuerzos sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.....	45
<b>Figura 2.39.</b> Esfuerzos en ejes YY de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.....	46
<b>Figura 2.40.</b> Esfuerzos en ejes XX de brazo oscilante con neumático 255/545 R18, vista superior.....	47
<b>Figura 2.41.</b> Esfuerzos en ejes YY de brazo oscilante con neumático 255/545 R18, vista superior.....	47
<b>Figura 3.1.</b> Galga extensiométrica.....	51
<b>Figura 3.2.</b> Esfuerzo en placa sometida a flexión.....	54
<b>Figura 3.3.</b> Experimentación de deformación en banco de deformación con sus medida.....	57
<b>Figura 3.4.</b> Visualización en de la curva de deformación.....	58
<b>Figura 3.5.</b> Curva de deformación calculada y deformación medida con instrumentación...59	59
<b>Figura 3.6.</b> Curva de esfuerzo calculado y esfuerzo medido con instrumentación.....	60
<b>Figura 3.7.</b> Modelo de barra elaborado en programa CAE.....	61
<b>Figura 3.8.</b> Calculo de barra elaborado en programa CAE.....	61
<b>Figura 3.9.</b> Deformación unitaria medida Vs deformación unitaria CAE.....	62
<b>Figura 3.10.</b> Posición de galgas extensiométricas sobre el brazo oscilante de la suspensión.....	63
<b>Figura 3.11.</b> Dirección de ejes para medición de esfuerzos en brazo oscilante de la suspensión.....	64
<b>Figura 3.12.</b> Restricciones del movimiento de brazo oscilante con bastidor.....	64
<b>Figura 3.13.</b> Restricciones del movimiento de brazo oscilante con bastidor.....	65

<b>Figura 4.1.</b> Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17, vista inferior.....	68
<b>Figura 4.2.</b> Esfuerzos VonMises en neumático 255/45R18, vista inferior.....	68

## ÍNDICE DE TABLAS.

<b>Tabla 2.1.</b> Restricciones para ensamble de Muñón de dirección.....	16
<b>Tabla 2.2.</b> Restricciones para ensamble de Muñón de dirección.....	17
<b>Tabla 2.3.</b> Datos técnicos para ángulos de suspensión Hyundai Tucson IX.....	19
<b>Tabla 2.4.</b> Características mecánicas del brazo oscilante de suspensión del acero FB 540..	20
<b>Tabla 2.5.</b> Criterios y valores para el mallado de componentes.....	21
<b>Tabla 2.6.</b> Valores para simulación cuasi estática del vehículo.....	27
<b>Tabla 2.7.</b> Valores para simulación cuasi estática del vehículo.....	28
<b>Tabla 2.8.</b> Distribución de esfuerzos de acuerdo a zona estudiada en modelo CAE con neumático 225/60R17.....	34
<b>Tabla 2.9.</b> Distribución de esfuerzos de acuerdo a zona estudiada en modelo CAE con neumático 255/45 R18.....	35
<b>Tabla 2.10.</b> Esfuerzos VonMises en el plato oscilante con diferentes neumáticos.....	36
<b>Tabla 2.11.</b> Deformación de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60R1...38	
<b>Tabla 2.12.</b> Deformación de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60R17.....	40
<b>Tabla 2.13.</b> Deformación de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/45R18.....	41
<b>Tabla 2.14.</b> Deformación de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 255/50R18.....	43
<b>Tabla 2.15.</b> Valores de deformación de brazo oscilante en el eje XX, vista superior.....	43
<b>Tabla 2.16.</b> Valores de deformación de brazo oscilante en el eje YY, vista inferior.....	44
<b>Tabla 2.17.</b> Esfuerzos en ejes XX de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60 R17 en el eje XX.....	45
<b>Tabla 2.18.</b> Esfuerzos en ejes YY en zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60 R17 en el eje YY.....	46
<b>Tabla 2.19.</b> Esfuerzos en ejes XX en zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 255/545 R18.....	47

<b>Tabla 2.20.</b> Esfuerzos en ejes YY en zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 255/45 R18.....	48
<b>Tabla 2.21.</b> Resultados de comparación de esfuerzos en ejes XX con neumático 225/60 R17 y neumático 255/45 R18.....	48
<b>Tabla 2.22.</b> Resultados de comparación de esfuerzos en ejes YY con neumático 225/60 R17 y neumático 255/45 R18.....	49
<b>Tabla 3.1.</b> Dimensiones de placa de acero.....	56
<b>Tabla 3.2.</b> Propiedades físicas del acero.....	56
<b>Tabla 3.3</b> Insumos para calibración de galga extensiométrica.....	56
<b>Tabla 3.4</b> Deformación calculada Vs. Deformación medida con extensiométrica.....	58
<b>Tabla 3.5</b> Esfuerzos calculado Vs. esfuerzos medidos.....	59
<b>Tabla 3.6.</b> Deformación medida Vs. Deformación con Programa CAE.....	62
<b>Tabla 3.7.</b> Valores de deformación y esfuerzo XX y esfuerzo YY con neumático 225/60R17.....	66
<b>Tabla 3.8.</b> Valores de deformación y esfuerzo XX y esfuerzo YY con neumático 255/45R18.....	66
<b>Tabla 4.1.</b> Esfuerzos VonMises en el plato oscilante con diferentes neumáticos.....	69
<b>Tabla 4.3.</b> Deformaciones unitarias en el plato oscilante con diferentes neumáticos en los ejes XX y YY.....	70
<b>Tabla 4.4.</b> Comparación de valores de deformación en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 225/60R17.....	72
<b>Tabla 4.5.</b> Comparación de valores de deformación en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 255/45 R18.....	72
<b>Tabla 4.6.</b> Comparación de valores de esfuerzo en ejes XX y YY en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 225/60 R17.....	73
<b>Tabla 4.7.</b> Comparación de valores de esfuerzo en ejes XX y YY en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 255/45 R18.....	73

## ***ÍNDICE DE ECUACIONES***

<b>Ec 3.1</b> .....	51
<b>Ec 3.2</b> .....	51
<b>Ec 3.3</b> .....	52
<b>Ec 3.4</b> .....	52
<b>Ec 3.5</b> .....	52
<b>Ec 3.6</b> .....	52
<b>Ec 3.7</b> .....	53
<b>Ec 3.8</b> .....	53
<b>Ec. 3.9</b> .....	53
<b>Ec 3.10</b> .....	54
<b>Ec 3.11</b> .....	54
<b>Ec 3.12</b> .....	54
<b>Ec 3.13</b> .....	54
<b>Ec 3.14</b> .....	55
<b>Ec 3.15</b> .....	55
<b>Ec 3.16</b> .....	55
<b>Ec 3.17</b> .....	55

## *ÍNDICE DE ANEXOS*

<b>Anexo 1.</b> Hoja de datos de galga extensiométrica SGD-10/350-LY13.....	78
<b>Anexo 2.</b> Hoja de datos de puente de Wheatstone BCM-1 de la marca Omega.....	79
<b>Anexo 3.</b> Diagrama de puente de Wheatstone BCM-1 de la marca Omega.....	80
<b>Anexo 4.</b> Diagrama de conexión de puente de Wheatstone BCM-1 a tarjeta de adquisición de datos 9219.....	81

## ***NOMENCLATURA.***

***SAE:*** *Society of Automotive Engineers.* (Sociedad de Ingenieros Automotrices).

***SUV:*** *Sport Utility Vehicle.* (Vehículo Utilitario Deportivo)

***CAD:*** *Computer Aided Design.* (Diseño Asistido por Computadora)

***MBD:*** *Multi Body Dynamics.* (Dinámica de cuerpos múltiples)

***CAE:*** *Computer Aided Engineering.* (Ingeniería Asistida por Computadora)

***FE:*** *Finite Elements.* (Elementos Finitos).

***FEA:*** *Finite Element Analysis.* (Análisis por Elementos Finitos)

***FEM:*** *Finite element module.* (Módulo de Elementos Finitos.)

## **RESUMEN.**

En el presente estudio se desarrolla un análisis de la influencia de la modificación de las dimensiones de ruedas y neumáticos 225/60 R17 y 255/45 R18, sobre los componentes de la suspensión McPherson en un vehículo SUV. Con este propósito, un modelo de la suspensión del vehículo es desarrollado y simulado con todas sus variables, por medio de herramientas CAD y CAE, que permiten elaborar un modelo funcional capaz de simular la dinámica del mecanismo de la suspensión, para determinar los esfuerzos sobre sus componentes.

Posteriormente se utilizan herramientas de laboratorio, instrumentación electrónica y medidores de deformación; ubicados en diferentes partes de los componentes más críticos de la suspensión del vehículo, acorde los resultados obtenidos de la simulación; obteniendo valores de deformación unitaria y de esfuerzos, para comparar los resultados con los valores obtenidos en el modelo funcional.

Se desarrollaron dos casos de estudio; en donde el brazo oscilante, es el elemento más crítico y factible para el análisis, según la metodología propuesta. Se demuestra que al modificar las dimensiones de las ruedas y neumáticos, se presentan variaciones de esfuerzos en ambos casos de estudio. Las variaciones más representativas de esfuerzos se ubican, en la zona de unión del brazo oscilante con el porta rótula, zonas centrales y zonas periféricas del elemento.

## ABSTRACT

This study conducted an analysis of the influence of the modification of 225/60 R17 and 255/45 R18 wheels and tires dimensions on the components of McPherson suspension in a SUV vehicle. Therefore, a vehicle suspension model with all its variables was developed and simulated through CAD and CAE tools. This allowed the elaboration of a functional model capable of simulating the suspension mechanism dynamics, so as to determine the stress over its components. Then, laboratory tools, electronic instrumentation and deformation meters located in different parts of the most critical components of the vehicle suspension were used. According to the results obtained from the simulation, values of unit strain and stress were obtained to compare the results with the values obtained in the functional model. According to the proposed methodology, it was possible to develop two study-cases where the swinging arm was the most critical and feasible element for the analysis. Hence, it was demonstrated that when the dimensions of the wheels and tires were modified, there were stress variations in both study-cases. The most representative stresses variations were located in the area of connection of the swinging arm with the patella, central zones and peripheral zones of the element.



  
Translated by,  
Lic. Lourdes Crespo

# **CAPÍTULO 1.**

## **INTRODUCCIÓN Y PRE-PROCESO COMPUTACIONAL.**

### **1. INTRODUCCIÓN.**

#### **1.1. Antecedentes Generales.**

Una de las preocupaciones de los fabricantes de carruajes fué hacer los viajes más cómodos; los caminos empedrados, las hendiduras de la calzada, y la incomodidad que causaba a los pasajeros viajar por estos senderos, eran los problemas más frecuentes que los carruajes debían afrontar. Los primeros intentos de mejorar esta situación, reduciendo los impactos y mejorando la comodidad, fueron utilizar en los asientos de los pasajeros cojines o colchoncillos.

A pesar de estos intentos el problema no tenía solución, hasta que se construyó una cabina de carruaje que colgaba de correas de cuero, de modo que la carrosa quedaba suspendida. Aunque el sistema absorbía las irregularidades de la calzada, este sistema era ineficiente, puesto que los pasajeros estaban sometidos a cambios bruscos de movimientos ocasionados por el bamboleo de la cabina. A medida que las suspensiones fueron evolucionando se encontraba mayor eficiencia, las ruedas disminuyeron su tamaño, y tenían radios en el centro de su estructura; pasaron de ser de madera a metal estampado y aleaciones, y se implementaron en las llantas con un recubrimiento de hule macizo, y con el tiempo se desarrolló el neumático.

Una suspensión convencional en la actualidad está formada básicamente por el neumático, la rueda, la mangueta, rodamientos, el amortiguador, brazos oscilantes, rótulas, cubos de rueda, muelles, pernos, la masa suspendida, y la masa no suspendida. Se emplea para mejorar la estabilidad y control al vehículo durante su operación el confort de pasajeros.

## **1.2 Motivación, justificación e importancia de la investigación.**

En la actualidad los sistemas de suspensión no se desarrollan por conocimientos empíricos, sino a través de un análisis complejo, en los cuales la dinámica de los cuerpos, es uno de los pilares fundamentales para el desarrollo de estos sistemas de suspensión. Encontrar el diseño ideal de suspensión para cada vehículo es uno de los mayores retos de los fabricantes de autos, originando una gran cantidad de métodos de cálculo para el desarrollo de suspensiones, con la finalidad de detectar y predecir fallas en el sistema de suspensión, mejorando su eficiencia y durabilidad. El diseño de los componentes del sistema de suspensión del vehículo se puede realizar utilizando el método de elementos finitos, que permite:

1. Visualizar esfuerzos, deformaciones, tensiones máximas y mínimas de componentes o partes, entre otros.
2. Optimizar las partes que forman el sistema de suspensión, por medio de la aplicación de simulaciones que permiten mejorar geometrías de los elementos y las características de los materiales.
3. Pronosticar la fatiga y durabilidad de componentes.
4. Calcular y pronosticar de manera coherente y con exactitud las situaciones de mayor exigencia del sistema para su innovación.

## **1.3 Problemática.**

En nuestro medio es común que en los vehículos se coloquen ruedas y neumáticos que presentan variaciones del tamaño y estructura, que son diferentes a los elaborados por el fabricante, para mejorar la estética de los vehículos. Se sospecha que estas modificaciones podrían originar que elementos como: brazos de suspensión y muñón de la dirección, presenten inconvenientes de rotura y fatiga prematura, originando que se elaboren mantenimientos correctivos de dichos componentes del sistema, antes de lo previsto por el fabricante.

## **1.4 Objetivos.**

### **1.4.1 Objetivo General.**

Determinar la influencia del tamaño de las ruedas sobre los elementos de la suspensión Mcpherson.

### **1.4.2 Objetivo Específicos.**

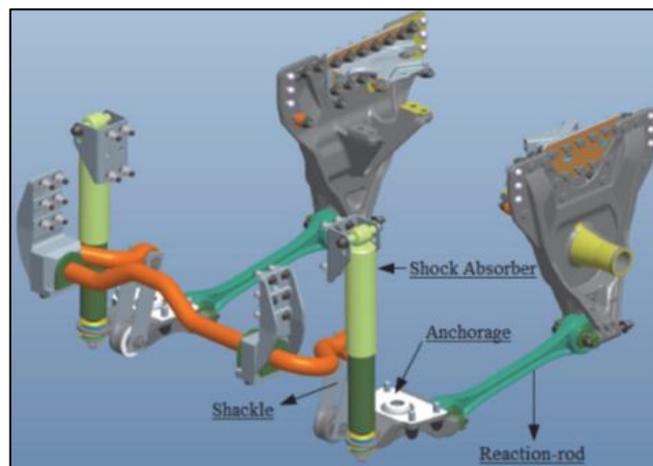
- Representar los componentes que forman la suspensión de un vehículo SUV, de forma adecuada de acuerdo a las condiciones del análisis y las posibilidades de simulación numérica computacional.
- Elaborar un estudio numérico computacional del comportamiento cuasi-estático del sistema de suspensión, y predecir los esfuerzos máximos que soportan los componentes críticos de este sistema.
- Estimar los esfuerzos que soportan los componentes críticos del sistema de suspensión del vehículo, utilizando galgas extensiométricas y pruebas físicas.
- Comparar los esfuerzos obtenidos en la experimentación con los esfuerzos obtenidos en la simulación computacional de los componentes de la suspensión.

## **1.5 Justificación.**

Alrededor de todo el mundo se producen ruedas y neumáticos de diferente tamaño y diseño estructural, para vehículos livianos y pesados. En nuestro medio la tendencia de estos últimos años es cambiar ruedas y neumáticos del vehículo, por ruedas y neumáticos de mayores dimensiones, comparadas con los elaborados o recomendadas por el fabricante de vehículos; con el objetivo de mejorar el aspecto estético de los vehículos. En la actualidad se desconoce los efectos que estos cambios pueden originar en diferentes partes del sistema de suspensión, por ello se realizará un análisis de los esfuerzos que soporta el brazo oscilante delantero de una suspensión Mcpherson, con la finalidad de establecer un criterio técnico de las consecuencias que se pueden presentar al colocar ruedas y neumáticos de mayores dimensiones en los vehículos.

## 1.6 Estado del arte.

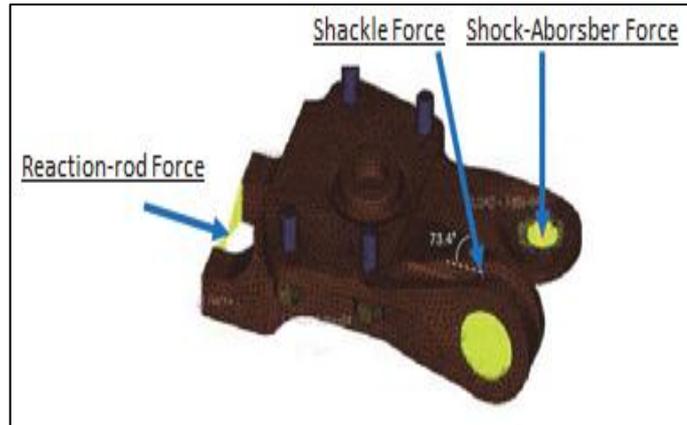
Los autores (Rose Bruno, 2014) presentan un estudio que permite la calibración de galgas extensiométricas virtuales basándose en mediciones reales. Para esto se instrumenta a un componente de la suspensión de un camión, mostrado en la figura 1.1, con medidores de tensión o galgas extensiométricas en puntos de medición, y se realiza una prueba en pista, para posteriormente compararla con valores obtenidos de medidores de tensión virtuales colocados en el modelo CAE del componente de la suspensión posterior.



**Figura 1.1.** Suspensión de Camión.

**Fuente:** Rose,B (2016). *Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements*. Recuperado de <http://www.sae.com>

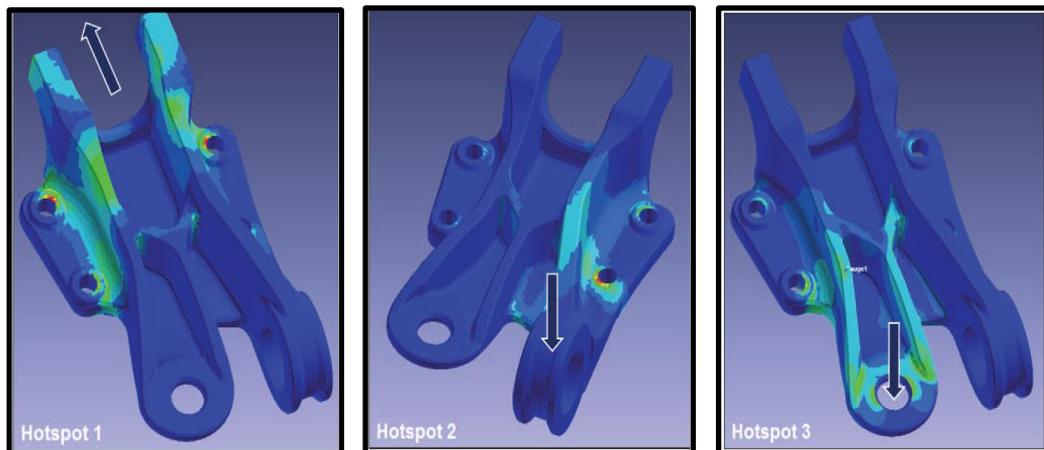
Se demuestra que este método es eficaz para la calibración de modelos numéricos con respecto a sus diferentes variables como: entradas de fuerza, condiciones de contorno y las propiedades del material. En detalle el anclaje de la figura 1.1, se somete a tres estados de carga: fuerza de amortiguación, fuerza de reacción en la barra, fuerza en el grillete, que se muestran en figura 1.2.



**Figura 1.2.** Anclaje de suspensión: Modelo FE y casos de carga.

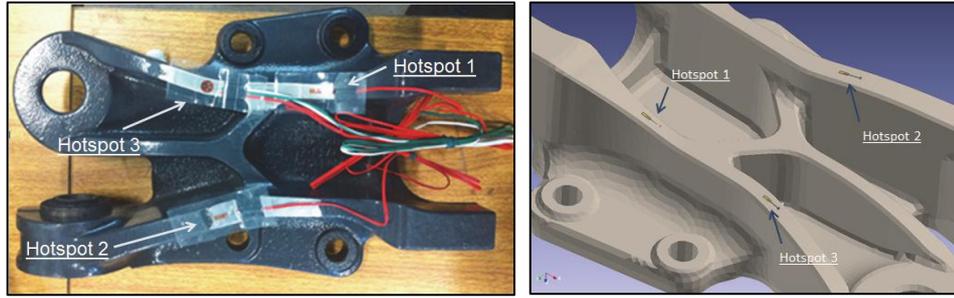
**Fuente:** Rose,B (2016). *Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements*. Recuperado de <http://www.sae.com>

Se colocan los medidores de tensión virtuales como se muestra en la figura 1.3, y los medidores reales en los mismos 3 puntos de medición mostrados en la figura 1.4.



**Figura 1.3.** Puntos de detección de reacción de barra, fuerza de grillete, amortiguador.

**Fuente:** Rose,B (2016). *Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements*. Recuperado de <http://www.sae.com>



**Figura 1.4** Galgas Extensiométricas en los puntos de medición.

**Fuente:** Rose,B (2016). *Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements*. Recuperado de <http://www.sae.com>

Se miden las fuerzas dinámicas para cada caso de carga, y la tensión de anclaje en la suspensión utilizando un gato hidráulico y una célula de carga (Figura 1.5).

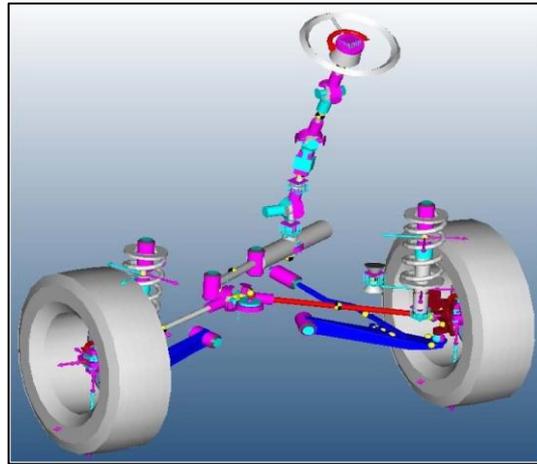


**Figura 1.5** Prueba de tensión en barra y grillete respectivamente.

**Fuente:** Rose,B (2016). *Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements*. Recuperado de <http://www.sae.com>

En este estudio se afirma que se validaron las mediciones en los modelos virtuales y reales del estudio, además se concluye que las mediciones reales pueden ser utilizadas como bucles de retroalimentación en el análisis de ingeniería asistido por computador (CAE). Por otro lado, (Suhas Kangde, 2014), publican el artículo *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*, en el que se analiza el sistema de suspensión Mcpherson de un camión de la marca “Mahindra”. Para este estudio se utiliza el

criterio de simulación MBD (*Multi Body Dynamics*) y el FE (*Finite Elements o Elementos Finitos*) dando como resultado la predicción mucho más exacta sobre los componentes de la suspensión. En este caso el método es validado de acuerdo a la correlación que existe entre las tensiones dinámicas en diferentes condiciones de carga y la simulación realizada, en este caso utilizando el programa HyperWorks y MotionView, la figura 1.6, muestra la configuración del modelo empleado.



**Figura 1.6.** Modelo CAE de Suspensión en Motionview multi Body Dynamics.

**Fuente:** Suhas Kangle (2014). *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*. Recuperado de <http://www.sae.com>.

Para realizar la simulación “MBD”, los autores utilizaron el modelo del tren delantero pre configurado en el programa “Motion View”, en el cual se ha realizado todo el ensamble de los componentes. Sin embargo los autores han incluido en el modelo su propia horquilla de suspensión (brazo oscilante), precisamente para analizar su desempeño estructural; además, midieron físicamente las tensiones en estos componentes por medio de medidores de deformación (galgas extensiométricas) en diferentes pruebas, como se muestra en las figuras 1.7, y 1.8, para posteriormente comparar los resultados entre sí.

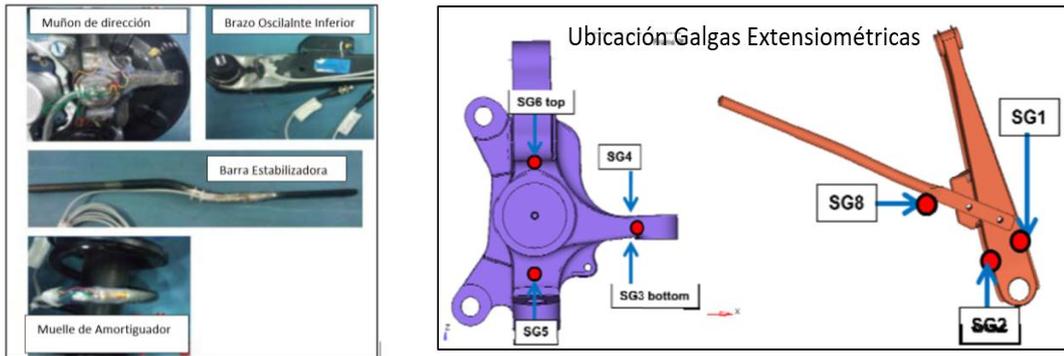


**Figura 1.7.** Condiciones de Prueba.

**Fuente:**Suhas Kangle (2014). *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*. Recuperado de <http://www.sae.com>

El modelo CAE utiliza casos convencionales de carga (aplicación de cargas laterales, y longitudinales) que permiten conocer las ubicaciones más críticas de fallas en la estructura del vehículo, y en estas ubicaciones elaborar las pruebas reales. En donde existen combinaciones de carga vertical, longitudinal y lateral, de igual forma que en las simulaciones computacionales.

Para realizar las comparaciones de correlación entre el modelo CAE y la prueba real, se determinan puntos de medición, utilizando galgas extensiométricas en base a los resultados de las simulaciones estáticas que se lograron identificar algunos problemas con las garantías de venta de la suspensión delantera de modelo de vehículo que se está analizando; los puntos en los que se realiza la medición se presentan en la figura 1.8.

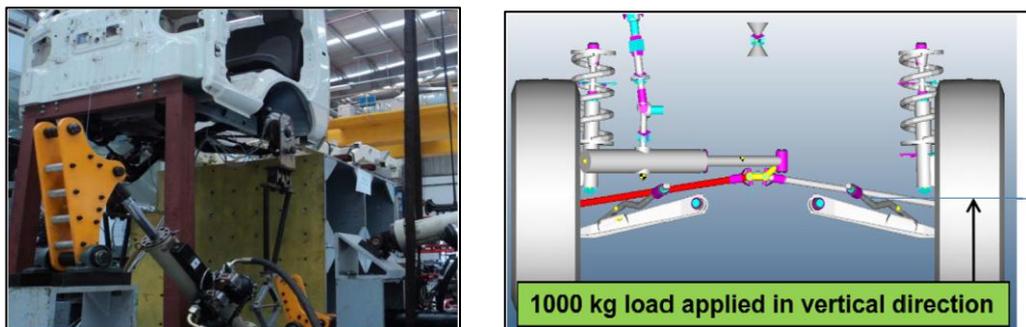


**Figura 1.8.** Posición de galgas extensiométricas.

**Fuente:** Suhas Kangle (2014). *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*. Recuperado de <http://www.sae.com>.

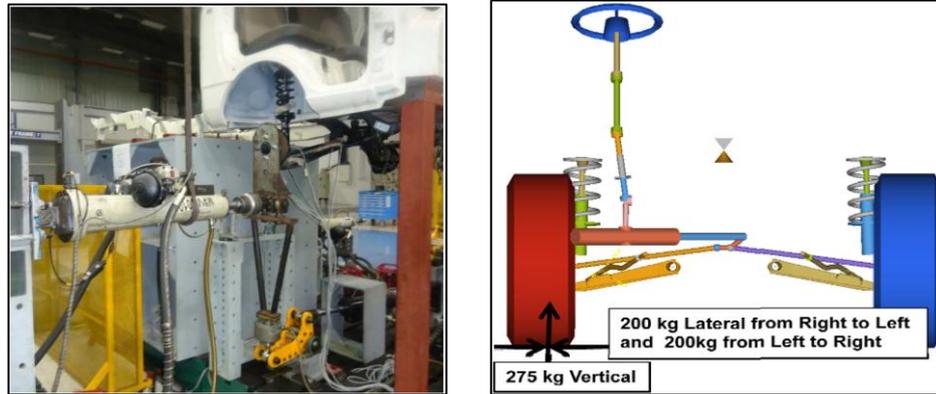
**Correlación de tensión estática.**-La correlación tensión estática se llevó a cabo en tres casos de carga:

- Carga vertical, mostrada en la figura 1.9.



**Figura 1.9.** Prueba estática real y virtual para carga vertical.

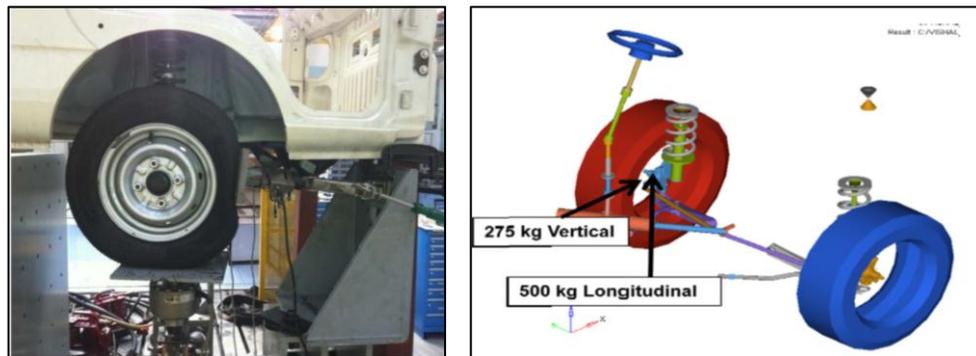
**Fuente:** Suhas Kangle (2014). *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*. Recuperado de <http://www.sae.com> Carga vertical y lateral combinada, mostrada en la figura 1.10.



**Figura 1.10.** Prueba de carga combinada vertical y lateral, real y virtual.

**Fuente:** Suhas Kangle (2014). *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*. Recuperado de <http://www.sae.com>

- Carga vertical y la carga lateral de izquierda a derecha, mostrada en la figura 1.11.



**Figura 1.11.** Modelo virtual para carga vertical y carga lateral.

**Fuente:** Suhas Kangle (2014). *Suspension Strain Correlation Using Flex Bodies in MBD*. Recuperado de <http://www.sae.com>.

En el documento los autores concluyen que existe buena correlación entre las deformaciones estáticas y dinámicas de los componentes de la suspensión medidas con galgas extensiométricas y las estimadas en la simulación CAE.

## **1.7 Bibliografía.**

Rose Bruno, K. P. (30 de Octubre de 2014). Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements. *SAE BRASIL*, 1-10.

Suhas Kangde, V. S. (1 de Enero de 2014). *Suspension strain correlation using flex bodies in MBD*. (SAE, Ed.) Obtenido de [www.sae.com](http://www.sae.com): [www.sae.com](http://www.sae.com)

## **CAPÍTULO 2.**

### **SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, UTILIZANDO HERRAMIENTAS CAE.**

#### **Introducción.**

En el presente capítulo se elabora un modelo CAD del brazo oscilante de la suspensión y muñón de dirección del vehículo SUV. La geometría es obtenida del vehículo modelo Hyundai Tucson IX, año 2016. Posteriormente se elabora un modelo CAE de la suspensión y se realiza un análisis cuasi-estático, para encontrar las deformaciones y esfuerzos del brazo oscilante de la suspensión, cuando se varían las dimensiones de los neumáticos 255/60R17 y 245/45R18, posteriormente se analizan los resultados.

#### **2.1 Pre proceso de modelo CAE.**

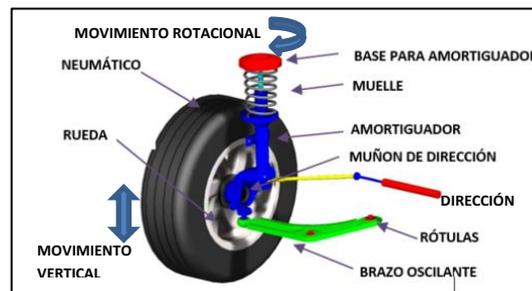
##### **2.1.1 Consideraciones para la modelación CAD de los componentes del sistema de suspensión Mcpherson.**

Cuando el vehículo se está desplazando debido a las irregularidades que tiene la calzada el sistema de suspensión de un vehículo actúa y se transfiere los esfuerzos a través del neumático y la rueda, hacia los demás componentes. Por lo tanto, cada fabricante de automóviles diseña su propio sistema de suspensión, tomando en cuenta las consideraciones cinemáticas del sistema de suspensión empleado, geometría del modelo, materiales de fabricación, y datos técnicos del automóvil para elaborar el cálculo de la suspensión. (Geun-Yeon Kim, 2014).

##### **2.1.1.1 Cinemática del sistema de suspensión de tipo Mcpherson en modelo CAD.**

Para una suspensión independiente, en la parte delantera o posterior del vehículo, el ensamble de brazos oscilantes en forma de A, está hecho con la intención de controlar el movimiento relativo de la llanta con el vehículo, y permitir el desplazamiento de la

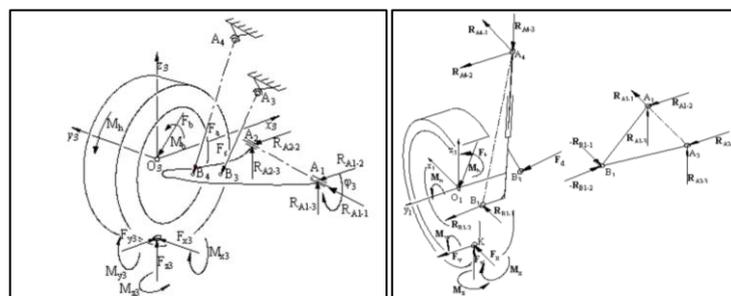
suspensión en una sola dirección evitando la deformación innecesaria de sus componentes. La dirección del desplazamiento puede tener, ganancia de ángulo cámbér, cambio de ángulo cáster, cambio en la convergencia y divergencia, dependiendo de los cálculos del diseñador; pero la dirección del movimiento del amortiguamiento siempre tiene una dirección definida, cuando realiza su movimiento en compresión (hacia arriba) y cuando realiza su movimiento en tensión (hacia abajo), en otras palabras, se dice que el eje del amortiguador está restringido a una sola dirección de movimiento relativo al cuerpo del vehículo.



**Figura 2.1.** Movimientos de la suspensión.

**Fuente:** Área de Ingeniería y transportes (2004). Suspensión McPherson delantera. Recuperado de [http:// www.unioviado.es](http://www.unioviado.es)

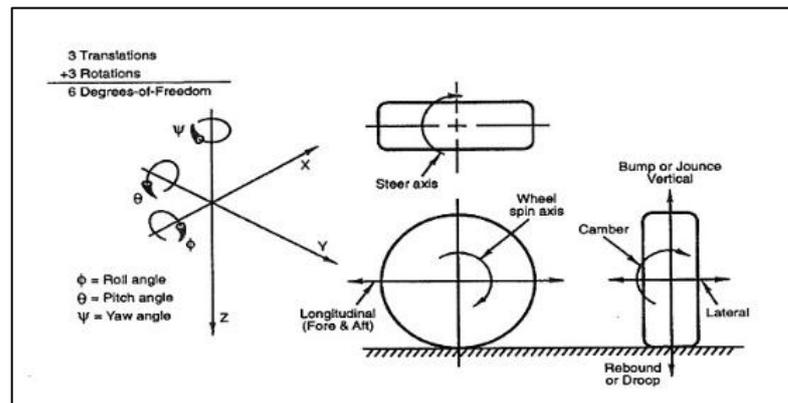
Existen componentes de conexión del sistema, como el muñón de la dirección que no rota, pero, permite la rotación del neumático con el eje de transmisión. Así mismo, las articulaciones y conexiones de la suspensión están diseñadas para permitir el movimiento del muñón hacia arriba y abajo, controlar el movimiento del muelle y el amortiguador. En las suspensiones frontales sin embargo existe un grado de rotación libre para girar la llanta en la dirección que se requiere en el vehículo, que es comandado por el sistema de dirección como se ilustra en la figura 2.1.



**Figura 2.2.** Fuerzas, momentos actuantes en suspensión McPherson.

**Fuente:** Zaktad Mechaniki Płynów (1994). Suspensión McPherson delantera. Recuperado de <http://www.mech.pk.edu.pl>

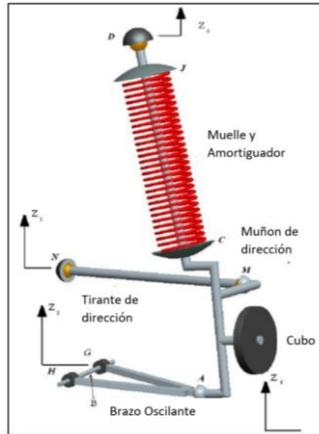
Para cualquier cuerpo que se mueve en un espacio relativo a otro cuerpo, su movimiento puede ser completamente definido por tres componentes de movimiento lineal, y tres componentes de movimiento rotacional, entonces, un cuerpo tiene seis grados de libertad de movimiento en un sistema de tres dimensiones; así mismo, se mencionó que cualquier suspensión independiente puede moverse solamente en una dirección relativa a la carrocería del vehículo, sin tomar en cuenta la dirección del vehículo, por tanto se menciona que la suspensión del vehículo tiene restricción del movimiento en cinco direcciones. Pero en la realidad las partes mecánicas que forman la suspensión no son perfectas, para restringir el movimiento del vehículo en direcciones determinadas, es necesario elaborar un estudio de las geometrías y fuerzas que actúan en las suspensiones independientes, para determinar cómo restringir el movimiento de la suspensión, en especial al muñón de dirección, para limitar su movimiento en cinco direcciones, como se puede observar en la figura 2.2 y 2.3.



**Figura 2.3.** Sistema de coordenadas y tipos de movimientos de la suspensión.

**Fuente:** (William F. Milliken, 1994) *Fundamentals of vehicles*. Recuperado de <https://www.milliken.com>

Con el propósito de restringir el movimiento de la suspensión se utiliza un varillaje con rótulas al final de cada barra, siendo esta la manera más común de restringir el movimiento de la suspensión. Entonces para poder restringir 5 grados de libertad se necesita 5 barras que funcionen a tensión y compresión. En una suspensión McPherson el puntal o amortiguador, es cinemáticamente un mecanismo deslizante, así mismo, un brazo inferior de control igual a un brazo en A, contiene dos varillas unidas al final con una rótula que será conectada al muñón de dirección y el otro extremo a la carrocería, como se ve en la figura 2.4. (William F. Milliken, 1994)

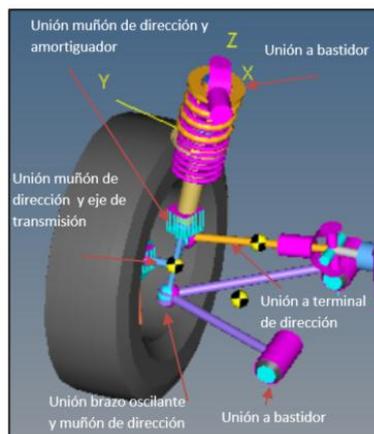


**Figura 2.4.** Restricciones del suspensión tipo McPherson.

**Fuente:** Researchgate (2004). *Suspension Degree of freedom*. Recuperado de <https://www.researchgate.net>

### 2.1.1.2 Restricciones de movimiento para ensamble del modelo CAD.

Según (S. Vijayarangan, 2012), por medio de la rueda y neumático, se transfieren las diferentes cargas ocasionadas por el tipo de calzada, aceleración, frenado, arranque y posición estática, hacia los componentes del sistema de suspensión y al chasis. Para esto todos los compontes de la suspensión se encuentran unidos por elementos de unión como rótulas y pernos. Para el ensamble de partes en el modelo CAD, se deben colocar restricciones de unión que simulan las uniones de rótulas y pernos entre partes de la suspensión, para posteriormente ser empleadas en el modelo virtual CAE, mostradas en la figura 2.5.

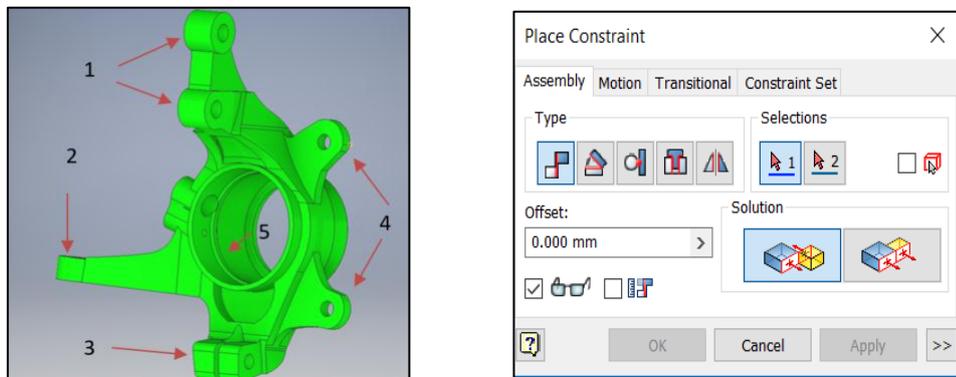


**Figura 2.5.** Puntos de unión del brazo oscilante McPherson.

**Fuente:** Autores.

- **Restricciones de contacto en Muñón de dirección.**

En el sistema de suspensión, el muñón de dirección se une o ensambla adjunto a cinco diferentes partes en diferentes puntos. Cuando se observa la figura 2.6, en el muñón de dirección existen agujeros para colocar pernos de sujeción que unen a este con la base del amortiguador (1), así mismo, la unión con terminal de la dirección (2), la rótula de unión del brazo oscilante de suspensión (3), la unión con la mordaza de pastillas de freno (4), y la unión con el eje de transmisión por medio de un rodamiento (5).



**Figura 2.6.** Puntos para ensamble y restricciones CAD

**Fuente:** Autores.

Las restricciones para el muñón de dirección utilizadas en el modelo CAD se detallan en la tabla 2.1, mencionadas según la numeración de la figura anterior; la restricción 4 no se utiliza debido a que el porta pastillas de freno ha sido despreciado para este análisis y no tiene influencia sobre los resultados.

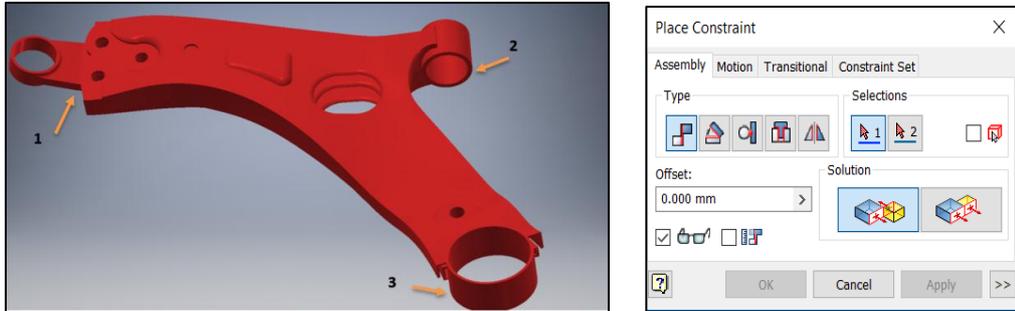
**Tabla 2.1.** Restricciones para ensamble de Muñón de dirección.

#	Restricciones Muñón de Dirección.
1	Restricción de centro para agujeros
1	Restricción de contacto
2	Restricción de centro para agujeros
2	Restricción de contacto
3	Restricción de centro para agujeros
3	Restricción de contacto
4	-----

**Fuente:** Autores.

- **Restricciones de contacto en brazo oscilante de suspensión.**

Este elemento tiene tres conexiones, el porta rótula y la rótula de suspensión (1) que son el lazo de unión entre el muñón de dirección y el brazo oscilante de suspensión, además, existen agujeros de unión (2 y 3) de buje y perno, para unión con el chasis del vehículo mostradas en la figura 2.7.



**Figura 2.7.** Puntos de restricción para ensamble CAD.

**Fuente:** Autores

Las restricciones para el brazo oscilante utilizadas en el modelo CAD se detallan en la tabla 2.2 según la numeración de la figura 2.7 anterior.

**Tabla 2.2.** Restricciones para ensamble de Muñón de dirección.

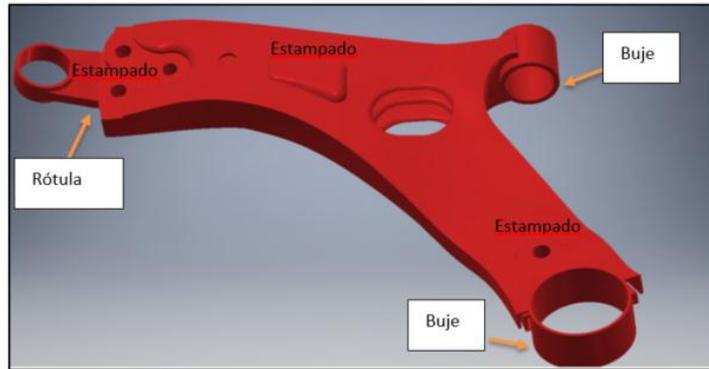
#	Restricciones Brazo oscilante de suspensión.
1	Restricción de centro para agujeros
1	Restricción de contacto
2	Restricción de centro para agujeros
2	Restricción de contacto
3	Restricción de centro para agujeros
3	Restricción de contacto

**Fuente:** Autores.

### 2.1.1.3 Simplificaciones asumidas para modelo CAD.

- **Bujes de suspensión.**

Las uniones del chasis con el brazo de suspensión en el modelo CAD, por su estructura compleja no se modelan en CAD, pero se reemplazan posteriormente por componentes simplificados en el modelo CAE, para el análisis de esfuerzos del sistema de suspensión, cuya ubicación muestra la figura 2.8.



**Figura 2.8.** Puntos de unión del brazo oscilante.

**Fuente:** Autores

- **Rótula.**

Al igual que en el caso anterior se incorporará al conjunto de la suspensión como un modelo simplificado, cuando se elabore el análisis con el modelo CAE, su ubicación se muestra en la figura 2.8.

- **Pernos.**

Los pernos de sujeción del brazo oscilante con el chasis son reemplazados por elementos rígidos 1D (una dimensión) cuando se elabora el modelado CAE.

- **Soldadura.**

La soldadura que une el brazo oscilante de la suspensión en diferentes partes se elabora con elementos de fijación de soldadura 1D (*Weld* o soldadura) en el modelo CAE.

- **Ejes de transmisión.**

Los ejes de transmisión no se utilizan en el ensamble del conjunto de la suspensión.

- **Mordaza de pastillas de freno.**

La mordaza de las pastillas de freno delanteras del sistema de suspensión son despreciados para este analisis.

- **Rodamientos.**

Los rodamientos son incorporados posteriormente al ensamble en el modelo CAE como un modelo simplificado.

- **Muñón de dirección.**

Según (Suhas Kangde, 2014), para elaborar una experimentación en el muñón de dirección se debe utilizar instrumentos y maquinaria especializada, ya que, si la experimentación se realiza en el vehículo, el apriete de los pernos de unión con amortiguador influyen de manera considerable en los esfuerzos de este elemento, es por esto que en este análisis no se utiliza el muñón de dirección del modelo CAE, debido a la complejidad de la instrumentación para la medición de esfuerzos sobre este elemento.

#### 2.1.1.4 Datos técnicos para construcción de modelo CAD.

Los datos técnicos de la suspensión se obtienen del manual del vehículo Hyundai Tucson IX y constan de los valores de los ángulos que tiene la geometría de la suspensión del vehículo mostrados en la tabla 2.3.

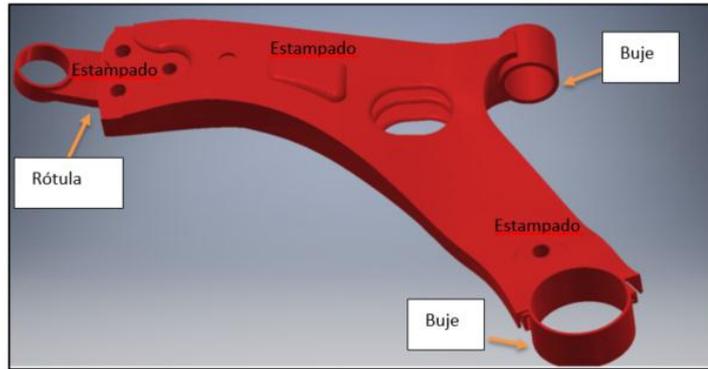
**Tabla 2.3.** Datos técnicos para ángulos de suspensión Hyundai Tucson IX.

<i>Item</i>		<i>Especificación</i>	
		<i>Frente</i>	<i>Posterior</i>
<i>Convergencia</i>	Individual	0°±0.1°	0.1°±0.1°
	Total	0°±0.2°	0.2°±0.2°
<i>Camber angle</i>		-0.5°±0.5°	-0.1°±0.2°
<i>Caster angle</i>		4.02°±0.5°	
<i>King-Pin angle</i>		12.91°±0.5°	

**Fuente:** Hyundai 2014. Repair manual Hyundai Tucson. 2015. Recuperado de [www.hyundai.com](http://www.hyundai.com).

#### 2.1.1.5 Forma de la geometría.

En la figura 2.9 se observan partes del brazo oscilante que se elaboraron por medio de un proceso de estampación, y se encuentran situadas en la base de sujeción de la rótula de suspensión, para permitir una mejor sujeción entre la rótula y el brazo oscilante por medio de pernos. Así mismo el estampado está presente en las caras superiores y cerca de los agujeros del brazo oscilante.



**Figura 2.9.** Puntos de restricción para ensamble CAD.

**Fuente:** Autores

### 2.1.1.6 Material y Propiedades físicas.

Según (Kumar, 2013) actualmente el material utilizado para diseñar, brazos de suspensión es el acero férricos boníticos laminados en caliente, FB 540, FB 560, FB 590, generalmente con espesores de 3 mm en adelante y con las características nombradas a continuación en la tabla 2.4.

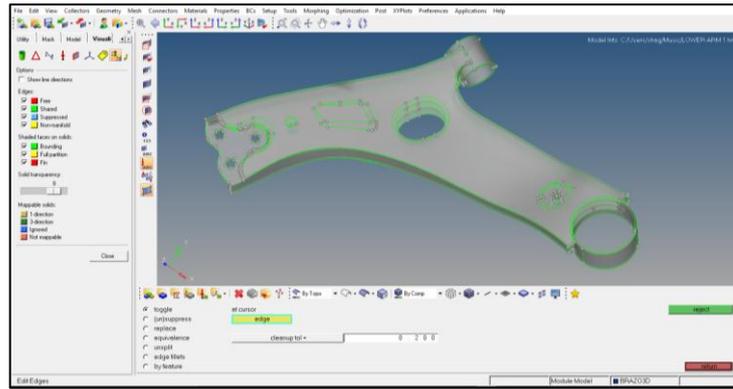
**Tabla 2.4.** Características mecánicas del brazo oscilante de suspensión del acero FB 540.

Propiedades mecánicas	Valor	Unidades
Módulo de Young. (E)	210	Gpa
Radio de Poisson (u)	0.3	-
Densidad ( $\rho$ )	7850	Kg/m <sup>3</sup>
Esfuerzo máximo de tensión elástica.	400-485	Mpa

**Fuente:** Autores.

### 2.1.2 Preparación de la geometría.

En esta etapa se desarrolla un conjunto de procedimientos para preparar la geometría del modelo CAD de la suspensión, a través de las herramientas de edición de geometrías de una, dos y tres dimensiones del programa CAE como se muestra en la figura 2.10; para finalmente elaborar el mallado del brazo oscilante y el muñón de dirección.



**Figura 2.10.** Corrección de la geometría del brazo de suspensión.

**Fuente:** Autores.

### 2.1.3 Parametrización del modelo CAE.

El mallado de los componentes es uno de los aspectos más importantes de este trabajo, pues se deben establecer parámetros para verificación de la calidad de mallado. En la tabla 2.5, se presentan los valores de los parámetros que se utilizaron para la elaboración del mallado de los elementos estudiados.

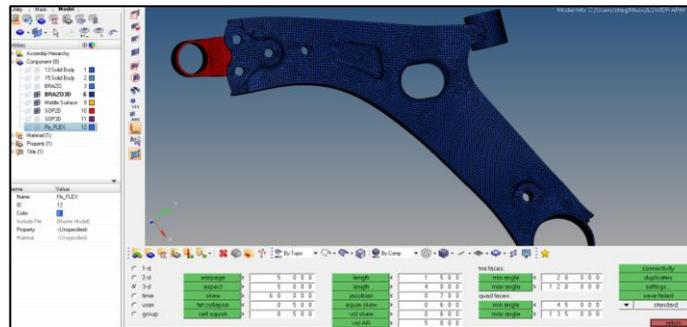
**Tabla 2.5.** Criterios y valores para el mallado de componentes.

CRITERIOS	VALOR
Tamaño de la malla.	4
Forma del elemento en regiones del cuerpo.	5
Tipo de elemento a utilizar.	Triángulos
Dimensiones máximas y mínimas del elemento.	1.5-4
Numero de Jacob.	0.7
Relación de aspecto del elemento.	5
Alabeo del elemento.	60
Distorsión del elemento.	0.5
Longitud del elemento.	1.5
Volumen del elemento.	5
Angulo mínimo y ángulo máximo	20 y 120

**Fuente:** Autores, en base al manual de uso del programa utilizado.

#### 2.1.4 Validación del modelo parametrizado.

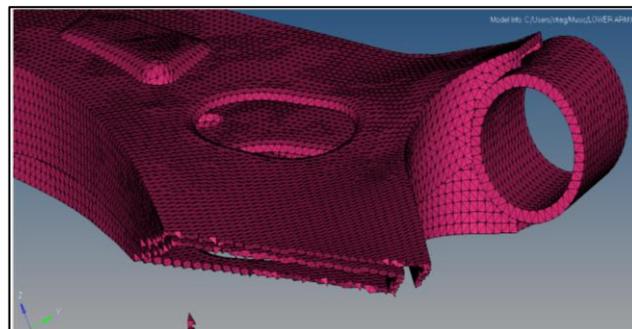
El mallado del brazo oscilante de suspensión y porta rótula se observa en la figura 2.11, la validación del tamaño y tipo de elementos, ha sido desarrollada en función de la correlación existente entre los valores de deformación unitaria estimados en las simulaciones computacionales, con respecto a pruebas físicas elementales, tal cual como se describe posteriormente.



**Figura 2.11.** Mallado de brazo oscilante de suspensión.

**Fuente:** Autor.

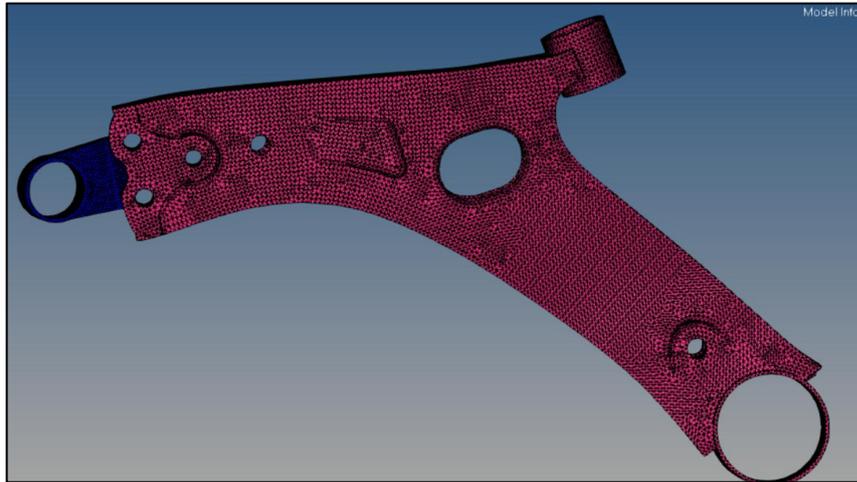
Combinaciones de elementos triangulares (2D) y tetraédricos (3D) fueron utilizados durante el proceso de mallado, debido a su facilidad para acoplarse a geometrías complejas con una calidad aceptable. El tamaño de la malla seleccionado para los elementos tetraédricos (3D) de 4 mm, otro factor importante que se consideró fue el costo computacional asociado a este tipo de simulación en estado transitorio. En la figura 2.12 se muestra el detalle del modelo parametrizado en la zona cercana al punto de unión del brazo oscilante con el chasis.



**Figura 2.12.** Mallado de elementos tetraédricos en tres dimensiones en brazos oscilante de suspensión.

**Fuente:** Autores.

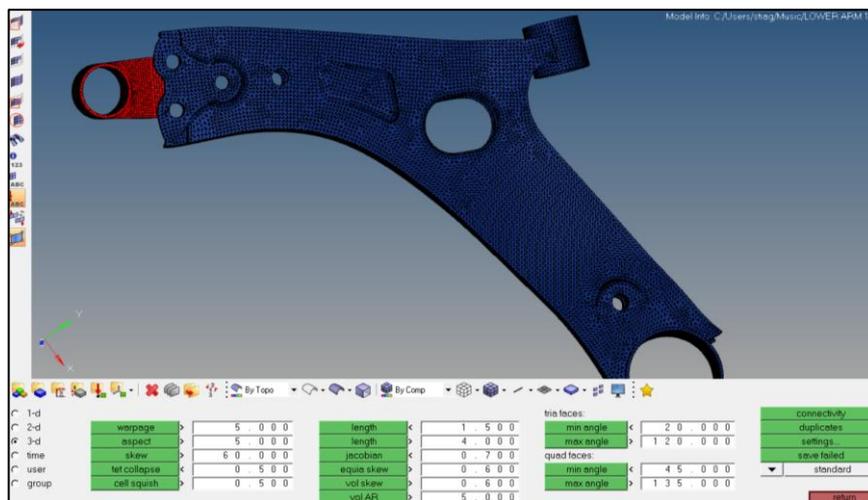
El número de nodos utilizados es de 43914, y se generan 133628 elementos tetraédricos en 3 dimensiones, además, se tiene dos componentes diferentes en el ensamble, que se encuentran unidos por medio de elementos rígidos 1D que simulan los pernos de conexión, como se observa en la figura 2.12 y figura 2.13.



**Figura 2.13.** Mallado completo de brazos oscilante de suspensión con calidad y tamaño de malla 4 mm.

**Fuente:** Autores.

Por otro lado la figura 2.14 muestra los valores de revisión de calidad de la malla dentro de los parámetros anteriormente mencionados en la tabla 2.5.



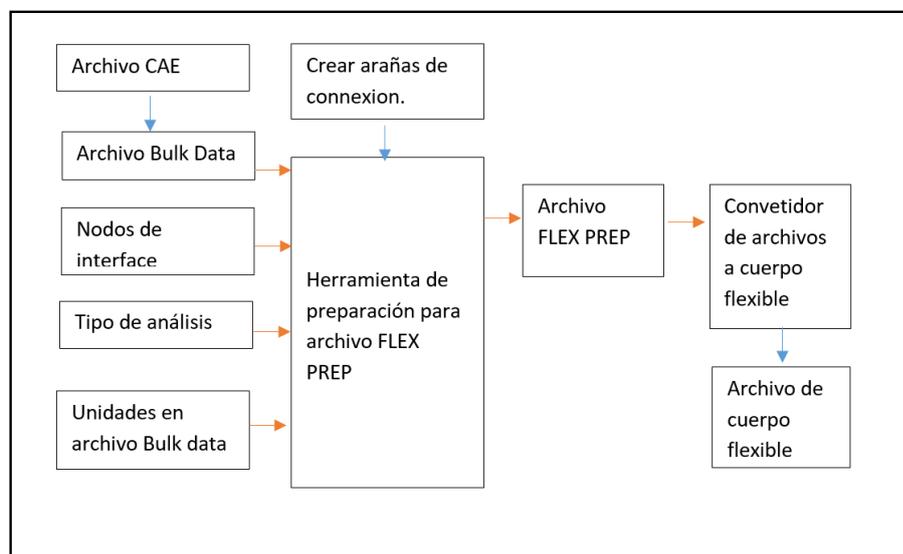
**Figura 2.14.** Parámetros de calidad de malla de brazo oscilante de suspensión.

**Fuente:** Autores.

## 2.2. Proceso de modelo CAE.

### 2.2.1 Conversión de cuerpos Rígidos a Flexibles en el programa CAE para análisis dinámico.

Para iniciar el proceso de la simulación dinámica del sistema de suspensión, es necesario convertir los cuerpos rígidos y mallados con anterioridad, en cuerpos flexibles, para que puedan ser utilizados durante la simulación dinámica en el programa CAE. En la figura 2.15 se presenta un diagrama de flujo general sobre este procedimiento



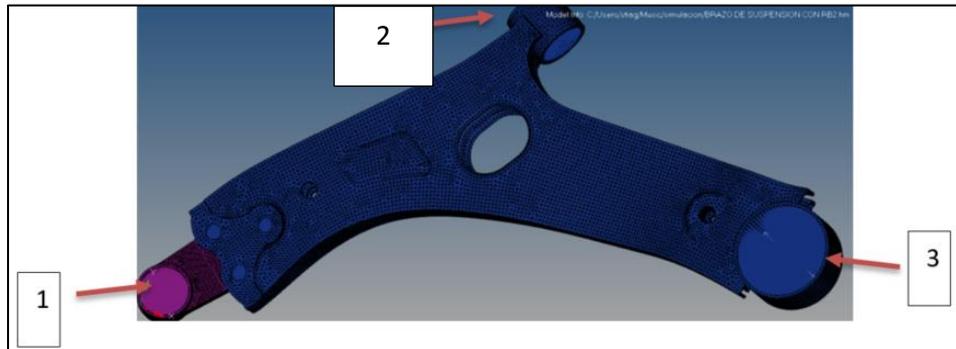
**Figura 2.15.** Diagrama de flujo general sobre este procedimiento para transformar cuerpos rígidos en cuerpos flexibles.

**Fuente:** Autores.

### 2.2.2 Condiciones de frontera.

En la simulación es muy importante configurar los puntos de apoyo del plato de suspensión, de forma que se asemejen a las condiciones reales de operación, en la figura 2.16, se muestra el punto 1, el cual conecta la rótula de suspensión, y es libre de rotar en todas las direcciones. Los puntos 2.3, son aquellos en los se establece la conexión con bujes de suspensión, constan de elementos rígidos creados a partir de la definición de nodos dependientes, acoplados a uno independiente, esta formación forma una red de elementos rígidos que permite la repartición homogénea de cargas

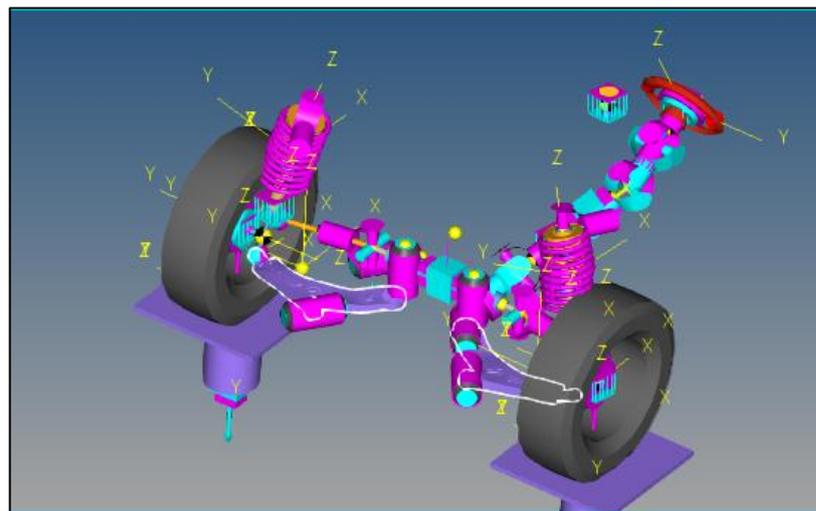
hacia cada uno de los nodos independientes, estos elementos poseen 5 grados de libertad y están restringidos solamente para permitir el movimiento de rotación del brazo oscilante de suspensión para que el amortiguador pueda extenderse y comprimirse.



**Figura 2.16.** Puntos de unión para la simulación dinámica del muñón de la dirección.

**Fuente:** Autores.

En este aspecto, la restricción de contacto de la parte superior del amortiguador que restringe al amortiguador en 5 grados de libertad, permite solamente el movimiento de tensión y compresión del mismo, como se observa en la figura 2.17. Así mismo, el movimiento de los levantadores sobre los cuales están apoyadas los neumáticos está restringidos en 5 grados de libertad, para solamente moverse en sentido vertical.



**Figura 2.17.** Módulo de suspensiones de programa CAE.

**Fuente:** Autores.

### 2.2.3 Casos de carga.

La carga que se utiliza en el modelo CAE, se determina por medio de la medición del peso del vehículo mediante experimentación, utilizando básculas de pesaje con capacidad de carga de 100 Toneladas, mostrada en la figura 2.18, junto con otros parámetros del vehículo que se establecen en la tabla 2.6, obtenidos de manual de especificaciones técnicas del vehículo.



**Figura 2.18.** Análisis y determinación de peso en suspensión delantera.

**Fuente:** Autores

**Tabla 2.6.** Valores para simulación cuasi estática del vehículo.

<b>Parámetros de Vehículo.</b>	<b>Descripción o unidad.</b>
Extremo del vehículo	Frontal
Tipo de suspensión	Mcperson
Radio de carga estático del neumático.	321 mm
Radio de amortiguamiento del neumático	24.8 kg/ mm o 243N/ mm
Altura del centro de gravedad.	440 mm
Ancho de vía	1,820 mm
Longitud o batalla	4,410 mm
Distancia entre ejes	2,640 mm
Relación final del eje motriz	3.510
Peso del vehículo.	1,410 kg o 13,818 N
Peso del eje delantero del vehículo.	830 Kg
Peso en el eje posterior del vehículo	580 Kg
Peso en el eje delantero izquierdo	360 Kg
Peso en el eje delantero derecho	470 Kg
Máximo torque de alineamiento.	27 ft-lb – 36.60 Nm

**Fuente:** Autores, en base al manual de uso del programa utilizado.

La carga considerada en el modelo es simplemente la fracción del peso del vehículo que soporta las ruedas delanteras, (rueda izquierda: 3,528 N y rueda derecha 4,606 N). Esta se aplica en sentido vertical ascendente, además se ha configurado la simulación con un parámetro de deformación del resorte de suspensión de 30 mm en sentido vertical. Las restricciones de desplazamiento son las mismas que se utilizan para simular la prueba física, la cual midió los esfuerzos generados en el plato de suspensión, cuando la rueda desciende 30 mm.

En la tabla 2.7 se muestran otros parámetros que son requeridos para la elaboración de la simulación:

**Tabla 2.7.** Valores para simulación cuasi estática del vehículo.

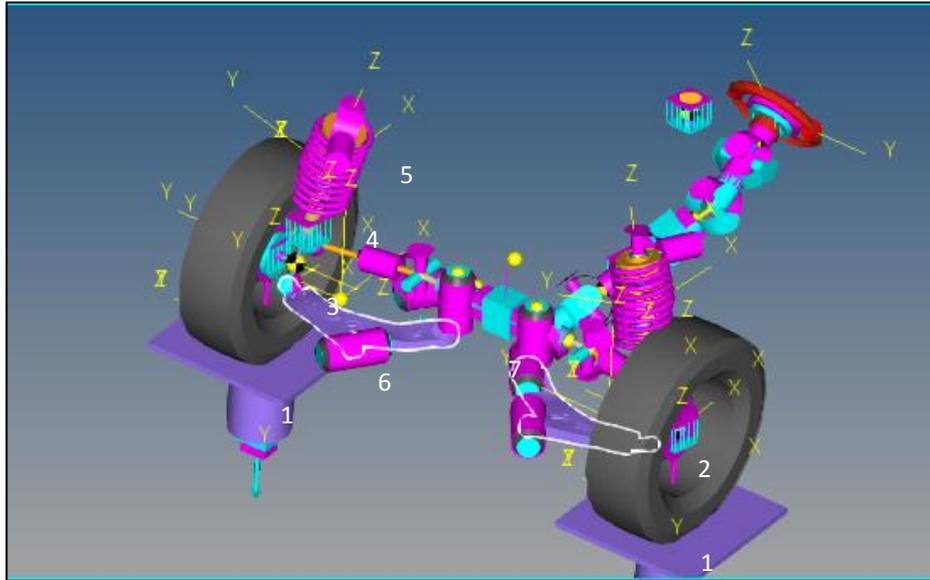
<b>Parámetros de Vehículo.</b>	<b>Descripción</b>
Recorrido de Amortiguador en compresión	30 mm
Recorrido de Amortiguador en tracción.	30 mm
Constante de amortiguamiento (k)	$1500 N m^{-1} s^{-1}$
Constante de elasticidad del resorte (c)	$117600 N m^{-1}$

**Fuente:** Autores, en base al manual de uso del programa utilizado.

#### **2.2.4 Desarrollo de simulación cuasi –estática.**

Como se observa en la figura 2.19, el sistema de suspensión en la simulación, está constituido por dos impulsadores (1), en donde se asientan los neumáticos, que a su vez se encuentran unidos a la rueda representada por un elemento rígido (2). Para unir la rueda con el cubo se utiliza una restricción de giro que permite al neumático girar junto con la rueda y el cubo. El cubo se une al muñón de dirección por medio de restricción de giro, a su vez el muñón de dirección se encuentra unido al brazo oscilante de suspensión por medio de una rótula (3), al tirante de la dirección (4) a través de una rótula, y al amortiguador (5) en su parte superior; de igual manera el brazo oscilante de la suspensión se encuentra unido en sus otros dos extremos por medio de bujes (6) y (7) hacia el chasis del vehículo.

En la simulación los impulsores presionan el sistema de suspensión, creando una carga igual a la magnitud del peso que descansa sobre el eje delantero del vehículo, haciendo que los muelles se compriman y el amortiguador comience su carrera de compresión. Por otro lado, el brazo oscilante de suspensión se desplaza en sentido vertical generando un movimiento torsional en los bujes que sujetan al brazo con el chasis del vehículo. Esto hace que el muelle se comprima 150 mm originando y que el vástago del amortiguador realice una carrera de igual medida, y que el brazo oscilante se deforme debido a la fuerza aplicada. Este proceso se realiza en dos casos puntuales, cuando el sistema tiene neumáticos de 225/60 R17, y neumáticos 245/55 R18.

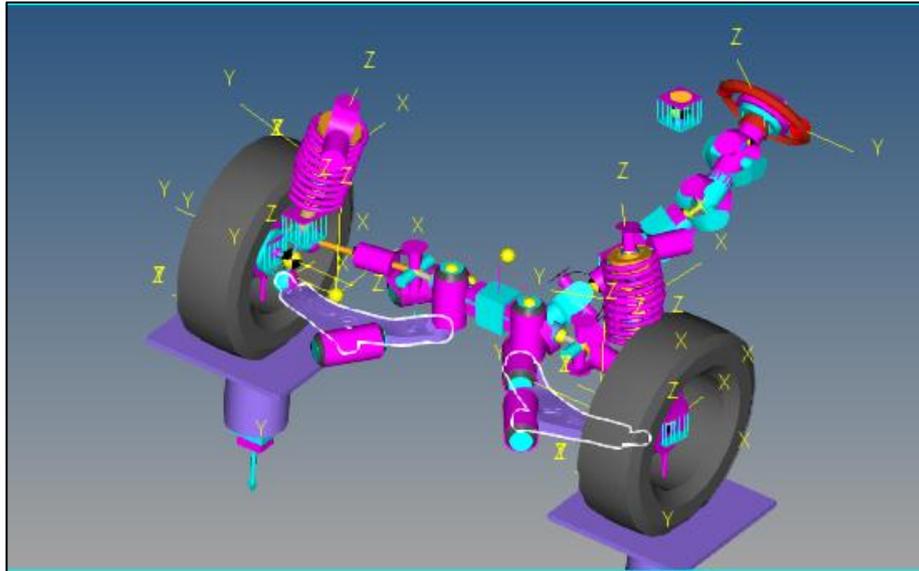


**Figura 2.19.** Módulo de suspensiones de programa CAE.

**Fuente:** Autor

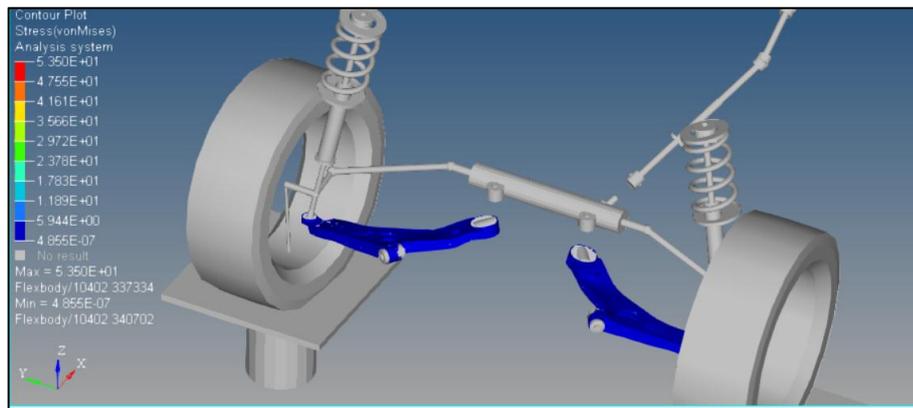
### **2.3 Análisis y discusión de resultados.**

Desde la figura 2.20 hasta la figura 2.24, se observa el conjunto de la suspensión del modelo CAE, junto con brazos oscilantes de suspensión del vehículo incorporados al modelo, en donde se analizan las deformaciones y los esfuerzos utilizando dos tipos de neumáticos 225/60 R17 y 255/45 R18. Para el estudio de los esfuerzos y deformaciones unitarias del brazo oscilante de suspensión, se ha elaborado un análisis previo para seleccionar 6 diferentes zonas ubicadas en la geometría del mismo, que presentan variaciones notables de esfuerzos, mostradas en la figura 2.25, empleando los dos tipos de neumáticos.



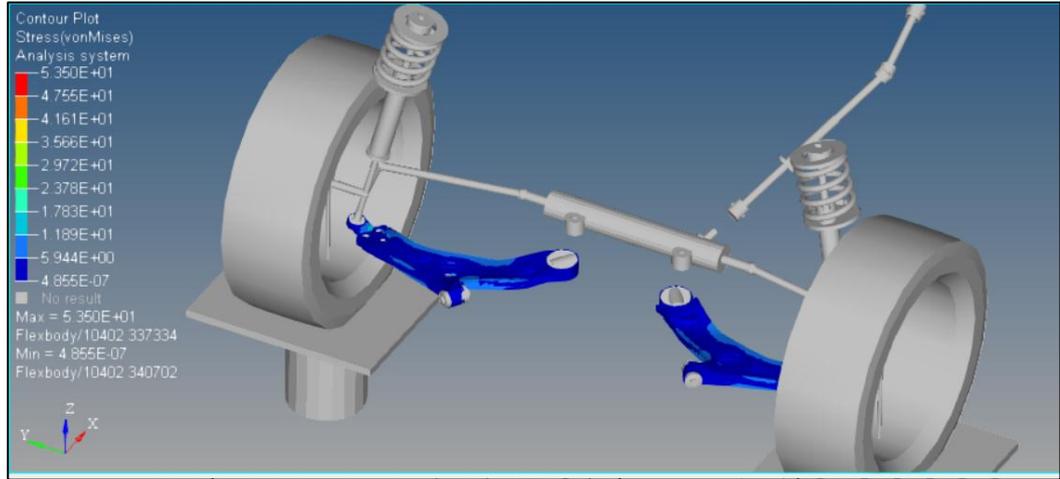
**Figura 2.20.** Módulo de suspensiones programa CAE.

**Fuente:** Autor



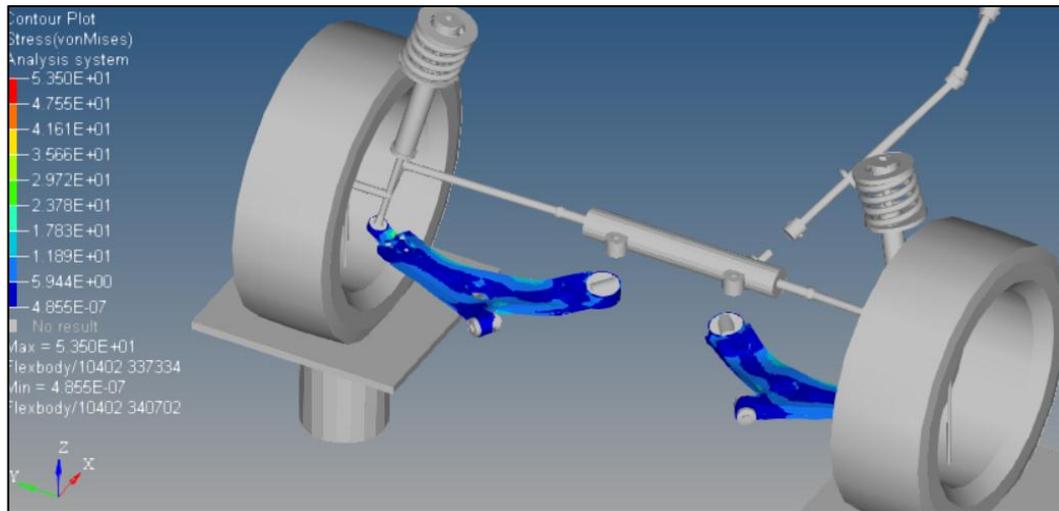
**Figura 2.21.** Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=10.0 seg.

**Fuente:** Autores



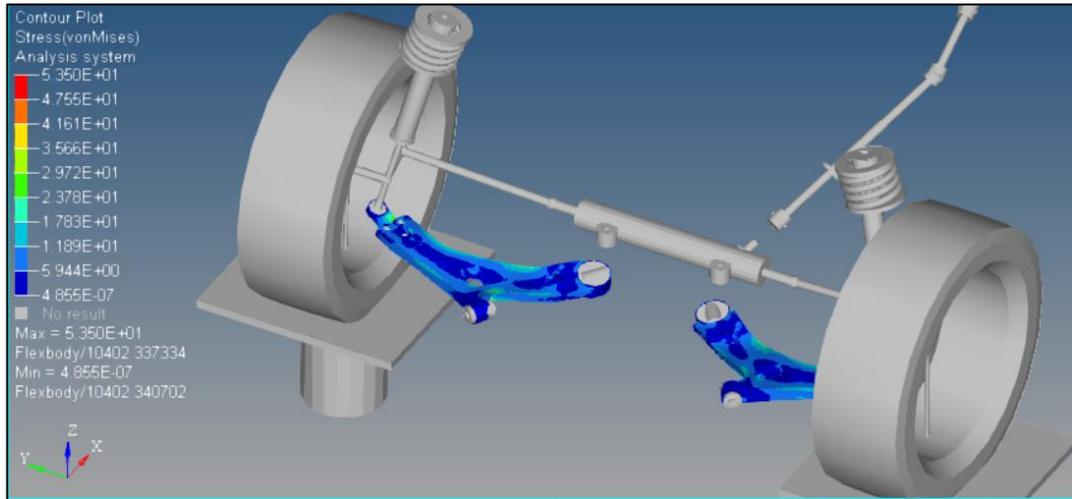
**Figura 2.22.** Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=9.1 seg.

**Fuente:** Autores



**Figura 2.23.** Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=5.6 seg.

**Fuente:** Autores



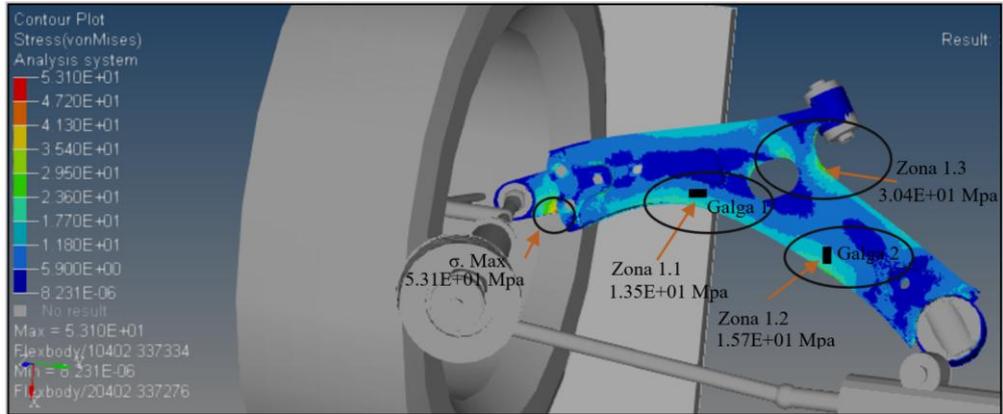
**Figura 2.24.** Módulo de suspensiones demostrando esfuerzos en un análisis transitorio del programa CAE con T=3.7 seg.

**Fuente:** Autores

### **2.3.1 Análisis de esfuerzo VonMises del modelo CAE utilizando neumático 225/60 R17.**

En la figura 2.25 se observa los valores de los esfuerzos de VonMises y su representación gráfica en escala de colores. Se observa también, la ubicación de zonas que presentan variaciones de esfuerzos situadas en la parte superior e inferior del brazo oscilante de suspensión, así como, sus valores presentados en tablas a continuación, y que se encuentran dentro del rango de valores distinguidos por los colores de las gráficas; de acuerdo al número de elemento de la malla, correspondiente a la ubicación de las galgas extensiométricas en las pruebas reales, como se verá en el capítulo 3.

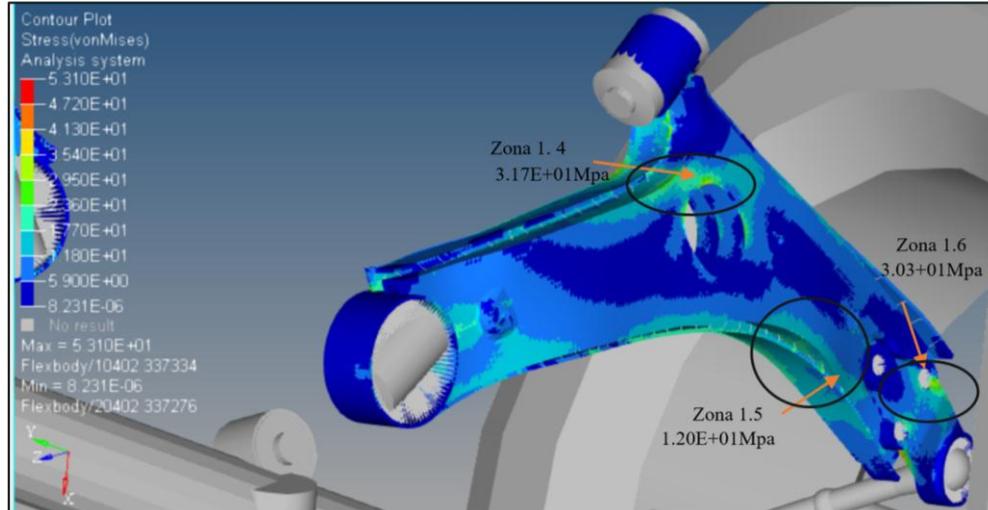
Cercana a la unión de la rótula con el brazo oscilante de suspensión se encuentra la zona 1.1, en el borde más largo de la geometría esta la zona 1.2, y junto al buje de unión al bastidor del vehículo está la zona 1.3.



**Figura 2.25.** Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17 vista superior.

**Fuente:** Autores.

La figura 2.26 muestra el esfuerzo VonMises, en la parte inferior del brazo oscilante de la suspensión, en donde, la zona 1.4 se ubica cercana al agujero pasante; la zona 1.5 se encuentra en la parte lateral inferior del elemento, y la zona 1.6 que se encuentra en la rótula de suspensión.



**Figura 2.26.** Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17, vista inferior.

**Fuente:** Autores.

La tabla 2.8 muestra los valores de los esfuerzos VonMises en cada zona seleccionada donde se presentan los esfuerzos más altos en el brazo oscilante de la suspensión.

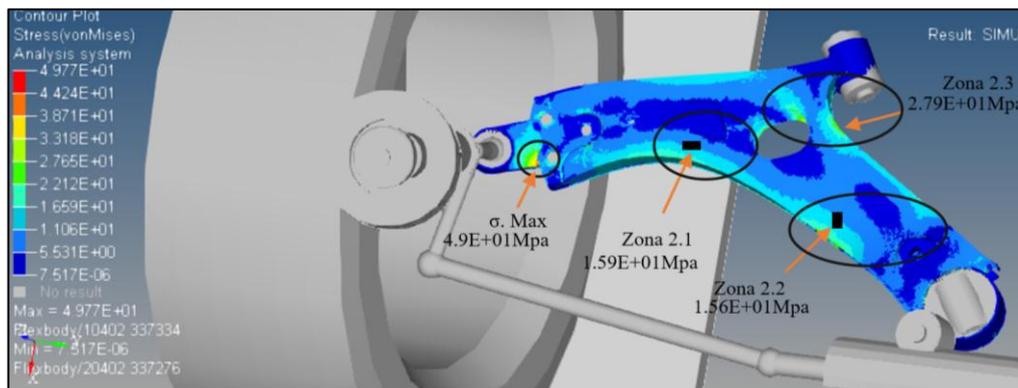
**Tabla 2.8.** Distribución de esfuerzos de acuerdo a zona estudiada en modelo CAE con neumático 225/60R17.

Zona	Número de elemento (ID)	Esfuerzo VonMises [Mpa]
$\sigma$ Max	280253	53.1
Zona 1.1	290062	13.5
Zona 1.2	284019	15.7
Zona 1.3	295155	30.4
Zona 1.4	298899	31.7
Zona 1.5	265557	12.06
Zona 1.6	337768	30.37

Fuente: Autores.

### 2.3.2 Analisis de esfuerzo VonMises del modelo CAE utilizando neumático 255/45 R18.

Como se puede observar en la figura 2.27, se utiliza las mismas zonas de análisis del caso anterior con designación diferente. En esta figura se observa los valores del esfuerzo de VonMises, que se presentan en el brazo oscilante de suspensión en la zona 2.1, que se encuentra ubicada en la unión de la rótula con el brazo oscilante de suspensión, la zona 2.2 ubicada en el borde más largo de la geometría, y la zona 2.3 situada en el borde cercano al buje de unión al bastidor del vehículo.

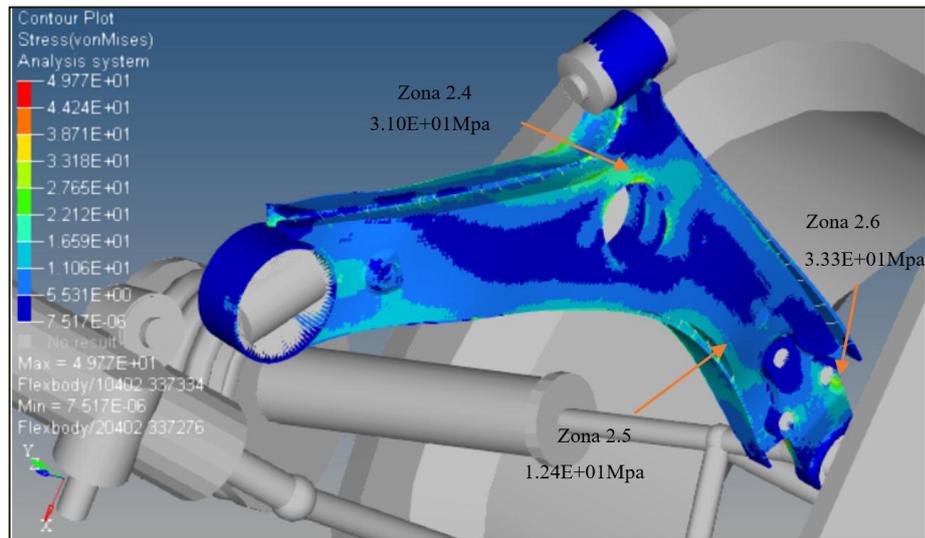


**Figura 2.27.** Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17 vista superior.

Fuente: Autores.

La figura 2.28 muestra el esfuerzo VonMises en la parte inferior del brazo oscilante de suspensión, en las zonas 2.4 ubicadas cercanas al agujero pasante del brazo oscilante; la zona 2.5 se encuentra en la parte lateral inferior del elemento, y la zona 2.6 que se encuentra en la rótula.

**Figura 2.28.** Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17, vista inferior.



**Fuente:** Autores.

La tabla 2.9 muestra los valores de los esfuerzos en cada zona seleccionada donde se presentan los esfuerzos más altos en el brazo oscilante de la suspensión cuando se utiliza neumático 255/45 R18 para el cálculo del modelo CAE.

**Tabla 2.9.** Distribución de esfuerzos de acuerdo a zona estudiada en modelo CAE con neumático 255/45 R18.

Zona	Número de elemento (ID)	Esfuerzo VonMises [Mpa]
$\sigma$ Max	280253	49.7
Zona 2.1	290062	15.9
Zona 2.2	284019	15.6
Zona 2.3	295155	27.9
Zona 2.4	298899	31.02
Zona 2.5	265557	12.4
Zona 2.6	337768	33.34

**Fuente:** Autores.

La tabla 2.10 muestra una tabla comparativa de los esfuerzos VonMises obtenidos en el cálculo del modelo CAE utilizando los neumáticos 225/60R17 y 255/45 R18.

**Tabla 2.10.** Esfuerzos VonMises en el plato oscilante con diferentes neumáticos.

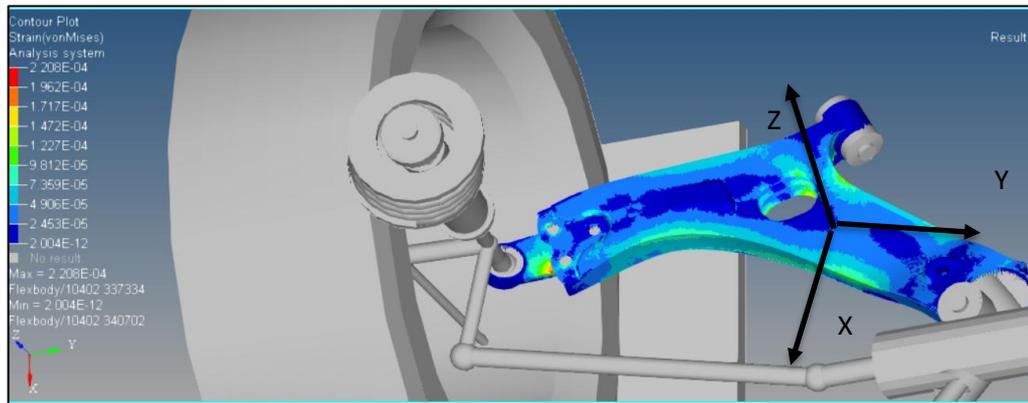
Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Variación de esfuerzo neumático 225/60R17 y 255/45 R18 [%]
Zona	Esfuerzo VonMises [Mpa]	Zona	Esfuerzo VonMises [Mpa]	Variación de Esfuerzo VonMises [Mpa]
$\sigma$ Max	53.1	$\sigma$ Max	49.7	3.4
Zona 1.1	13.5	Zona 2.1	15.9	2.4
Zona 1.2	15.7	Zona 2.2	15.6	0.1
Zona 1.3	30.4	Zona 2.3	27.9	2.5
Zona 1.4	31.7	Zona 2.4	31.02	0.68
Zona 1.5	12.06	Zona 2.5	12.4	0.34
Zona 1.6	30.37	Zona 2.6	33.34	2.97

**Fuente:** Autores.

- Según se puede observar en las tablas anteriores, debido a la influencia del cambio de las dimensiones del neumático y la rueda, existe una variación, en los valores de los esfuerzos que soporta el brazo oscilante de suspensión en todas las zonas analizadas; además, podemos observar que el esfuerzo VonMises máximo, tiende a disminuir, cuando se realiza el análisis utilizando el neumático 225/60 R17, con un valor de esfuerzo máximo de 53.1 Mpa, comparado con un valor de esfuerzo máximo de 49.7 Mpa, cuando se utiliza el neumático 255/45 R18, con una diferencia de 3.4 Mpa, ubicado en la unión del porta rótula con el brazo oscilante de la suspensión en los dos casos analizados.

### 2.3.3 Análisis de deformación unitaria del modelo CAE con utilizando neumático 225/60R17.

La deformación unitaria del brazo oscilante se analiza en los ejes XX y en el eje YY del sistema de coordenadas del modelo CAE, mostrado en la figura 2.29.

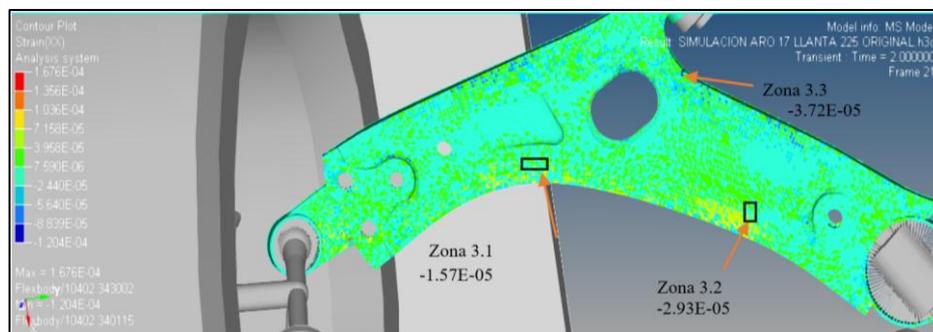


**Figura 2.29.** Posición de ejes de coordenadas del brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.

**Fuente:** Autores.

#### - Deformación unitaria XX.

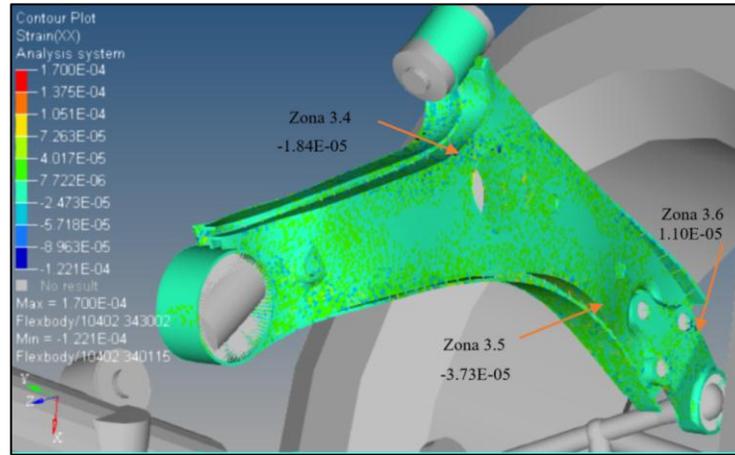
En la figura 2.30 se observa la deformación unitaria sobre el eje XX en la parte superior del brazo oscilante, en las zonas seleccionadas para su estudio, pero con diferente designación, así tenemos, en la zona 3.1, zona 3.2 y zona 3.3, que se encuentran ubicadas en la parte superior del brazo oscilante de la suspensión; y sus valores se especifican en la tabla 2.11.



**Figura 2.30.** Deformación unitaria sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.

**Fuente:** Autores.

La figura 2.31 muestra la deformación unitaria sobre el eje XX en las zonas 3.4, zona 3.5 y la zona 3.6 ubicadas en la parte inferior del brazo oscilante de la suspensión y sus valores de deformación unitaria en la tabla 2.11.



**Figura 2.31.** Deformación unitaria sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista inferior.

**Fuente:** Autores

La tabla 2.11 muestra los valores de las deformaciones unitarias sobre el eje XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada donde se presentan los valores de las deformaciones unitarias en las zonas estudiadas en el brazo oscilante de la suspensión.

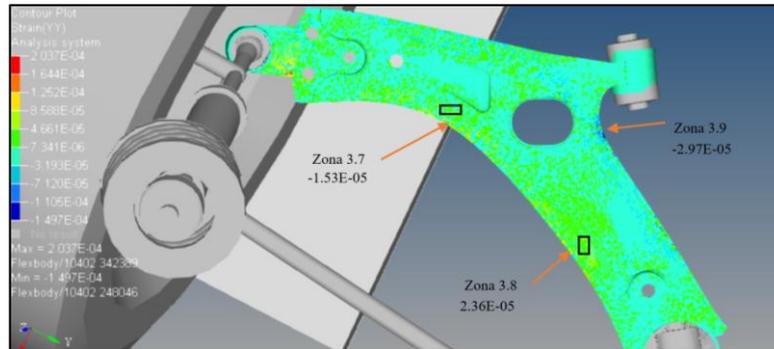
**Tabla 2.11.** Deformación unitaria de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60R17.

Zona	Número de elemento.	Deformación Unitaria[-]
Zona 3.1	290062	-1.57E-05
Zona 3.2	284019	-2.93E-05
Zona 3.3	295155	-3.72E-05
Zona 3.4	298899	-1.84E-05
Zona 3.5	265557	-3.73E-05
Zona 3.6	337768	-1.10E-05

**Fuente:** Autores.

### - Deformación unitaria en el eje YY.

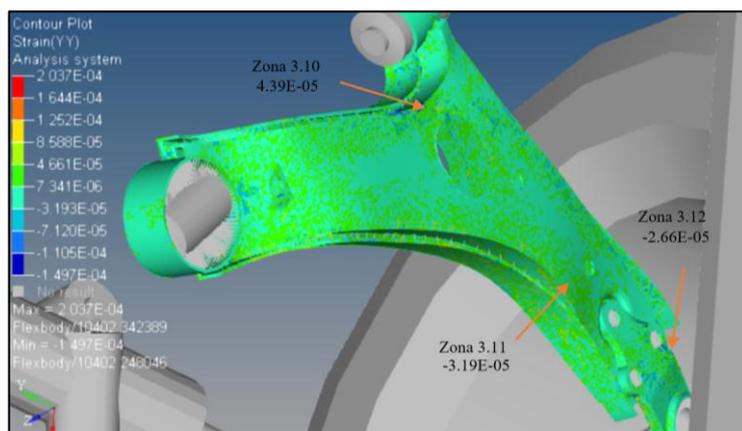
La deformación unitaria del brazo oscilante se analiza también en los ejes YY, utilizando el sistema de coordenadas del modelo CAE, como ya se mencionó con anterioridad. En la figura 2.32 se observa la deformación unitaria sobre el eje YY, en la zona 3.7, zona 3.8 y la zona 3.9, y los valores más altos correspondientes, se muestran en la tabla 2.12.



**Figura 2.32.** Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.

**Fuente:** Autores

La figura 2.33 muestra la deformación unitaria en las zonas 3.10, zona 3.11 y la zona 3.12 ubicadas en la parte inferior del brazo oscilante de la suspensión y sus mayores valores de deformación unitaria mostrados en la tabla 2.12.



**Figura 2.33.** Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista inferior.

**Fuente:** Autores.

La tabla 2.12 muestra los valores de las deformaciones sobre el eje YY, del modelo CAE, en cada zona seleccionada donde se presentan los mayores valores de las deformaciones en el brazo oscilante de la suspensión.

**Tabla 2.12.** Deformación unitaria de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60R17.

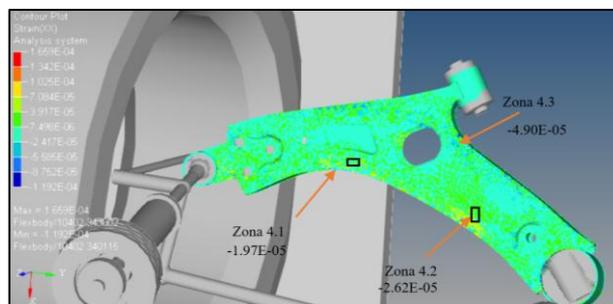
Zona	Número de elemento. (ID)	Deformación Unitaria [-]
Zona 3.7	290062	-1.53-05
Zona 3.8	284019	2.36 E-05
Zona 3.9	295155	-2.97-05
Zona3.10	298899	4.39-05
Zona 3.11	265557	-3.193-05
Zona 3.12	337768	-2.66E-05

**Fuente:** Autores.

### 2.3.4 Análisis de deformación unitaria del modelo CAE utilizando neumático 255/45 R18.

#### - Deformación unitaria en XX.

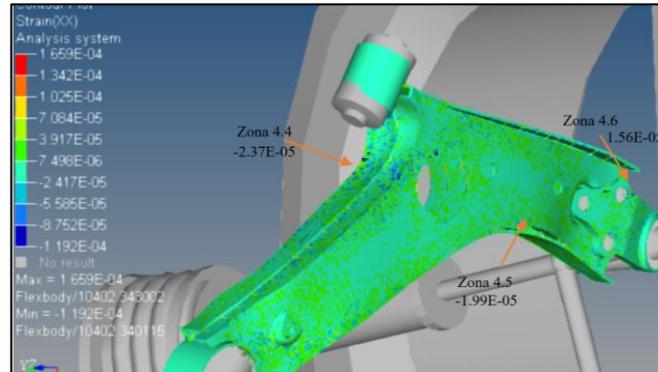
La figura 2.34, muestra la deformación unitaria medida en la parte superior del brazo oscilante, sobre el eje XX, en la zona 4.1, zona 4.2 y zona 4.3, ubicadas en la parte superior del brazo oscilante de la suspensión; y cuyos valores más altos se encuentran en la tabla 2.13.



**Figura 2.34.** Deformación unitaria sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 255/45R18, vista superior.

**Fuente:** Autores

En la figura 2.35 muestra la deformación unitaria en las zonas 4.4, zona 4.5 y la zona 4.6 ubicadas en la parte inferior del brazo oscilante de la suspensión y sus valores de deformación en la tabla 2.13.



**Figura 2.35.** Deformación sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 255/45R18, vista inferior.

**Fuente:** Autores.

En la tabla 2.13 se muestran los valores de las deformaciones sobre el eje XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada donde se presentan los mayores valores de las deformaciones en el brazo oscilante de la suspensión.

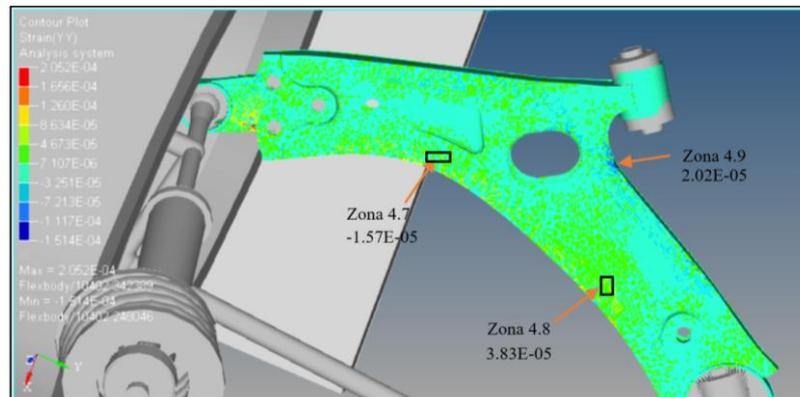
**Tabla 2.13.** Deformación unitaria de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/45R18.

Zona	Número de elemento. (ID)	Deformación Unitaria [-]
Zona 4.1	290062	-1.97 E-05
Zona 4.2	284019	-2.62 E-05
Zona 4.3	295155	-4.90 E-05
Zona 4.4	298899	-2.37 E-05
Zona 4.5	265557	-1.99 E-05
Zona 4.6	337768	1.56 E-05

**Fuente:** Autores

**- Deformación unitaria en el eje YY.**

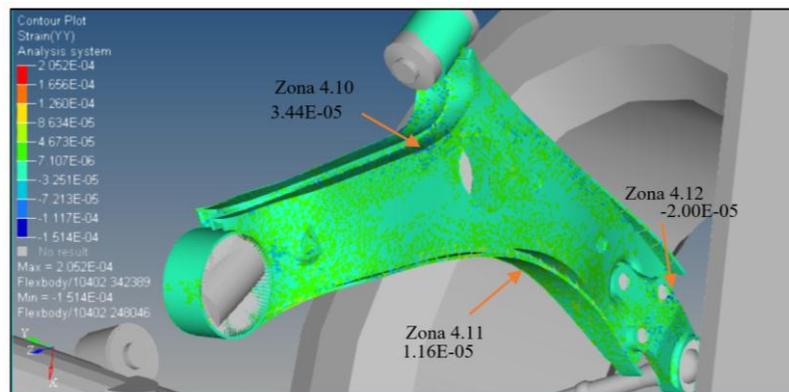
En la figura 2.36 se observa los valores de la deformación unitaria sobre el eje XX, en la zona 4.7, zona 4.8 y la zona 4.9. Sus valores se encuentran en la tabla 2.12.



**Figura 2.36.** Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 255/50R18, vista superior.

**Fuente:** Autores.

La figura 2.37 muestra la su parte inferior de las deformaciones del brazo oscilante en las zona 4.10; la zona 4.11 y la zona 4.12. Sus valores se visualizan en la tabla 2.12



**Figura 2.37.** Deformación unitaria sobre eje YY de brazo oscilante con neumático 255/50R18, vista superior.

**Fuente:** Autores

La tabla 2.13, se muestra los valores de las deformaciones sobre el eje YY, del modelo CAE, en cada zona seleccionada donde se presentan los mayores valores de las deformaciones en el brazo oscilante de la suspensión.

**Tabla 2.14.** Deformación unitaria de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 255/50R18.

Zona	Número de elemento.	Deformación [-]
Zona 4.7	290062	-1.57 E-05
Zona 4.8	284019	3.83E-05
Zona 4.9	295155	2.02 E-04
Zona 4.10	298899	3.44 E-05
Zona 4.11	265557	1.16 E-05
Zona 4.12	337768	-2.005 E-05

**Fuente:** Autores

Por otro lado, en la tabla 2.15 se elabora una comparación de las deformaciones unitarias en el eje XX, cuando la simulación se elabora con neumáticos 225/60 R17 y neumáticos 255/45 R18.

**Tabla 2.15.** Valores de deformación unitaria de brazo oscilante en el eje XX, vista superior.

Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Variación de esfuerzo neumático 225/60R17 y 255/45 R18.
Zona	Deformación unitaria Eje XX [-]	Zona	Deformación unitaria Eje XX [-]	Variación de deformación unitariaXX [-]
Zona 3.1	-1.57E-05	Zona 4.1	-1.97 E-05	-4.00E-06
Zona 3.2	-2.93E-05	Zona 4.2	-2.62 E-05	3.10E-06
Zona 3.3	-3.72E-05	Zona 4.3	-4.90 E-05	-1.18E-05
Zona 3.4	-1.84E-05	Zona 4.4	-2.37 E-05	-5.30E-06
Zona 3.5	-3.73E-05	Zona 4.5	-1.99 E-05	1.74E-05
Zona 3.6	-1.10E-05	Zona 4.6	1.56 E-05	-4.60E-06

**Fuente:** Autores.

- Observando los resultados de la tabla 2.15, los valores de la deformación unitaria medida en el eje XX y en las zonas respectivamente correspondientes, los valores de la deformación unitaria son diferentes y tienden a aumentar cuando se utilizan neumáticos 255/45 R18 comparado con el neumático 225/50 R17.

**Tabla 2.16.** Valores de deformación unitaria de brazo oscilante en el eje YY, vista inferior.

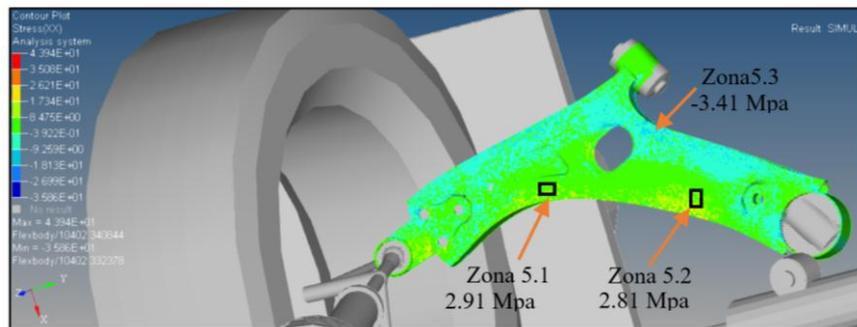
Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Variación de esfuerzo neumático 225/60R17 y 255/45 R18 [%]
Zona	Deformación unitaria Eje YY [-]	Zona	Deformación unitaria Eje YY [-]	Variación de deformación unitaria YY [-]
Zona 3.7	-1.53-05	Zona 4.7	-1.57 E-05	4.00E-07
Zona 3.8	2.36 E-05	Zona 4.8	3.83E-05	1.47E-05
Zona 3.9	-2.97-05	Zona 4.9	2.02 E-04	1.72E-04
Zona 3.10	4.39-05	Zona 4.10	3.44 E-05	9.50E-06
Zona 3.11	-3.193-05	Zona 4.11	1.16 E-05	2.03E-05
Zona 3.12	-2.66E-05	Zona 4.12	-2.005 E-05	6.55E-06

**Fuente:** Autores

- Como se observa en todas las tabla 2.16, existe un cambio en los valores de la deformación unitaria de algunas de las zonas analizadas sobre el eje YY, debido a la influencia del cambio de las dimensiones del neumático, tendiendo a aumentar su valor cuando se utiliza en neumático 255/45 R18 comparado con el neumático 225/60 R17.

### 2.3.5 Análisis de los esfuerzos XX y YY del modelo CAE utilizando neumático 225/60 R17.

Para elaborar el análisis de los esfuerzos XX y YY utilizando neumáticos 225/50 R 17 se analizan las zonas más relevantes del brazo oscilante de suspensión, la figura 2.38 muestra los valores de los esfuerzos sobre el eje XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada anteriormente calculados.



**Figura 2.38.** Esfuerzos sobre eje XX de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.

**Fuente:** Autores.

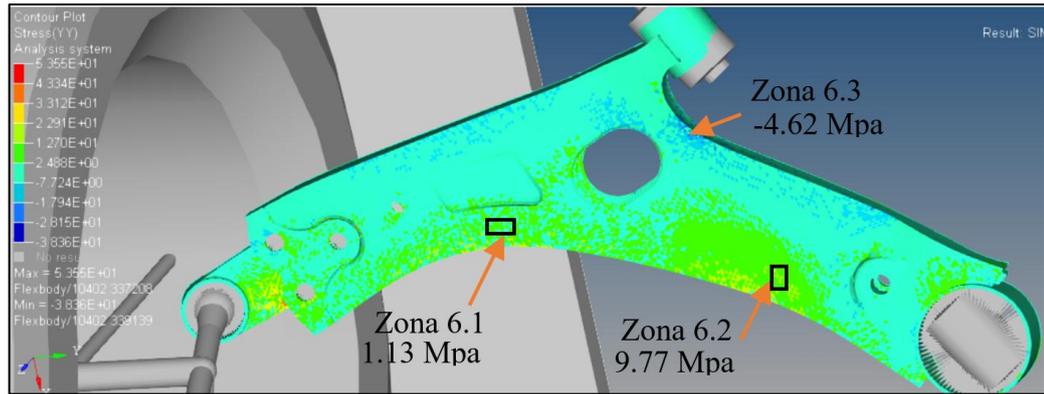
Así mismo, en la tabla 2.17, se muestran los valores de los esfuerzos sobre los ejes XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada.

**Tabla 2.17.** Esfuerzos en ejes XX de zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60 R17 en el eje XX.

Zona	Número de elemento.	Esfuerzo XX [Mpa]
Zona 5.1	290062	2.91
Zona 5.2	284019	2.81
Zona 5.3	295155	-3.41

**Fuente:** Autores

En la figura 2.39 se observa los valores de los esfuerzos sobre el eje YY, del modelo CAE, en cada zona seleccionada para ser estudiada al utilizar neumáticos 225/60 R17.



**Figura 2.39.** Esfuerzos en ejes YY de brazo oscilante con neumático 225/60 R17, vista superior.

**Fuente:** Autores.

En la tabla 2.18 se muestran los valores de los esfuerzos sobre los ejes XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada.

**Tabla 2.18.** Esfuerzos en ejes YY en zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 225/60 R17 en el eje YY.

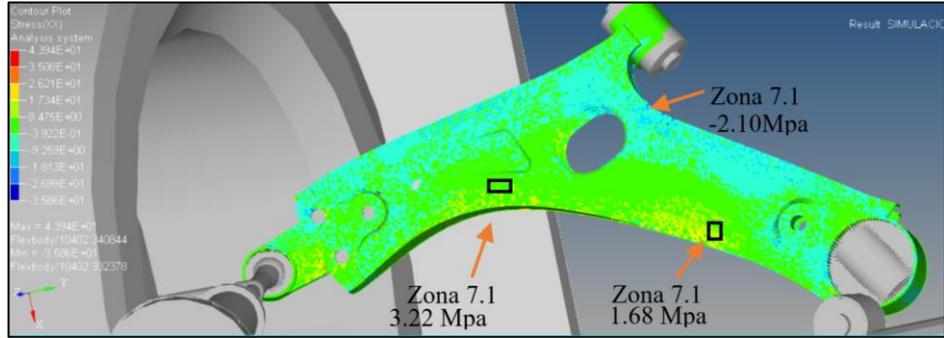
Zona	Número de elemento. (ID)	Esfuerzo YY [Mpa]
Zona 6.1	290062	1.13
Zona 6.2	284019	9.77
Zona 6.3	295155	-4.62

**Fuente:** Autores

### 2.3.6 Análisis de los esfuerzos XX y YY del modelo CAE utilizando neumático 255/45 R18.

#### - Esfuerzos XX.

Como se muestra en la figura 2.40, se observa los valores de los esfuerzos sobre el eje XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada para ser estudiada al utilizar neumáticos 255/45 R18.



**Figura 2.40.** Esfuerzos en ejes XX de brazo oscilante con neumático 255/545 R18, vista superior.

**Fuente:** Autores.

En la tabla 2.19 se muestran los valores de los esfuerzos sobre los ejes XX, del modelo CAE, en cada zona seleccionada utilizando neumáticos 255/545 R18.

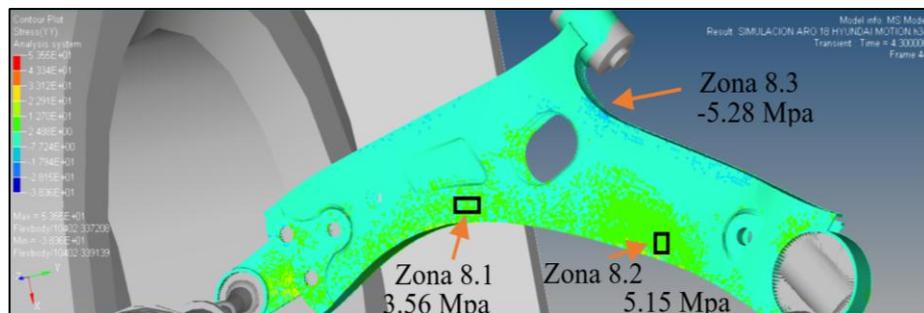
**Tabla 2.19.** Esfuerzos en ejes XX en zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 255/545 R18.

Zona	Número de elemento. (ID)	Esfuerzo XX [Mpa]
Zona 7.1	290062	3.22
Zona 7.2	284019	1.68
Zona 7.3	295155	-2.10

**Fuente:** Autores

**- Esfuerzos YY.**

Como se muestra en la figura 2.41, se muestran los valores de las los esfuerzos sobre el ejes YY, del modelo CAE, en cada zona seleccionada para ser estudiada al utilizar neumáticos 255/545 R18.



**Figura 2.41.** Esfuerzos en ejes YY de brazo oscilante con neumático 255/545 R18, vista superior.

**Fuente:** Autores

En la tabla 2.20 se presentan los valores de los esfuerzos sobre los ejes YY, del modelo CAE, en cada zona seleccionada utilizando neumáticos 255/45 R18.

**Tabla 2.20.** Esfuerzos en ejes YY en zonas estudiadas en modelo CAE con neumático 255/45 R18.

Zona	Número de elemento. (ID)	Esfuerzo YY [Mpa]
Zona 8.1	290062	3.56
Zona 8.2	284019	5.15
Zona 8.3	295155	-5.28

Fuente: Autores

### - Comparación de esfuerzos en los ejes XX y YY.

En la tabla 2.21 y 2.22 se presenta una comparación de valores de esfuerzos medidos en el eje XX y en el eje YY del modelo de suspensión CAE, en donde se observa que existe una variación de los esfuerzos en todos los casos estudiados.

**Tabla 2.21.** Resultados de comparación de esfuerzos en ejes XX con neumático 225/60 R17 y neumático 255/45 R18.

Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Variación de esfuerzo neumático 225/60R17 y 255/45 R18 [%]
Zona	Esfuerzo Eje XX [Mpa]	Zona	Esfuerzo Eje XX [Mpa]	Variación de esfuerzo XX [Mpa]
Zona 5.1	2.91	Zona 7.1	3.22	0.31
Zona 5.2	2.81	Zona 7.2	1.68	1.13
Zona 5.3	-3.41	Zona 7.3	-2.10	-1.31

Fuente: Autores

**Tabla 2.22.** Resultados de comparación de esfuerzos en ejes YY con neumático 225/60 R17 y neumático 255/45 R18.

Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Variación de esfuerzo neumático 225/60R17 y 255/45 R18
Zona	Esfuerzo Eje XX [Mpa]	Zona	Esfuerzo Eje XX [Mpa]	Variación de esfuerzo XX [Mpa]
Zona 6.1	1.13	Zona 8.1	3.56	2.43
Zona 6.2	9.77	Zona 8.2	5.15	4.62
Zona 6.3	-4.62	Zona 8.3	-5.28	0.66

**Fuente:** Autores

## 2.4 Bibliografía.

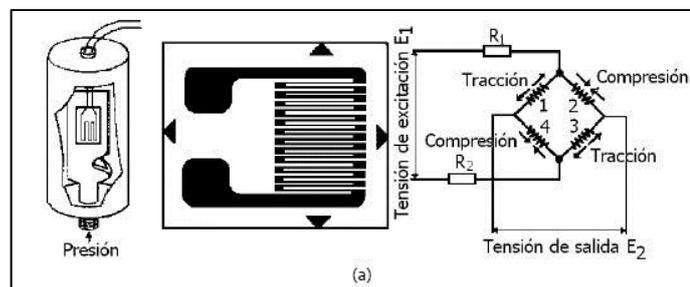
- Guillespie, D. T. (1992). *Fundamental of Vehicle Dynamics*. Michigan: Society of Automotive Engineers.
- Nitin S. Gokhale, S. S. (2008). *Practical Finit Element*. Bengaluru, India. : Finite To Infinite.
- Pilz, S. (2008). Multibody Dynamics: Rigid and Flexible Methods. *Ansys Advantage, II(4)*, 40-41-42. Retrieved from Ansys:  
<http://resource.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/article/AA-V2-I4-Multibody-Dynamics.pdf>
- Razak I.H.A, Y. M. (2014, Noviembre). Modeling, simulation and Optimization analysis of steering knuckle component for race car. *Insternational journal of reserch in engineering and technology*, 221-225.
- Rose Bruno, K. P. (2014, Octubre 30). Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements. *SAE BRASIL*, 1-10.
- S. Vijayarangan, N. R. (2012). *Evaluation of metal matrix composite to replace spheroidal graphite iron for critical component, steering knuckle*. Pollachi: ELSEVIER.
- Suhas Kangde, V. S. (2014, Enero 1). *Suspension strain correlation using flex bodies in MBD*. (SAE, Ed.) Retrieved from [www.sae.com](http://www.sae.com): [www.sae.com](http://www.sae.com)
- William F. Milliken, D. L. (1994). *Race car vehicle dynamics* (Vol. 1). (SAE, Ed.) Detroit, EEUU: SAE.

## CAPITULO 3.

### ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, UTILIZANDO GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS Y PRUEBAS FÍSICAS.

#### 3.1 Fundamentos Generales para la instrumentación.

El principio de funcionamiento de las galgas extensiométricas se basa en el efecto piezorresistivo que tienen los metales y semiconductores, en los cuales su resistividad varía en función de la deformación unitaria, como se observa en la figura 3.1.



**Figura 3.1.** Galga extensiométrica.

**Fuente:** Sapiens, (2009). Galga extensiométrica. Recuperado de <http://www.sapiensman.com>.

Cuando se somete el hilo de la galga extensiométrica a una carga en dirección longitudinal, la resistencia eléctrica  $R$  del semiconductor cambia de manera proporcional a su deformación unitaria:

$$R = \rho \frac{l}{A}$$

Ec 3.1

Si el hilo es sometido a un esfuerzo de torsión, compresión, tracción, existe variación de la resistencia  $R$  ( $\Omega$ ), debido a los cambios de dimensión que sufre el hilo, actuando sobre longitud  $l$  (m), el área transversal  $A$  ( $m^2$ ) y la resistividad  $\rho$  ( $\Omega.m$ ). Entonces esta definición está dada por las ecuaciones siguientes:

$$\partial R = \frac{\rho}{A} \cdot \partial l - \frac{\rho \cdot l}{A^2} \cdot \partial A + \frac{l}{A} \cdot \partial \rho$$

Ec. 3.2

$$\frac{\partial R}{R} = \frac{\partial l}{l} - \frac{\partial A}{A} + \frac{\partial \rho}{\rho}$$

Ec. 3.3

En relación a lo estudiado se menciona también la ley de Hooke, que fué formulada originalmente para casos de estiramiento longitudinal, enuncia, que el alargamiento unitario que se puede experimentar en un material elástico, es directamente proporcional a la fuerza aplicada sobre el elemento:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} = \frac{Lf - Lo}{Lo}$$

Ec. 3.4

En donde,  $\delta$  es el alargamiento,  $L$  la longitud original,  $E$  el módulo de elasticidad, y  $A$  es la sección transversal del elemento que se estira. Se puede concluir entonces que el cambio de longitud no permanente de un elemento en una dimensión, se produce por la aplicación de una fuerza ( $F$ ), siempre que esta acción deforme el material y que este valor se encuentre en el límite elástico de deformación unitaria del material. Donde  $E$ , es el módulo de elasticidad o módulo de Young de cada material,  $\sigma$  es el esfuerzo uniaxial, y  $\varepsilon$  es la deformación por unidad.

$$\sigma = \frac{F}{A} = E\varepsilon$$

Ec 3.5

Cuando el hilo se estira en dirección axial, disminuye el área de sección transversal, y la masa total debe conservarse. Entonces la razón de la deformación lateral a la deformación axial es una propiedad del material, conocida como razón de Poisson y está definida en la ecuación 3.6.

$$\mu = -\frac{\partial D/D}{\partial l/l}$$

Ec 3.6

Donde  $D$  es el diámetro del hilo, y  $\mu$  es el coeficiente de Poisson,  $l$  es la longitud del hilo, cuyo valor depende del material, en términos de la razón de Poisson, por tanto:

$$\frac{\partial R}{R} = \frac{\partial l}{l} [1 + 2 \cdot \mu] + \frac{\partial \rho}{\rho} \quad \text{Ec 3.7}$$

$$\frac{\partial R/R}{\partial l/l} = 1 + 2 \cdot \mu + \frac{\partial \rho/\rho}{\partial l/l}$$

Ec 3.8

En donde:

$l$  = Cambio en la resistencia por el cambio en la longitud.

2.  $\mu$  = Cambio de resistencia debido al cambio en la sección.

$\frac{\partial p/p}{\partial t/t}$  = Cambio en la resistencia debido al efecto piezorresistivo.

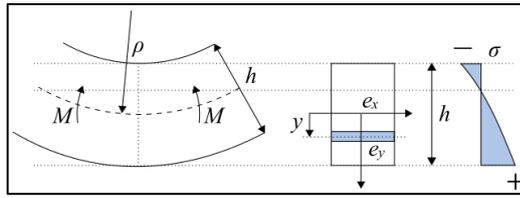
Para elaborar cálculos con galgas extensiométricas se necesita establecer el concepto del factor de galga, que es definido como la relación entre un cambio fraccional en la resistencia, con el cambio fraccional de la dimensión a lo largo del eje de la galga extensiométrica.

$$GF = \frac{\partial R/R}{\partial l/l} = \frac{\partial R/R}{\varepsilon}$$

Ec.3.9

### - Relación entre esfuerzo y deformación de galga extensiométrica.

Según la teoría de Navier, cuando existe flexión, se producen esfuerzos normales en todas las secciones transversales en un cuerpo. En caso que las tensiones sean producidas por el momento flector, estas son inferiores al límite de proporcionalidad, y la distribución de esfuerzos es lineal, en el cual, este esfuerzo es igual a cero en el plano neutro y máximo en la parte más alejada de este eje, en otras palabras, en la superficie superior e inferior del elemento se encuentran sometidas a tracción y a compresión respectivamente, como se ve en la figura 3.2.



**Figura 3.2.** Esfuerzo en placa sometida a flexión

**Fuente:** Wikiwand. Teoría de Navier. Recuperado de [http://www.wikiwand.com/it/Formula\\_di\\_Navier](http://www.wikiwand.com/it/Formula_di_Navier)

En una probeta de acero rectangular se puede definir entonces el esfuerzo de flexión como:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

Ec3.10

En donde **M** es el momento flector y **W** es el modulo resistente a la flexión, por tanto el valor de **M** es:

$$M = P \times L$$

Ec 3.11

En el cual **P** es la fuerza aplicada, **L** es la distancia comprendida entre el centro de la cinta y la línea de acción de la fuerza aplicada. Por tanto el módulo resistente a la flexión es:

$$W = \frac{I}{c}$$

Ec 3.12

Siendo **I** es el momento de Inercia de la sección transversal de la probeta, y **c** corresponde a la distancia más alejada entre la fibra del material y el eje neutro. En este caso el momento de inercia es:

$$I = \frac{1}{12}bt^3$$

Siendo **b** el ancho de la sección transversal de la probeta y **t** el correspondiente al espesor de la misma. Entonces el esfuerzo de flexión en la fibra más alejada es:

$$\sigma = \frac{6 \cdot M}{b \cdot t^2} = \frac{6 \cdot P \cdot L}{b \cdot t^2}$$

Ec3.14

Por tanto se cumple en estado un axial que

$$\sigma = \varepsilon \cdot E$$

Ec 3.15

En donde, se cumple en la ecuación anterior que:

$$\varepsilon \cdot E = \frac{6 \cdot P \cdot L}{b \cdot t^2}$$

Ec. 3.16

Entonces para el cálculo de la deformación unitaria en galgas extensiométricas se utiliza:

$$\varepsilon = \frac{6 \cdot P \cdot L}{E \cdot b \cdot t^2}$$

Ec.317.

## **3.2 Instrumentación con galgas extensiométricas.**

### **3.2.1 Experimentación para calibración extensiométrica.**

Para la calibración de la galga extensiométrica, se instrumenta una placa de acero SAE 1010 en laboratorio de materiales, y se elaboran ensayos en el banco de pruebas de deformación, para visualizar los valores de la deformación de la placa de acero, cuando esta es sometida a la influencia de diferentes cargas.

#### **3.2.1.1 Dimensiones y Propiedades físicas de placa.**

Las dimensiones y las propiedades físicas de la placa de acero SAE 1010 que se utiliza para los ensayos se detallan en la tabla 3.1 y tabla 3.2.

**Tabla 3.1.** Dimensiones de placa de acero SAE 1010.

Descripción	Dimensiones.	Unidades.
Longitud total	300	mm
Espesor de la placa	2.9	mm
Ancho de la placa	50	mm

**Fuente:** Autores

**Tabla 3.2.** Propiedades físicas del acero SAE 1010.

Propiedades Físicas.	Cantidad	Unidades.
Módulo de Young	210	Gpa
Relación de Poisson	0.3	-
Esfuerzo Limite elástico	300	Mpa

**Fuente:** Autores

### 3.2.1.2 Insumos y materiales.

La tabla 3.3 muestra los insumos utilizados para la experimentación para la calibración extensiométrica.

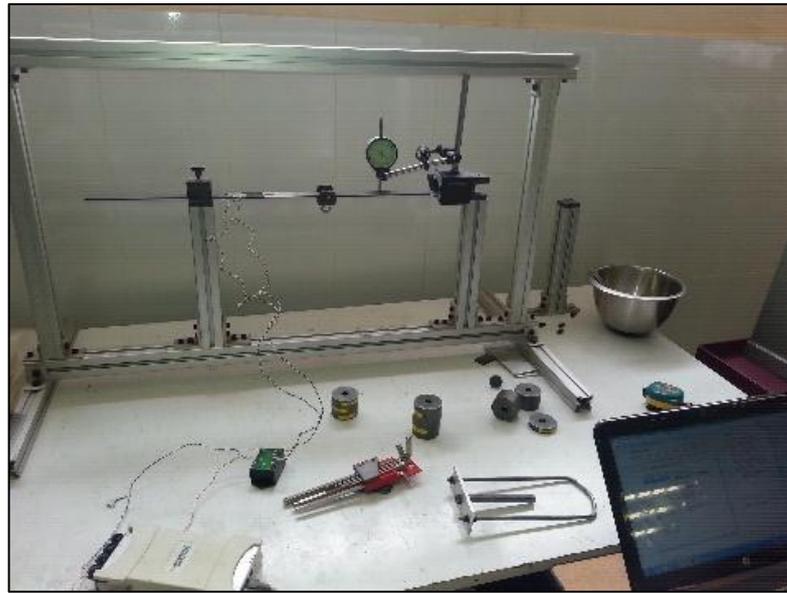
**Tabla 3.3** Insumos para calibración de galga extensiométrica.

Cantidad	Equipo para experimentación con galgas extensiométricas.
1	Banco de pruebas de flexión.
8	Pesas calibradas hasta el valor de 25 N.
1	Reloj comparador.
1	Tarjeta de adquisición de datos NI ENET-9219.
1	½ Puente de Whishtone de marca Omega.
1	Pc y programa para la adquisición de datos.
1	Galga extensiométrica SGD-10/350-LY13

**Fuente:** Autores

### 3.2.1.3 Experimentación, calibración del modelo físico.

En el laboratorio se elaboraron ensayos de deformación, en principio para validar los datos, se instrumentó una barra de acero empotrada en un extremo, la cual soporta en el otro extremo diferentes cargas, tal como se muestra en la figura 3.3; para medir la deformación se utilizó simultáneamente un reloj comparador, y el conjunto de elementos electrónicos, que permiten adquirir datos los resultados obtenidos son presentados en la tabla 3.4.

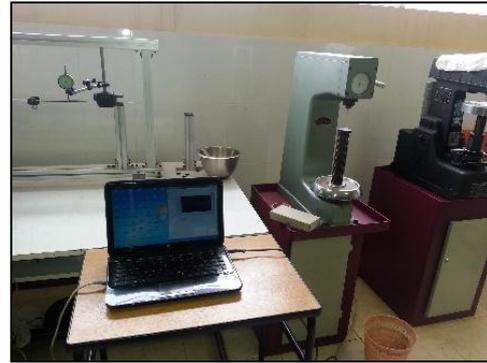


**Figura 3.3.** Experimentación de deformación unitaria en banco de deformación con sus medidas.

**Fuente:** Autores.

### 3.2.1.4 Adquisición de datos.

Para la adquisición de datos se desarrolló un programa en “LabVIEW”, para capturar datos y visualizar valores de deformación unitaria de la palca de acero. Además, se utilizan galgas extensiométricas de tipo SGD-10/350-LY13, una tarjeta de adquisición de datos National Instruments 9219, un cuarto de puente de Wheatstone y una pc, que permiten adquirir el valor de la variación de la resistencia de la galga extensiométrica, tal como se muestra en la figura 3.4.



**Figura 3.4.** Visualización en de la curva de deformación.

**Fuente:** Autores

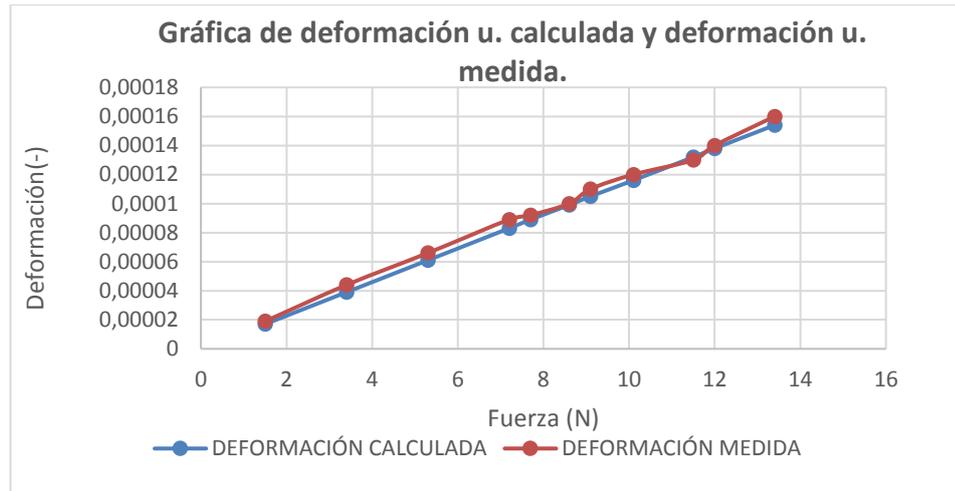
### 3.2.1.5 Resultados.

En la tabla 3.4 y la figura 3.5, se puede observar que el error que presenta la deformación calculada y la deformación medida con la galga extensiométrica, es pequeño y tienden a disminuir cuando la carga aumenta. Este error se puede atribuir a las condiciones ambientales como la temperatura, humedad., entre otros. Asumiendo que con valor mínimo de fuerza de 1.5 N el error de que existe es del 11.76 %, y con valor máximo de fuerza de 13.5 N el error es de 3.89 %, se puede decir que la galga extensiométrica mide de manera confiable las deformaciones.

**Tabla 3.4** Deformación calculada Vs. Deformación medida con extensiométrica.

FUERZA [N]	DEFORMACIÓN UNITARIA CALCULADA. [mm]	DEFORMACIÓN UNITARIA MEDIDA CON GALGA EXTENSIONOMÉTRICA. [mm]	ERROR [%]
1.5	0.000017	0.000019	11.76471
3.4	0.000039	0.000044	12.82051
5.3	0.000061	0.000066	8.196721
7.2	0.000083	0.000089	7.228916
7.7	0.000089	0.000092	3.370787
8.6	0.000099	0.0001	1.010101
9.1	0.000105	0.00011	4.761905
10.1	0.000116	0.00012	3.448276
11.5	0.000132	0.00013	1.515152
12	0.000138	0.00014	1.449275
13.4	0.000154	0.00016	3.896104

**Fuente:** Autor.



**Figura. 3.5.** Curva de deformación calculada y deformación medida con instrumentación.

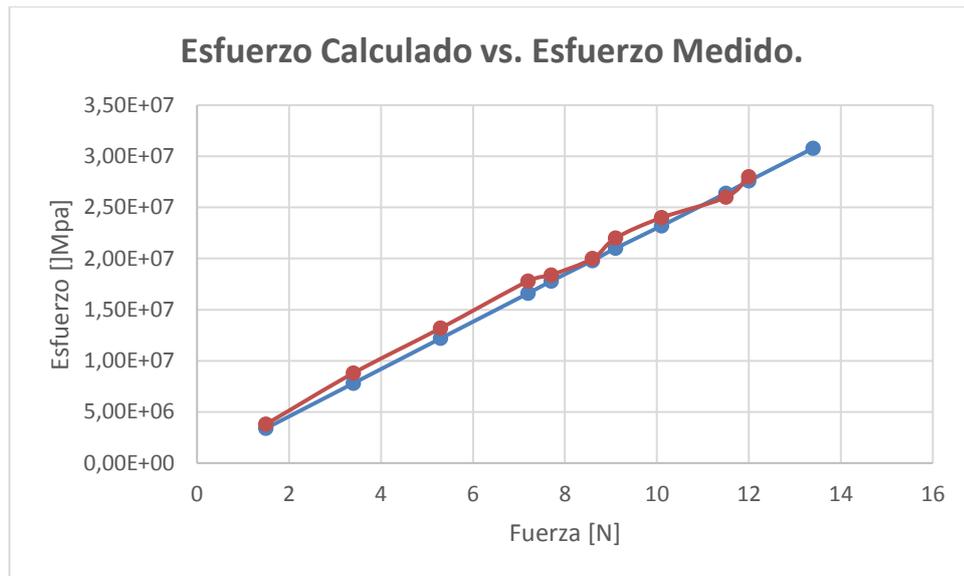
**Fuente:** Autores.

La tabla 3.5 y la figura 3.6 muestran que el esfuerzo calculado y el esfuerzo medido con la galga extensiométrica, tiene a disminuir mediante se incrementa la fuerza aplicada. Con un valor de 1.5 N de fuerza de deformación, el error en el esfuerzo es de 11.747%, y aplicando una fuerza de 13.4 N el error es de 3.896%.

**Tabla 3.5** Esfuerzos calculado Vs. esfuerzos medidos.

FUERZA [N]	ESFUERZO CALCUALDO [Mpa]	ESFUERZO MEDIDO [Mpa]	ERROR %
1.5	3.40E+06	3.80E+06	11.76471
3.4	7.80E+06	8.80E+06	12.82051
5.3	1.22E+07	1.32E+07	8.196721
7.2	1.66E+07	1.78E+07	7.228916
7.7	1.78E+07	1.84E+07	3.370787
8.6	1.98E+07	2.00E+07	1.010101
9.1	2.10E+07	2.20E+07	4.761905
10.1	2.32E+07	2.40E+07	3.448276
11.5	2.64E+07	2.60E+07	1.515152
12	2.76E+07	2.80E+07	1.449275
13.4	3.08E+07	3.20E+07	3.896104

**Fuente:** Autores.



**Figura. 3.6.** Curva esfuerzo calculado y esfuerzo medido con instrumentación.

**Fuente:** Autores

### 3.2.1.6. Calibración de Galga extensiométrica con modelo CAE.

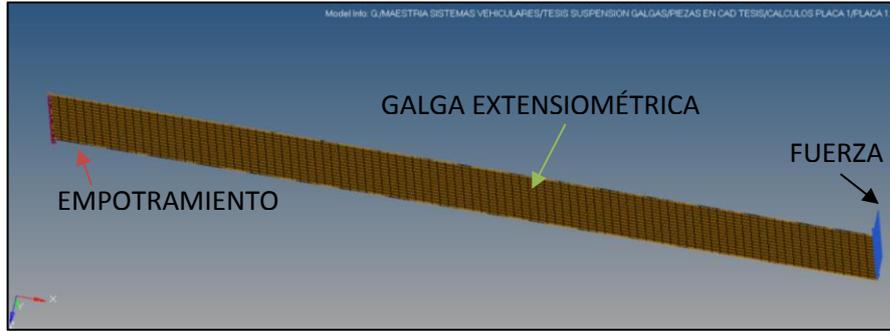
#### - Pre-Procesamiento del modelo CAE.

El pre-procesamiento del modelo consta de preparación de geometría, y mallado con elementos 3D prismáticos. El tamaño de la mallado y su tipo se determinan a través de la convergencia a los resultados de la experimentación tal como como muestra la figura 3.6.

#### - Procesamiento del modelo CAE.

Los condiciones de funcionamiento del modelo físico son simuladas con en el modelo CAE, en el cual se introducen los valores de las propiedades físicas de los materiales, condiciones de frontera, y fuerzas.

Para las condiciones de frontera se restringe el movimiento de la placa de acero en el empotramiento en 6 grados de libertad, se coloca los valores de fuerza, distancia, magnitud, dirección y sentido que se utilizaron en la experimentación tal como muestra la figura 3.6.

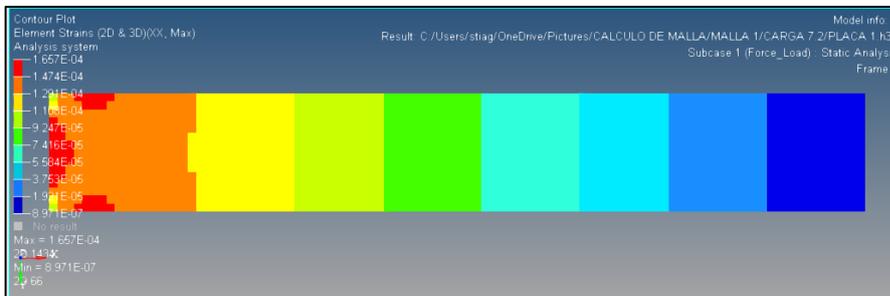


**Figura 3.7.** Modelo de barra elaborado en programa CAE.

**Fuente:** Autores.

**- Post Procesamiento.**

En la tabla 3.6 se evalúan los resultados del modelo CAE y se comparan con los resultados de la experimentación, en donde se observa un error porcentual bajo y se observa correspondencia de los valores de esfuerzo y deformación en los dos casos, desde el valor mínimo de 1.5 N que presenta un error de  $1.35E-02$  %, y en un valor máximo de fuerza de 13.4 N produce un error de  $3.03E-02$ %. Además, en la figura 3.8, se puede observar la curva de los resultados de la tabla 3.6 y en la figura 3.7.



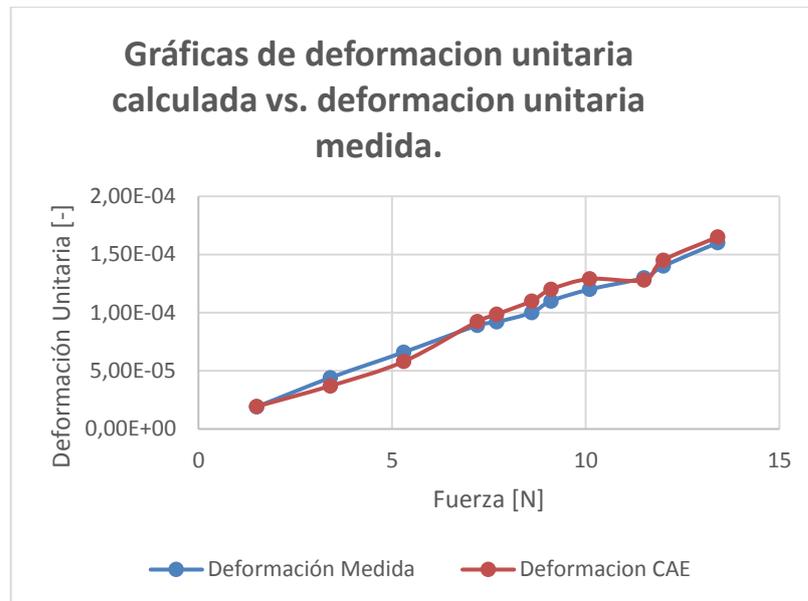
**Figura 3.8.** Calculo de barra elaborado en programa CAE.

**Fuente:** Autor.

**Tabla 3.6.** Deformación medida Vs. Deformación con Programa CAE.

FUERZA [N]	DEFORMACIÓN MEDIDA [-]	DEFORMACIÓN EN PROGRAMA CAE[-]	ERROR [%]
1.5	1.90E-05	1.93E-05	1.35E-02
3.4	4.40E-05	3.70E-05	1.89E-01
5.3	6.60E-05	5.80E-05	1.38E-01
7.2	8.90E-05	9.24E-05	3.68E-02
7.7	9.20E-05	9.86E-05	6.69E-02
8.6	1.00E-04	1.10E-04	9.09E-02
9.1	1.10E-04	1.20E-04	3.13E-01
10.1	1.20E-04	1.29E-04	6.98E-02
11.5	1.30E-04	1.28E-04	1.56E-02
12	1.40E-04	1.45E-04	3.45E-02
13.4	1.60E-04	1.65E-04	3.03E-02

**Fuente:** Autores.



**Figura 3.9.** Deformación medida Vs deformación CAE.

**Fuente:** Autores.

### - Resultados del Análisis.

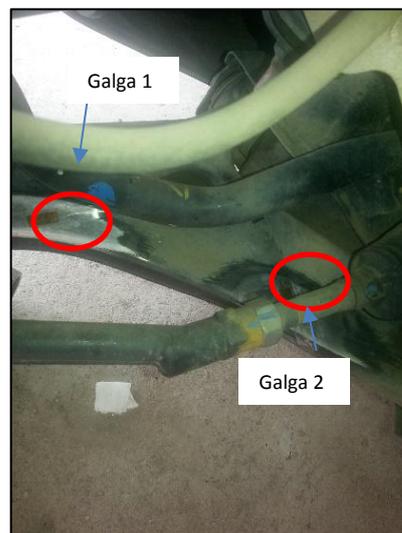
Para la calibración de la galga extensiométrica y el modelo CAE, los aspectos sobresalientes son: la geometría del cuerpo, el material y sus propiedades mecánicas, el tamaño y tipo del mallado, las condiciones frontera adecuadas, la magnitud dirección y sentido de la fuerza.

La calibración de la galga extensiométrica y el modelo CAE, es un aspecto sobresaliente en esta investigación, puesto que este experimento determina el tamaño de la malla ideal para la elaboración del mallado de las partes de la suspensión y la convergencia del modelo CAE, con instrumentación en el sistema de suspensión, siendo en este caso el valor del mallado de 4 mm utilizando componentes tetraédricos, según el análisis realizado en las tablas 3.4, 3.5, 3.6.

### **3.3. Instrumentación del vehículo Hyundai Tucson IX con galgas extensiométricas.**

#### **3.3.1 Ubicación de galgas extensiométricas en brazo oscilante de suspensión.**

Las galgas extensiométricas se sitúan en los lugares accesibles correspondientes a las secciones que presentan los mayores esfuerzos obtenidas en el modelado CAE del sistema de suspensión, elaborada anteriormente utilizando neumáticos 225/60 R17 y 255/45 R18 respectivamente como se muestra en la figura 3.9.



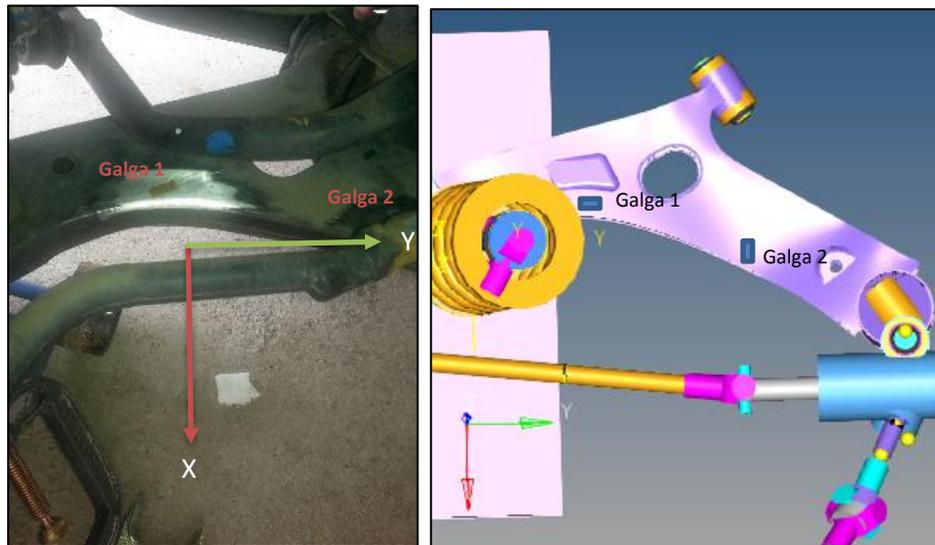
**Figura 3.10.** Posición de galgas extensiométricas sobre el brazo oscilante de la suspensión.

**Fuente:** Autores.

#### **3.3.2. Posición de galgas extensiométricas.**

Para el proceso de experimentación y procesamiento de datos, las galgas extensiométricas deben estar situadas de acuerdo a los ejes de medición que se

utilizaron en modelado CAE, en este caso en los ejes XX y en el eje YY, como se muestra en la figura 3.10.



**Figura 3.11.** Dirección de ejes para medición de esfuerzos en brazo oscilante de la suspensión.

**Fuente:** Autores.

### 3.3.3 Condiciones para la experimentación.

Para la experimentación los dos agujeros pasantes del brazo oscilante de suspensión van conectados al chasis del vehículo por medio de bujes; se utilizan neumáticos con medida 225/60 R17 y 255/45 R18, se utiliza el peso del vehículo como carga, como se muestra en la figura 3.11.



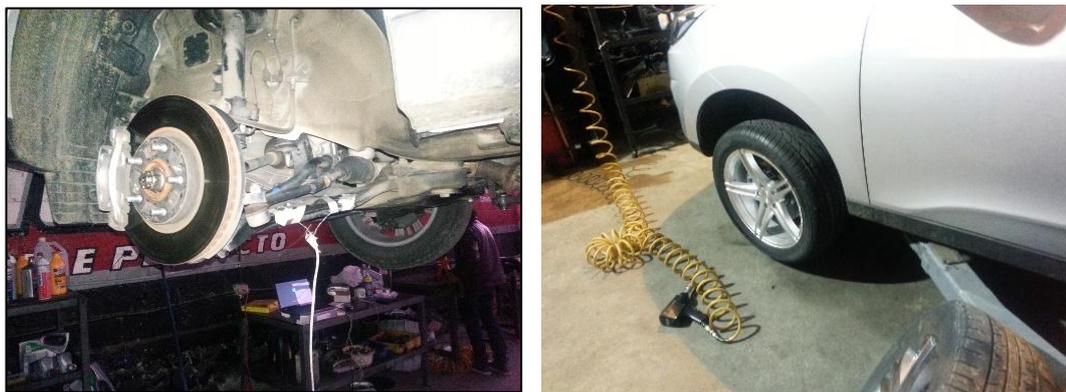
**Figura 3.12.** Restricciones del movimiento de brazo oscilante con bastidor.

**Fuente:** Autores.

### 3.3.4. Recolección de datos con instrumentación electrónica.

Para la recolección de datos con instrumentación electrónica en el sistema de suspensión, se necesita reproducir las mismas condiciones de la simulación, que se utilizaron en el modelo CAE estudiado en el capítulo 2. Para ello se utiliza la tarjeta de adquisición de datos y un programa de procesamiento y visualización, con la finalidad de obtener los datos de las deformaciones que proporcionan las galgas extensiométricas, y que fueron colocadas sobre el brazo oscilante de suspensión, en zonas que previamente estudiadas en el modelo CAE. Se utiliza también un elevador hidráulico con el cual el vehículo es levantado, para que el sistema de suspensión no soporte la carga del vehículo y se pueda calibrar los equipos de instrumentación.

Para realizar la prueba que permite adquirir los datos de deformación del brazo oscilante, es necesario imitar la fuerza de empuje de los impulsadores del modelo CAE, para ello el elevador hidráulico asienta el vehículo sobre el piso, originando que exista una fuerza de reacción en los neumáticos, que ejercen una presión sobre la suspensión del vehículo y que tiene una magnitud de 3528 N, que es el peso correspondiente a la fuerza de empuje de los impulsadores, tal y como se observa en la figura 3.12.



**Figura 3.13.** Restricciones del movimiento de brazo oscilante con bastidor.

**Fuente:** Autores.

### 3.3.5 Resultados de experimentación extensiométrica de neumático 225/60R17.

En la tabla 3.7 se presentan los valores de deformación y esfuerzos medidos con galgas extensiométricas cuando el modelo CAE utiliza el neumático 225/60R17.

**Tabla 3.7.** Valores de deformación y esfuerzo XX y esfuerzo YY con neumático 225/60R17.

Componente	Neumático 225/60R17.			
	Defomación eje X [-]	Deformación Eje Y [-]	Esfuerzo eje X [Mpa]	Esfuerzo eje Y [Mpa]
Brazo oscilante de suspensión.	-1.05E-05	-3.10E-05	2.1	6.2

Fuente: Autores.

En la tabla 3.8 se muestran los valores de deformación y esfuerzos medidos con galgas extensiométricas cuando el modelo CAE utiliza el neumático 255/45R18.

**Tabla 3.8.** Valores de deformación y esfuerzo XX y esfuerzo YY con neumático 255/45R18.

Componente	Neumático 255/45R18.			
	Defomación unitaria eje X [-]	Deformación unitaria Eje Y [-]	Esfuerzo eje X [Mpa]	Esfuerzo eje Y [Mpa]
Brazo oscilante de suspensión.	-1.34E-06	-2.38E-05	2.6	4.76

Fuente: Autores.

### 3.4 Bibliografía.

Microeasements. (2014). Surface Preparation for Strain gage Bonding. Wendell: VPG. Obtenido de [www.micro-measurements.com](http://www.micro-measurements.com)

Razak I.H.A, Y. M. (Noviembre de 2014). Modeling, simulation and Optimization analysis of steering knuckle component for race car. *Insternational journal of reserch in engineering and technology*, 221-225.

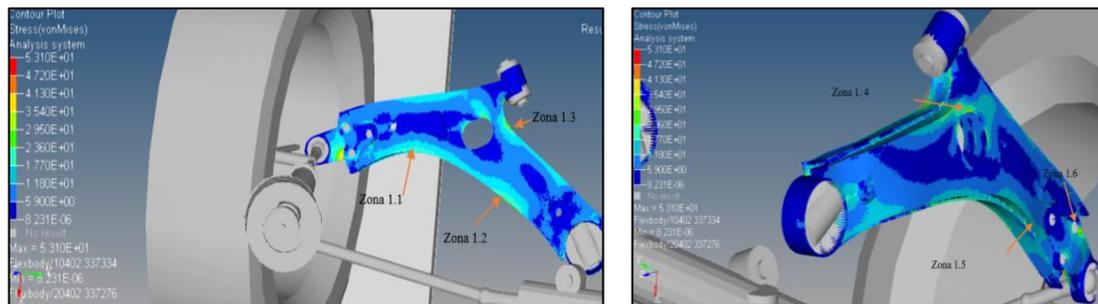
Rose Bruno, K. P. (30 de Octubre de 2014). Comparison between real and virtual strain gauges: a method to calibrate finite element models based on real measurements. *SAE BRASIL*, 1-10.

## CAPÍTULO 4.

### *COMPARACIÓN DE ESFUERZOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN Y ESFUERZOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE LOS COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN.*

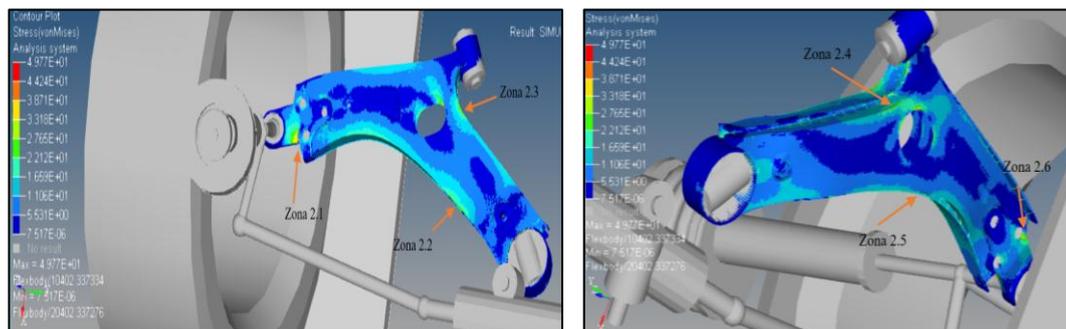
#### **4.1 Valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60R17 y 245/55 R18.**

En la figura 4.1, 4.2 y tabla 4.1, se puede apreciar en detalle las zonas estudiadas, que presentan mayor variación de valores en el esfuerzo VonMises, cuando se utilizan neumáticos 225/60R17 y 255/45R18. Como se dijo en el capítulo 3, las galgas extensiométricas fueron colocadas en las zonas 1.1 y 1.2, debido a que la geometría que presenta el brazo oscilante es compleja y la dificultad de ubicar las galgas extensiométricas en las zonas restantes es ineludible.



**Figura 4.1.** Esfuerzos VonMises en neumático 225/60R17, vista inferior.

**Fuente:** Autores.



**Figura 4.2.** Esfuerzos VonMises en neumático 255/45R18, vista inferior.

**Fuente:** Autores.

Al discutir los valores obtenidos en la simulación cuasi-estática, presentados en la siguiente tabla, se puede mencionar que existe una variación de esfuerzos debido a la variación del tamaño de los neumáticos, en todas las zonas estudiadas.

**Tabla 4.1.** Esfuerzos VonMises en el plato oscilante con diferentes neumáticos.

Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Variación de esfuerzo neumático 225/60R17 y 255/45 R18 [%]
Zona	Esfuerzo VonMises [Mpa]	Zona	Esfuerzo VonMises [Mpa]	Variación de Esfuerzo VonMises [Mpa]
$\sigma$ Max	53.1	$\sigma$ Max	49.7	3.4
Zona 1.1	13.6	Zona 2.1	15.9	2.4
Zona 1.2	15.7	Zona 2.2	15.6	0.1
Zona 1.3	30.4	Zona 2.3	27.9	2.5
Zona 1.4	31.7	Zona 2.4	31.02	0.68
Zona 1.5	12.06	Zona 2.5	12.4	0.34
Zona 1.6	30.37	Zona 2.6	33.34	2.97

Fuente: Autor.

#### 4.2 Valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60R17 y 245/55 R18.

La tabla 4.2, muestra los resultados obtenidos de la deformación unitaria en las zonas estudiadas durante la simulación cuasi-estática, los cuales demuestran que al modificar el tamaño de los neumáticos, los valores de deformación unitaria en el brazo oscilante de la suspensión varían con tendencia a al aumento, en los casos de las zonas 3.1 y 4.1 en el eje XX y en las zonas 3.8 y 4.8 en el eje YY, con los neumáticos respectivos.

**Tabla 4.2.** Deformaciones unitarias en el plato oscilante con diferentes neumáticos en los ejes XX y YY.

Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.		Neumático 225/60R17		Neumático 255/45 R18.	
Zona	Deformación unitaria Eje XX [-]	Zona	Deformación unitaria Eje XX [-]	Zona	Deformación unitaria Eje YY [-]	Zona	Deformación unitaria Eje YY [-]
Zona 3.1	-1.57E-05	Zona 4.1	-1.97 E-05	Zona 3.7	-1.53E-05	Zona 4.7	-1.57 E-05
Zona 3.2	-2.93E-05	Zona 4.2	-2.62 E-05	Zona 3.8	2.36E-05	Zona 4.8	-3.83E-05
Zona 3.3	-3.72E-05	Zona 4.3	-4.90 E-05	Zona 3.9	-2.97E-05	Zona 4.9	2.02 E-04
Zona 3.4	-1.84E-05	Zona 4.4	-2.37 E-05	Zona 3.10	4.39E-05	Zona 4.10	3.44 E-05
Zona 3.5	-3.73E-05	Zona 4.5	-1.99 E-05	Zona 3.11	-3.193E-05	Zona 4.11	1.16 E-05
Zona 3.6	-1.10E-05	Zona 4.6	1.56 E-05	Zona 3.12	-2.66E-05	Zona 4.12	-2.005 E-05

Fuente: Autores.

### 4.3 Valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60 R17 y 245/55 R18 obtenidas por medio de instrumentación electrónica.

En la tabla 4.3 se puede observar los datos de la deformación unitaria, obtenidos en 2 de las zonas estudiadas instrumentadas con galgas extensiométricas, durante la experimentación en la suspensión del vehículo; según los cuales, se demuestra que al modificar el tamaño de los neumáticos, los valores de deformación unitaria en el brazo oscilante de la suspensión, presentan un cambio en su valor, como se observó anteriormente en la figura 4.1.

**Tabla 4.3.** Deformaciones unitarias en el plato oscilante con diferentes neumáticos en los ejes XX y YY obtenidos mediante instrumentación electrónica.

Componente	Neumático 225/60R17.			
	Deformación unitaria eje X [-]	Deformación unitaria eje Y [-]	Esfuerzo eje X [Mpa]	Esfuerzo eje Y [Mpa]
Brazo oscilante de suspensión.	-1.05E-05	-3.10E-05	2.1	6.2

Componente	Neumático 255/45R18.			
	Deformación unitaria eje X [-]	Deformación unitaria eje Y [-]	Esfuerzo eje X [Mpa]	Esfuerzo eje Y [Mpa]
Brazo oscilante de suspensión.	-1.34E-05	-2.38E-05	2.6	4.76

Fuente: Autores.

#### 4.4 Comparación de valores de deformación unitaria con neumáticos 225/60 R17 y 245/55 R18 obtenidas por medio de instrumentación electrónica y modelo CAE de suspensión.

Como se observa a continuación en la tabla 4.4 y 4.5, se demuestra que existe una buena correlación en los valores de deformación obtenidos en la experimentación real y los valores de deformación obtenidos en el modelado CAE. Esto demuestra que todas las simplificaciones y los parámetros que fueron incluidos en el modelo CAE para la simulación cuasi-estática son los adecuados, así como, la instrumentación electrónica y la posición y orientación de las galgas extensiométrica son adecuadas.

**Tabla 4.4** Comparación de valores de deformación en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 225/60R17.

<b>Neumático 225/60R17</b>					
<b>Deformación unitaria eje XX Medida [-]</b>	<b>Deformación unitaria Eje XX en CAE [-]</b>	<b>Correlación [%]</b>	<b>Deformación unitaria eje YY Medida [-]</b>	<b>Deformación unitaria Eje YY en CAE [-]</b>	<b>Correlación [%]</b>
-1.05E-05	-1.57E-05	66.9	-3.10E-05	-2.62 E-05	84.5

**Fuente:** Autores.

**Tabla 4.5** Comparación de valores de deformación en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 255/45 R18.

<b>Neumático 255/45 R18</b>					
<b>Deformación unitaria eje XX Medida [-]</b>	<b>Deformación unitaria eje XX en CAE [-]</b>	<b>Correlación [%]</b>	<b>Deformación unitaria eje YY Medida [-]</b>	<b>Deformación unitaria eje YY en CAE [-]</b>	<b>Correlación [%]</b>
-1.34E-05	-1.53E-05	87.6	-2.38E-05	-3.83E-05	62.1

**Fuente:** Autores

#### **4.5 Comparación de valores de esfuerzos XX y YY empelando neumáticos 225/60 R17 y 255/45 R18 obtenidas por medio de instrumentación electrónica y modelo CAE de suspensión.**

Como se puede ver en la tabla 4.6 y 4.7, existe buena correlación en los resultados de los esfuerzos medidos XX y YY con la instrumentación y los valores de esfuerzos del modelado CAE, en el eje XX y YY.

Se demuestra que el modelo CAE es válido, y que las dimensiones de los neumáticos en este sistema de suspensión, influyen directamente en el incremento de los valores de los esfuerzos del brazo oscilante de la suspensión tipo McPherson.

**Tabla 4.6** Comparación de valores de esfuerzo en ejes XX y YY en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 225/60 R17.

Componente	Neumático 225/60 R17					
	Esfuerzo eje X medido [Mpa]	Esfuerzo eje X calculado [Mpa]	Error [%]	Esfuerzo eje Y medido [Mpa]	Esfuerzo eje Y calculado [Mpa]	Error [%]
Brazo oscilante de suspensión.	2.1	2.91	27.8	6.2	9.77	36.5

**Fuente:** Autores.

**Tabla 4.7** Comparación de valores de esfuerzo en ejes XX y YY en instrumentación y en modelo CAE utilizando Neumático 255/45 R18.

Componente	Neumático 255/45R18.					
	Esfuerzo eje X medido [Mpa]	Esfuerzo eje X calculado [Mpa]	Error [%]	Esfuerzo eje Y medido [Mpa]	Esfuerzo eje Y calculado [Mpa]	Error [%]
Brazo oscilante de suspensión.	2.6	3.22	19.3	4.76	5.15	7.5

**Fuente:** Autores.

## 4.6 Conclusiones

- Las simplificaciones asumidas permiten la simulación computacional del desempeño del brazo oscilante de la suspensión a través de técnicas CAE, a un costo computacional razonable, los resultados obtenidos han permitido determinar que las simplificaciones efectuadas no ejercen mayor influencia sobre los resultados.
- La elaboración del estudio numérico computacional, permite la predicción de los esfuerzos en el sistema de suspensión del vehículo estudiado, donde el brazo oscilante de suspensión es un componente crítico; los otros elementos de la suspensión son calibrados con los parámetros adecuados, y en otros casos como el muñón de la dirección, no se incluyen en este análisis debido a que se necesita mayor instrumentación para medir las deformaciones sobre este elemento, y la bibliografía existente sugiere que el apriete de los pernos del amortiguador debe ser considerado, debido a que este factor influencia directamente sobre los resultados en un análisis CAE y en la experimentación. Al elaborar una simulación cuasi-estática, los resultados obtenidos indican que al sustituir los neumáticos 225/60R17 por neumáticos 255/45R18, aumentan los valores de deformación unitaria, en las diferentes zonas estudiadas del brazo oscilante de suspensión, por tanto los valores de los esfuerzos en el eje XX en este elemento aumentan aproximadamente 23.8 %, y un 30.2% en los esfuerzos en el eje YY, del brazo oscilante de suspensión, en las zonas instrumentadas.
- Por medio de la instrumentación electrónica, se puede estimar los valores de deformación unitaria y consecuentemente los esfuerzos sobre el brazo oscilante del sistema de suspensión del vehículo estudiado, ubicando galgas extensiométricas que miden deformación en los sentidos longitudinal y transversal, en zonas definidas del brazo oscilante, cuyos resultados muestran que el cambio neumáticos 225/60R17 por neumáticos 255/45R18 en el sistema de suspensión del vehículo, provocan variaciones de incremento en los valores del esfuerzo en las diferentes zonas estudiadas

- Existe correspondencia en los de valores de los resultados, cuando se comparan los valores de esfuerzos obtenidos en la simulación computacional del modelo CAE, y los valores de esfuerzo de la medición de deformación real en el brazo oscilante del sistema de suspensión del vehículo en los dos casos estudiados, por tanto la influencia del incremento de las dimensiones de neumáticos está directamente relacionado con el incremento de los esfuerzos en el brazo oscilante de la suspensión del vehículo estudiado.

## **4.7. Recomendaciones y trabajos Posteriores.**

### **4.7.1 Recomendaciones.**

Se recomienda el uso de programas CAE para el análisis y solución de casos de estudio de la suspensión de un vehículo, debido su alta confiabilidad en los resultados se convierte en una metodología para el cálculo y desarrollo de suspensiones de vehículos. Además, el uso de galgas extensiométricas virtuales podrían aproximar mejor los resultados obtenidos en este tipo de análisis.

El método que se utiliza para validar los resultados de la simulación requiere de equipos especializados, altos presupuestos, infraestructura adecuada, para elaborar simulaciones de condiciones reales para el cálculo de elementos del sistema de suspensión.

### **4.7.2 Trabajos Posteriores.**

Se recomienda ampliar este estudio investigativo para casos de:

- Influencia de las dimensiones del neumático en el sistema de suspensión del vehículo utilizando cargas laterales.
- Influencia de las dimensiones del neumático sobre el sistema de suspensión cuando existe transferencia de peso entre los ejes debido al frenado del automóvil.
- Vibraciones y fatiga de materiales, para observar la influencia de las dimensiones de neumáticos sobre el sistema de suspensión ante diferentes modos de vibración.

# **ANEXOS**

Anexo 1. Hoja de datos de galga extensiométrica SGD-10/350-LY13

## PRECISION STRAIN GAGE PRECISION LINEAR PATTERN AND EXTRA LONG PATTERN

### To Order

GAGE PATTERN Leads not shown	MODEL NO. Pkg of 10	NOM. RESIS- TANCE ( $\Omega$ )	DIMENSIONS mm (inch) <sup>†</sup>				MAX V* (Vrms)	TERMINATION	TEMP COMP	TERM PAD
			GRID		CARRIER					
			A	B	C	D				
 Shown actual size 17.7 mm	SGD-10/350-LY11	350	10.00 (0.394)	4.90 (0.193)	17.70 (0.697)	8.00 (0.315)	22	Ribbon Leads	ST	BPT-5
	SGD-10/350-LY13	350	Linear pattern, large size				32	Ribbon Leads	AL	
	SGD-10/350-LY41	350	350 $\Omega$				22	Solder Pads	ST	
	SGD-10/350-LY43	350					32	Solder Pads	AL	
 Shown actual size 17.7 mm	SGD-10/1000-LY11	1000	10.00 (0.394)	4.90 (0.193)	17.70 (0.697)	8.00 (0.315)	40	Ribbon Leads	ST	BPT-5
	SGD-10/1000-LY13	1000	Linear pattern, large size, higher resistance, reduced heat generation				55	Ribbon Leads	AL	
	SGD-10/1000-LY41	1000	1000 $\Omega$				40	Solder Pads	ST	
	SGD-10/1000-LY43	1000					55	Solder Pads	AL	
 Shown actual size 22.7 mm	SGD-13/350-LY11	350	13.00 (0.511)	7.20 (0.283)	22.70 (0.893)	10.00 (0.393)	30	Ribbon Leads	ST	BPT-6
	SGD-13/350-LY13	350	Linear pattern, grid length long				40	Ribbon Leads	AL	
	SGD-13/350-LY41	350	350 $\Omega$				30	Solder Pads	ST	
	SGD-13/350-LY43	350					40	Solder Pads	AL	
 Shown actual size 22.7 mm	SGD-13/1000-LY11	1000	13.00 (0.511)	7.20 (0.283)	22.70 (0.893)	10.00 (0.393)	55	Ribbon Leads	ST	BPT-6
	SGD-13/1000-LY13	1000	Linear pattern, grid length long, higher resistance, reduced heat generation				75	Ribbon Leads	AL	
	SGD-13/1000-LY41	1000	1000 $\Omega$				55	Solder Pads	ST	
	SGD-13/1000-LY43	1000					75	Solder Pads	AL	

#### DISCOUNT SCHEDULE

1 to 10 pkgs. ....	Net
11 to 24 pkgs. ....	5%
25 to 49 pkgs. ....	10%
50 and up and OEM . .	Consult Factory

<sup>†</sup> For dimensions key, visit us online.

\* Maximum permitted bridge energizing voltage (Vrms).

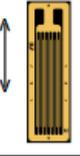
Note: For strain gage accessories, visit us online.

Ordering Example: SGD-13/350-LY13, 13 mm grid,  
350  $\Omega$  nominal-resistance strain gage.

NOTE:  
ST = Steel  
AL = Aluminum

### Extra-Long For Inhomogeneous Material

#### To Order

GAGE PATTERN Leads not shown	MODEL NO. Pkg of 5	NOM. RESIS- TANCE ( $\Omega$ )	DIMENSIONS mm (inch) <sup>†</sup>				MAX V* (Vrms)	TERMINATION	TEMP COMP	TERM PAD
			GRID		CARRIER					
			A	B	C	D				
 Shown smaller than actual size 50 mm	SGD-30/120-LY40	120	25.00 (0.984)	8.00 (0.315)	40.00 (1.575)	12.00 (0.472)	12	Solder Pads	UNC	BPT-6
	SGD-30N/120-LY40	120	30.00 (1.181)	3.00 (0.118)	36.00 (1.417)	5.00 (0.197)	10	Solder Pads	UNC	
	SGD-30/350-LY40	350	30.00 (1.181)	3.00 (0.118)	36.00 (1.417)	5.00 (0.197)	14	Solder Pads	UNC	
	SGD-50/120-LY40	120	50.00 (1.969)	4.30 (0.169)	60.00 (2.362)	9.00 (0.354)	12	Solder Pads	UNC	
	SGD-150/240-LY40	240	150.00 (5.906)	5.00 (0.197)	165.00 (6.496)	9.00 (0.354)	35	Solder Pads	UNC	

<sup>†</sup> For dimensions key, visit us online.

\* Maximum permitted bridge energizing voltage (Vrms).

Note: For strain gage accessories, visit us online.

Ordering Example: SGD-30/120-LY40, 120  $\Omega$  nominal-resistance strain gage.

NOTE:  
UNC = Uncompensated

Anexo 2. Hoja de datos de puente de Wheatstone BCM-1 de la marca Omega.

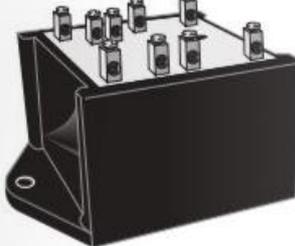


**BCM-1**  
Bridge Completion Module

M1760/1106

INSTRUCTION SHEET

Shop online at: [omega.com](http://omega.com) e-mail: [info@omega.com](mailto:info@omega.com)  
For latest product manuals: [omegamenua1.info](http://omegamenua1.info)



---

**DESCRIPTION**

The OMEGA® BCM-1 Bridge Completion Module provides a convenient means of completing the Wheatstone Bridge circuit used for strain gage measurements. The module can be used for quarter bridge measurements with 120 or 350 ohm gages or for half bridges with gages of any resistance. Quarter bridges with two or three wire hookup can be accommodated. In addition, a bridge balance adjustment potentiometer is provided to zero the bridge output. Screw terminals are provided for strain gage, excitation, and output signal connections.

The BCM-1 is constructed using precision resistors with 5 PPM/°C temperature coefficient for maximum temperature stability. The unit is completely encapsulated for use in rugged environments and can be mounted by using the screw holes provided in the baseplate.

**MOUNTING**

The BCM-1 module is equipped with a baseplate which provides holes for screw mounting. Where required, it can also be glued or secured in place with double-sided tape or Velcro.

**SPECIFICATIONS**

Maximum Excitation	
120 Ohm Bridge:	10 Vdc
350 Ohm Bridge:	16 Vdc
Temperature Limits:	-20 to 80°C (-4 to 176°F)
Temperature Effects:	±1.5 microvolts/volt/°C
Zero Adjust:	±6 mV/V
Resistor Tolerance:	±0.1%
Resistor TEMPCO:	5 PPM/°C
Dimensions:	3.0" W x 1.25" H x 1.0" D (50.8 mm x 31.8 mm x 25.4 mm)
Mounting Holes:	0.175" holes (2) on 2.5" center

**BCM-1 HOOKUP**

Connections to the BCM-1 are made using the screw terminals on the top of the unit using stripped wires. One side has four terminals used for excitation and signal output connections. The excitation voltage is connected to the outer terminals labeled +EX and -EX. The readout device is connected to the two center terminals which are labeled + and - Vout.

Connection of the strain gages to the BCM-1 depends on the particular application. For the proper hookup, refer to Figures 1-3.

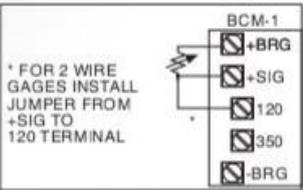


Figure 1. 1/4 Bridge 120Ω Hook-up

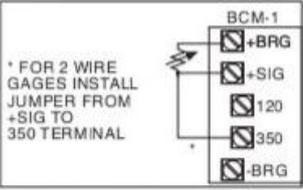


Figure 2. 1/4 Bridge 350Ω Hook-up

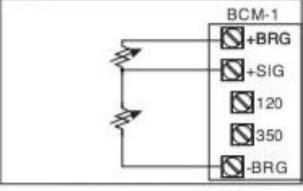
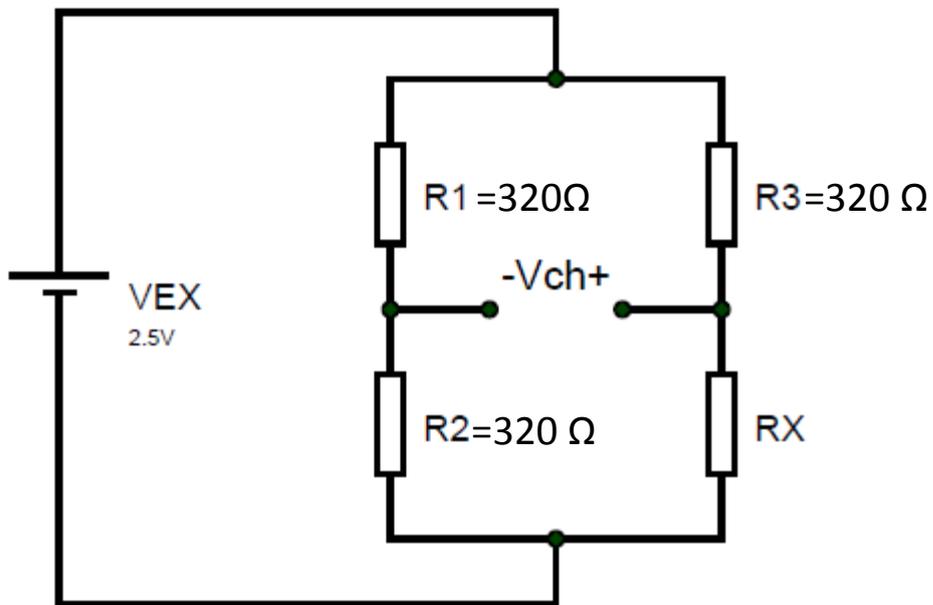


Figure 3. 1/2 Bridge Hook-up

Anexo 3. Diagrama de puente de Wheatstone BCM-1 de la marca Omega.



Anexo 4. Diagrama de puente de Wheatstone BCM-1 a tarjeta de adquisición de datos 9219.

