

# USO DE SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS ANSYS, EN EL DISEÑO ESTRUCTURAL DE UN VEHÍCULO TODO TERRENO

A. Santos Jaimes<sup>1</sup>, *Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga*  
Recibido abril 22, 2010 – Aceptado febrero 23, 2011

<http://dx.doi.org/10.18566/puente.v5n1.a03>

**Resumen**— El proyecto de investigación buscaba determinar la influencia del uso de software CAD (Dibujo Asistido por Computador) y CAE (Ingeniería Asistida por Computador), en el proceso de diseño y construcción de un vehículo todo terreno; mediante el uso de Solid Edge se obtuvo una visión tridimensional del vehículo, y a través del software Ansys se determinó los esfuerzos, las deformaciones, los factores de seguridad y las frecuencias naturales de cada uno de los componentes del vehículo.

Como resultado se encontró un porcentaje de error entre los valores teóricos y los encontrados a través de la simulación de 2.12% para el esfuerzo equivalente; 2.07% para el factor de seguridad y 3.7% para el esfuerzo cortante máximo. También se comparó los resultados de las frecuencias naturales del chasis obtenidos mediante Ansys y los encontrados experimentalmente después de construido el elemento, dando como resultado un 13.2% máximo de error.

**Palabras claves**— Elementos Finitos, Ingeniería Asistida por Computador, Esfuerzo Equivalente, Factor de Seguridad, Frecuencia Natural.

**Abstract** — The research project aimed to determine the influence of the use of CAD software (Computer Aided Drafting) and CAE (Computer Aided Engineering), in the process of design and construction of a road vehicle through the use of Solid Edge. A three-dimensional view of the vehicle was obtained, and through the Ansys Software, efforts, deformations, safety factors and natural frequencies of each of the components of the vehicle were determined.

As a result it was found an error rate between the theoretical values and those found through the simulation of 2.12% for the equivalent stress, 2.07% for the safety factor and 3.7% for the maximum shear stress. Additionally, the results of natural frequencies of the chassis obtained by Ansys; experimentally were found after the element was built, resulting in a 13.2% maximum error.

**Keywords**— Finite Elements, Computer Aided Engineering, equivalent stress, safety factor, natural frequency.

<sup>1</sup> A. Santos Jaimes, Magíster en Ingeniería Mecánica; Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga; Facultad de Ingeniería Mecánica; Grupo de Investigación GIDETECHMA; [alfonso.santos@upb.edu.co](mailto:alfonso.santos@upb.edu.co)

## I. INTRODUCCIÓN

La definición de diseño es la transformación de conceptos e ideas en una maquinaria útil, donde la máquina representa una combinación de mecanismos y de otros componentes que transforman, transmiten o emplean energía, carga o movimiento para un propósito específico. Una máquina comprende varios elementos diferentes, diseñados apropiadamente y arreglados para trabajar en conjunto como una unidad. Las decisiones fundamentales concernientes a las cargas, la cinemática, y la selección de materiales debe tomarse durante el diseño de una máquina. También es necesario considerar otros factores como resistencia, confiabilidad, deformación, tribología, costos y necesidades de espacio [1].

El rápido avance de las tecnologías de la computación ha permitido mejorar sustancialmente las metodologías de diseño y análisis de productos y procesos industriales a nivel mundial, creando la necesidad en los ingenieros y tecnólogos del área de mantenerse al día en el conocimiento y manejo de las diferentes aplicaciones y metodologías.

Para las áreas de diseño e ingeniería son muchas las ventajas de la aplicación de las metodologías CAD (Computer Aided Design) – CAE (Computer Aided Engineering), entre las más destacadas se encuentran: Disminuir los tiempos y costos de los procesos de diseño; Disminuir la cantidad de prototipos físicos necesarios para definir un producto; Proveer a los departamentos de ingeniería de abundante información acerca de sus procesos y productos de forma más rápida que por métodos analíticos; y la Realización de procesos de optimización de elementos de máquinas, de manera más rápida y precisa que si se realizará en forma manual.

El proceso de diseño está fuertemente influenciado por el uso de computadoras, las cuales facilitan la búsqueda de información, manejo de registros, reducción de datos, resolución de ecuaciones, optimización iterativa, dibujo y simulación de elementos constitutivos de herramientas, equipos y maquinaria.

El uso del método de elementos finitos (FEA) como herramienta computacional es importante porque reduce el número de pruebas en prototipos y simula

condiciones que no son fácilmente reproducibles por medio de ensayos. Los tipos de análisis que se pueden llevar a cabo mediante el método de los elementos finitos son, entre otros: estructural, térmico, de fluidos y electromagnético [2].

Los métodos FEA han pasado a ser los de mayor elección para la solución de problemas complicados de análisis de esfuerzos. No obstante, de no tenerse una sólida comprensión de la teoría subyacente, estas técnicas podrían originar respuestas erróneas, debido a que siempre darán algún tipo de resultado, independientemente de las condiciones con las cuales fueron planteados los problemas.

La metodología de análisis del software de elementos finitos consta de tres pasos: el preproceso, donde se crea y enmalla la geometría; la solución, donde se definen las propiedades de los materiales, se aplican las cargas y se calcula la solución de los elementos finitos; y por último el postproceso, donde se obtienen los resultados – deformaciones, esfuerzos, factores de seguridad, reacciones, etc. - de los análisis realizados.

Otro campo importante a tratar dentro del diseño de máquinas son las pruebas y el monitoreo de vibración, las cuales están orientadas a la obtención de información acerca del diseño y la condición de una máquina; una máquina es examinada por varias razones: aceptación, datos de referencia para el monitoreo periódico, comprobación de diseño (amortiguación y frecuencias naturales), diagnóstico de la falla, evaluación de la condición y balanceo [3].

Las vibraciones en una máquina, en general, no son buenas: pueden causar desgaste, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido, etc. Las fuentes más comunes de vibración en una máquina son los defectos que se presentan en el diseño, en los materiales y en su fabricación [4].

Un análisis estadístico de las ocurrencias de los distintos problemas asociados a maquinaria indica que: un 40% se debe al desbalanceo, un 30% al desalineamiento, un 30% a problemas en correas y poleas, un 20% a resonancias, un 10% a rodamientos y un 10% a otras causas [5].

La frecuencia natural de una máquina o estructura está gobernada por su diseño; cada componente del sistema tiene varias frecuencias naturales que pueden ser excitadas por impacto, fuerzas aleatorias, o las fuerzas vibrantes armónicas de la misma frecuencia. Un estado de resonancia ocurre cuando una frecuencia de una fuerza está cerca de una frecuencia natural de la máquina; produciendo una amplitud de vibración que puede variar de 10 a 100 veces la amplitud de la fuerza aplicada, dependiendo del amortiguamiento. [3], [4], [6].

La clave para identificar la condición de resonancia reside en que un pequeño cambio en la velocidad

reduce en forma dramática la amplitud de la vibración. En general es factible detectar la resonancia cuando: se escucha un tono puro, un analizador de vibración muestra una onda senoidal en el dominio del tiempo y ó un analizador muestra un pico alto en el dominio de la frecuencia.

En las máquinas de velocidad variable es factible detectar vibraciones estructurales porque al acelerar o desacelerar puede presentarse la condición de resonancia. La vibración excesiva se puede presentar también por problemas de operación tales como pérdida de compresión, inyección de combustible deficiente, golpeteo de válvulas, pistones ajustados o mal encendido [4].

La aplicación de métodos de elementos finitos (MEF) en la ingeniería, tienen como fundamento resultados obtenidos de experimentación, expresados como funciones matemáticas de interpolación que actualmente hacen confiable su uso en trabajos de optimización de diseño mecánico y en otras áreas muy diversas. Adicionalmente a los criterios de resistencia y deformación de los elementos mecánicos, es necesario evaluar experimentalmente los parámetros de vibración, ya que esta información es fundamental para la validación de cualquier método numérico [4].

Las frecuencias naturales de los elementos están influenciadas fuertemente por la variación en la rigidez de los materiales utilizados y, en consecuencia, los modos de vibración. Así mismo, si una carga de impacto presenta variación en un periodo muy corto, se generan ondas elásticas que, al interactuar con los efectos o discontinuidades de los elementos, generan concentraciones de esfuerzos [7].

## II. METODOLOGIA

### A. *Diseño y Conceptual y Básico del Vehículo Todo Terreno*

El vehículo se diseñó bajo parámetros definidos por el equipo, teniendo en cuenta las reglas de la SAE, investigación sobre vehículos todo-terreno y los diseños de otros vehículos similares. El principal interés en el proceso de diseño es crear un vehículo fiable capaz de soportar una carrera y los desafíos que esta conlleve. Como es un prototipo nuevo se debe diseñar cada componente que no sea comercial, pero debido a la dificultad de los procesos de fabricación y el costo que estos conllevan será necesario transformar piezas disponibles en el mercado para acomodarlas a la necesidad de diseño, estos componentes tendrán que adaptarse a la capacidad de fabricación y los métodos disponibles en el entorno regional.

Uno de los principales objetivos de diseño es desarrollar un prototipo de vehículo liviano, resistente y de bajo costo.

Para seleccionar los elementos que componen cada uno de los sistemas del vehículo, se definieron los requerimientos mínimos que debería tener cada uno de ellos y después a través de una valoración cuantitativa se escogió el que presentara una mejor adaptación a las necesidades presentadas.

#### B. Materiales Seleccionados para la construcción de los elementos que componen el vehículo

Para la fabricación de las piezas requeridas en el vehículo Mini baja, se utilizaron materiales que cumplieran con las siguientes condiciones:

- Cumplir con las especificaciones mínimas impuestas por la SAE
- Alta disponibilidad en el mercado y fáciles de procesar.
- Que presentaran una buena resistencia y una alta ductilidad.
- Valor comercial bajo
- Que permitieran tener factores de seguridad aceptables con la menor cantidad de material posible.

Tomando como base las condiciones definidas se escogieron tres aceros diferentes para la construcción de todos los componentes, el AISI 1018, AISI 1020 y AISI 4130. En la tabla 1 se presentan las principales propiedades de estos materiales.

TABLA I.  
PROPIEDADES DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL VEHÍCULO

| Propiedad                       | AISI 1018 | AISI 1020 | AISI 4130 |
|---------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Densidad (kg/m <sup>3</sup> )   | 7870      | 7870      | 7850      |
| Dureza Brinell                  | 116       | 163       | 321       |
| Resistencia Última (MPa)        | 400       | 475       | 1110      |
| Resistencia a la Fluencia (MPa) | 220       | 250       | 951       |
| Elongación (%)                  | 25        | 38.0      | 14.7      |
| Reducción de Área (%)           | 50        | 62.0      | 54.5      |
| Modulo de Elasticidad (GPa)     | 200       | 200       | 205       |
| Relación de Poissons            | 0.29      | 0.29      | 0.29      |
| Maquinabilidad (%)              | -         | 52.0      | 70        |
| Módulo de Rigidez (GPa)         | 80        | 80        | 80        |
| Conductividad Térmica(W/m-K)    | 51.9      | 51.9      | 42.7      |

Fuente: <http://www.matweb.com/search>

#### C. Simulaciones Estructurales realizadas en Ansys

El uso de elementos finitos mediante software permitió agilizar el proceso de diseño de algunos de los elementos que componen el vehículo todo terreno, dentro de los análisis realizados se buscaba determinar el valor de los esfuerzos que estaban sintiendo las piezas, las deformaciones presentes y los factores de seguridad de cada uno de estos componentes.

La pieza analizada fue uno de los ejes que componen el sistema de transmisión por cadenas del vehículo, debido a que las ecuaciones teóricas son más sencillas de manejar cuando se tienen secciones transversales uniformes.

Los dibujos de todos los componentes del vehículo y su ensamble se realizaron a través del software CAD Solid Edge V. 18 a través de la licencia académica con que cuenta la universidad; el software de elementos finitos utilizados fue Ansys 11.0, con la versión académica, que tiene la desventaja de contar con una cantidad de nodos limitada, lo que restringe la capacidad de análisis.

#### D. Cálculos Teóricos de los Esfuerzos y Factores de Seguridad del Eje simulado

Los valores teóricos se obtuvieron mediante el desarrollo de los siguientes pasos:

- Determinación de Fuerzas que actúan sobre el eje.
- Cálculos de las reacciones presentes en los soportes para garantizar el equilibrio estático del mismo.
- Diagrama de fuerzas cortantes, momentos flectores, momentos torsores y cargas axiales presentes en el eje.
- Ubicación del punto crítico del eje, que corresponde al lugar donde los momentos flectores y torsores son máximos.
- Determinación de los esfuerzos promedio presentes en la sección de interés, mediante las ecuaciones de resistencia de materiales
- Determinación de los factores de concentración de esfuerzos para los filetes presentes en el eje.
- Calculos de los esfuerzos máximos y esfuerzos principales presentes en el eje.
- Determinación del esfuerzo de Von Mises.
- Determinación del factor de seguridad del eje mediante la teoría de la energía de distorsión.

#### E. Determinación de las Frecuencia de Vibración del Chasis del Vehículo

La determinación de las frecuencias naturales de vibración, del elemento analizado a través del software Ansys 11.0 fue realizada sin ningún tipo de

soporte, con el fin de observar su comportamiento sin restricciones y para poder comparar los resultados obtenidos a través del uso de elementos finitos, con las pruebas experimentales que se le realizaron al chasis del vehículo todo terreno.

Para las mediciones experimentales se utilizó un equipo de adquisición de señales cDAQ 9173 de National Instruments, con un módulo 9233 con 4 canales tipo IEPE de muestreo simultaneo a una velocidad máxima de 50 kmuestras/s. A este se le adecuaron 2 acelerómetros 82823 de PCB y un martillo impulsional 86C01 de PCB. En materia de software LabView 7.1 se usó para la captura de datos y Matlab 7.0 para el procesamiento de la información.

*F. Comparación entre los datos obtenidos teórica y experimentalmente con los encontrados a través de la software Ansys.*

Después de encontrados los valores simulados, teóricos y experimentales se procedió a calcular el porcentaje de error presente entre las dos metodologías utilizadas; para este tipo de análisis estructurales y de frecuencias naturales se estipula que un porcentaje de error del 10% es aceptable, según las recomendaciones dadas por las empresas que desarrollan y comercializan el software.

### III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### A. Simulaciones Estructurales realizadas en Ansys

El uso de herramientas computacionales encaminadas al análisis de los esfuerzos presentes en piezas sometidas a cargas combinadas, permite obtener resultados confiables si las personas encargadas de manejar el software tienen el suficiente conocimiento en áreas como ciencia de los materiales, estática, resistencia de materiales y diseño de máquinas; además debe contar con la experiencia necesaria para tomar decisiones que modelen de la mejor manera el comportamiento real de la pieza que se va a simular.

El ejemplo que se presenta, es la simulación del eje del piñón utilizado en la transmisión por cadenas del vehículo; el primer paso consistió en conocer las cargas presentes sobre el elemento, las cuales se obtienen a partir de la potencia transmitida y las características geométricas tanto de la CVT como del sistema piñón – catarina, los valores obtenidos se observan en la Fig. 1

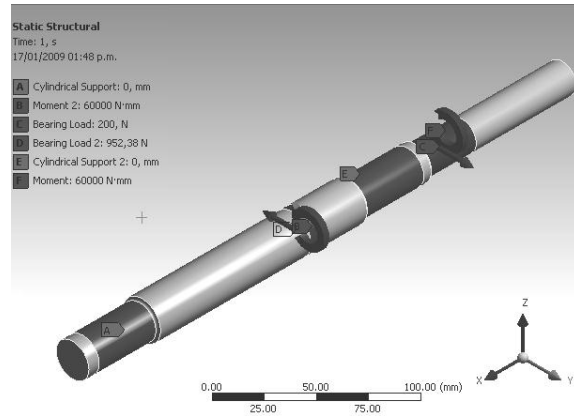


Fig. 1. Cargas aplicadas a la simulación del eje del sistema de transmisión por cadenas

Para simular el comportamiento de los rodamientos fueron utilizados soportes cilíndricos, los cuales restringen el desplazamiento en los ejes y, y z.

El segundo paso consistió en mallar el eje, para lo cual se utilizaron 6099 elementos, lo que representa 28012 nodos como se ve en la Fig. 2; esto debido a que se cuenta con una licencia académica que restringe el número de nodos máximo que se pueden utilizar.

Lo importante del proceso de mallado es tener una configuración homogénea en todo el eje y refinar aquellas partes donde se considere pueden presentarse los máximos esfuerzos, esta decisión se basa en los valores de cargas y momentos que soporta la flecha y el sitio donde se encuentran ubicados los concentradores de esfuerzos.

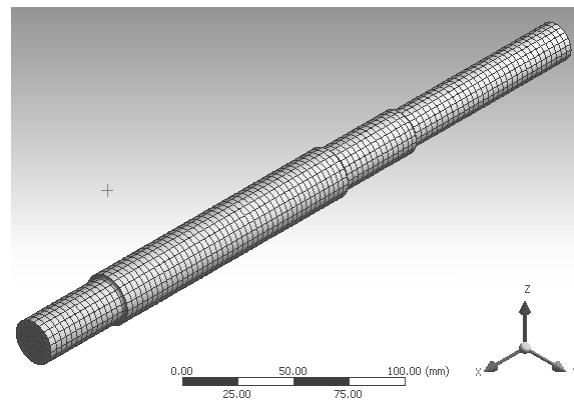


Fig. 2. Enmallado utilizado en la simulación del eje del sistema de transmisión por cadenas del vehículo todo terreno

Los resultados obtenidos de la simulación muestran que el esfuerzo equivalente de Von Mises máximo del eje es de 105.78 MPa, como se observa en la Fig. 3; este criterio se escoge porque predice la falla causada por la energía elástica asociada con la

deformación por cortante, es válida para materiales dúctiles y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida.

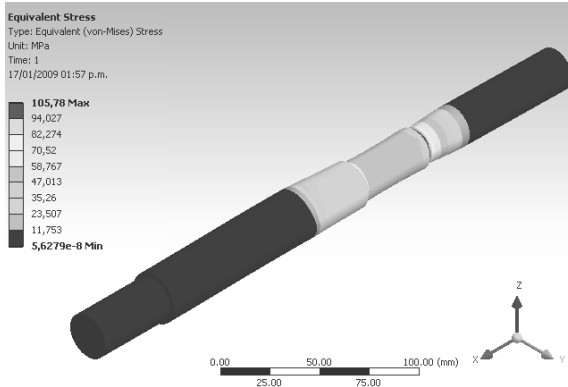


Fig. 3. Resultados del Esfuerzo Equivalente de Von Mises sobre el eje del sistema de transmisión

En las Fig. 4 y 5 se puede observar los resultados obtenidos del esfuerzo cortante máximo y el factor de seguridad del eje del sistema de transmisión por cadena del vehículo; los valores obtenidos son 61.07 MPa y 2.363 respectivamente. El material utilizado para este eje fue un acero AISI 1020, cuyo módulo de elasticidad es 200 GPa y resistencia a la fluencia de 250 MPa. El factor de seguridad obtenido indica que el material seleccionado puede soportar aproximadamente 2.363 veces el esfuerzo que siente el eje en las condiciones actuales de carga.

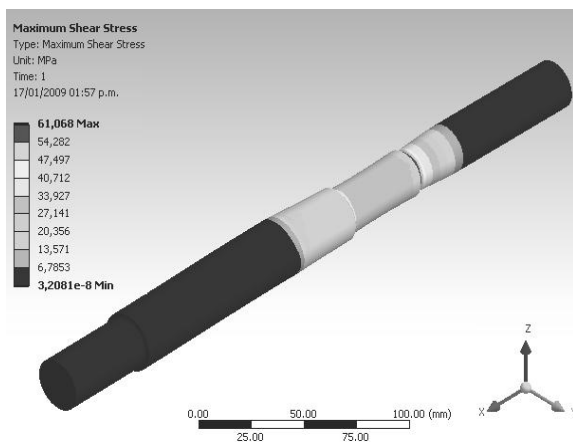


Fig. 4. Resultados del Esfuerzo Cortante Máximo sobre el eje del sistema de transmisión por cadenas del mini baja.

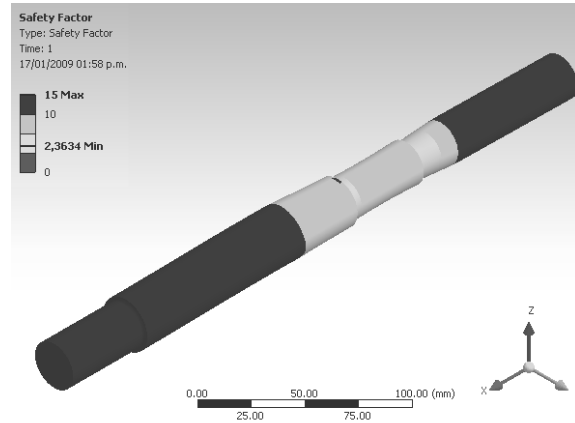


Fig. 5. Resultados del Factor de Seguridad del eje del sistema de transmisión por cadenas del mini baja.

### B. Cálculos Teóricos del los esfuerzos y factor de seguridad del eje.

Los cálculos teóricos de los esfuerzos de elementos mecánicos que poseen secciones transversales regulares pueden ser realizados mediante la aplicación de metodologías existentes, las cuales usan como criterios condiciones de cargas estáticas o cíclicas; para secciones transversales irregulares los procedimientos se complican y es ahí donde los métodos de elementos finitos presentan una ventaja significativa cuando son usados como herramientas adicionales por parte de los ingenieros encargados del diseño de piezas.

La Fig. 6 muestra las cargas utilizadas para los cálculos teóricos del esfuerzo y el factor de seguridad del eje del sistema de transmisión por cadenas del vehículo, las cuales son iguales a las utilizadas en la simulación de Ansys y que se muestran en la Fig. 1

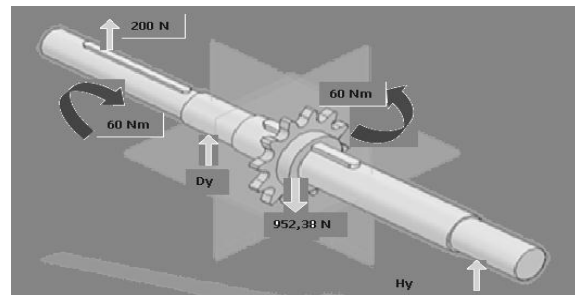


Fig. 6. Cargas utilizadas en los cálculos teóricos del eje del sistema de transmisión por cadenas del mini baja

Las cargas utilizadas son dos momentos torsores de 60 N – m y dos cargas radiales de 200 y 952.38 N, las cuales son originadas por la banda de la CVT y la cadena del sistema de transmisión piñón – catarina. Las fuerzas  $D_y$  y  $H_y$ , son las reacciones que ejercen

los rodamientos sobre el eje para garantizar el equilibrio estático del sistema.

El diagrama de cargas del eje que se observa en la Fig. 7, permite visualizar la ubicación exacta de cada una de las fuerzas presentes y el tipo de carga (puntual o distribuida) que se está utilizando en los cálculos.

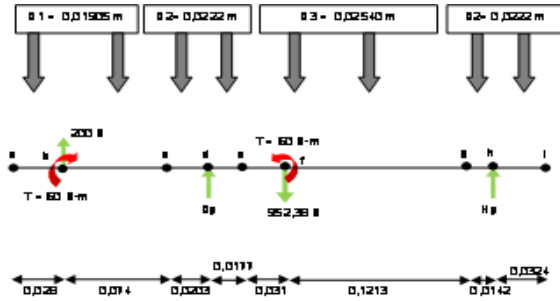


Fig. 7 Diagrama de cargas utilizado para la determinación de las reacciones en los rodamientos de soporte del eje.

Las reacciones en los apoyos se calculan mediante las ecuaciones de estática

$$\sum M_h = 0$$

$$(0,13553 \times 952,38N) = (0,18423 \times D_y) + (0,27853 \times 200N)$$

$$D_y = 398,25N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y + H_y + 200N = 952,38N$$

$$H_y = 354,13N$$

Después de determinar las reacciones ejercidas por los rodamientos para garantizar el equilibrio estático, se procede a realizar los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y momentos torsores presentes en el eje, como se muestra en la Fig. 8; los cuales indican como varía la fuerza cortante y el momento flector en función de la distancia  $x$ , medida desde un extremo de la viga.

Estos diagramas son importantes porque permiten identificar cuáles son los posibles puntos sobre el eje que están sintiendo mayor esfuerzo, debido a las cargas que se le están aplicando; es importante recordar que el esfuerzo además de las cargas aplicadas también depende de las dimensiones de la sección transversal, de la presencia o no de

concentradores de esfuerzos y del tipo y la geometría de esos concentradores.

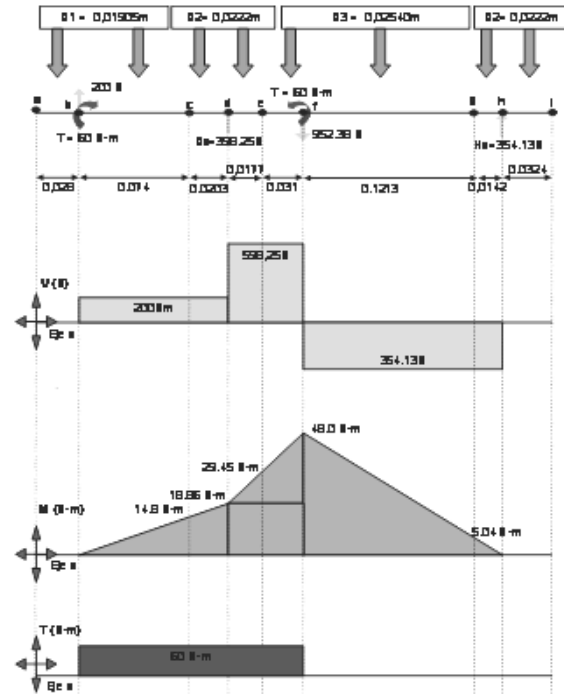


Fig. 8 Diagrama de Fuerzas Cortantes, Momentos Flectores y Momentos Torsores presentes en el eje

De la Fig. 8 se puede determinar que los posibles puntos donde se encuentran los máximos esfuerzos son: c, e y f; debido a los valores de las cargas presentes, la existencia de concentradores de esfuerzos y la dimensión de la sección transversal, estas magnitudes se observan en la Tabla 2.

TABLA II.  
VARIABLES UTILIZADAS EN LA DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS DE LOS POSIBLES PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENAS DEL MINI BAJA

| VARIABLES   | Punto c  | Punto e | Punto f |
|---|----------|---------|---------|
| Diámetro Mayor, D(m)                              | 0.02222  | 0.0254  |         |
| Diámetro Menor, d(m)                              | 0.01905  | 0.02222 | 0.0254  |
| Radio concentrador, r(m)                          | 0.001585 | 0.00159 | 0       |
| Carga Axial, P(N)                                 | 0        | 0       | 0       |
| Momento Flector, M(N-m)                           | 14.8     | 29.45   | 48      |
| Momento Torsor, T(N-m)                            | 60       | 60      | 60      |
| Relación de diámetros D/d                         | 1.167    | 1.143   | -       |
| Relación radio concentrador – diámetro menor, r/d | 0.083    | 0.072   | -       |

Para poder calcular el valor de los esfuerzos normales debido a la carga axial y al momento flector; y los esfuerzos cortantes debido al momento torsor; se hace necesario encontrar los valores de los concentradores de esfuerzos en los puntos seleccionados; los resultados obtenidos están especificados en la Tabla 3.

TABLA III.  
CONCENTRADORES, ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES PROMEDIO EN LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENAS DEL MINI BAJA

| Concentradores y Esfuerzos                                   | Punto c  | Punto e  | Punto f  |
|--|----------|----------|----------|
| Kc (axial)   | 1.73     | 1.76     | 1        |
| $\sigma_{(axial)} = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi d^2}$        | 0        | 0        | 0        |
| Kc (flexión)   | 1.64     | 1.7      | 1        |
| $\sigma_{(flexión)} = \frac{M * c}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$ | 21.8 MPa | 27.3 MPa | 29.8 MPa |
| Kc (torsión)   | 1.27     | 1.29     | 1        |
| $\tau_{(torsión)} = \frac{T * c}{J} = \frac{16T}{\pi d^3}$   | 44.2 MPa | 27.9 MPa | 18.6 MPa |

Los valores de los factores de concentración de esfuerzos fueron obtenidos de las figuras 6.5 (a, b y c) del Libro de Elementos de Máquinas de Hamrock; al multiplicar estos valores por los esfuerzos promedios presentes se obtienen los esfuerzos máximos normales y cortantes que se están sintiendo en los puntos de interés, los resultados obtenidos se registran en la Tabla 4.

TABLA IV.  
ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES MÁXIMOS EN LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENAS DEL MINI BAJA

| Esfuerzos Máximos  | Punto c  | Punto e  | Punto f  |
|--|----------|----------|----------|
| $\sigma_{m\acute{a}x(axial)} = K_{c(axial)} * \sigma_{(axial)}$          | 0        | 0        | 0        |
| $\sigma_{m\acute{a}x(flexión)} = K_{c(flexión)} * \sigma_{(flexión)}$    | 35.8 MPa | 46.5 MPa | 29.8 MPa |
| $\tau_{m\acute{a}x(torsión)} = K_{c(torsión)} * \sigma_{(torsión)}$      | 56.1 MPa | 35.9 MPa | 18.6 MPa |
| $\sigma_x = \sigma_{m\acute{a}x(axial)} + \sigma_{m\acute{a}x(flexión)}$ | 35.8 MPa | 46.5 MPa | 29.8 MPa |
| $\sigma_y = 0$   | 0        | 0        | 0        |
| $\tau_{xy} = \tau_{m\acute{a}x(torsión)}$                                | 56.1 MPa | 35.9 MPa | 18.6 MPa |

Para determinar los esfuerzos equivalentes y el factor de seguridad del eje se necesita calcular los esfuerzos principales en cada uno de los puntos de interés; las ecuaciones utilizadas y los resultados obtenidos de este procedimiento se registran en la tabla 5.

TABLA V.  
ESFUERZOS PRINCIPALES EN LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENAS DEL MINI BAJA

| Esfuerzos Principales | Punto c  | Punto e   | Punto f  |
|-----------------------|----------|-----------|----------|
| $\sigma_1$            | 76.8 MPa | 66.0 MPa  | 38.8 MPa |
| $\sigma_2$            | -41 MPa  | -19.6 MPa | -8.9 MPa |
| $\tau_{principal}$    | 58.9 MPa | 42.8 MPa  | 23.9 MPa |

Utilizando las ecuaciones de la teoría de la energía de distorsión, se procede a calcular el esfuerzo equivalente de Von Mises y el Factor de Seguridad en cada uno de los puntos de interés; estos resultados se registran en la Tabla 6.

TABLA VI.  
ESFUERZOS EQUIVALENTES Y FACTORES DE SEGURIDAD DE LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

| Parámetros                | Punto c  | Punto e  | Punto f  |
|---------------------------|----------|----------|----------|
| Esfuerzo Equivalente      | 104 MPa  | 77.7 MPa | 43.9 MPa |
| Factor Seguridad Fluencia | 2.41     | 3.22     | 5.69     |
| Esfuerzo Cortante Máximo  | 58.9 MPa | 42.8 MPa | 23.9 MPa |

C. Comparación entre los resultados obtenidos mediante la simulación y los datos teóricos calculados

Para comprobar la diferencia entre los valores obtenidos a través de los cálculos teóricos y las simulaciones realizadas a través de Ansys, se procede a calcular el % error entre los dos valores para cada una de las variables analizadas (Esfuerzos Equivalente, Factor de Seguridad a la Fluencia y Esfuerzo Cortante Máximo); estos resultados se registran en la Tabla 7.

TABLA VII.  
COMPARACIÓN ENTRE LOS VALORES TEÓRICOS Y LOS VALORES SIMULADOS, EN LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENAS DEL MINI BAJA

| Parámetros                         | Punto c   | Punto e   | Punto f  |
|------------------------------------|-----------|-----------|----------|
| Esfuerzo Equivalente (teórico)     | 104 MPa   | 77.7 MPa  | 43.9 MPa |
| Esfuerzo Equivalente (Ansys)       | 105.8 MPa | 82.27 MPa | 47.1 MPa |
| % Error                            | 2.12      | 5.9       | 7.3      |
| Factor Seguridad (teórico)         | 2.41      | 3.22      | 5.69     |
| Factor Seguridad (Ansys)           | 2.36      | 3.04      | 5.3      |
| % Error                            | 2.07      | 5.6       | 6.8      |
| Esfuerzo Cortante Máximo (teórico) | 58.9 MPa  | 42.8 MPa  | 23.9 MPa |
| Esfuerzo Cortante Máximo (Ansys)   | 61.07 MPa | 40.7 MPa  | 27.1 MPa |
| % Error                            | 3.7       | 4.9       | 13.4     |

Los datos obtenidos en la tabla 7 muestran una buena correlación entre los resultados teóricos y las simulaciones realizadas a través del software de elementos finitos, cuando se analiza el comportamiento estructural de elementos mecánicos; se puede apreciar que el porcentaje de error máximo para el punto crítico es de 2.12 para el esfuerzo equivalente y 3.7 para el esfuerzo cortante máximo, lo cual puede garantizar los resultados de la simulación, siempre y cuando las condiciones introducidas en el software modelen de forma adecuada el comportamiento real del elemento mecánico que se analice.

Es importante resaltar que en la medida en que se analiza la correlación en otros puntos, el porcentaje de error aumenta, esto se debe a que el software Ansys arroja los resultados diferentes al punto máximo y mínimo a través de rangos de valores, lo cual introduce un error adicional; sin embargo como son puntos de esfuerzos intermedios no influyen en forma significativa en el comportamiento real del elemento mecánico que se esté analizando.

#### D. Comparación Frecuencias Naturales del Chasis obtenidas mediante Ansys y en forma experimental.

La determinación de las frecuencias naturales de vibración, de los elementos analizados a través del software Ansys 11.0 fue realizada sin ningún tipo de soporte, con el fin de observar su comportamiento sin restricciones y para poder comparar los resultados obtenidos a través del uso de elementos finitos, con las pruebas experimentales que se realizaron a cada uno de estos componentes.

Se determinaron las primeras cuatro frecuencias de vibración del chasis a través de Ansys; en la Fig. 9 se observa la frecuencia natural del chasis y en la tabla 8 se relacionan todos los valores encontrados en las simulaciones.

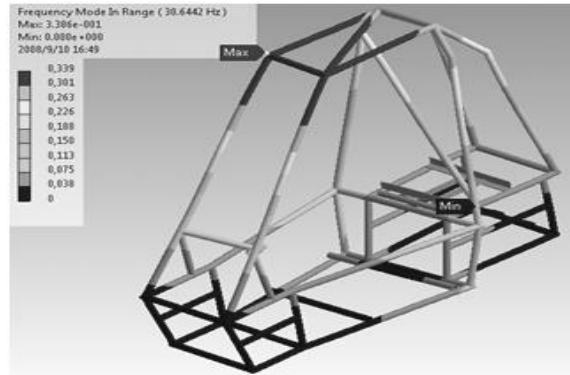


Fig. 9. Primera frecuencia de vibración del chasis obtenida mediante Ansys

TABLA VIII.  
FRECUENCIAS NATURALES DE VIBRACIÓN DE ELEMENTOS ANALIZADOS OBTENIDOS MEDIANTE LA SIMULACIÓN EN ANSYS.

| Elemento | Frecuencia (Hz) |       |       |       |
|----------|-----------------|-------|-------|-------|
|          | 1               | 2     | 3     | 4     |
| Chasis   | 30.64           | 34.65 | 44.27 | 63.49 |

El resultado de los análisis experimentales se presenta a través del espectro de frecuencias característico de cada una de las piezas muestreadas.

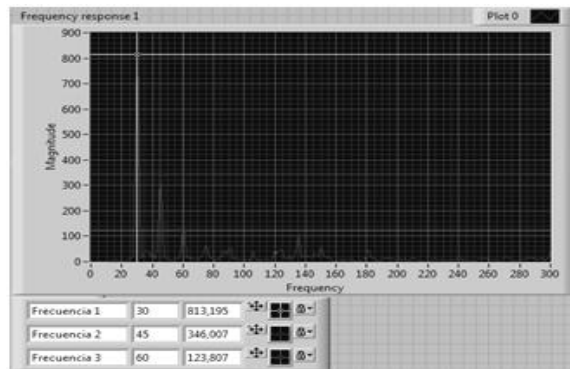


Fig. 10. Espectro de Frecuencias del Chasis para bajas revoluciones (1800 RPM)

En el análisis experimental del chasis se ven las componentes armónicas que pueden entrar en resonancia con el giro del motor, sabiendo que sus rpm fluctúan entre 1800 – 4020 (30-67 Hz); se observa en la Fig. 10 que el primer armónico del chasis coincide con la frecuencia del motor a baja revoluciones, lo que sugiere la necesidad de



implementar absorbedores de vibración entre el motor y el chasis, modificar el material del cual se construye o la forma final del chasis.

La tabla 9 muestra un porcentaje de error bajo entre los análisis realizados a través de elementos finitos y los datos obtenidos por medio de las pruebas experimentales, por lo anterior, esta herramienta es muy valiosa a la hora de realizar diseños de equipos, que bajo sus condiciones de funcionamiento corren el riesgo de entrar en resonancia debido a elementos ubicado dentro de su contorno.

TABLA IX.  
COMPARACIÓN RESULTADOS TEÓRICOS (MEF) Y  
EXPERIMENTALES DE LAS FRECUENCIAS DE  
VIBRACIÓN

| Elemento | Frecuencia | MEF (Hz) | Experimental (Hz) | Error (%) |
|----------|------------|----------|-------------------|-----------|
| Chasis   | Primera    | 30.64    | 30.00             | 2.1       |
|          | Segunda    | 34.65    | 33.75             | 2.6       |
|          | Tercera    | 44.27    | 45.00             | 1.7       |
|          | Cuarta     | 63.49    | 67.50             | 6.3       |

#### IV. CONCLUSIONES

Los datos obtenido muestran una buena correlación entre los resultados teóricos y las simulaciones realizadas a través del software de elementos finitos, cuando se analiza el comportamiento estructural de elementos mecánicos; se puede apreciar que el porcentaje de error máximo para el punto crítico es de 2.12 para el esfuerzo equivalente y 3.7 para el esfuerzo cortante máximo, lo cual puede garantizar los resultados de la simulación, siempre y cuando las condiciones introducidas en el software modelen de forma adecuada el comportamiento real del elemento mecánico que se analice.

Se encontraron porcentajes de error muy bajos entre los análisis realizados a través de elementos finitos y los datos obtenidos por medio de las pruebas experimentales cuando se analizan frecuencias naturales de vibración de elementos de máquinas; por lo anterior, esta herramienta es muy valiosa a la hora de realizar diseños de equipos, que bajo sus condiciones de funcionamiento corren el riesgo de entrar en resonancia debido a elementos ubicado en su contorno.

El uso adecuado de herramientas teóricas y computacionales en el desarrollo de procesos de diseño permite garantizar el buen desempeño de los productos finales construidos.

#### AGRADECIMIENTOS

A los integrantes del Semillero de CAD – CAE, de la Facultad de Ingeniería Mecánica, quienes ayudaron en la construcción del vehículo todo terreno y en la realización de las pruebas

Reconocimiento a la Dirección General de Investigaciones de la Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga, quien apporto los recursos económicos para el desarrollo del proyecto.

#### REFERENCIAS

- [1] Hamrock Bernard J., Jacobson Bo, Schmid Steven R. Elementos de Máquinas. Editorial Mc Graw Hill, Primera edición. México 2000.
- [2] T.R. Chandrupatla, A.D. Belengundu, "Introduction to finite elements in Engineering". 3a ed, Ed. New Jersey: Pearson Educacion, 2002, pp 453.
- [3] R.L. Eshleman, *Vibraciones básicas de máquinas* Capítulo VI: Pruebas en Máquinas. Clarendon Hills, Illinois: Vibration Institute, 1999.
- [4] M.A. Flores Romero, L.H. Hernández Gómez, C. Palacios Montufar, "Problemas típicos de vibraciones", *Científica*, vol. 6 núm. 2, México 2002, pp. 69-76.
- [5] V. Wowk, *Machinery Vibration: Measurement and analysis*, New York: Mc Graw Hill, 1991, p. 358.
- [6] T.M. Reydezel, G. Urriolagoitia, T.T. David, "Aplicación y análisis comparativo de los criterios de diseño mecánico por resistencia a esfuerzos, rigidez y modos de vibración" *Científica*, vol. 11 núm. 1, México 2007, pp. 33-40.
- [7] A. Rodríguez, J.E. Rodríguez, F.J. Sánchez Sosma, L.H. Hernández Gómez y G. Urriolagoitia, "Influencia de carga tipo transitoria en el comportamiento del factor de intensidad de esfuerzos en placas, México: *Científica*, núm. 21, 2000, pp. 3-7.

#### BIOGRAFÍA



Alfonso Santos Jaimes, Ingeniero Mecánico de la Universidad Industrial de Santander y Magíster en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Los Andes. Docente de la Facultad de Ingeniería Mecánica en las áreas de Materiales y Diseño de Maquinaria. Las líneas de Investigación están orientadas al desarrollo y adaptación de maquinaria, energías renovables y nuevos materiales.