



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS COMPARATIVO A FATIGA Y VIBRACIÓN DE RESORTES
AUTOMOTRICES TIPO HOJA DE LA EMPRESA VANDERBILT S. A.
POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y PRUEBAS
EXPERIMENTALES**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGÍSTER EN DISEÑO, PRODUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL**

ING. CARLOS NAPOLEÓN CUEVA VARGAS

carlos.cueva@epn.edu.ec

ING. FRANCISCO JAVIER CURICAMA PINARGOTE

francisco.curicama@epn.edu.ec

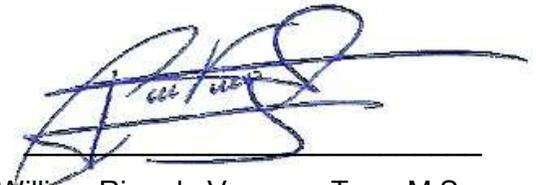
DIRECTOR: Ing. William Ricardo Venegas Toro, M.Sc.

william.venegas@epn.edu.ec

Quito, abril, 2018

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por CARLOS NAPOLEÓN CUEVA VARGAS Y FRANCISCO JAVIER CURICAMA PINARGOTE, bajo mi supervisión.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'W. Venegas', is written over a horizontal line.

Ing. William Ricardo Venegas Toro, M.Sc.

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, CARLOS NAPOLEÓN CUEVA VARGAS Y FRANCISCO JAVIER CURICAMA PINARGOTE, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Ing. Carlos Napoleón Cueva Vargas

Ing. Francisco Javier Curicama Pinargote

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL

DEDICATORIA

CARLOS

Con mucho amor para mí madrecita querida que partió inesperadamente. A mi esposa por estar siempre a mi lado, mis hijitos, mi padre y hermanos.

JAVIER

Este proyecto lo dedico principalmente a Dios, a mi esposa Albita, a mis hijos Renata y Felipe por estar siempre conmigo apoyándome, a mis padres y hermanos.

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento especial a la Escuela Politécnica Nacional y a la Carrera de Ingeniería Mecánica, al Director de Tesis Ing. William Venegas, M.Sc. por su acertada dirección y colaboración para culminar este proyecto, a la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt, al departamento de Ingeniería representado por el Ing. Bolívar Pizarro, y a todas las personas que de una u otra forma han colaborado para la realización exitosa de este trabajo.

CONTENIDO

Certificación	i
Declaración.....	ii
Aprobación del tribunal	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimiento.....	v
Contenido	vi
Lista de figuras	xi
Lista de tablas.....	xiv
Resumen	xv
Introducción	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	
1. FUNDAMENTO TEÓRICO.....	4
1.1. Generalidades	
1.2. Suspensión vehicular	
1.3. Tipos de suspensiones	5
1.3.1.Suspensión de eje sólido	
1.3.2.Suspensión independiente.....	6
1.4. Resortes de ballesta	7
1.4.1.Fabricación de resortes tipo ballesta en la planta de Fábrica de Resortes Vanderbilt	
1.4.2.Proceso de transportación y recepción de materiales	
1.4.3.Proceso de conformado.....	8
1.4.4.Proceso de tratamientos térmicos.....	11
1.5. Características generales de los resortes tipo ballesta	18

1.5.1. Resortes de ballesta para vehículo	
1.5.2. Especificaciones funcionales	
1.5.3. Ventajas y desventajas	19
1.5.4. Material para fabricación de resortes tipo ballesta	20
1.6. Procedimiento para prueba de fatiga para suspensión de resortes tipo ballesta sae j1528.....	21
1.6.1. Material de prueba	
1.6.2. Contenido del reporte	
1.6.3. Geometría	
1.6.4. Materiales y procesos de manufactura	
1.6.5. Fractografía	
1.6.6. Presentación de los resultados del ensayo	
1.6.7. Métodos de carga vertical.....	22
1.6.8. Procedimiento para el ensayo.....	23
1.7. Teoría de diseño de ballestas.....	24
1.7.1. Diagrama de cuerpo libre	
1.7.2. Cálculo de la fuerza crítica.....	25
1.7.3. Esfuerzo de von mises.....	27
1.7.4. Factor de seguridad	
1.7.5. Momento de inercia de la ballesta	
1.7.6. Cálculo de la constante de elasticidad del resorte	28
1.7.7. Esfuerzo de tensión para un resorte	29
1.7.8. Distribución de esfuerzos.....	30
1.7.9. Velocidad angular	32
1.8. Diseño a fatiga	
1.8.1. Límite de resistencia a la fatiga.....	33
1.8.2. Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga	34

1.8.3. Ecuación del límite de fatiga	37
1.8.4. Fracción de la resistencia a la fatiga	40
1.8.5. Utilización del programa ansys ncode.....	42
1.8.6. Esquema de trabajo de ansys ncode	
2. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	44
2.1. Base teórica	
2.2. Conceptos generales del método de los elementos finitos.....	45
2.2.1. Procedimiento del mef	47
2.2.2. Discretización o modelación	
2.2.3. Definición de las propiedades del elemento	
2.2.4. Ensamblaje de la matriz de rigidez global	48
2.2.5. Aplicación de las cargas	
2.2.6. Definición de las condiciones de borde	
2.2.7. Resolución del sistema de ecuaciones lineales	
2.2.8. Cálculo de los esfuerzos	
2.2.9. Análisis de resultados en el MEF	
2.2.10. Relación de aspecto de los elementos.....	49
2.2.11. Convergencia de la solución	50
2.3. Fundamentos de la simulación dinámica	52
2.4. Ecuación general de movimiento	53
2.5. No linealidades	54
2.6. Amortiguamiento	
2.7. Análisis dinámico modal	56
2.8. Resolución del análisis modal.....	57
2.9. Análisis dinámico transiente	68
2.9.1. Frecuencia de respuesta	69
2.9.2. Respuesta no lineal	70

3.	DISEÑO ANALÍTICO DE HOJAS DE RESORTE TIPO BALLESTA.....	71
3.1.	Análisis del sistema de suspensión en programas CAD	
3.1.1.	Dibujo en Autocad	73
3.1.2.	Desarrollo del sólido	
3.1.3.	Asignación de material	
3.2.	Importación de programas cad de la ballesta al programa Ansys	74
3.3.	Selección de cargas y condiciones de operación de la ballesta	
3.4.	Obtención de los resultados y establecer los criterios de falla	77
3.4.1.	Análisis de esfuerzos y deformaciones	
3.4.2.	Análisis modal	81
3.4.3.	Análisis de la respuesta armónica	82
3.5.	Análisis a fatiga	
3.5.1.	Ciclos de vida de las hojas de resortes	
3.5.2.	Resultados del diseño a fatiga en ansys.....	85
4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	87
4.1.	Comparación de los resultados del ansys con los ensayos mecánicos	
4.1.1.	Cálculos realizados utilizando criterios de esfuerzos de flexión en la ballesta	88
4.2.	Diseño a fatiga.....	89
4.3.	Análisis modal	90
4.4.	Alternativas en la construcción para mejorar el diseño	95
4.5.	Alternativas en la construcción para mejorar su funcionalidad	96
4.6.	Mantenimiento de las ballestas	
5.	ANÁLISIS FINANCIERO	97
5.1.	Costos de producción de los prototipos	
5.2.	Costos de licencia del programa Ansys	98
5.3.	Eficiencia del uso del programa Ansys destinado a la manufactura	
5.4.	Rentabilidad de la mejor selección	99

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	100
6.1. Conclusiones	
6.2. Recomendaciones	101
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	102
ANEXOS.....	103
ANEXO I. Organigrama de producción de ballestas de la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt	104
ANEXO II. Diagrama de flujo de la producción de ballestas de la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt	106
ANEXO III. Ficha técnica del material para fabricar hojas de resortes tipo ballesta	108
ANEXO VI. Criterios para un mallado correcto.....	110
ANEXO V. Plan de proceso de corte	113
ANEXO VI. Plan de control del proceso de formación y temple	115
ANEXO VII. Datos técnicos del producto	117
ANEXO VIII. Datos obtenidos del ensayo de fatiga en la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt	119
ANEXO IX. Especificaciones técnicas Chevrolet RT – 50 4x2	122
ANEXO X. Analisis de convergencia de los datos de la ballesta	124

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Sistema De suspensión de un Jaguar XF.	4
Figura 1.2. Suspensión con ballesta y eje sólido.....	5
Figura 1.3. Suspensión de brazo doble A.	6
Figura 1.4. Suspensión McPherson	
Figura 1.5. Recepción de materiales.....	8
Figura 1.6. Corte de platinas	
Figura 1.7. (a) Proceso de diamantado. (b) Hojas diamantadas. (c) Proceso de Fresado en caliente. (d) Hojas fresadas en caliente. (e) Proceso de laminado. (f) Hoja laminada en el extremo.....	9
Figura 1.8. (a) Pre calentamiento de platinas. (b) Perforado con prensa excéntrica. (c) Conjunto de hojas perforadas.	10
Figura 1.9. Proceso de formado de orejas.	11
Figura 1.10. (a) Extracción de la hoja del horno. (b) Colocar hoja en prensa. (c) Activar la prensa. (d) Hoja sumergida en aceite. (e) Hoja realizada su curvatura. (f) Verificación de flecha de la hoja.....	12
Figura 1.11. Proceso de revenido de las hojas de resortes.....	13
Figura 1.12. Ensayo de dureza HRC de una hoja de resortes	
Figura 1.13. Granallado.	14
Figura 1.14. Proceso de pintura de las hojas de resortes.	15
Figura 1.15. Rotulación e identificación de las hojas de resortes	
Figura 1.16. Colocación de bujes en las hojas de resortes.	16
Figura 1.17. Componentes de una ballesta	
Figura 1.18. Máquina de fatiga.	17
Figura 1.19. Bodegaje y almacenamiento de hojas de resortes	
Figura 1.20. Especificaciones mínimas para la constante en un resorte progresivo.....	19
Figura 1.21. Diagrama de cuerpo libre Camioneta Chevrolet Dimax RT 50 4x2.....	24
Figura 1.22. Aplicación de la carga crítica en ballesta.....	26
Figura 1.23. Resorte simétrico.	30
Figura 1.24. Distribución de esfuerzo para Resortes con diferentes escalonamientos.....	31
Figura 1.25. Diagrama SN - Resistencia a la fatiga vs. número de ciclos.....	33
Figura 1.26. Área equivalente de perfiles rectangulares.	36
Figura 1.27. Tipos de esfuerzo alternantes.	38

Figura 1.28. Líneas de falla a fatiga: (Soderberg, Goodman modificada, parábola de Gerber).	38
Figura 1.29. Factor f vs. Resistencia última a la tracción.	41
Figura 1.30. Interfaz de NCODE.	43
Figura 2.1. Hoja de ballesta discretizada en elementos finitos.	45
Figura 2.2. Condiciones de contorno y modelo discretizado.	46
Figura 2.3. Elementos de mallado tridimensional	
Figura 2.4. Clasificación de elementos de acuerdo a su relación de aspecto - (a) conformes, (b) pobres, (c) ilegales.	50
Figura 2.5. Variación del tamaño de los elementos de la malla.	51
Figura 2.6. Variación del grado de las funciones polinómicas de aproximación	
Figura 2.7. Barra de sección variable y división del sistema en cuatro elementos	59
Figura 2.8. Analogía simplificada del sistema.	60
Figura 2.9. Diagrama de cuerpo libre en el primer elemento de análisis.	61
Figura 2.10. Representación $\frac{1}{4}$ de vehículo.	65
Figura 2.11. Espectro de aceleración en carretera con diferentes masas suspendidas. [9] ..	67
Figura 3.1. Vista lateral y superior de la ballesta.	71
Figura 3.2. Hojas independientes.	72
Figura 3.3. Conjunto armado de la Ballesta.	73
Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre.	75
Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre	
Figura 3.6. Diagrama S-N para el acero 5160H templado, revenido, granallado y bajo esfuerzo.	77
Figura 3.7. Resultados del análisis de desplazamiento	
Figura 3.8. Gráfica de contornos del esfuerzo de Von Mises.	78
Figura 3.9. Ubicación del punto con mayor esfuerzo en la hoja maestra	
Figura 3.10. Ubicación del punto con mayor esfuerzo en la segunda hoja.	79
Figura 3.11. Ubicación del punto con mayor esfuerzo en la tercera hoja.	80
Figura 3.12. Resultados del análisis modal de la ballesta.	81
Figura 3.13. Resultados análisis respuesta armónica.	82
Figura 3.14. Ciclos de vida infinita.	85
Figura 3.15. Ciclos de vida carga media.	86
Figura 3.16. Ciclos de vida carga máxima	

Figura 4.1. Resultados de los esfuerzos entre hojas.....	87
Figura 4.2. Esfuerzos entre hojas proximidad al perno capuchino	
Figura 4.3. Esfuerzo tensión del momento flector con cargas 935 Kg.....	89
Figura 4.4. Esfuerzo tensión del momento flector con cargas 289 Kg.....	90
Figura 4.5. Frecuencia crítica del análisis modal y respuesta armónica.....	91
Figura 4.6. Nomograma de los ciclos de vida esfuerzo inicial y máximo.	94

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Factores “a” y “b”.....	35
Tabla 1.2. Factor de confiabilidad.	35
Tabla 3.1. Propiedades mecánicas del acero SAE 5160h.....	76
Tabla 3.2. Ciclos de vida a diferentes condiciones de operación.	85
Tabla 4.1. Deformaciones y esfuerzos a diferente carga.	95
Tabla 5.1. Costos de fabricación del prototipo de ballestas.....	97
Tabla 5.2. Costos de la licencia del programa Ansys.....	98

RESUMEN

Los resortes tipo ballesta son tradicionales y ampliamente utilizados en la industria automotriz, esto se debe a su gran capacidad de absorber energía producida por la carga. El estudio se centró en optimizar el diseño de un modelo de ballesta tipo resorte para la camioneta Chevrolet Luv Dimax RT50 de General Motors Ecuador, mejorando su diseño planteando el uso del método de análisis por elementos finitos, que permitirá detectar su posible falla, corrigiendo cualquier defecto, garantizando su buen funcionamiento. Se analizó los diferentes tipos de suspensiones y el proceso para la fabricación desde la evaluación de la materia, proceso de conformado hasta los ensayos mecánicos. Se utilizó la teoría de diseño de ballestas utilizando el Spring Design manual para el análisis estático como la fatiga, y el programa de elemento finito (MEF) ANSYS para la simulación del modelo que consideró contactos entre hojas. Los resultados mostraron los esfuerzos a carga estática y dinámica, la frecuencia natural de operación, los ciclos de vida y la respuesta armónica. El estudio permitirá la implementación de un laboratorio virtual, una vez calibrado adecuadamente el modelo, permitiendo que Vanderbilt S. A. realice nuevos diseños y análisis con el fin de optimizar recursos en el proceso de fabricación de las ballestas.

Palabras claves: Ballestas, contactos, ciclos, esfuerzos, Elementos finitos, vibraciones.

ABSTRACT

Leaf spring suspensions are traditional and generally used in the car industry due to their effective capacity of absorbing the shock energy produced by impact force charges. The study analysis is concentrated in optimizing the leaf spring design for truck model: Chevrolet Luv Dimax RT50 of General Motors of Ecuador, improving its design by the use of methods of analysis by finite elements, which will allow detect possible failures, correcting any defects, and to guarantee good performance. Different types of suspensions and manufacturing processes were analyzed, from material evaluation, forming processes, up to mechanical testing. The design theory was established using The Spring design manual for static analysis such as fatigue, and the software ANSYS of finite elements methods (FEM) for the simulation of the model that was considered in contact between the leaf springs. The results showed static and dynamic stress, natural frequency of operation, life cycles and harmonic results. This study will allow implementing a virtual laboratory, once the model is correctly calibrated, allowing Vanderbilt S.A to produce new designs and analysis and optimizing the resources for leaf spring manufacture.

Key words: Leaf spring, contacts, cycles, stress, finite elements, vibrations.

ANÁLISIS COMPARATIVO A FATIGA Y VIBRACIÓN DE RESORTES AUTOMOTRICES TIPO HOJA DE LA EMPRESA VANDERBILT S. A. POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y PRUEBAS EXPERIMENTALES

INTRODUCCIÓN

El consumo de hojas de resortes que se utiliza para el amortiguamiento de vehículos de mediana y pesada carga presenta un constante crecimiento anual. El aumento de las cifras de consumo en el mercado automotriz tiene varios motivos, contándose sin duda el más importante el incremento de camiones y camionetas de varias marcas y modelos de automóviles.

La fábrica de resortes Vanderbilt es la única organización del país que se dedica a realizar ballestas; por tal motivo en la actualidad el proceso fabril de la empresa no logra abastecer con la cantidad de unidades requeridas en el mercado, principalmente se debe a su proceso de producción.

La suspensión en un vehículo automotor es uno de los sistemas más importantes. Del correcto comportamiento de la suspensión dependen seguridad y confort, tanto para las personas, como también para lo que se transporta. Las cargas que se producen durante la marcha por la interacción vehículo-camino, pasan al bastidor y carrocería a través de la suspensión, y son modificadas por las características dinámicas de la misma.

El diseño correcto de las suspensiones es un aspecto al que los fabricantes dedican gran atención. El diseño comienza por la selección del tipo de suspensión a emplear y continúa con la elección del modelo matemático de la misma. De forma general es imprescindible una etapa paralela de experimentación de diferentes variantes de suspensión para llegar a la solución más adecuada.

Las suspensiones a partir de muelles de ballesta son usadas desde el inicio mismo de la industria automotriz, por sus características de costo, durabilidad, fácil mantenimiento, etc. Sin embargo los métodos de cálculo más conocidos son simplificados. Los modelos

empleados también adolecen de ausencias, incluso algunos que usan elementos finitos o técnicas similares. Se puede decir entonces que:

- En general, no se tiene en cuenta la fricción entre hojas ni el comportamiento no lineal de la ballesta.
- Los modelos por elementos finitos son la vía más adecuada en estos momentos para la solución de ambas ausencias.
- Los modelos por elementos finitos deben incluir el problema del contacto y la fricción.

Objetivo general

Analizar y comparar a fatiga y vibración los resortes automotrices tipo hoja de la empresa Vanderbilt S. A. Por el método de elementos finitos y pruebas experimentales.

Objetivos específicos

- Determinar las propiedades de la materia prima por medio de ensayos mecánicos.
- Obtener el modelo de la ballesta utilizando programas CAD para determinar propiedades geométricas.
- Determinar el diseño y geometría adecuada de las ballestas utilizando los criterios de falla a: flexión, vibración y fatiga, con el objetivo de que superen las pruebas de campo exigidas por el fabricante del vehículo.
- Determinar las zonas de falla de la ballesta por el método de elementos finitos en condiciones normales y extremas de carga y movimiento del vehículo.
- Evaluar los resultados obtenidos por el método de elementos finitos con los obtenidos en ensayos experimentales normalizados realizados en los laboratorios de la empresa Vanderbilt S. A.
- Realizar el análisis financiero con los resultados obtenidos por el método de elementos finitos, para determinar si se logra minimizar los costos de fabricación de nuevos prototipos de ballestas automotrices que el mercado solicita.

- Determinar la confiabilidad del uso de métodos numéricos computacionales, con el objeto de garantizar que la fabricación de resortes automotrices cumpla estándares de calidad, durabilidad y bienestar hacia el sector público.
- Verificar que el modelo virtual se encuentre trabajando en función de una calibración adecuada con datos experimentales recopilados por la parte de producción de la empresa Vanderbilt S. A.

1. FUNDAMENTO TEÓRICO

1.1. Generalidades

La suspensión automotriz de ballesta es un sistema de amortiguación que se emplea en la actualidad para vehículos pesados y tiene como objetivo principal el absorber la irregularidad del terreno sobre el que se desplazan, al mismo tiempo que mantiene las ruedas en contacto con la superficie de rodadura, proporcionando confort y seguridad en la marcha, protegiendo la carga y los elementos del automóvil, además evita una inclinación excesiva de la carrocería durante los virajes y la inclinación excesiva en la parte delantera durante el frenado.

1.2. Suspensión vehicular

Los sistemas de suspensión se encuentran compuestos por una serie de elementos elásticos que se interponen entre la masa suspendida y la masa no suspendida, la diferencia principal es:

- Masa suspendida: Se compone de los mecanismos soportados por el chasis o bastidor del vehículo, tren motriz, carrocería, elementos auxiliares y pasajeros
- Masa no suspendida: Consta de los componentes de la suspensión como: frenos, llantas, resortes, amortiguadores, barras estabilizadoras, ejes, barras de control y de torsión.



Figura 1.1. Sistema De suspensión de un Jaguar XF.

(Fuente: Autor)

Dependiendo del sistema de suspensión utilizado, algunos elementos cumplen la doble función de ser elementos elásticos y de amortiguamiento. En la actualidad existe una gran

variedad de suspensiones cuyo uso depende del tipo de comportamiento que se busca en el vehículo: mayores prestaciones, más comodidad, sencillez y economía, etc.

1.3. Tipos de suspensiones

En un vehículo existen diferentes parámetros y elementos que permite su correcta funcionalidad esto relacionado directamente con el confort, estabilidad, seguridad y calidad de marcha. Un tipo de suspensión consiste en que ambas ruedas de un eje se encuentran unidas por elementos elásticos, de tal forma que el movimiento de la una se transmite a la otra, y otro tipo en el que ambas ruedas cuentan con elementos de suspensión que no están unidos dinámicamente, consideradas también con el nombre de suspensión independiente. En la actualidad apareció en el mercado otro tipo nuevo de suspensiones denominada "activas electrogeneradoras", que generan energía para los vehículos eléctricos.

1.3.1. Suspensión de eje sólido

Es la forma más simple de conectar ambas ruedas al vehículo, las cuales son montadas en los extremos del eje sólido tal como se muestra en la figura 1.2.

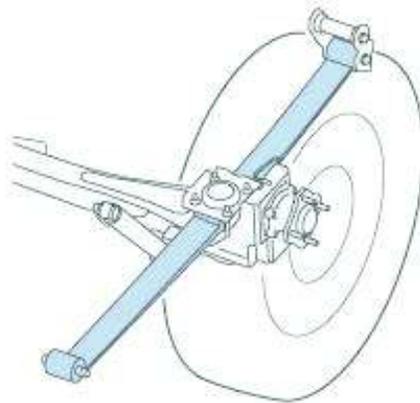


Figura 1.2. Suspensión con ballesta y eje sólido.

(Fuente: Autor)

La suspensión de eje sólido también conocida como suspensión dependiente, consiste en sujetar el eje en la mitad de los resortes de ballesta con los extremos fijos o balanceados al chasis de vehículo como se muestra en la figura 1.2. El eje sólido debe ser ensamblado a la estructura de tal forma que este oscile en la dirección vertical, así como una rotación de

balanceo alrededor del eje longitudinal. Así no habrá traslación longitudinal y lateral y tampoco rotación alrededor de su propio eje y el eje vertical. Hay muchas combinaciones de barras y resortes que pueden cumplir los requerimientos cinemáticos y dinámicos. [1]

1.3.2. Suspensión independiente

La suspensión independiente es introducida para permitir a la rueda moverse hacia arriba y hacia abajo sin afectar la rueda opuesta, hay muchas formas y diseños de una suspensión independiente. No obstante el brazo doble-A y la suspensión McPherson son las más simples y comunes. [1] Una suspensión de doble brazo-A es un mecanismo de cuatro barras con el chasis como brazo fijo. Una suspensión McPherson es un mecanismo deslizante invertido que tiene el chasis como barra fija y el acoplamiento de la rueda como barra móvil. La suspensión doble A y la McPherson se muestran en las Figuras 1.3 y 1.4 respectivamente.



Figura 1.3. Suspensión de brazo doble A.

(Fuente: Autor)



Figura 1.4. Suspensión McPherson.

(Fuente: Autor)

1.4. Resortes de ballesta

El término ballesta multihoja ha sido generalmente aplicado a resortes de ancho constante y hojas escalonadas, cada hoja con espesor constante, excepto donde las hojas tienen una reducción de espesor en dirección longitudinal. [2]

1.4.1. Fabricación de resortes tipo ballesta en la planta de Fábrica de Resortes Vanderbilt

El desarrollo de la industria automotriz en el Ecuador, ha sido siempre un elemento motivador para el crecimiento de la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt S. A. la cual se ha enfocado en aumentar y diversificar su producción, así como en mejorar sus procesos para satisfacer las necesidades del mercado nacional. En el Anexo I se muestra el organigrama de producción de la planta, y en el Anexo II el diagrama de flujo de producción de las hojas de resortes tipo ballesta.

1.4.2. Proceso de transportación y recepción de materiales

La empresa Vanderbilt S. A. adquiere materia prima en platinas de acero al carbono fabricado bajo norma SAE/AISI 5160H o JIS G4801 SUP 9, SUP9A (Din 60Cr4) de varios proveedores extranjeros, codificando por colores a cada uno para un mejor control de calidad interno. Entre los principales proveedores tenemos a: China (blanco), México (azul) y Corea (Verde). El primer control de calidad es la inspección geométrica y dimensional, luego los ensayos de tracción para determinar las propiedades mecánicas del material, si existen anomalías de cualquier propiedad mencionada, se coloca al producto una pintura amarilla que determina cualquier problema de calidad o a su vez el color rojo que impide totalmente usarlo.



Figura 1.5. Recepción de materiales.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.3. Proceso de conformado

1.4.3.1. Corte de platinas

Para realizar el corte de las platinas en todos los espesores se utiliza una prensa tipo cizalla, el control del proceso se lo realiza en base a: longitud, acabado del corte, corte a escuadra, ancho de las platinas, espesor de las platinas.



Figura 1.6. Corte de platinas.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

Luego se da forma a los extremos mediante procesos en frío y en caliente, obteniendo varios tipos de acabados como se observa en la Figura 1.7.



Figura 1.7. (a) Proceso de diamantado. (b) Hojas diamantadas. (c) Proceso de Fresado en caliente. (d) Hojas fresadas en caliente. (e) Proceso de laminado. (f) Hoja laminada en el extremo.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

En estos procesos se corta y se desbasta los extremos de las hojas de acuerdo al diseño que lo requiera; estas formas facilitan el ensamblaje del conjunto denominado paquete de resortes, además reducen fricciones y alivian la rigidez entre sus componentes de acople al vehículo.

1.4.3.2. Proceso de perforado

Para realizar las perforaciones en las platinas se requiere un pre calentamiento de las mismas, y posteriormente mediante el punzonado guía, se realiza la perforación central como se observa en la Figura 1.8, la cual sirve para el paso del perno central que se emplea en casi todos los modelos de paquetes.



Figura 1.8. (a) Pre calentamiento de platinas. (b) Perforado con prensa excéntrica. (c) Conjunto de hojas perforadas.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

Posteriormente se realiza la perforación en los extremos para ensamblar grapas que permiten mantener alineadas las hojas que componen el paquete o para plásticos separadores entre hojas que amortiguan el ruido.

1.4.3.3. Proceso de formación de orejas

En la etapa de formación de ojos u orejas se pre calientan los extremos de las platinas en hornos de mediana capacidad. Previo a este proceso se realiza los dobleces en las máquinas formadoras como se puede observar en la Figura 1.9.



Figura 1.9. Proceso de formado de orejas.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.4. Proceso de tratamientos térmicos

1.4.4.1. Proceso de temple

El objetivo del proceso de tratamientos térmicos es producir cambios en la estructura cristalina interna y superficial de las hojas para incrementar su dureza. El proceso inicia calentando las hojas de acero hasta llegar a la temperatura de 800°C, luego se procede a enfriar bruscamente sumergiendo al producto en aceite de temple y posteriormente se forma la curvatura requerida para cada modelo. Luego de esto el operario extrae la hoja de la prensa para verificar si la flecha posee las dimensiones correctas de acuerdo al modelo que se encuentre fabricando como se observa en la Figura 1.10.

El incremento de la dureza se debe al cambio micro estructural del acero cuyos parámetros de control como: temperatura, tiempo de calentamiento y velocidad de enfriamiento.



Figura 1.10. (a) Extracción de la hoja del horno. (b) Colocar hoja en prensa. (c) Activar la prensa. (d) Hoja sumergida en aceite. (e) Hoja realizada su curvatura. (f) Verificación de flecha de la hoja.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.4.2. Proceso de revenido

El proceso de revenido de las hojas de resortes tiene como objetivo aliviar las tensiones internas del producto que resultan luego del temple, de esta forma las hojas adquieren la resistencia y flexibilidad necesaria para comportarse como un resorte y consecuentemente soportar condiciones de máxima exigencia.



Figura 1.11. Proceso de revenido de las hojas de resortes.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

Finalizado los procesos de tratamientos térmicos las hojas son sometidas a ensayo de dureza Rockwell escala C (HRC); el cual es un ensayo no destructivo en el que se utiliza un penetrador de cono de diamante a 120° y con una carga de prueba de 150 Kgf. Para inspeccionar un lote de producción se aplica el método de muestreo, y se usa el durómetro digital Wilson Rockwell. Esta inspección se realiza para asegurar que las operaciones de tratamientos térmicos se realizaron correctamente.



Figura 1.12. Ensayo de dureza HRC de una hoja de resortes.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.4.3. Proceso de limpieza superficial

Para hojas de ensamble y paquetes se realiza una limpieza mediante una lluvia de pequeñas esferas de acero disparadas a alta velocidad, a este proceso se lo conoce como granallado. Este proceso nos brinda ciertas ventajas como el alivio de tensiones superficiales de las hojas, mejorando la resistencia a compresión de las mismas y a la vez dando un excelente acabado superficial sin ningún tipo de impurezas; de esta forma preparándolas para el proceso siguiente de adherencia de pintura.



Figura 1.13. Granallado.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.4.4. Proceso de pintura

Para el proceso de pintura se utiliza una cámara de pintura continua al horno y se controla: la calidad del acabado superficial, cobertura total, resistencia a la corrosión, espesor de capa y la adherencia de la pintura, por medio de un sistema de aplicación electroestática, la que consiste en impartir a las partículas de polvo una carga eléctrica, para que por acción electromagnética se depositen sobre las piezas a recubrir que estén conectadas a tierra como se observa en la Figura 1.14.



Figura 1.14. Proceso de pintura de las hojas de resortes.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

Aprovechando que las hojas se encuentran sujetas en los ganchos se realiza la rotulación sobre su superficie como se observa en la Figura 1.15, esta identificación tiene un código que detalla la marca y modelo de vehículo al que pertenece, además posee un código interno y el lote de fabricación que permite realizar una trazabilidad efectiva que facilita reconstruir su historial de fabricación.



Figura 1.15. Rotulación e identificación de las hojas de resortes.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.4.5. Proceso de ensamblado

Los bujes son elementos mecánicos huecos y cilíndricos que se colocan en los extremos denominados ojos de la ballesta como se observa en la Figura 1.16, con el objetivo de proteger el desgaste por rozamiento metal con metal. Para ello se usa una prensa hidráulica que garantiza un perfecto montaje con los pines del vehículo.



Figura 1.16. Colocación de bujes en las hojas de resortes.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

La Figura 1.17 se muestra los componentes de ballesta de equipo original de marca Chevrolet Luv Dimax RT 50; principalmente contiene 5 hojas de resorte, la hoja principal posee orejas para sujetarse al vehículo. En medio de las hojas se colocan bandas plásticas con la finalidad de evitar fricciones y ruidos exagerados que se producen entre las mismas. De igual manera los discos plásticos evitan la fricción que existe en puntos específicos cuando la ballesta está trabajando. Las grapas cumplen la función de mantener alineadas las hojas entre sí, y se coloca el buje para que se ajuste al pin del vehículo y la ballesta pueda cumplir con su trabajo sin ningún inconveniente.

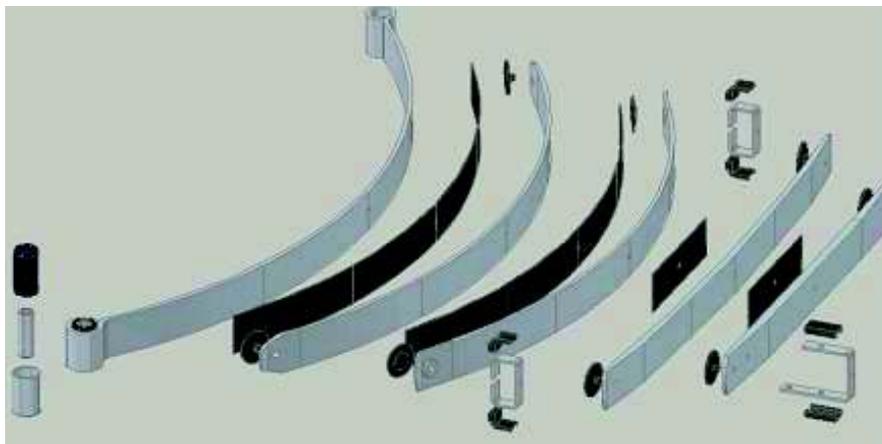


Figura 1.17. Componentes de una ballesta.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

El siguiente proceso es de control de durabilidad del paquete ensamblado y para ello se usa la máquina de fatiga de la Figura 1.18, el paquete se somete a un esfuerzo constante que simula las condiciones de trabajo del resorte bajo máxima carga; esta prueba destructiva se realiza en algunas muestras para garantizar las condiciones de fabricación y posterior funcionamiento.



Figura 1.18. Máquina de fatiga.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

1.4.4.6. Proceso de almacenaje

El producto terminado se almacena en las bodegas de la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt; los diferentes productos son colocados en racks estructurales, en los cuales se clasifican según su código como se puede observar en la Figura 1.19.



Figura 1.19. Bodegaje y almacenamiento de hojas de resortes.

(Fuente: Fabrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

Mediante un sistema de comercialización se distribuye el producto final a todo el país a través de distribuidores y sub distribuidores de las principales ciudades del Ecuador que mantienen en stock todo el producto necesario para mantener cubierta la gran demanda de resortes en todo el país.

1.5. Características generales de los resortes tipo ballesta

El resorte de ballesta, como los demás tipos de resortes, sirve para absorber y almacenar la energía y luego regresarla. Durante este ciclo los esfuerzos en el resorte no exceden cierto máximo con el fin de evitar ruptura o fallas prematuras. Este límite se considera como la cantidad de energía que puede almacenar cualquier resorte. [2]

El espesor máximo permisible para una deflexión dada es proporcional al cuadrado de la longitud del resorte. Al seleccionar una longitud muy corta, el diseño puede ser impráctico para el fabricante a la hora de fabricar, sin embargo los requerimientos para carga normal, deflexión y esfuerzo pueden ser cumplidas según la especificación. [2]

1.5.1. Resortes de ballesta para vehículo

Los resortes de ballesta son los más frecuentemente utilizados. Las características de la suspensión están influidas principalmente por la constante y la deflexión estática. La constante del resorte está dada por: la carga por unidad de deflexión (N/mm). Este valor no es igual en las diferentes posiciones del resorte, y también cambia para el resorte una vez está instalado.

La deflexión estática de un resorte es igual a la carga estática dividida por la constante a carga estática; esto determina la rigidez de la suspensión y la frecuencia sobre el vehículo. En la mayoría de casos la deflexión en banco difiere de la deflexión en el montaje, debido a la influencia en la curvatura del resorte y el efecto del balancín. [2]

Una suspensión suave generalmente requiere gran deflexión estática del resorte, no obstante otras consideraciones y limitaciones se deben tener en cuenta como la longitud disponible del resorte en el vehículo, así como un gran recorrido libre antes de tocar el chasis y los esfuerzos generados afectaran la resistencia a la fatiga.

1.5.2. Especificaciones funcionales

La Figura 1.20 muestra un resorte montado sobre el eje con una constante variable de tipo multihojas. La gráfica de fuerza-deformación indica la forma de medida de las constantes para un resorte en una prueba de banco, donde la constante (1) es usualmente medida en la

posición de vacío, la cual es la carga del vehículo sin pasajeros. La constante (2) es medida como la carga de diseño, esta es la carga con el vehículo completamente cargado. [2]

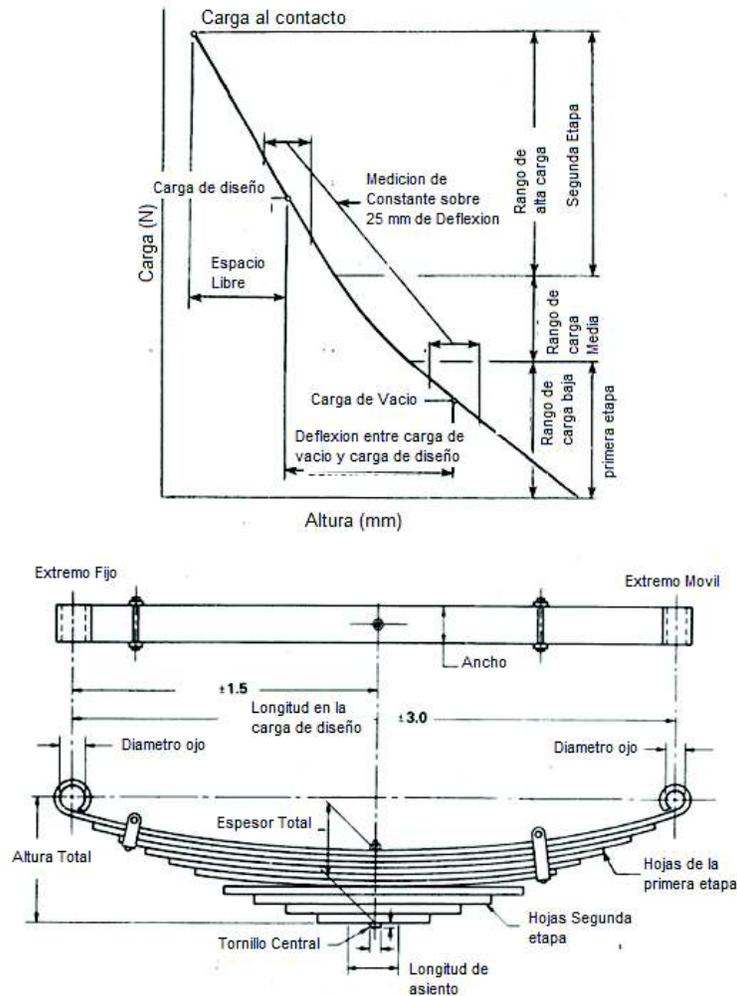


Figura 1.20. Especificaciones mínimas para la constante en un resorte progresivo.

(Fuente: E. H. Judd, 1996)

1.5.3. Ventajas y desventajas

Desde el punto de vista de: diseño, manufactura y funcionamiento, se tienen varios puntos de vista a favor y en contra del sistema de amortiguación por hojas de resorte tipo ballesta.[3]

1.5.3.1. Ventajas

- Tienen gran capacidad de carga.
- Tienen gran variedad de aplicaciones diferentes a las de “sobre el eje” y “bajo el eje”.
- Tienen la capacidad de manejar hasta tres constantes diferentes en un solo resorte.
- Los niveles auxiliares del resorte crean patrones de carga dentro del chasis gracias a los soportes del resorte auxiliar, ayudando a dosificar las cargas en el chasis.
- Simplicidad, los resortes de ballesta conectan directamente el eje al chasis sin necesidad de brazos de control adicionales y puntos de sujeción adicionales
- Bajo costo, los resortes de ballesta son más económicos que una solución neumática, hidroneumática o electromagnética.
- Alta durabilidad.

1.5.3.2. Desventajas

- La calidad del confort no siempre es buena como en otros tipos de suspensión, la transición entre etapas es percibida por el usuario, y la fricción puede convertirse en un problema dependiendo de la aplicación.
- Los resortes de ballesta pueden ser ruidosos dependiendo de su complejidad.
- Los fenómenos de wind-up, torsión de arrancada, y balanceo lateral, pueden ser problemas potenciales en algunas aplicaciones.
- Al ser utilizados en su mayoría en ejes rígidos, se transfieren movimientos de irregularidades de una rueda a la otra disminuyendo la sensación de control del vehículo.

1.5.4. Material para fabricación de resortes tipo ballesta

El requerimiento básico de un resorte de ballesta es el grado del acero, este debe tener suficiente templeabilidad para que el tamaño del grano del material asegure una estructura

completamente martensítica en toda la sección. La no transformación en martensita produce una deficiencia en las propiedades de resistencia a la fatiga [2]. En el Anexo III se presenta la ficha técnica del acero SAE5160H con sus respectivas propiedades mecánicas.

1.6. Procedimiento para prueba de fatiga para suspensión de resortes tipo ballesta SAE J1528

1.6.1. Material de prueba

Solo se realizará con resortes nuevos que pertenezcan al modelo a ensayar. Resortes que no estén completos u hojas separadas tienen que ser usadas para más de una prueba o ensayo.

1.6.2. Contenido del reporte

Para obtener una documentación uniforme, todo reporte tiene que incluir información detallada de los siguientes puntos, cuando sea aplicable.

1.6.3. Geometría

Dimensiones generales, localizaciones y dimensiones de las secciones y fracturas incluyendo la localización del punto de inicio, tienen que ser registrados por escrito o por fotografías.

1.6.4. Materiales y procesos de manufactura

Describir el material así como también los pasos esenciales de manufactura los cuales pueden llegar a afectar los resultados del ensayo (se deben especificar por ejemplo el tipo de endurecimiento, nivel de esfuerzo que se aplica en el shot peening (granallado)).

1.6.5. Fractografía

Las superficies de la fractura pueden ser mostradas en fotografías y discutir el tipo de fractura. La extensión de la fractura por fatiga puede ser medida y en los puntos críticos debe ser examinada.

1.6.6. Presentación de los resultados del ensayo

El resultado del ensayo individual debe ser claramente mostrado o presentado.

También se debe registrar los eventos o sucesos que aunque no sean tan críticos, se deben registrar como grietas, o fisuras en hojas secundarias.

Los resultados de la prueba de fatiga de un grupo de resortes se deben sujetar al análisis estadístico. La distribución de Weibull es recomendada. Así como también es recomendado los requerimientos mínimos de desempeño en fatiga en términos de vida B10 y la inclinación de la población. [4]

1.6.7. Métodos de carga vertical

1.6.7.1. Equipo

La máquina de ensayo debe estar capacitada para mantener el máximo y mínimo de fuerza especificada con un 2% de tolerancia. Esto se puede lograr por medio de un control de fuerza o control de deflexión en contra de la fuerza estática.

En el último caso, la carga estática y dinámica de los resortes tiene que ser considerada.

1.6.7.2. Sujeción

El resorte debe estar sujeto en el centro para simular su instalación en el vehículo. Las partes de sujeción y requerimientos de ensamble tienen que ser especificadas por el constructor del vehículo.

El armazón de la sujeción se apretará a los valores de torque especificados y verificados a lo largo de la prueba. El torque del tornillo debe ser medido y traído a la especificación más frecuente al principio de la prueba. Las medidas son tomadas a los 2000, 5000 y 10000 ciclos y desde aquí cada 50000 ciclos hasta que finalice la prueba o sea recomendado.

1.6.7.3. Montaje de la prueba

A menos que se especifique en otra parte, los ojos de los resortes deben ir en la dirección de la carga, los resortes con extremos libres o sin ojo, se deben probar o ensayar en arreglos adecuados para este tipo de resorte. El fabricante del vehículo debe especificar el montaje del resorte si este posee una configuración en los extremos distinta a las expuestas anteriormente.

1.6.7.4. Frecuencia de la prueba o ensayo

Los resortes pueden ser expuestos a una frecuencia entre 0.5 a 2 Hz. La carga cíclica puede ser seleccionada de manera que la temperatura de la superficie del resorte no sobrepase los 90°C. Si sucede esta situación se debe utilizar aire frío como refrigerante de la superficie.

1.6.8. Procedimiento para el ensayo

1.6.8.1. Ensayo de carga estática

El resorte debe estar cargado desde cero hasta la máxima deflexión prescrita y regresar a cero.

La fuerza tiene que ser ejercida y medida en el centro del resorte. La deflexión del centro del resorte también debe ser medida en el centro. La relación entre la fuerza y la deflexión durante todo el ciclo de carga debe ser representada en un diagrama

1.6.8.2. Ensayo de fatiga

El resorte debe estar cargado desde $\frac{1}{2}$ g (g= carga de diseño), hasta la máxima carga experimental bajo las condiciones actuales o reales del vehículo, típicamente 2g. Para la validación del ensayo, se utilizan 6 resortes por tipo o diseño, tienen que ser probados hasta que se llegue a la falla o al número de ciclos indicados

En el caso de un ensayo con deflexión controlada, la rata del resorte tiene que ser medida en intervalos uniformes durante la prueba, por lo menos en una muestra del lote de prueba.

Si la rata del resorte aumentara más del 5% durante la prueba, la deflexión puede ser corregida para mantener las fuerzas máximas constantes del ensayo. Referente a la disminución correspondiente. Si es necesario corregir la deflexión durante la prueba a la mostrada en la medida de la rata del resorte, debe ser registrada y hecha de la misma manera, incluyendo el número de ciclos para todos los resortes del lote

Medir la posición en intervalos de 50000 ciclos la carga y la rata y determinar la perdida de carga correspondiente al juego permanente.

Cuando existe incapacidad del resorte para mantener carga normalmente sucede cuando rata se incrementa o ha incrementado entre 5% al 10% por encima de la deflexión registrada

al comienzo de la prueba o si se pierde la carga a los 50000 ciclos excediendo los valores al comienzo del ensayo. [4]

1.7. Teoría de diseño de ballestas

Existen métodos directos que de una forma sencilla pueden ayudar a diseñar un resorte de ballesta, sin embargo estos no definen de una forma precisa su comportamiento estático ni dinámico, y así como otros tipos de suspensiones no aportan datos sobre su comportamiento desde el punto de vista de sistema, dichas aproximaciones analíticas sin embargo ofrecen un boceto preliminar que lo que sería una suspensión de este tipo. Debido a que el comportamiento mecánico de éste es de tipo no-lineal, se hace necesario analizar este componente mediante métodos más avanzados. Una vez observado su comportamiento dentro de un sistema se compara con variaciones geométricas para conocer si su comportamiento es consistente. [5]

1.7.1. Diagrama de cuerpo libre

Para el análisis estático, es necesario el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 1.21 para obtener la fuerza crítica en la ballesta.

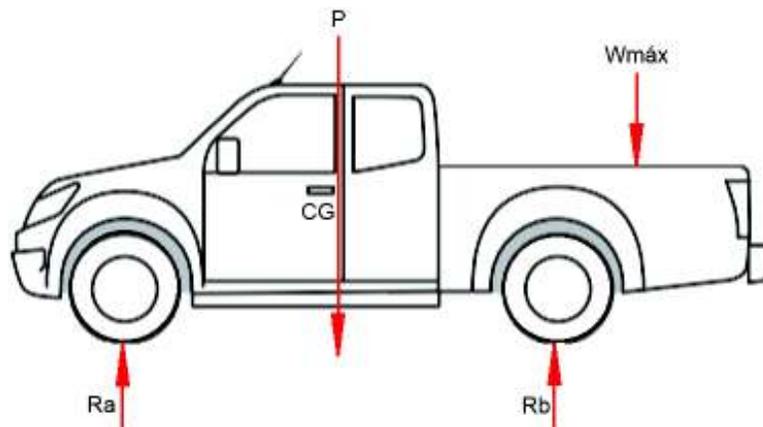


Figura 1.21. Diagrama de cuerpo libre Camioneta Chevrolet Dimax RT 50 4x2.

(Fuente: Autor)

Donde: R_a : Reacción en el apoyo a [Kg].

R_b : Reacción en el apoyo [Kg].

$W_{\text{máx}}$ = Capacidad de carga [Kg].

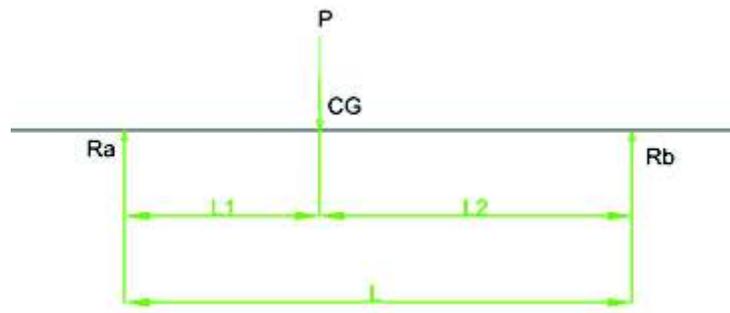
P : Peso del vehículo [Kg].

CG: Centro de gravedad.

1.7.2. Cálculo de la fuerza crítica

Se realiza un diagrama de cuerpo libre con las capacidades de cargas de la camioneta Chevrolet RT-50 referenciado en el Anexo IX, para determinar las reacciones en los apoyos tanto para el vehículo vacío como para la carga máxima.

Se determina la localización del centro de gravedad utilizando la masa del vehículo, se utiliza el criterio de la distribución del peso del 60% en la parte frontal y el 40% en la parte posterior para vehículos livianos y camionetas.



$$R_a = 0.60 * P \quad (1.1)$$

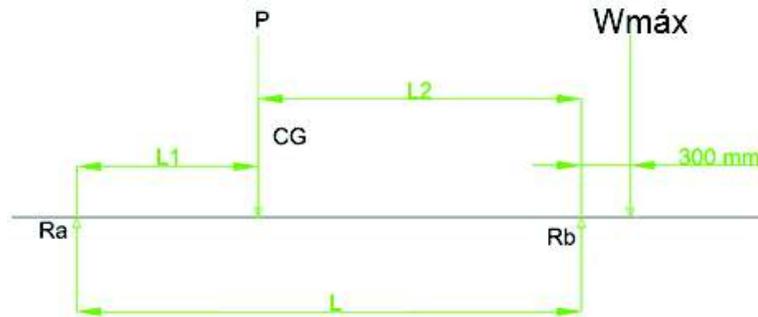
$$R_b = 0.40 * P \quad (1.2)$$

$$\sum M_a = 0 \quad (1.3)$$

$$L_1 = \frac{R_b * L}{P} \quad (1.4)$$

$$L2 = L - L1 \quad (1.5)$$

Con el cálculo del centro de gravedad se procede a sacar las reacciones en los apoyos y determinar la fuerza crítica en la ballesta.



$$\sum Ma = 0 \quad (1.6)$$

$$Rb = \frac{Wmax * (L + 300) + P * l1}{L} \quad (1.7)$$

$$\sum Fy = 0 \quad (1.8)$$

$$Ra = P + Wmax - Rb \quad (1.9)$$

La aplicación de la fuerza crítica actuará directamente sobre la base de la ballesta según la Figura 1.22.

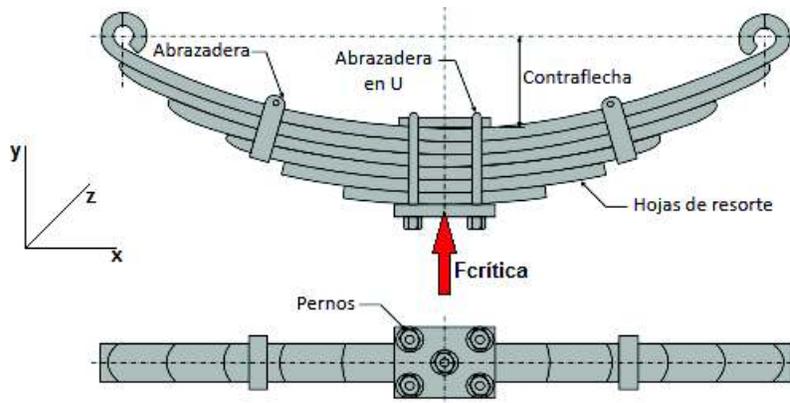


Figura 1.22. Aplicación de la carga crítica en ballesta.

(Fuente: Autor)

Por lo tanto:

$$F_{crítica} = \frac{Rb}{2} \quad (1.10)$$

1.7.3. Esfuerzo de Von Mises

El esfuerzo de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión, se usa en el contexto de las σ como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles. [6]

1.7.4. Factor de seguridad

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (1.11)$$

El factor de seguridad F_s es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de carga de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre su resistencia.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM} \max} \quad (1.12)$$

Dónde: F_s : Factor de seguridad [MPa].

S_y : Resistencia a la fluencia del material en estudio [MPa].

$\sigma_{VM} \max$: Esfuerzo de Von Mises máximo.

1.7.5. Momento de inercia de la ballesta

El momento de inercia refleja la distribución de masa de un cuerpo o de un sistema de partículas en rotación, respecto a un eje de giro. El momento de inercia solo depende de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de giro; pero no depende de las fuerzas que intervienen en el movimiento.

El momento de inercia desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. Es el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido. [6]

$$I = \frac{1}{12} ba^3 \quad (1.13)$$

Dónde: I: Momento de inercia [mm⁴].

b: Ancho de la hoja [mm].

a: Largo de la hoja [mm].

El momento de inercia total de la ballesta viene dado por la ecuación 1.14.

$$I_{total} = \sum_i I_{i,x} \quad (1.14)$$

Dónde: I_{total} : Momento de inercia total del sistema [mm⁴].

Con el I_{total} se busca una sumatoria de momentos de inercia de cada una de las hojas que sea equivalente al valor de inercia total calculado.

1.7.6. Cálculo de la constante de elasticidad del resorte

Para determinar la constante de elasticidad del resorte, se debe utilizar la ecuación 1.15. [6]

$$k = \frac{32 * E * SF * \sum I}{L^3} \quad (1.15)$$

Dónde: K: Constante de rigidez del resorte en [N/mm].

E: Módulo de elasticidad del material en [MPa].

L: Distancia en [mm] del punto fijo del resorte al centro.

SF: Factor de rigidez adimensional que puede ser seleccionado dependiendo la aplicación.

1.7.6.1. Factor de Rigidez

Los resortes de ballesta no son realmente vigas de longitud uniforme, ya que como vigas dependen de los siguientes factores:

- Longitud de las hojas.
- Terminaciones de las puntas
- Ajuste central

La influencia de las longitudes de las hojas y los tipos de terminación se toman en consideración a través del factor de rigidez designado como SF. Un valor de 1 significa un espesor constante de las hojas. Un valor correcto de SF en el diseño se da gracias a la experiencia con el fin de obtener un radio de curvatura uniforme. Un valor máximo de SF puede ser de 1.5 cuando todas las hojas tengan igual longitud o cuando una única hoja tenga ancho y espesor constante.

1.7.7. Esfuerzo de tensión para un resorte

Un resorte de Ballesta puede ser considerado como una viga de resistencia constante compuesta de hojas de igual espesor donde la dirección de laminación es la misma en toda la longitud de la viga. Esta aproximación se justifica para la mayoría de resortes con la precisión necesaria del entorno de trabajo y con ciertos factores de corrección para estimar la longitud necesaria, espesor y ancho. [1]

La formulación analítica está dada para resortes de ballesta como vigas aproximadas de resistencia uniforme y se tienen en cuenta tres aspectos fundamentales:

- El esfuerzo principal es proporcional al espesor de la hoja multiplicado por el cambio de curvatura.
- El cambio de curvatura es proporcional al momento flector dividido por el momento de inercia.
- El esfuerzo es proporcional al espesor de la hoja, multiplicado por el momento flector y dividido por el momento de inercia.

De acuerdo a esto se pueden definir cuatro grupos de resortes: Simétricos, Asimétricos, En voladizo y voladizo con sección uniforme.

La Figura 1.23 muestra un resorte simétrico con las ecuaciones para hallar la deflexión a una carga especificada y su correspondiente esfuerzo.

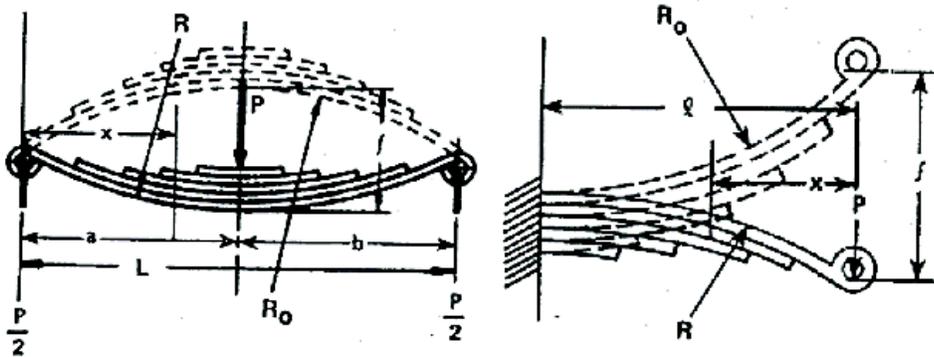


Figura 1.23. Resorte simétrico.

(Fuente: J. Reza N., 2008)

El esfuerzo de tensión S para un resorte simétrico en el punto más cercano al apoyo está definido por la Ecuación 1.16.

$$S = \frac{L * t}{8 * \sum I} * P \quad (1.16)$$

Dónde: S : Esfuerzo de tensión en [MPa] para una carga dada.

L : Longitud del resorte en [mm].

t : Espesor en [mm] promedio de las hojas del resorte.

P : Carga aplicada en [N].

I : Momento de inercia de cada hoja en [mm⁴].

1.7.8. Distribución de esfuerzos

Cuando las secciones de hojas y la geometría de los extremos han sido determinados, las especificaciones adicionales se definen teniendo en cuenta las limitaciones y capacidades de fabricación, dichas especificaciones incluyen: Espesores, longitudes, radio libre y granallado de cada hoja, y la cantidad de pre asentamiento en frío que se debe dar al resorte una vez ensamblado. [1]

- **Espesor de la hoja:** en la práctica automotriz, los espesores se encuentran estandarizados, esto significa que los resortes tienen dos o tres diferentes espesores. La hoja principal se acompaña de hojas adyacentes las cuales tienen un espesor mayor, y hojas más cortas con espesores más delgados.
- **Radio de la hoja:** la curvatura no es la misma para las hojas en estado desensamblado. Las hojas son más positivas, desde la hoja principal hacia las hojas más cortas. Cuando el resorte se ensambla las hojas inferiores empujan a las superiores dejando una sola curvatura, esto favorece el alivio de esfuerzos en la hoja principal y asegura que los extremos de la hoja sean los únicos puntos en contacto.
- **Escalonamiento:** Las longitudes de las hojas junto con el espesor y el radio individual, determinan la distribución de los esfuerzos a lo largo de cada hoja. Estos también controlan la forma del resorte bajo carga y su constante.

La Figura 1.24 permite visualizar la distribución de esfuerzos a lo largo de la hoja principal en un resorte ideal, con y sin esfuerzos de pre ensamble, con tres diferentes longitudes de hoja y varias cargas. El resorte es impráctico, ya que la hoja segunda tiene un forma triangular desde el centro hacia el extremo, se representa de esta manera para simular el efecto de una serie de hojas escalonadas.

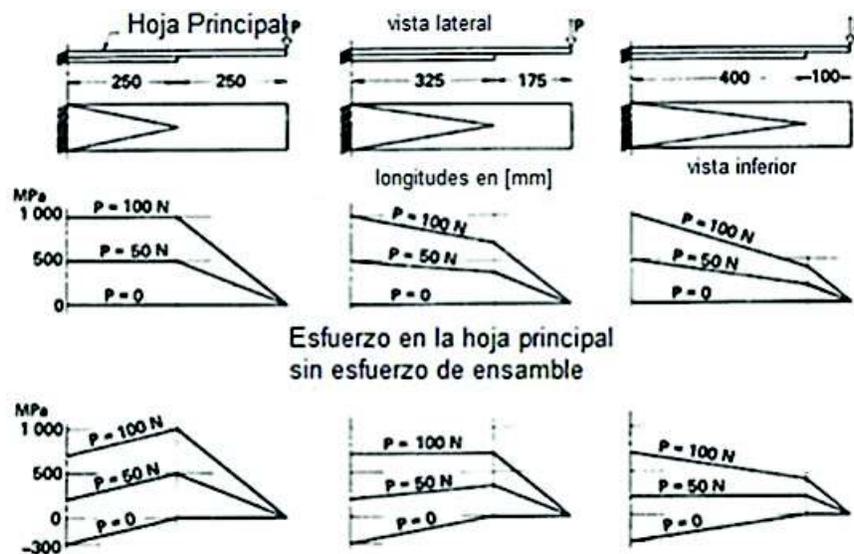


Figura 1.24. Distribución de esfuerzo para Resortes con diferentes escalonamientos.

(Fuente: J. Reza N., 2008)

1.7.9. Velocidad angular

Para realizar el diseño de las ballestas automotrices es necesario considerar las vibraciones que se producen en el vehículo, por lo que es indispensable conocer la velocidad angular y posteriormente su frecuencia natural. [6]

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (1.17)$$

Dónde: ω : Velocidad angular [Rad/s].

v : Velocidad lineal [m/s].

r : Radio [m].

La frecuencia natural está dada por la Ecuación 1.18.

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (1.18)$$

Dónde: f : Frecuencia [Hz].

v : Velocidad lineal [m/s].

1.8. Diseño a fatiga

El deterioro de un material a ciclos repetitivos de esfuerzo y deformación conducen a un agrietamiento progresivo que termina por producir fractura, estas deformaciones plásticas provocan cambios irreversibles en la dislocación de la microestructura de los materiales, las fallas se producen muy por debajo de los esfuerzos que se pueden considerar aceptables en diseño estático y de forma repentina, sin sufrir ninguna deformación que advierte el fallo del material.

La fatiga se produce principalmente en las zonas donde el material es más propenso a sufrir deformaciones plásticas, esto se debe a la presencia de incrustaciones, porosidades o concentración de esfuerzos, las cuales aumentan las probabilidades de formación de grietas por el efecto cíclico. [6]

Woler introdujo la curva SN, estas curvas dan la relación entre la amplitud de las tensiones cíclicas y un número de ciclos para su rotura.

Estas gráficas nos representa los experimentos realizados del esfuerzo alternante vs una escala logarítmica que es el número de ciclos. Las gráficas SN dan propiedades informativas relativas a la fatiga.

En la Figura 1.25 se observa la gráfica de resistencia a la fatiga en función del número de ciclos, las escalas se manejan en forma logarítmica. Se visualiza el cambio de pendiente al aumentar el número de ciclos, se define 2 etapas: la vida finita e infinita, a valores inferiores a 1000 ciclos se considera bajo ciclaje y superiores como alto.

La recta horizontal define el límite de resistencia de la fatiga S_e , y se considera como vida infinita en el que el material supuestamente no va a fallar jamás.

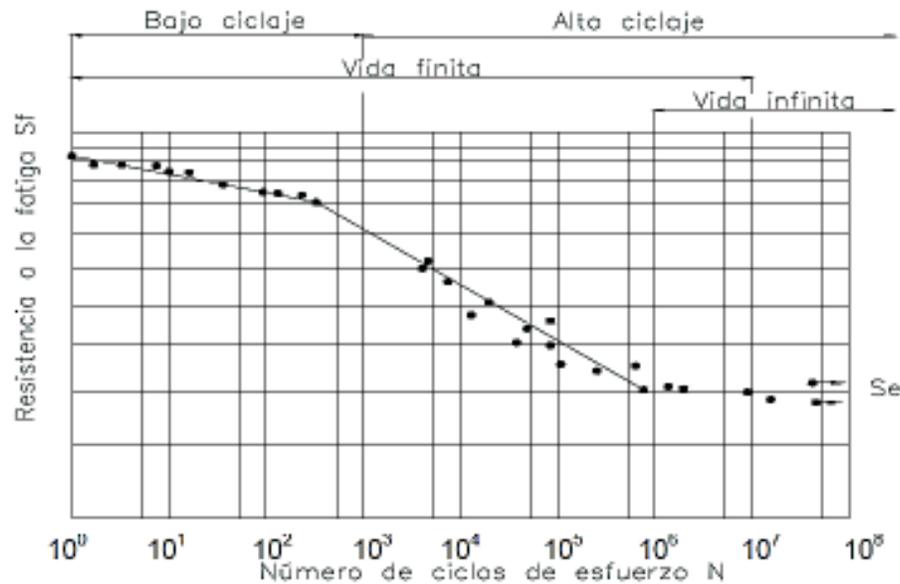


Figura 1.25. Diagrama SN - Resistencia a la fatiga vs. número de ciclos.

(Fuente: Shigley, 2008)

1.8.1. Límite de resistencia a la fatiga

El límite a fatiga varía para los diferentes tipos de acero, desde aproximadamente 40% a 60% de la resistencia a la tracción para valores inferiores a 200 kpsi (1400 MPa). A partir de

dicho nivel de resistencia a la tracción, la dispersión parece aumentar, pero la tendencia es alcanzar un nivel estable de [6]:

$$S'_e = 100\text{Kpsi (700 MPa)}$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} \text{ para } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400MPa)} \quad (1.19)$$

$$S'_e = 100\text{Kpsi para } S_{ut} > 200 \text{ kpsi (1400MPa)} \quad (1.20)$$

Dónde: S_{ut} : Resistencia a la tracción

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta

1.8.2. Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga

Se emplea una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico (S_e) con los resultados de límite de resistencia a la fatiga obtenidos con probetas de ensayos S'_e .

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S'_e \quad (1.21)$$

C_{carga} Es un factor dependiente del tipo de carga. Si el modo de falla es por flexión; el factor de carga no alteraría la resistencia a la fatiga del elemento.

$$C_{carga} \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (1.22)$$

$C_{superficie}$ Es la superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

$$C_{superficie} = aS_{ut}^b \quad (1.23)$$

Dónde: S_{ut} : Resistencia mínima a la tensión

Los valores del factor “a” y el exponente “b” se pueden obtener de la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Factores “a” y “b”.

Acabado Superficial	Factor "a"		Exponente "b"
	Sut Kpsi	Sut MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.40	57.70	-0.718
Como sale de la forja	39.90	272.00	-0.995

(Fuente: Shigley, 2008)

$C_{\text{confiabilidad}}$ Se define mediante los datos de dureza tomados al final del tratamiento térmico de temple y revenido (390 – 460 HB) con una media de 1450 MPa en esfuerzo de fluencia σ_y , que es una confiabilidad del 90%, es decir un factor de 0.897. Los parámetros b y h son el ancho y el espesor promedio de la hoja medido en milímetros. El valor S'_e se toma como 700 MPa debido a que el S_{ut} del material supera 1400 MPa. [6]

Tabla 1.2. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad (%)	Variación de transformación Za	Factor de confiabilidad Ke
50	0	1
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.62

(Fuente: Shigley, 2008)

$C_{\text{tamaño}}$ El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como indica la Ecuación 1.24.

$$C_{\text{tamaño}} \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d < 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (1.24)$$

Uno de los problemas que surgen al utilizar la Ecuación 1.24 es qué hacer cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular. El método que se utilizará aquí se emplea una dimensión efectiva d_e que se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95% del esfuerzo máximo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa. Resulta que cuando los dos volúmenes se igualan, las longitudes se cancelan, por lo que solo se necesita considerar las áreas. [6]

Una sección rectangular con dimensiones $h \times b$ tiene un área:

$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb \quad (1.25)$$

Para lo cual el diámetro equivalente d_e sería:

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} \quad (1.26)$$

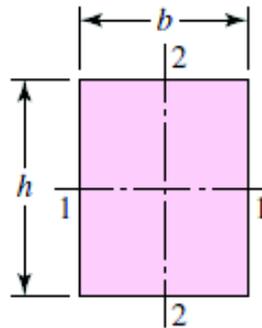


Figura 1.26. Área equivalente de perfiles rectangulares.

(Fuente: Shigley, 2008)

$C_{Temperatura}$ Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_u .

$$C_{temperatura} \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (1.27)$$

1.8.3. Ecuación del límite de fatiga

1.8.3.1. Esfuerzos fluctuantes

Esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Sin embargo, también ocurren otros tipos de patrones, algunos muy irregulares. Se ha determinado en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y un solo mínimo de la fuerza, la forma de la honda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto (máximo) y un solo mínimo de la fuerza. En consecuencia F_{max} y F_{min} en un ciclo de fuerza se emplea para caracterizar el patrón de la fuerza. [6]

$$F_m = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (1.28)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{máx} - F_{mín}}{2} \right| \quad (1.29)$$

El cálculo de fatiga se plantea cuando existe una variación en el tiempo de la carga fluctuante, por lo que se tiene que:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (1.30)$$

Dónde: $\sigma_{máx}$: Esfuerzo máximo

$\sigma_{mín}$: Esfuerzo mínimo

Esfuerzo alternante σ_a :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1.31)$$

Esfuerzo alternante σ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1.32)$$

En la Figura 1.27 se muestra los tipos de esfuerzo alternantes para el diseño a fatiga de los elementos sometidos a cargas cíclicas.

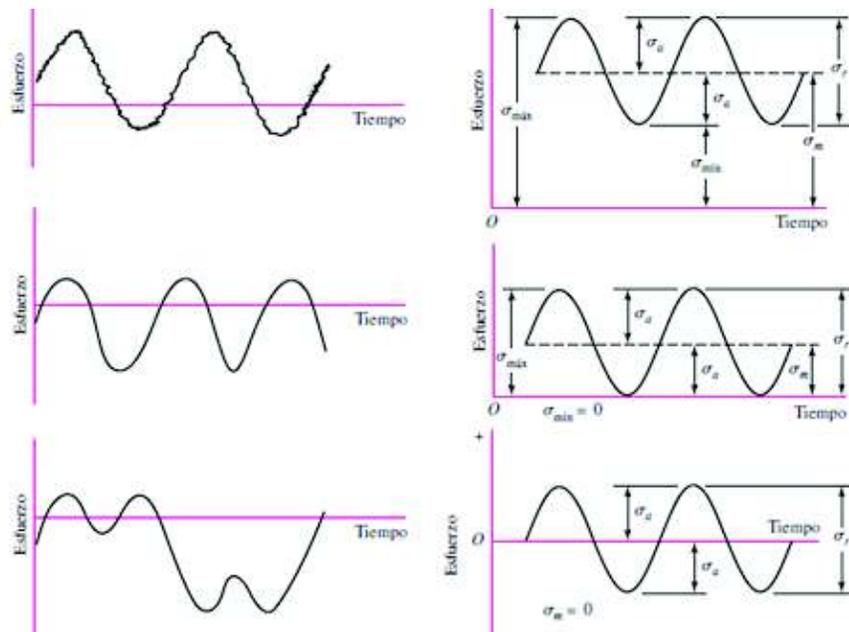


Figura 1.27. Tipos de esfuerzo alternantes.

(Fuente: Shigley, 2008)

1.8.3.2. Criterios de fallas para esfuerzos fluctuantes

Para determinar el fallo de un componente sometido a tensiones fluctuantes, se compara el término constante del esfuerzo actuante, el esfuerzo medio σ_m , con el límite a rotura estático, y el término variable, el esfuerzo alternante σ_a , con el límite de fatiga. [6]

En la Figura 1.28 se observan cuatro líneas de fallo: la línea de fluencia, la línea de Soderberg, la línea de Goodman, y la parábola de Gerber.

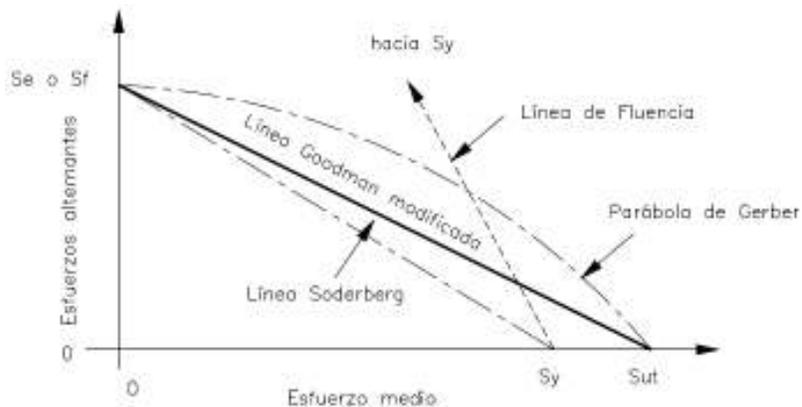


Figura 1.28. Líneas de falla a fatiga: (Soderberg, Goodman modificada, parábola de Gerber).

(Fuente: Shigley, 2008)

Línea de Fluencia:

$$\frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_y} = 1 \quad (1.33)$$

Línea de Soderberg:

$$\frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_e} = 1 \quad (1.34)$$

Línea de Goodman:

$$\frac{S_m}{S_{ut}} + \frac{S_a}{S_e} = 1 \quad (1.35)$$

De la Ecuación 1.28 se obtiene la resistencia a fatiga del elemento.

$$S_e = \frac{S_a}{1 - \frac{S_m}{S_{ut}}} \quad (1.36)$$

Línea de Gerber:

$$\left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 + \frac{S_a}{S_e} = 1 \quad (1.37)$$

Dónde: S_y : Límite de fluencia

S_m : Resistencia al esfuerzo medio

S_a : Resistencia al esfuerzo alternante

Las resistencias S_a y S_m pueden expresarse en términos de los esfuerzos σ_a y σ_m , haciendo uso de un factor de seguridad n como:

$$S_a = n\sigma_a \quad (1.38)$$

$$S_m = n\sigma_m \quad (1.39)$$

Las expresiones quedan de la siguiente forma.

Línea de Fluencia:

$$\frac{S_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (1.40)$$

Línea de Soderberg:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n} \quad (1.41)$$

Línea de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n} \quad (1.42)$$

Línea de Gerber:

$$\left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 + \frac{n\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n} \quad (1.43)$$

1.8.4. Fracción de la resistencia a la fatiga

En la Figura 1.29 se muestra la curva de del factor f versus la resistencia última a la tracción para $70 \leq S_{ut} \leq 200$ Kpsi. [6]

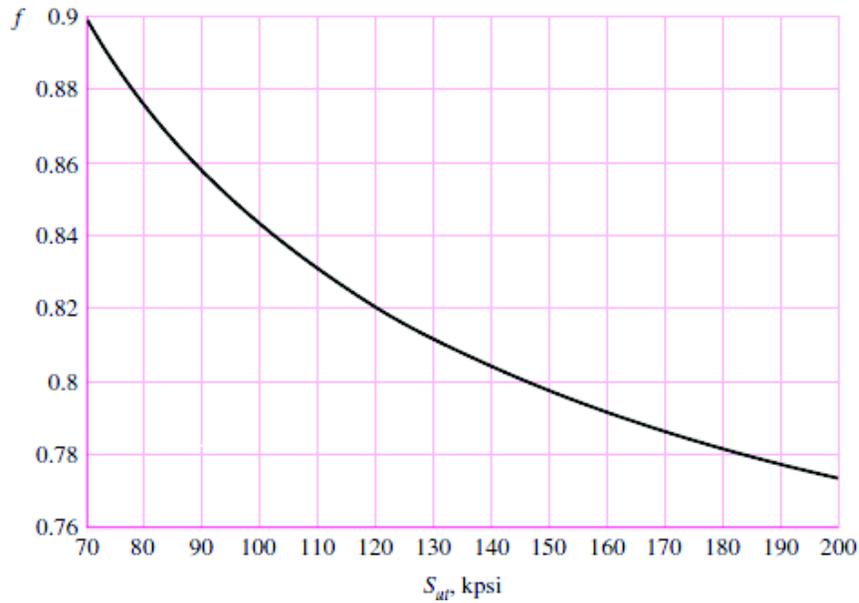


Figura 1.29. Factor f vs. Resistencia última a la tracción.

(Fuente: Shigley, 2008)

En el caso de un componente mecánico real, S'_e se reduce a S_e que es menor que $0.5S_{ut}$, el esfuerzo de un componente mecánico real se define como:

$$S_f = aN^b \quad (1.44)$$

Donde: S_f : Esfuerzo de un componente mecánico real

N : Número de ciclos

A partir de la Ecuación 1.45 se obtiene el número de ciclos N .

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{1/b} \quad (1.45)$$

Donde a y b están definidas por los puntos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$ y 10^6 , S_e con $(S_f)_{10^3} = S_{ut}$. Al sustituir estos dos puntos en la ecuación se obtiene:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (1.46)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad (1.47)$$

1.8.5. Utilización del programa ANSYS NCODE

Este tipo de programa se usa para la simulación del comportamiento de los elementos mecánicos y predecir la falla a fatiga de los mismos, en el que se encuentran sujetos a esfuerzos y deformaciones cíclicas. [7]

La experimentación de la manufactura de varios prototipos resulta muy costosa y analizar la prueba y error alargaría el proceso de diseño. En la simulación se puede realizar pruebas reales y evaluar la fatiga ya que en condiciones reales sería muy complicado.

El entorno virtual te permite la optimización en la simulación de innumerables prototipos y predecir el daño por fatiga, simulando diferentes tipos de condiciones como: tipos de apoyo, carga, vida infinita, vibraciones, entre otros.

ANSYS NCODE se enlaza con el estudio ANSYS Mechanical de Workbench para la transferencia de los resultados de esfuerzos y deformaciones y tomarlos como datos de entrada, posee su propia librería con más de 150 materiales con datos de curvas SN de Esfuerzo vs Números de ciclos y EN de Deformación vs Número de ciclos.

1.8.6. Esquema de trabajo de ANSYS NCODE

El organigrama de trabajo se presenta en la Figura 1.30, que básicamente trabaja en tres módulos. [7]

1.8.6.1. Pre procesamiento

- **Resultados FEA:** toma el resultado de los elementos finitos como: desplazamiento, deformación, esfuerzos
- **Mapeo de materiales:** Se definen las propiedades de fatiga de los materiales
- **Mapeo de cargas:** transformar nuestra distribución de esfuerzos a un historial de carga, existen tres formas de mapeo de cargas: amplitud constante, series de tiempos y pasos de tiempo
- **Solución:** Solución de las ecuaciones

1.8.6.2. Post procesamiento

Visualización e interpretación de nuestros resultados

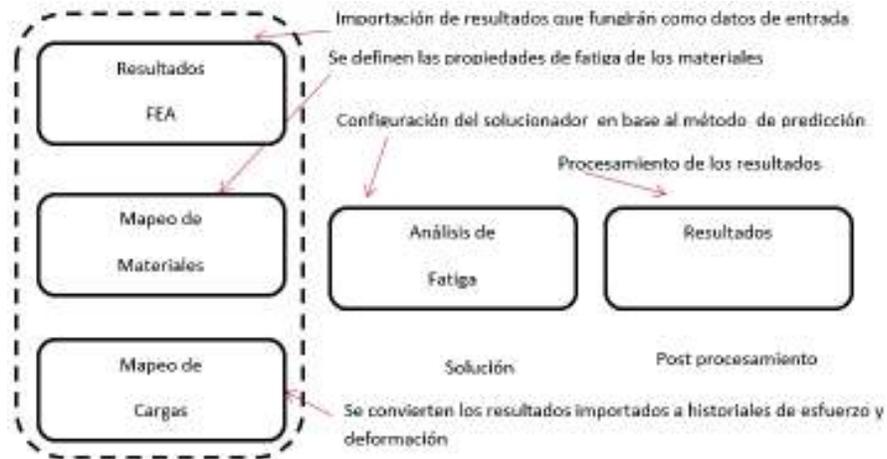


Figura 1.30. Interfaz de NCODE.

(Fuente: Webinar ANSYS NCODE, 2016)

El entorno presenta los glifos que son herramienta de los procesos de flujo de trabajo, entre las funciones de los glifos se tiene:

- Importación de resultados.
- Visualización de resultados.
- Definición de qué tipo de análisis se quiere realizar basado en: análisis de esfuerzo, deformación o vibración aleatoria.
- Importación y exportación de datos.
- Mapeo de materiales.
- Análisis de fatiga.

2. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

2.1. Base teórica

El Método de los Elementos Finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico muy general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El Método de los Elementos Finitos es, en la actualidad, la herramienta básica para resolver una gran cantidad de problemas de ingeniería, cuyas ecuaciones básicas se conocen, pero cuya resolución teórica es imposible o estaba restringida a casos extremadamente simples en geometría y condiciones de contorno. [2]

En la mecánica de sólidos las primeras publicaciones en las que se mostraba que se podían obtener soluciones razonablemente buenas del problema elástico reemplazando porciones de sólido por una barra elástica datan de los años cuarenta del pasado siglo. Sin embargo es en estos últimos años que el Método de los Elementos Finitos se ha extendido prácticamente a todas las ramas de la ingeniería.

El concepto básico de este método es el de dividir el continuo en un número finito de elementos, es decir discretizar el continuo y resolver sobre cada uno de los elementos las ecuaciones del sistema para después ensamblar la solución total.

La malla es el conjunto de elementos finitos en que se ha dividido el dominio del problema. Esta malla define un espacio de funciones de aproximación en el que se busca la mejor solución posible. En la Figura 2.1 se muestra una sección de un engrane helicoidal discretizada en elementos finitos.

Los puntos de interconexión de los elementos finitos se denominan nodos.

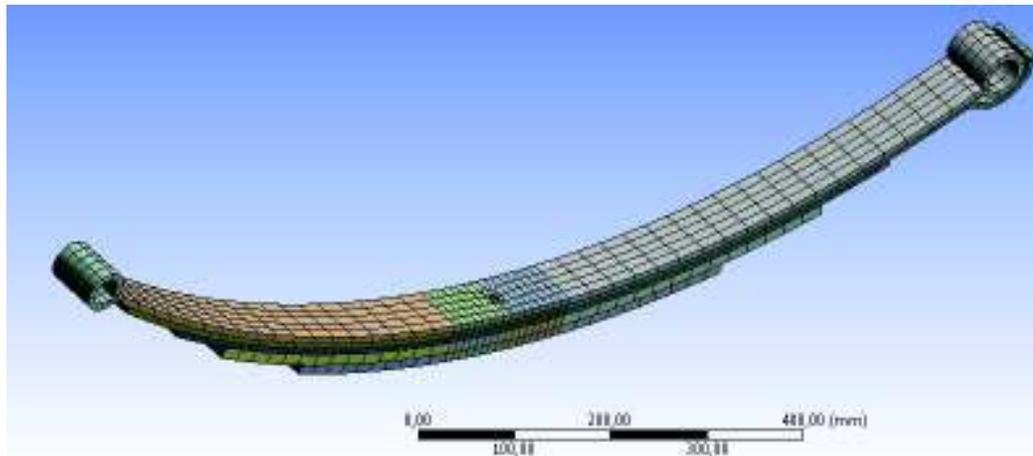


Figura 2.1. Hoja de ballesta discretizada en elementos finitos.

(Fuente: Autor)

El MEF, para un problema de mecánica de sólidos, se programa mediante el uso de computadoras para calcular el campo de desplazamientos, luego a través de relaciones cinemáticas y constitutivas las deformaciones y tensiones respectivamente.

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

2.2. Conceptos generales del método de los elementos finitos

La idea general del MEF es la división de un mecanismo en un conjunto de elementos más pequeños, los cuales se encuentran unidos a través de una serie de puntos denominados nodos. [2]

Las ecuaciones que rigen el conjunto de elementos, rigen también el mecanismo, permitiendo así pasar de un sistema que se encuentra regido por una ecuación diferencial o varias ecuaciones diferenciales a un sistema con un número de grados de libertad finitos modelado por un sistema de ecuaciones lineales o no.

Los sistemas a analizar presentan las siguientes partes:

- **Dominio:** Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.

- **Condiciones de contorno:** Variables conocidas, que condicionan el cambio del sistema, por ejemplo restricciones de movimiento, cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, etc.
- **Incógnitas:** Variables del sistema que se desea conocer, posterior a la intervención de las condiciones de contorno sobre el sistema, por ejemplo: desplazamientos, tensiones, temperaturas, entre otros.

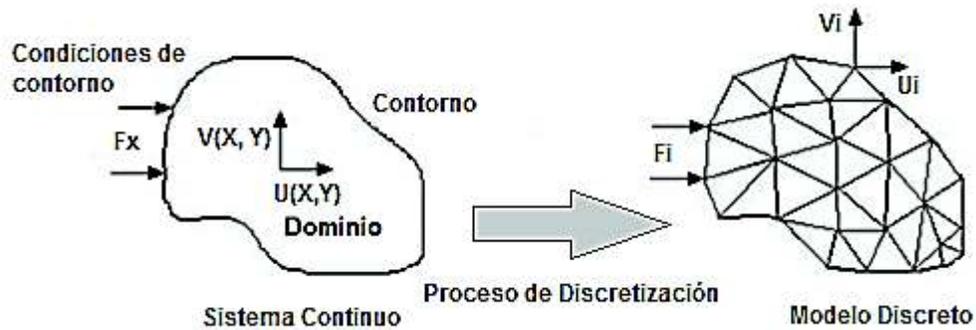


Figura 2.2. Condiciones de contorno y modelo discretizado.

(Fuente: H. E. Judd, 1996)

La discretización o división del dominio en el MEF puede ser representada mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total sea aproximado a partir del conjunto de elementos en que se subdivide.

Los elementos se definen por un número discreto de puntos, denominados nodos, que sirven de conexión entre los elementos y sobre los cuales se materializan los resultados fundamentales del problema.

Esta discretización o división del dominio se la puede realizar a través de la utilización de varios tipos de elementos que pueden ser tetraédricos, hexaédricos, prismas, etc.

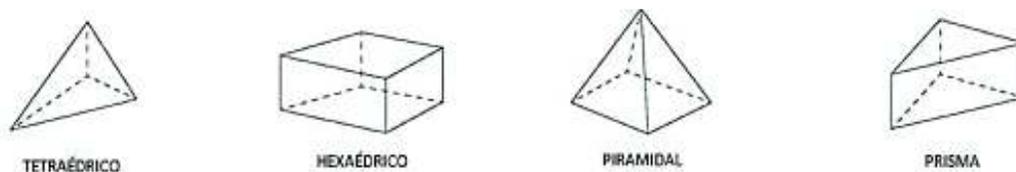


Figura 2.3. Elementos de mallado tridimensional.

(Fuente: H. E. Judd, 1996)

2.2.1. Procedimiento del MEF

Los pasos para resolver un problema mediante un programa que use el Método de los Elementos Finitos son siete, algunos de estos pasos requieren la interacción del usuario y otros los realiza automáticamente el programa computacional.

Estos siete pasos son los siguientes:

- Discretización o modelación de la estructura.
- Definición de las propiedades del elemento.
- Ensamblaje de la matriz de rigidez global.
- Aplicación de las cargas.
- Definición de las condiciones de borde.
- Resolución del sistema de ecuaciones lineales.
- Cálculo de los esfuerzos.

2.2.2. Discretización o modelación

La estructura se divide en elementos finitos. Este es uno de los pasos más importantes en la determinación de la precisión de la solución del problema. Para la creación de la malla de elementos finitos existen programas computacionales llamados malladores. Estos programas por lo general son parte de un *preprocesador* y siguen una serie de reglas con el fin de no solo crear la malla, sino de optimizarla para obtener resultados con la mayor precisión posible.

2.2.3. Definición de las propiedades del elemento

En este paso se debe seleccionar el tipo de elemento más apropiado para el modelo físico a simular y definir las propiedades del elemento. Existen diversos tipos de elementos finitos, estos pueden ser de acuerdo a su geometría lineales, planos o sólidos. Las propiedades a definir serán distintas para cada tipo de elemento.

2.2.4. Ensamblaje de la matriz de rigidez global

Es necesario ensamblar cada una de las matrices de rigidez halladas de cada uno de los elementos, en una sola matriz de rigidez global para toda la estructura. Este paso lo realiza el programa computacional de forma automática.

2.2.5. Aplicación de las cargas

Las cargas externas aplicadas a la estructura deben tener similitud con las cargas reales tanto en su magnitud como en su forma de aplicación. Esto no siempre es tan sencillo, ya que en los métodos analíticos de cálculo por lo general se utiliza cargas aproximadas con el fin de simplificar el modelo.

2.2.6. Definición de las condiciones de borde

Las condiciones de borde son los valores conocidos que se tiene para ciertos nodos del modelo. Por ejemplo en un análisis de esfuerzos se conoce los desplazamientos posibles en los apoyos.

2.2.7. Resolución del sistema de ecuaciones lineales

Los pasos anteriores conducen al planteamiento de un sistema de ecuaciones lineales, donde las incógnitas son los desplazamientos de los nodos. Es importante recordar que estos desplazamientos son aproximaciones a los valores reales.

2.2.8. Cálculo de los esfuerzos

Posterior al cálculo de los desplazamientos y por medios puramente analíticos se puede calcular esfuerzos, reacciones, etc. Para este paso por lo general se usa un postprocesador que es un programa que permite ver los resultados obtenidos de forma gráfica.

2.2.9. Análisis de resultados en el MEF

Existen en la actualidad un sinnúmero de programas que aplican el Método de los Elementos Finitos y por lo general son bastante fáciles de usar. La persona que maneja estos programas no necesita tener un conocimiento profundo de las matemáticas aplicadas al MEF, pero si debe tener un conocimiento básico de los conceptos del MEF y de las capacidades y limitaciones del programa que está utilizando. Solo con estos conocimientos

el usuario del programa será capaz de decidir qué tipo de elementos se va a usar, que cantidad de detalles físicos es necesario representar en el modelo, como se puede simplificar el modelo, que tipo de análisis se debe usar, etc. [2]

Además solo una persona que comprenda el fenómeno físico que se está simulando, puede juzgar si los resultados obtenidos son válidos o no. A pesar de tener un modelo correcto existen diversos aspectos que pueden determinar que se obtenga una solución errónea para un determinado problema.

Uno de los principales aspectos que determinan que tan buena es la solución obtenida es el tipo de malla creada para el modelo. Esto depende principalmente de la relación de aspecto de los elementos y de que tan fina o gruesa es la malla.

De qué tan fina o gruesa es la malla se deriva lo que se conoce como convergencia de la solución.

2.2.10. Relación de aspecto de los elementos

La relación de aspecto se define como la relación entre la dimensión más grande y más pequeña del elemento. [8] La Figura 2.4 muestra tres tipos de elementos clasificados como conformes, pobres e ilegales. Los elementos clasificados como conformes se caracterizan por una relación de aspecto cercana a la unidad y ángulos de aproximadamente 90°. Los elementos pobres se deben evitar, desde que estos podrían conducir a resultados inexactos. Los elementos ilegales son inaceptables, y no deben ser usados en la modelación por elementos finitos.

Si el campo de esfuerzos tiene similares gradientes en todas las direcciones, se debe tratar mantener la relación de aspecto en uno. Elementos con alta relación de aspecto deben ser evitados, a menos que el gradiente de esfuerzos varíe de forma muy lenta a lo largo de la longitud más larga.

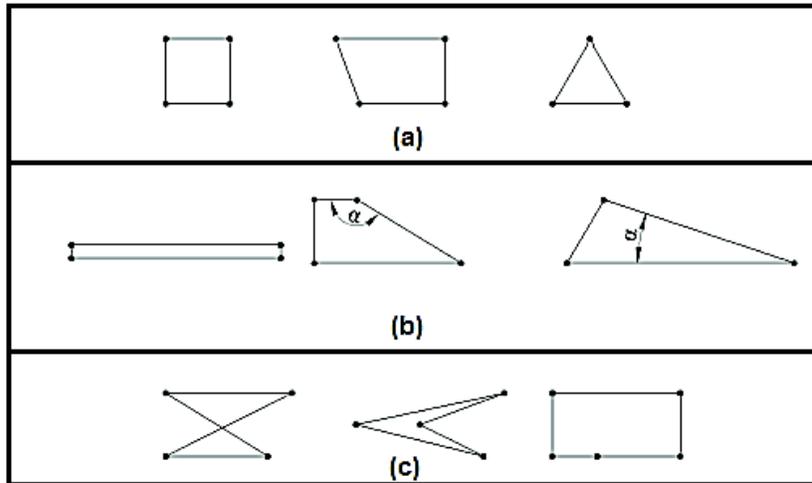


Figura 2.4. Clasificación de elementos de acuerdo a su relación de aspecto - (a) conformes, (b) pobres, (c) ilegales.

(Fuente: H. E. Judd, 1996)

No se debe modelar cambios rápidos en el tamaño de los elementos. Cuando se use elementos de diferentes tamaños, se debe crear una transición gradual entre los elementos de distinto tamaño.

Los ángulos agudos u obtusos en extremo, en las esquinas de los elementos, deben ser evitados ya que estos también producen resultados erróneos.

2.2.11. Convergencia de la solución

La convergencia de la solución de elementos finitos viene asegurada por las condiciones de complitud y compatibilidad de los elementos utilizados. A los elementos que cumplen ambas condiciones se les denomina elementos conformes. [9]

Se entiende por convergencia la obtención de una solución más aproximada a la real cuando se vaya aumentando el número de grados de libertad o de parámetros que definen la interpolación de los desplazamientos.

Existen dos métodos fundamentales de aumentar la convergencia de la solución. El primero de ellos consiste en aumentar el número de elementos en los que se divide el dominio. Si se denomina h a un parámetro que mida el tamaño medio de los elementos en que se ha dividido el dominio, cuanto menor sea este tamaño más cerca se encuentra de la solución

real del problema. En la Figura 2.5 se muestra un modelo en el que se reduce el tamaño de los elementos.

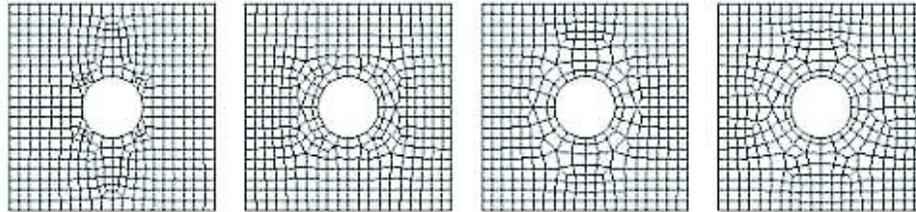


Figura 2.5. Variación del tamaño de los elementos de la malla.

(Fuente: Z. J. A., 2002)

La segunda forma de aumentar la convergencia, consiste en aumentar el grado p de las funciones polinómicas de aproximación. En la Figura 2.6 se muestra este tipo de variación.

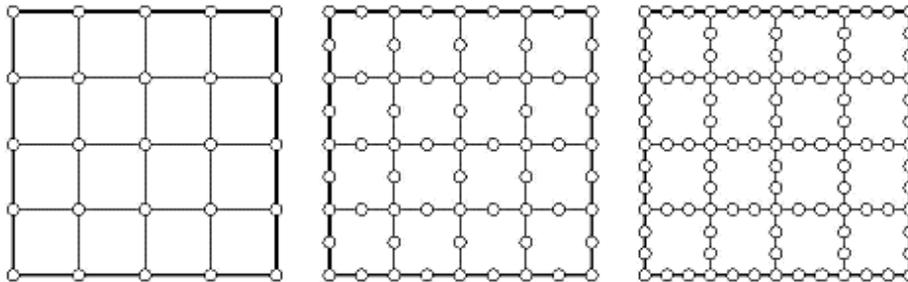


Figura 2.6. Variación del grado de las funciones polinómicas de aproximación.

(Fuente: Z. J. A., 2002)

Estas dos alternativas dan origen a lo que se denomina comúnmente convergencia tipo h y convergencia tipo p . En general, la convergencia tipo p es más rápida para el mismo incremento de grados de libertad introducido en el análisis.

Ambas alternativas dan origen al concepto de elementos finitos adaptativos como aquellos programas que son capaces de detectar en que partes de la pieza se está cometiendo un mayor error e introducir en esas zonas bien un mayor tipo de elementos (adaptabilidad tipo h) o un incremento del grado de las funciones de aproximación (adaptabilidad tipo p).

Como se describió anteriormente la aproximación de elementos finitos consiste en encontrar un mínimo entre todas las posibles funciones generables a partir del espacio de

aproximación. En definitiva, la convergencia se va a establecer, también, en energía potencial. Es decir, soluciones obtenidas con un número de grados de libertad creciente darán valores de la energía potencial total cada vez más pequeños pero siempre por encima de la energía potencial total de la solución exacta. En definitiva, soluciones con mejor aproximación darán desplazamientos más grandes y deformaciones mayores en la pieza.

2.3. Fundamentos de la simulación dinámica

En el método de los elementos finitos un análisis dinámico es una técnica que se utiliza para determinar el comportamiento dinámico de una estructura o componente. Es un tipo de estudio que involucra al tiempo, en donde la inercia y el posible amortiguamiento de la estructura juegan un papel importante.

El comportamiento dinámico de un objeto puede ser definido como uno de los siguientes casos:

Comportamiento vibratorio: cómo vibra la estructura y a qué frecuencias lo hace.

- Efectos producidos por cargas armónicas.
- Efectos producidos por cargas sísmicas o cargas de impacto.
- Efectos producidos por cargas que varían con el tiempo.
- Efectos producidos por cargas al azar.

Cuando se realiza un análisis estático se asegura que el diseño de la estructura puede soportar cargas en estado estable, pero este tipo de estudio no es suficiente cuando las cargas aplicadas presentan una variación en el tiempo.

Un ejemplo de este caso son los puentes, que deben soportar cargas que fluctúan con el tiempo como el peso de los vehículos que circulan sobre él y posibles cargas de viento o de sismo que pueden entrar en resonancia con la frecuencia natural de la estructura y llevarla al colapso.

Al momento de realizar un análisis dinámico generalmente se toma en consideración uno o más de los siguientes casos de carga:

- Vibraciones naturales: modos y frecuencias de vibración.
- Vibraciones forzadas: debido a cargas externas como maquinaria en rotación.
- Cargas de sismo.
- Vibraciones al azar: lanzamiento de cohetes, transporte terrestre.
- Cargas que varían con el tiempo: el choque de un auto, el golpe de un martillo.

2.4. Ecuación general de movimiento

La ecuación general de movimiento utilizada para resolver los problemas dentro de un análisis dinámico es la siguiente.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (2.1)$$

Dónde:

- $[M]$: matriz de masa
- $[C]$: matriz de amortiguamiento
- $[K]$: matriz de rigidez
- $\{\ddot{u}\}$: vector nodal de
- $\{\dot{u}\}$: vector nodal de velocidad
- $\{u\}$: vector nodal de desplazamiento
- $\{F\}$: vector de fuerza aplicada

Esta ecuación representa un balance de fuerzas:

$$\overset{F_{\text{inercial}}}{[M]}\{\ddot{u}\} + \overset{F_{\text{amortiguación}}}{[C]}\{\dot{u}\} + \overset{F_{\text{rigidez}}}{[K]}\{u\} = \overset{F_{\text{aplicada}}}{\{F\}} \quad (2.2)$$

Para cada uno de los diferentes tipos de análisis dinámico se resuelve la ecuación general de movimiento con ciertas variaciones.

- En el análisis modal la fuerza aplicada es nula y generalmente se ignora la matriz de amortiguación.
- Dentro de un análisis armónico tanto la fuerza aplicada $F(t)$ como el desplazamiento $u(t)$ son funciones sinusoidales.
- En el análisis de espectro de respuesta las condiciones de entrada son un espectro conocido de las magnitudes de respuesta del sistema a diferentes frecuencias en direcciones conocidas.
- Para el análisis de vibraciones aleatorias la entrada es un espectro probabilístico de las magnitudes de entrada a diferentes frecuencias en direcciones conocidas.
- En el análisis transiente se resuelve la ecuación general de movimiento en forma completa.

2.5. No linealidades

Dentro del análisis dinámico mediante el método de elementos finitos se pueden presentar ciertas no linealidades en la matriz de rigidez. Es posible clasificar a estas no linealidades en tres grupos:

- No linealidad del material, por ejemplo cuando se presenta plasticidad.
- No linealidad geométrica, si existen grandes deformaciones.
- No linealidad del elemento, como en el caso de los cables.

Utilizando el software Ansys únicamente el análisis transiente permite tomar en cuenta las no linealidades, todos los otros tipos de análisis consideran a la matriz de rigidez constante.

2.6. Amortiguamiento

Al realizar un análisis dinámico, el amortiguamiento que presenta la estructura o elemento desempeña un papel importante dentro del estudio dinámico. El fenómeno de amortiguamiento es un mecanismo de disipación de energía responsable de que un

movimiento vibratorio disminuya su intensidad con el tiempo y eventualmente llegue a detenerse. Esta disipación de energía se produce en forma de calor o de sonido.

La cantidad de amortiguamiento en un movimiento vibratorio depende del tipo de material, la velocidad del movimiento y de la frecuencia de las vibraciones. Si la cantidad de amortiguamiento dentro de un sistema alcanza valores elevados, la respuesta dejará de presentar un movimiento oscilatorio. El amortiguamiento crítico se puede definir como el umbral entre un comportamiento oscilatorio y un comportamiento no oscilatorio.

Existen tres tipos de amortiguamiento:

- Amortiguamiento viscoso
- Amortiguamiento por histéresis
- Amortiguamiento seco o de Coulomb

El amortiguamiento viscoso se presenta cuando un cuerpo se mueve dentro de un fluido, como en el caso de los amortiguadores. El valor de la fuerza de amortiguamiento es proporcional a la velocidad de vibración del cuerpo:

$$F = b * V \quad (2.3)$$

Dónde: F: fuerza de amortiguamiento

b: coeficiente de amortiguamiento viscoso

V: velocidad

El amortiguamiento por histéresis o amortiguamiento sólido es una característica inherente de los materiales, la energía del movimiento es disipada por medio de la fricción interna del material. Este tipo de amortiguamiento interno no depende de la frecuencia de vibración. El fenómeno es difícil de cuantificar por lo que se utiliza un coeficiente numérico para facilitar el cálculo, este multiplicador de rigidez es una propiedad de cada material. Esta fuerza de amortiguamiento obedece a la Ecuación 2.4.

$$F = \mu * N \quad (2.4)$$

Dónde: F: fuerza de amortiguamiento

μ : coeficiente de rozamiento entre superficies

N: fuerza normal

2.7. Análisis dinámico modal

El análisis dinámico modal es una técnica utilizada para determinar las características del movimiento vibratorio de una estructura, mediante este tipo de estudio se puede encontrar las siguientes características:

- Frecuencias naturales, son aquellas en las cuales la estructura tiende a vibrar de manera natural.
- Modos o formas de vibrar, son las formas en las cuales la estructura vibra de acuerdo con la frecuencia. Una estructura puede tener varios modos de vibrar dependiendo de los grados de libertad que posea.
- Factores de participación, es la cantidad de masa de la estructura que participa en una determinada dirección dentro de cada modo.

Cabe resaltar que el análisis modal es el tipo estudio dinámico más elemental de todos, permite determinar al diseñador las frecuencias naturales para evitar vibraciones en ciertas frecuencias o efectos de vibraciones en resonancia que pueden llevar al colapso de la estructura.

El análisis modal brinda al ingeniero la posibilidad de observar cómo su diseño responderá a diferentes tipos de cargas dinámicas. Además este estudio es de gran ayuda para determinar otros parámetros para futuros análisis dinámicos, como tiempos y frecuencias.

Debido a que las características de vibración de una estructura determinan el comportamiento de la misma frente a cualquier tipo de carga dinámica, es muy recomendable realizar primero un análisis modal antes de proceder con otro tipo de estudio dinámico.

2.8. Resolución del análisis modal

Para resolver la ecuación general de movimiento en un análisis modal se asume que la estructura presenta un comportamiento lineal, es decir, que las matrices de rigidez y de masa son constantes. También se asume que no existen efectos de amortiguamiento y que la estructura no está sujeta a fuerzas que varíen en el tiempo, presiones, temperaturas o desplazamientos.

En este análisis únicamente se toma en cuenta el movimiento de vibración natural.

Al establecer vibraciones naturales y despreciar el amortiguamiento la ecuación general de movimiento queda:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2.5)$$

Asumiendo un movimiento armónico, el desplazamiento, la velocidad y la aceleración son respectivamente. [7]

$$\{u\} = \{\emptyset\}_i * \text{sen}(\omega_i t + \theta_i) \quad (2.6)$$

$$\{\dot{u}\} = \omega_i \{\emptyset\}_i * \text{cos}(\omega_i t + \theta_i) \quad (2.7)$$

$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\emptyset\}_i * \text{sen}(\omega_i t + \theta_i) \quad (2.8)$$

Dónde: $\{u\}$: desplazamiento del sistema

$\{\dot{u}\}$: velocidad del sistema

$\{\ddot{u}\}$: aceleración del sistema

ω_i : frecuencia circular natural del sistema

t: tiempo

$\{\emptyset\}_i$: ángulo de fase (medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas sinusoidales, se mide en términos de ángulo, grados o radianes)

$\{\emptyset\}_i$: vectores propios de la ecuación que representan las formas de vibrar del sistema

Sustituyendo estos valores en la ecuación general resulta:

$$-\omega_i^2[M]\{\phi\}_i * \text{sen}(\omega_i t + \theta_i) + [K]\{\phi\}_i * \text{sen}(\omega_i t + \theta_i) = \{0\} \quad (2.9)$$

$$(-\omega_i^2[M] + [K])\{\phi\}_i = \{0\} \quad (2.10)$$

Para satisfacer esta ecuación $\{\phi\}_i$ debe ser igual a cero, en cuyo caso la solución es una respuesta trivial que implica que no existe movimiento vibratorio, o en su defecto el determinante $\det(-\omega_i^2[M]+[K])$ es igual a cero, lo cual corresponde a un problema de valores propios que puede ser resuelto para n valores propios de ω_i^2 y n vectores propios de $\{\phi\}_i$, en donde n representa el número de grados de libertad de la estructura.

En la anterior ecuación existen dos incógnitas y sólo una ecuación, por lo tanto, es necesaria una ecuación adicional para poder resolver el sistema y encontrar una solución. Esta ecuación adicional se obtiene de la normalización de los modos de vibración. El proceso de normalización se lo puede realizar asumiendo que el valor más grande del vector $\{\phi\}_i$ es igual a uno, o se lo puede realizar mediante la matriz de masa:

$$\{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i = 1 \quad (2.11)$$

El software Ansys utiliza la normalización mediante la matriz de masa.

La raíz cuadrada de los valores propios (ω_i) representa la frecuencia circular natural de la estructura, de este valor se pueden obtener las frecuencias naturales del sistema:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (2.12)$$

Los vectores propios $\{\phi\}_i$ representan los modos de vibración, es decir, las formas que adopta la estructura cuando vibran a una frecuencia f_i .

Utilizando el software Ansys, la ecuación $\det(-\omega_i^2[M]+[K])=\{0\}$ se puede resolver mediante un método directo o un método iterativo.

El método directo se emplea para encontrar muchos modos de vibración en modelos grandes. Es un método adecuado cuando el modelo consta de elementos de cascarón o una mezcla de elementos de cascarón y elementos sólidos. Este método utiliza un bloque de vectores para converger a una respuesta.

El método iterativo se utiliza para encontrar pocos modos de vibración en modelos sumamente grandes. Es un proceso adecuado cuando el modelo está compuesto de sólidos de tres dimensiones.

2.8.1.1. Obtención de la matriz de rigidez

Para resolver el análisis modal es necesario obtener la matriz de rigidez del sistema a estudiar, esta matriz se obtiene al dividir al sistema en elementos finitos y calcular la rigidez estructural de cada uno de estos elementos en base a sus propiedades físicas y geométricas.

Para ilustrar este concepto se utilizará el ejemplo de una barra de sección transversal variable, que se ha dividido en 4 segmentos, que representan el mallado del sistema.

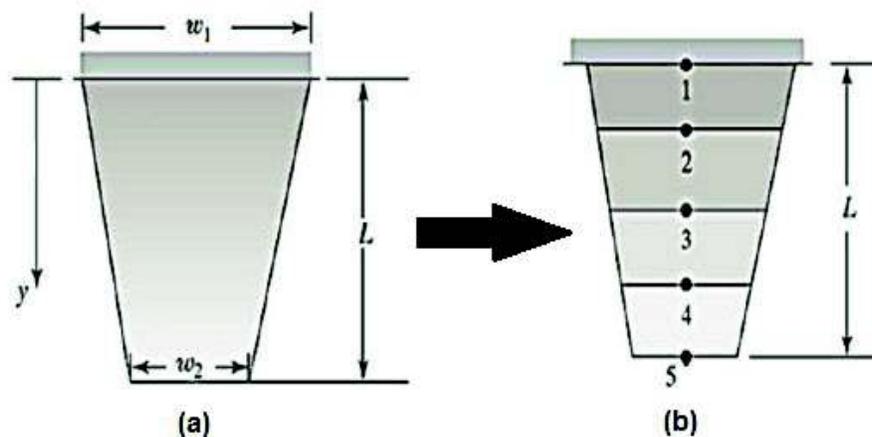


Figura 2.7. Barra de sección variable y división del sistema en cuatro elementos

Barra de sección variable, (b) División de la barra por segmentos.

(Fuente: Z. J. A., 2002)

Para formar la matriz de rigidez se debe analizar cada elemento por separado, asemejando su estructura a la de un resorte cuya constante elástica se pretende encontrar.

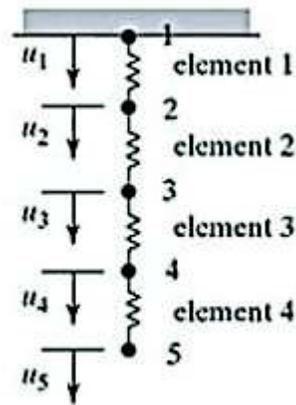


Figura 2.8. Analogía simplificada del sistema.

(Fuente: Z. J. A., 2002)

La constante de cada elemento se obtiene de la relación que existe entre la fuerza, el esfuerzo y la deformación, para un determinado material. El esfuerzo sobre un elemento puede definirse como la relación entre fuerza y área:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.13)$$

La deformación unitaria del elemento se obtiene de la razón entre la variación de la longitud y la longitud original del elemento.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.14)$$

De acuerdo a la ley de Hooke el esfuerzo es igual al módulo de rigidez (E) por la deformación unitaria:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (2.15)$$

Combinando las tres ecuaciones anteriores se tiene:

$$F = \left(\frac{AE}{l} \right) \Delta l \quad (2.16)$$

Esta ecuación es similar a la de un resorte lineal ($F = k * x$), por lo cual la rigidez de cada elemento finito puede calcularse en base a la siguiente relación:

$$k_{eq} = \frac{AE}{l} \quad (2.17)$$

La ecuación anterior es válida para elementos cuya sección transversal es constante a lo largo de su eje longitudinal; sin embargo, para elementos con sección transversal variable se puede utilizar la misma ecuación utilizando el área promedio de la sección transversal superior e inferior. Por lo tanto el k_{eq} para una sección transversal variable se observa a continuación:

$$k_{eq} = \frac{(A_{i+1} + A_i)E}{2l} \quad (2.18)$$

Tomando en cuenta un solo elemento que posee dos nodos, las condiciones de equilibrio estático requieren que la suma de las fuerzas en los nodos sean igual a cero ($f_i + f_{i+1} = 0$).

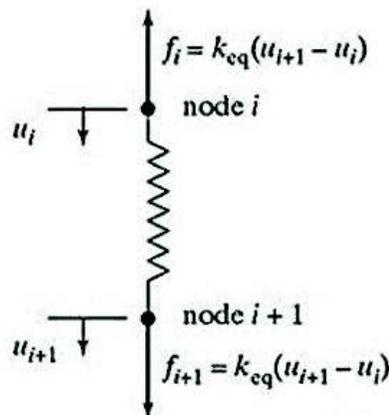


Figura 2.9. Diagrama de cuerpo libre en el primer elemento de análisis.

(Fuente: Z. J. A., 2002)

Las ecuaciones anteriores se pueden expresar en forma matricial de la siguiente manera:

$$\begin{Bmatrix} f_i \\ f_{i+1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{eq} & -k_{eq} \\ -k_{eq} & k_{eq} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

La matriz anterior representa la matriz de rigidez del primer elemento, el mismo método puede ser utilizado para obtener las matrices de los elementos restantes.

- Elemento 1:

$$k_1 = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

Ubicación en la matriz total:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

- Elemento 2:

$$k_2 = \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Ubicación en la matriz total:

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

- Elemento 3:

$$k_3 = \begin{bmatrix} k_3 & -k_3 \\ -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Ubicación en la matriz total:

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

- Elemento 4:

$$k_4 = \begin{bmatrix} k_4 & -k_4 \\ -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

Ubicación en la matriz total:

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

La matriz total se obtiene ensamblando las matrices individuales de cada elemento en orden secuencial de la siguiente manera:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

2.8.1.2. Obtención de la matriz de masa

Para obtener la matriz de masa se debe tomar en cuenta las masas individuales de cada elemento en que se ha dividido el sistema mediante el mallado, es decir, la cantidad de masa que aporta cada elemento a la masa total del sistema.

Al conocer la geometría y el material del sistema se puede conocer de manera sencilla su masa, mediante la Ecuación 2.29.

$$m = \rho * V \quad (2.29)$$

Donde: m: masa

ρ : densidad del material

V: volumen

Los valores de estas masas individuales se colocan en la diagonal principal de la matriz de masa de sistema. Utilizando el ejemplo anterior la matriz de masa de la barra de sección transversal variable dividida en cuatro elementos es:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

Una vez obtenidas las dos matrices se procede a resolver el determinante siguiente $\det([K] - \omega^2[M]) = \{0\}$ obteniendo así las frecuencias circulares naturales del sistema en rad/s.

Cuando el sistema en estudio es un modelo más complejo de tres dimensiones, los elementos finitos que se obtienen al final del mallado, son también elementos tridimensionales, en este caso las matrices de masa y de rigidez no son tan simples de obtener. El proceso para encontrar estas matrices requiere de una matemática avanzada, que utiliza integrales de volumen para cada elemento finito así como también funciones de forma que dependen del tipo de elemento tridimensional que se utilicen, pudiendo ser este tetraédrico, hexaédrico, prisma, etc.

La matriz de masa se obtiene de la Ecuación 2.31.

$$[M] = \int_{V_e} \rho [N]^T [N] dV \quad (2.31)$$

Donde: ρ : densidad del material

N: matriz de las funciones de forma del elemento tridimensional

La matriz de rigidez se la obtiene al resolver la siguiente integral:

$$[K] = \int_{V_e} [B]^T [D] [B] dV \quad (2.32)$$

Donde: B= matriz de deformaciones unitarias.

D= matriz de elasticidad (módulo de elasticidad del material).

Luego de la obtención de las matrices de rigidez y masa el proceso de solución es el mismo explicado anteriormente, y se debe resolver el determinante $\det(K-\omega^2[M])=0$ obtener las frecuencias naturales.

2.8.1.3. Obtención de las constantes de resortes

Tomando el caso de $\frac{1}{4}$ de vehículo se tiene un sistema de masa suspendida, masa no suspendida, suspensión y constante de neumático como se observa en la Figura 2.10.

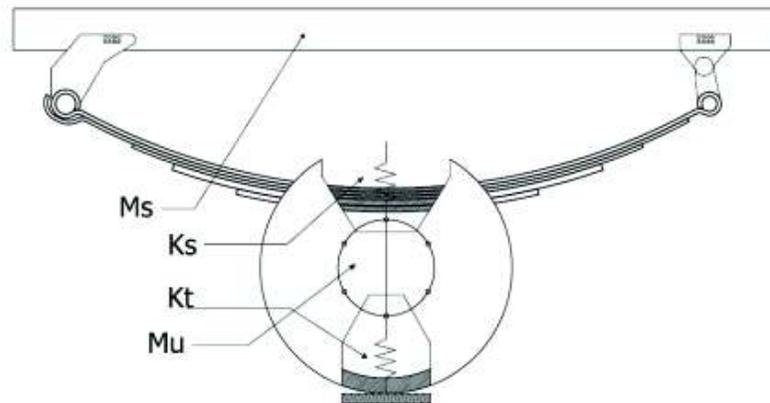


Figura 2.10. Representación $\frac{1}{4}$ de vehículo.

Donde: Ms= Masa suspendida.

Mu= Masa no suspendida.

Ks= Constante de la suspensión.

Kt= Constante de la rueda.

Se omiten las constantes de rigidez y amortiguamiento de otras partes de la masa no suspendida como son: rines, bujes, asientos, elementos de sujeción, silenciadores y separadores con el fin de no dificultar el análisis.

La deflexión D del subsistema está dada por una relación en serie:

$$D = \frac{F}{K_t} + \frac{F}{K_s} \quad (2.33)$$

Donde: F = Fuerza vertical en [N] correspondiente al peso de $\frac{1}{4}$ de vehículo.

K_t = Constante de rigidez vertical del resorte en [N/mm].

K_s = constante de rigidez vertical del neumático en [N/mm].

$$\frac{D}{F} = \frac{1}{K'_s} = \frac{F}{K_t} + \frac{F}{K_s} \quad (2.34)$$

Donde: K'_s = constante del subsistema de suspensión en [N/mm].

Organizando:

$$K'_s = \frac{K_t K_s}{K_t + K_s} \quad (2.35)$$

Según la constante de la rueda es mayor en una proporción de 8:1 con respecto a la constante del resorte.

$$\frac{K_t}{K_s} \cong 8 \quad (2.36)$$

La constante K_s puede ser obtenida mediante la evaluación de la frecuencia natural del sistema masa-resorte.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_w}{M_s}} \quad (2.37)$$

Donde: f_n = Frecuencia natural del sistema masa-resorte en [Hz].

k_w = Constante de resorte más la rueda en [N/mm].

M_s = Masa suspendida en [kg] correspondiente a cada rueda.

En dinámica vehicular, la suspensión predomina para absorber vibraciones de gran amplitud, de manera que la frecuencia natural del sistema en la dirección vertical es la que debe medirse. Las aceleraciones provenientes de la carretera se incrementan a mayor amplitud y mayor frecuencia.

El mejor aislamiento se logra manteniendo la frecuencia natural tan baja como sea posible. Para un vehículo con un peso determinado, es decisivo el uso de una suspensión más suave para minimizar la frecuencia natural. La figura 2.11 muestra el espectro de aceleraciones calculado para ¼ de vehículo en el cual la constante de la suspensión ha sido variada para alcanzar una frecuencia natural en el rango de 1 a 2 Hz.

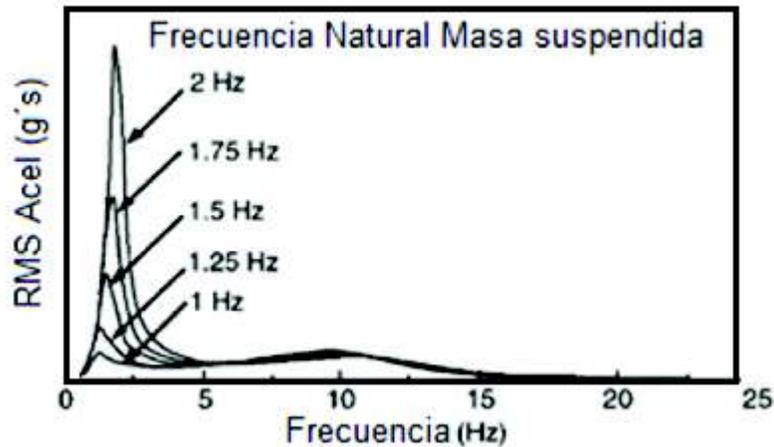


Figura 2.11. Espectro de aceleración en carretera con diferentes masas suspendidas. [9]

Para encontrar las frecuencias naturales es necesario resolver el siguiente determinante:

$$|K - \omega_i^2 M| A_i = 0 \quad (2.38)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_w & -k_w \\ -k_w & k_w + k_T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.39)$$

Donde: m_1 = Masa de las hojas de resorte [Kg].

m_2 = Masa no suspendida [Kg].

k_w = constante del resorte [N/m]

k_T = constante del neumático [N/m]

ω_i = velocidad angular

A_i = Módulos de vibración.

2.9. Análisis dinámico transiente

El análisis dinámico transiente es un método que permite al usuario determinar la respuesta dinámica del sistema bajo cualquier tipo de estado de carga variante en el tiempo; de igual manera es necesario para evaluar la respuesta de cuerpos deformables cuando los efectos de la inercia no son despreciables.

Este tipo de análisis tiene aplicación en estructuras sujetas a cargas que varían en función del tiempo como puentes, maquinaria para movimiento de tierra, instalaciones industriales para carga y descarga de material y otros equipos relacionados. También para estructuras sujetas a cargas de impacto, tales como puertas y parachoques de automóviles, sistemas de suspensión, álabes de turbinas eólicas, entre otras.

La ecuación general que gobierna la solución se presenta a continuación:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K(x)]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.40)$$

Para la resolución de esta ecuación el programa Ansys puede utilizar dos métodos:

- Integración directa
- Superposición modal

Dentro de cada uno de los cuales existe un proceso separado implícito o explícito que permite llegar a la solución del sistema de una manera adecuada y con un resultado muy cercano a la realidad.

La integración directa de la ecuación de movimiento se realiza paso a paso en el tiempo. En cada punto de tiempo (tiempo= 0, Δt , 2 Δt , 3 Δt ,...) se resuelve un conjunto simultáneo de ecuaciones de equilibrio.

El paso de tiempo de integración (integration time step ITS) corresponde al incremento de tiempo Δt desde un punto de tiempo al siguiente. Su valor debería ser elegido cuidadosamente, ya que determina la precisión de la solución, mientras el tiempo es más pequeño la solución es más acertada pero el tiempo de solución también aumenta.

En FULL análisis transiente, ANSYS puede variar automáticamente el tamaño del ITS, dentro de límites fijados por el usuario. En análisis transiente reducido o por superposición modal, ANSYS permite solo un valor constante para ITS. [10]

El ITS debería ser suficientemente pequeño como para capturar la frecuencia de respuesta.

El proceso de estructuración reducida de matrices favorece un proceso de solución más rápido al no permitir algunas no linealidades, mientras tanto el proceso full o de estructuración completa de matrices permite todas las no linealidades, por lo que toma más tiempo en la solución pero entrega una solución más cercana a la realidad.

2.9.1. Frecuencia de respuesta

Diferentes tipos de carga excitan frecuencia naturales diferentes de la estructura.

La frecuencia de respuesta corresponde al promedio ponderado de todas las frecuencias excitadas por una carga dada, por lo tanto el ITS debe ser suficientemente pequeño para poder capturar la frecuencia de respuesta. El software de elementos finitos ANSYS estima que 20 puntos de tiempo por ciclo son suficientes para permitir que esto ocurra. Por lo tanto una sugerencia para la selección del ITS es utilizar la siguiente ecuación:

$$\Delta t = \frac{1}{20f} \quad (2.41)$$

Dónde: f = frecuencia de respuesta

La frecuencia de respuesta utilizada corresponde al valor de la mayor frecuencia modal del modo de interés.

Lo anterior señala que para realizar un análisis transiente y efectuar un correcto procedimiento, es necesario previamente realizar un análisis modal para conocer las formas de vibración natural del sistema, realizar un correcto diseño de los mecanismos, poder seleccionar el modo de interés y con ello determinar la frecuencia requerida para obtener el ITS.

2.9.2. Respuesta no lineal

El análisis transiente full puede poseer cualquier tipo de no linealidad y estas pueden ser de tres tipos:

- No linealidad del material (Plasticidad)
- No linealidad geométrica (Grandes deformaciones)
- No linealidad del elemento (Cable)

Estas requieren un proceso de solución iterativa en cada punto de tiempo y se les conoce como iteraciones de equilibrio. Al asignar ITS más pequeños se puede lograr que la convergencia de las iteraciones de equilibrio se desarrolle de una manera más rápida y precisa.

3. DISEÑO ANALÍTICO DE HOJAS DE RESORTE TIPO BALLESTA

3.1. Análisis del sistema de suspensión en programas CAD

En el programa AutoCAD se dibujan los planos de la Ballesta Chevrolet RT 50 4x2 en donde se obtiene el conjunto armado y por hojas separadas, estos planos son proporcionados por el fabricante Japonés General Motors, y en los cuales la empresa Vanderbilt. S.A. se encarga de fabricar el prototipo para realizar las pruebas correspondientes de durabilidad.

En la figura 3.1 y 3.2 se presentan la geometría de fabricación de las ballestas.

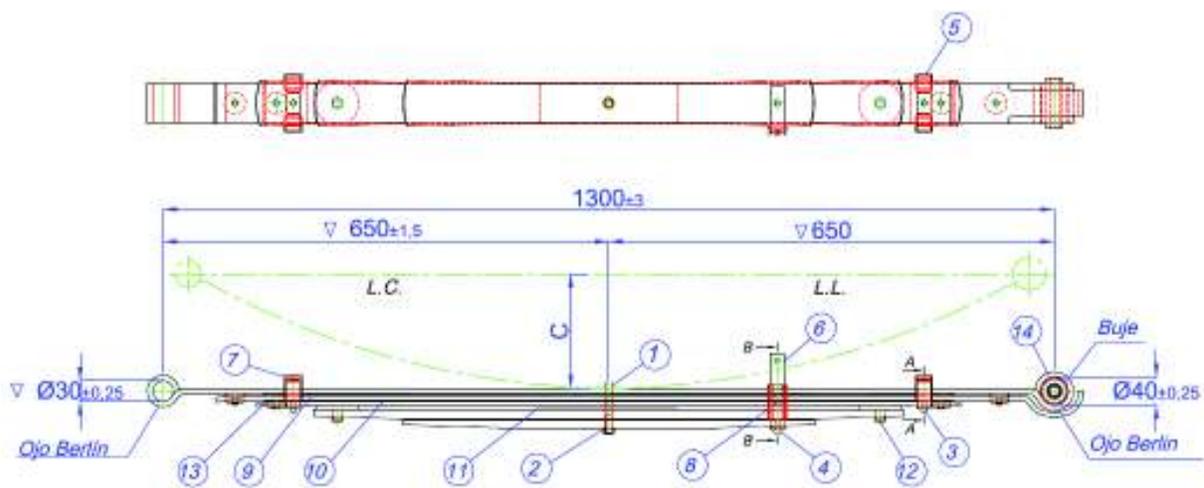


Figura 3.1. Vista lateral y superior de la ballesta.

(Fuente: Fábrica de Resortes Vanderbilt., 2017)

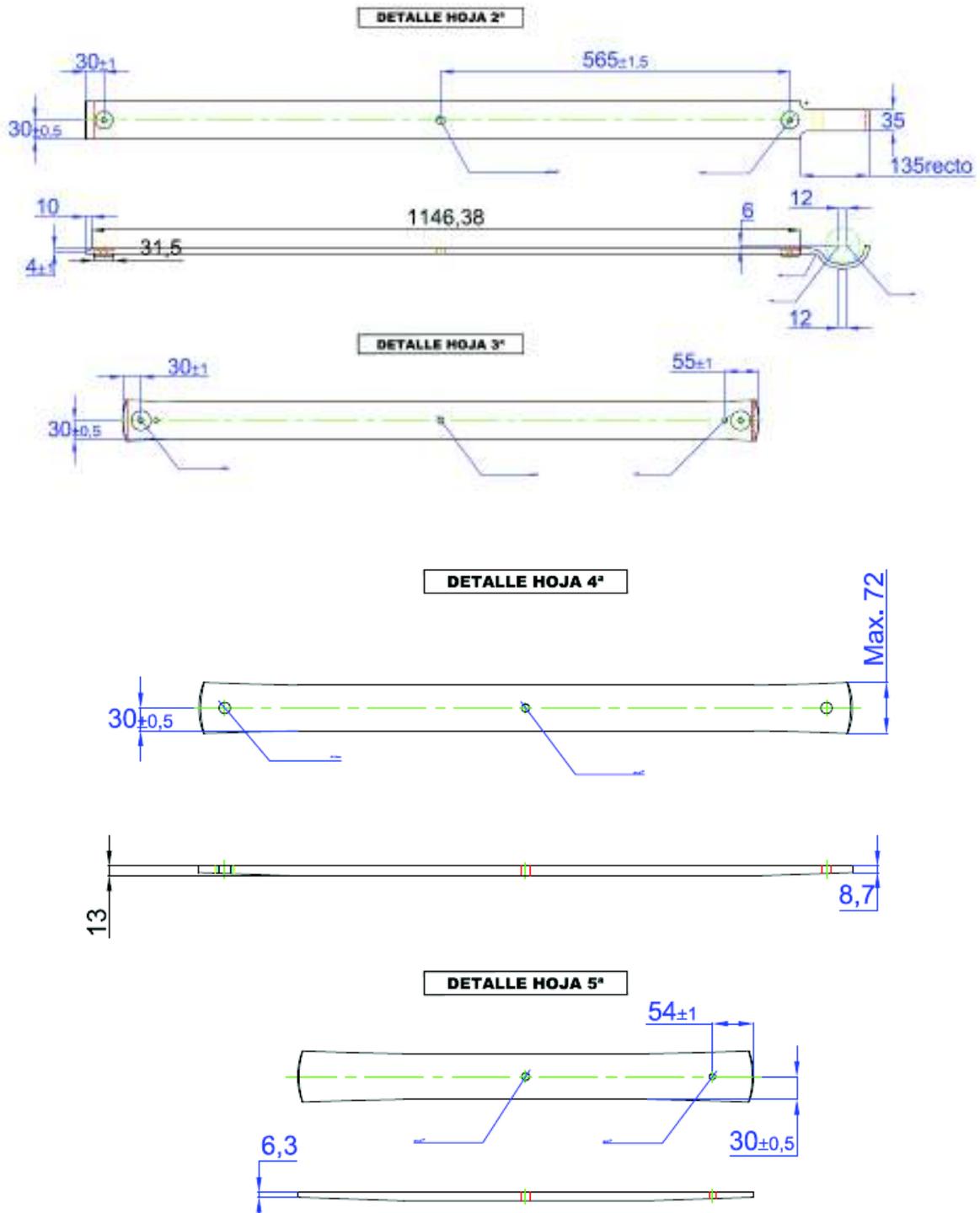


Figura 3.2. Hojas independientes.
 (Fuente: Fábrica de Resortes Vanderbilt., 2017)

3.1.1. Dibujo en Autocad

Se toma las medidas de los planos del fabricante y se procede a laborar el perfil parabólico, en este caso se empieza con la hoja 1 hasta la hoja 5, el archivo se lo graba en formato dwg.

Para la elaboración del perfil parabólico se toma en cuenta la longitud total de la hoja, el radio de curvatura, grapas y clips y los diámetros de los ojos.

3.1.2. Desarrollo del sólido

En este paso se utiliza las herramientas de extrucción para darle el ancho al perfil que en nuestro es de 60 mm, se realizan cortes en el sólido para garantizar una malla eficiente. [11]

3.1.3. Asignación de material

En el modelo se asigna un material el acero 5160H, que posee similares características al utilizado en las hojas, aquí se puede observar sus propiedades mecánicas como: masa, momentos de inercia, área, volumen, radios de giro.

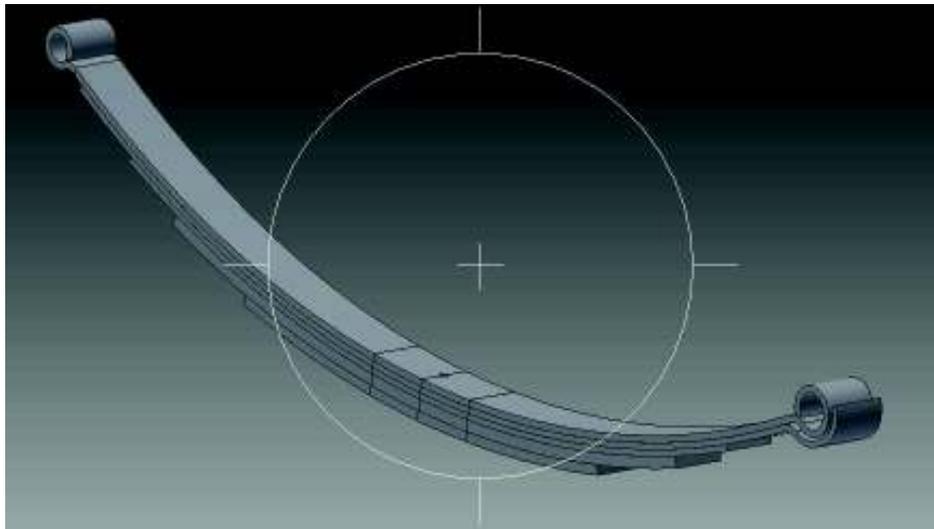


Figura 3.3. Conjunto armado de la Ballesta.

(Fuente: Autor, 2018)

3.2. Importación de programas CAD de la ballesta al programa ANSYS

Una vez realizado el modelo geométrico en el programa Inventor, se procede a la importación del conjunto como archivo igs, se toma sus medidas en milímetros para este proceso. El sólido posee varios cortes para obtener un mallado de mejor calidad.

Con las herramientas de edición de sólidos se procede a unir los objetos sueltos para conformar una sola hoja de longitud constante, se verifica que existan los contactos entre cada hoja, se asigna el material que en este caso se utiliza las propiedades del acero SAE 5160H, utilizado para esta clase de suspensiones.

3.3. Selección de cargas y condiciones de operación de la ballesta

El modelo que está basado este trabajo es el sistema de suspensión de una camioneta CHEVROLET RT 50 4x2, que soporta una carga máxima de 1870 kg en el eje posterior dividida para cada llanta con un valor de 935 kg, ver Anexo IX.

El conjunto trabajará aplicando una fuerza concentrada de 9163 N aplicada en el centro del resorte de hojas de ballesta, además trabajará con dos tipos de apoyo en desplazamiento remoto que restringirá su movimiento en el eje z y de rotación en los ejes X e Y, los tipos de contactos entre hojas está definido por el contacto friccional, el que permite deslizamiento entre superficies.

Para determinar el centro de gravedad se usa como dato la masa del vehículo $P = 1635 \text{ Kg}$, $L = 3095 \text{ mm}$, para determinar las reacciones R_a y R_b las Ecuaciones 1.1 y 1.2 respectivamente.

$$R_a = 0.60 * 1635[\text{Kg}] = 981[\text{Kg}]$$

$$R_b = 0.40 * 1635[\text{Kg}] = 654[\text{Kg}]$$

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre se representa en la Figura 3.4.

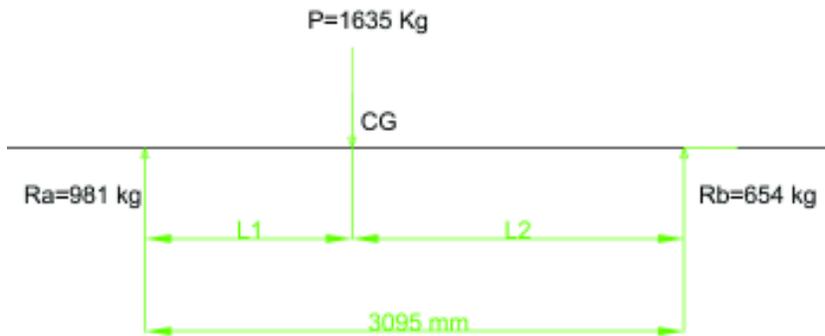


Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre.

(Fuente: Autor, 2018)

De la Ecuación 1.4 se obtiene la longitud L1.

$$L1 = \frac{654[Kg] * 3095[mm]}{1635[Kg]} = 1238[mm]$$

De la Ecuación 1.5 se obtiene la longitud L2.

$$L2 = 3095[mm] - 1238[mm] = 1857[mm]$$

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre se representa en la Figura 3.5.

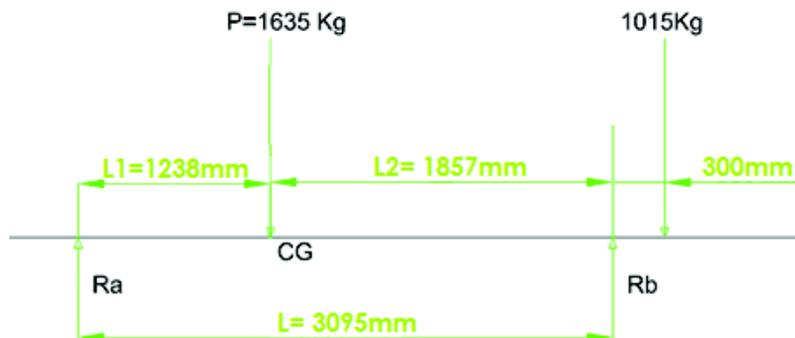


Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre.

(Fuente: Autor, 2018)

Para determinar la fuerza crítica sobre la ballesta, se debe calcular la reacción Rb por medio de la Ecuación 1.7.

$$R_b = \frac{1015[Kg] * (3095 + 300)[mm] + 1635[Kg] * 1238[mm]}{3095[mm]} = 1768 Kg$$

La reacción Ra está dada por la Ecuación 1.8.

$$R_a = 1635[Kg] + 1015[Kg] - 1768[Kg] = 882 Kg$$

De la Ecuación 1.10 se obtiene la Fuerza Crítica:

$$F_{crítica} = \frac{1768[Kg]}{2} = 884 Kg$$

La reacción en el eje posterior da un valor cercano a lo especificado en el manual del vehículo.

El tipo de mallado utilizado fueron elementos cuadriláteros que provee un mejor mallado para el estudio de los esfuerzos y las deformaciones, se utilizó 2 criterios de una malla aceptable como la perpendicularidad con un promedio del 18 % y de ortogonalidad con un 90%.

El tipo de material utilizado es el acero SAE 5160 H, la Tabla 3.1 muestra todas sus propiedades mecánicas. Para el análisis de la ballesta se usó un esfuerzo de fluencia de 1487 MPa y resistencia última a la tracción de 1584 MPa.

Tabla 3.1. Propiedades mecánicas del acero SAE 5160h.

Propiedad mecánica	Valor
Dureza	338-461 HB (42-49 HRC)
Resistencia a la Tensión	1300-1700 MPa
Resistencia a la Fluencia	1170-1550 MPa
Reducción de Área	25% Min
Elongación	7% Min
Módulo Elástico	205 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Densidad	7850 Kg/m ³

(Fuente: Fábrica de Resortes Vanderbilt, 2017)

Para el análisis de fatiga se toma la curva característica esfuerzo alternante versus los ciclos de vida presentados en la Figura 3.6.

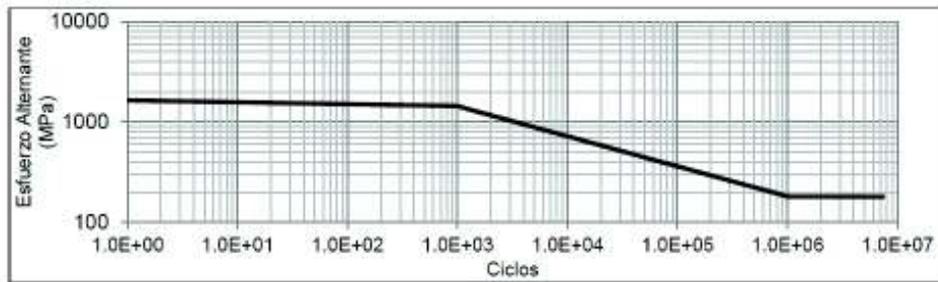


Figura 3.6. Diagrama S-N para el acero 5160H templado, revenido, granallado y bajo esfuerzo.

(Fuente: Shigley, 2008)

3.4. Obtención de los resultados y establecer los criterios de falla

Para el análisis de esfuerzos y deformaciones tanto a carga estática como alternante se tomó la disposición de hoja tras hoja existiendo contacto entre hojas

3.4.1. Análisis de esfuerzos y deformaciones

El análisis en deformación permite cuantificar la deformación de los elementos con la aplicación de la carga de 935 Kg, el modelo sufrió un desplazamiento máximo de 59 mm en el área de perno capuchino (en color rojo) y el desplazamiento mínimo se presentó en el área de pernos (en azul). Los resultados son similares en las 3 hojas como se puede observar en la Figura 3.7. Los criterios de refinamiento de malla se visualizan el anexo X.

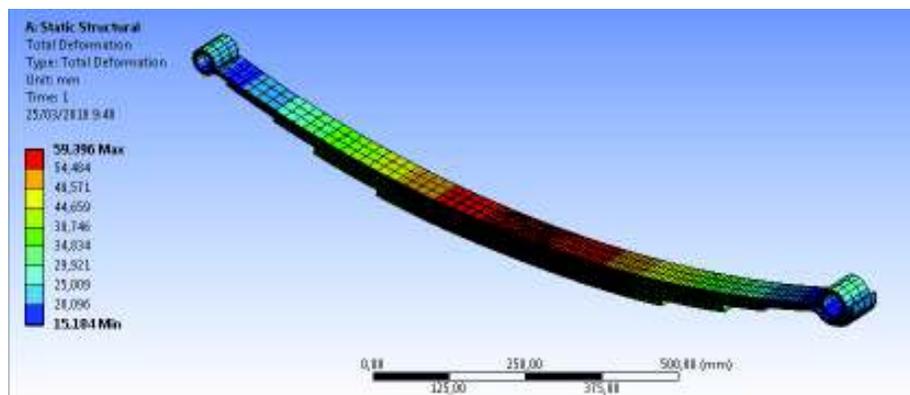


Figura 3.7. Resultados del análisis de desplazamiento.

(Fuente: Autor, 2018)

El análisis de los esfuerzos es fundamental para conocer el comportamiento del modelo bajo las cargas críticas y si las soportará de manera adecuada.

El criterio para el cálculo de esfuerzos fue la teoría de Von Mises, dado que es una teoría que considera la energía de distorsión y permite analizar y predecir, además, con los cálculos realizados es posible obtener el factor de seguridad.

En el resultado del análisis del muelle completo, se observa que los esfuerzos más grandes se dan en las proximidades del perno de la hoja maestra como se puede observar en la Figura 3.8. Los criterios de refinamiento de malla se visualizan el Anexo X.

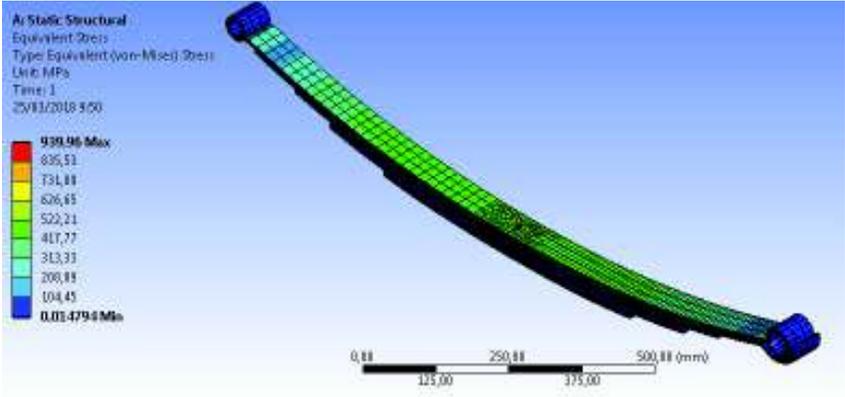


Figura 3.8. Gráfica de contornos del esfuerzo de Von Mises.

(Fuente: Autor, 2018)

3.4.1.1. Factor de seguridad hoja maestra

Se identifica la zona de mayor esfuerzo mediante la Figura 3.9.

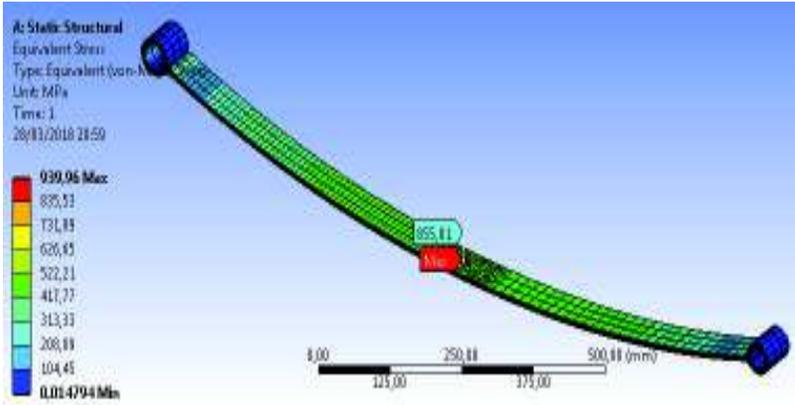


Figura 3.9. Ubicación del punto con mayor esfuerzo en la hoja maestra.

(Fuente: Autor, 2017)

De la Figura 3.9 se obtiene los siguientes datos:

- Desplazamiento máximo: 59 [mm]
- $\sigma_{VM} max = 855 \text{ MPa}$

Mediante la Ecuación 1.12 se determina el factor de seguridad.

$$Fs = \frac{1487 \text{ MPa}}{855 \text{ MPa}} = 1.74$$

3.4.1.2. Factor de seguridad segunda hoja

Se identifica la zona de mayor esfuerzo mediante la Figura 3.10.

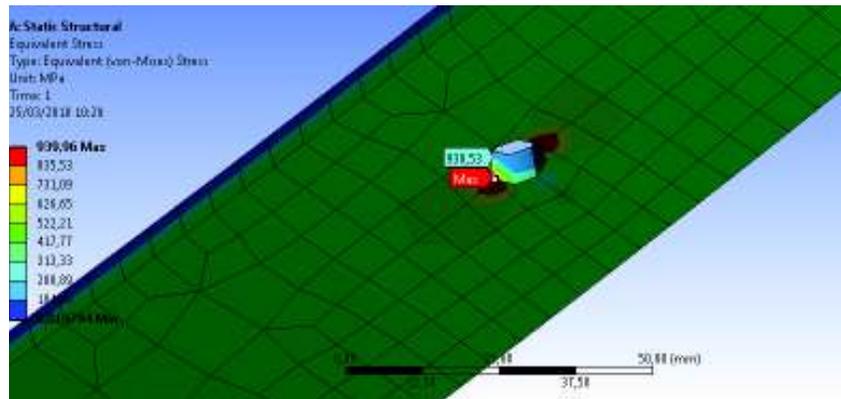


Figura 3.10. Ubicación del punto con mayor esfuerzo en la segunda hoja.

(Fuente: Autor, 2018)

De la Figura 3.10 se obtiene los siguientes datos:

- Desplazamiento máximo: 58.0 [mm]
- $\sigma_{VM} max = 939 \text{ MPa}$

Mediante la Ecuación 1.12 se determina el factor de seguridad.

$$Fs = \frac{1487 \text{ MPa}}{939 \text{ MPa}} = 1.58$$

3.4.1.3. Factor de seguridad tercera hoja

Se identifica la zona de menor esfuerzo mediante la Figura 3.11.

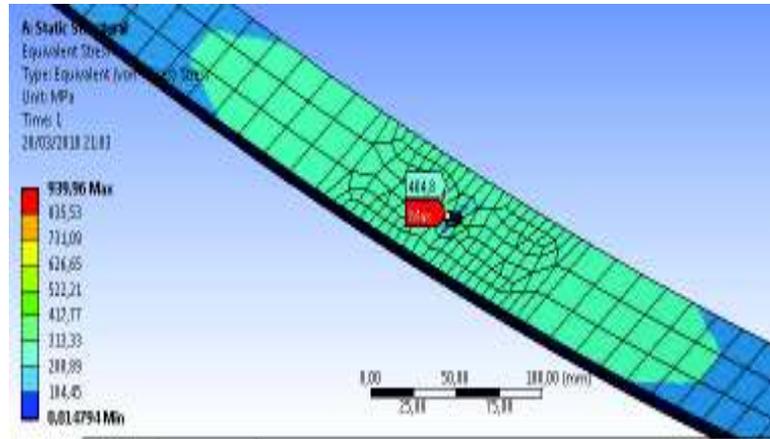


Figura 3.11. Ubicación del punto con mayor esfuerzo en la tercera hoja.

(Fuente: Autor, 2017)

De la Figura 3.11 se obtiene los siguientes datos:

- Desplazamiento máximo: 59.4 [mm]
- $\sigma_{VM} max = 484$ MPa

Mediante la Ecuación 1.5 se determina el factor de seguridad.

$$F_s = \frac{1487 \text{ MPa}}{484 \text{ MPa}} = 3$$

3.4.2. Análisis modal

El análisis modal permite determinar la característica de vibración de una estructura, frecuencias naturales. Es un análisis dinámico como punto de partida para otros análisis dinámicos.

La configuración toma como datos el análisis estático pero sin considerar el valor de la fuerza. En la figura 3.12 se muestran los tipos de vibración de la ballesta.

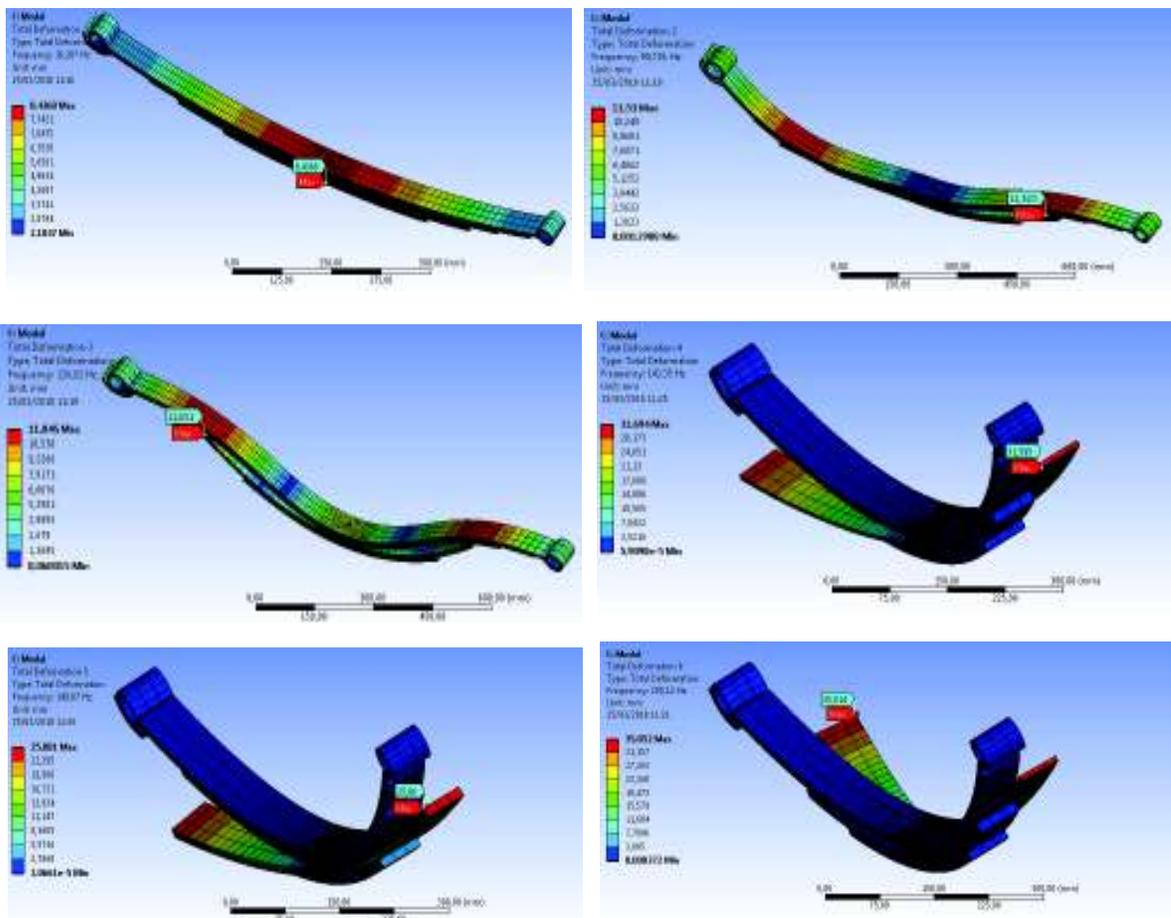


Figura 3.12. Resultados del análisis modal de la ballesta.

(Fuente: Autor, 2018)

3.4.3. Análisis de la respuesta armónica

El análisis de la respuesta armónica permite determinar la respuesta transitoria de la ballesta a cargas que varían sinusoidalmente en función del tiempo. En la figura 3.13 se observan los picos de la frecuencia en función del tiempo.

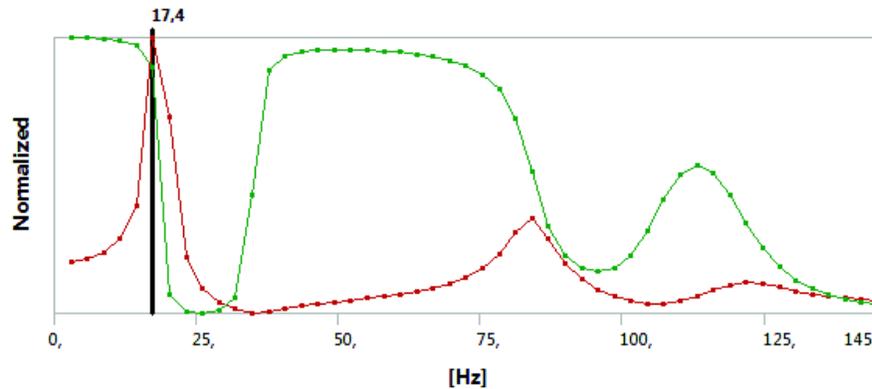


Figura 3.13. Resultados análisis respuesta armónica.

(Fuente: Autor, 2018)

3.5. Análisis a fatiga

La ballesta está sometida a cargas cíclicas por lo tanto la rotura final se produce en las zonas sometidas a tensión y tracción, cuando la sección transversal reducida se hace insuficiente para soportar la carga máxima sin que se produzca la rotura. En condiciones de servicio normales, las fisuras no se propagan mientras la carga sobre la estructura sea estacionaria.

3.5.1. Ciclos de vida de las hojas de resortes

Para determinar los ciclos de vida de las hojas de resortes se debe calcular el límite de la resistencia a la fatiga por medio de la Ecuación 1.19.

$$S_{ut} = 1584 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1487 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0.5(1584 \text{ MPa}) = 792 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de tensión cercano al apoyo para un resorte simétrico está dado por la Ecuación 1.16 y se lo define como esfuerzo de tensión del momento flector.

$$S_1 = \frac{1300mm * 13mm * 289 * 9.8N}{8 * 23630mm^4} = 253.19 MPa$$

$$S_2 = \frac{1300mm * 13mm * 935 * 9.8N}{8 * 23630mm^4} = 819.16 MPa$$

Mediante la Ecuación 1.31 se determina el esfuerzo alternante σ_a .

$$\sigma_a = \frac{819.16 - 253.200}{2} = 282.98 MPa$$

Mediante la Ecuación 1.32 se determina el esfuerzo alternante σ_m .

$$\sigma_m = \frac{819.16 + 253.2}{2} = 536.17 MPa$$

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga previamente se debe determinar los valores que lo modifican.

Utilizando la Ecuación 1.15 se determina que el factor $C_{carga} = 1$, ya que el modo de falla dominante para el resorte tipo ballesta es flexionante.

Para determinar el factor $C_{tamaño}$ se debe determinar primero el diámetro equivalente por medio de la Ecuación 1.26.

$$de = 0.808(60 * 13)^{1/2} = 22.57 [mm]$$

Utilizando la Ecuación 1.24 se tiene:

$$C_{tamaño} = (22.57/7.62)^{-0.107} = 0.8903$$

Por medio de la Ecuación 1.23 se puede obtener el factor $C_{superficie}$.

$$C_{superficie} = 57.7 * 1584^{-0.718} = 0.30$$

Mediante la Ecuación 1.27 se determina que $C_{temperatura} = 1$, ya que el elemento trabaja a flexión.

El resorte no trabajará a temperatura operativa de 450°C, por lo tanto por medio de la Tabla 1.2 con una confiabilidad de 90% se tiene que:

$$C_{confiabilidad} = 0.897$$

Por medio de la ecuación la Ecuación 1.21 determinamos la resistencia a la fatiga de la hoja de resortes.

$$S_e = 1 * 0.8903 * 0.35 * 1 * 0.897 * 792 = 221.37 \text{ MPa}$$

De acuerdo al criterio de Goodman, se determina por medio de la Ecuación 1.36 la resistencia real del elemento mecánico.

$$S_f = \frac{282.98 \text{ MPa}}{1 - \frac{536.179 \text{ MPa}}{1584 \text{ MPa}}} = 427.78 \text{ MPa}$$

Las constantes a y b se determinan por medio de las Ecuaciones 1.46 y 1.47 respectivamente.

$$a = \frac{(0.78 * 1584)^2}{221.37} = 6895.73$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.78 * 1584}{221.37} \right) = -0.248$$

Por lo tanto el número de ciclos se calcula por medio de la Ecuación 1.45.

$$N = \left(\frac{427.78}{6895.73} \right)^{1/-0.248} = 70883 \text{ [Ciclos]}$$

En la Tabla 3.2 se muestra los ciclos de vida para varias condiciones de operación de las hojas de resortes.

Tabla 3.2. Ciclos de vida a diferentes condiciones de operación.

Fmin (Kg)	Fmax (Kg)	Esfuerzo (min)	Esfuerzo (Max)	Vida (ciclos)
0	289	0	253,196043	6755855
289	460	253,196043	403,011003	30594571
289	935	253,196043	819,1636691	70883

(Fuente: Autor, 2018)

3.5.2. Resultados del diseño a fatiga en ANSYS

Los criterios de refinamiento de malla se visualizan el anexo X.

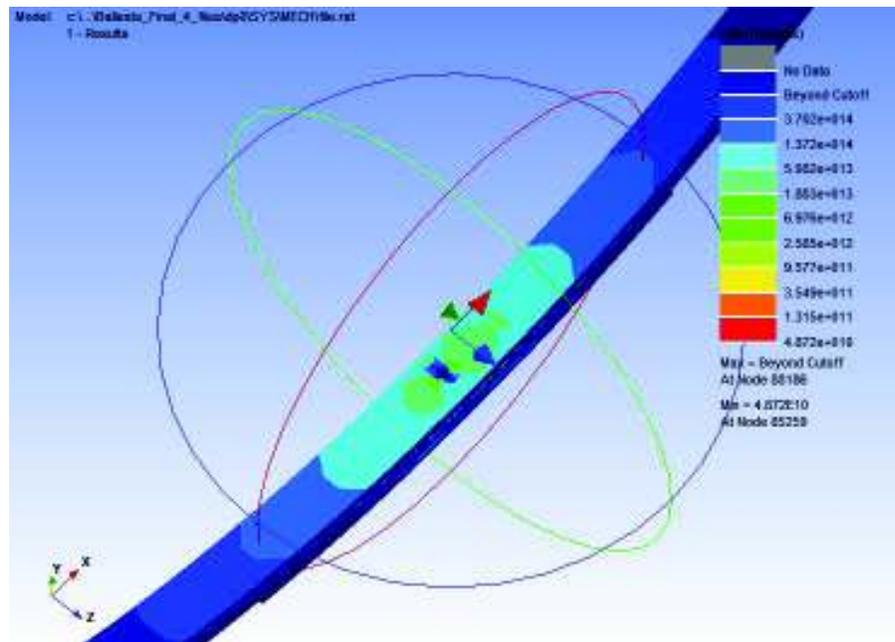


Figura 3.14. Ciclos de vida infinita.

(Fuente: Autor, 2018)

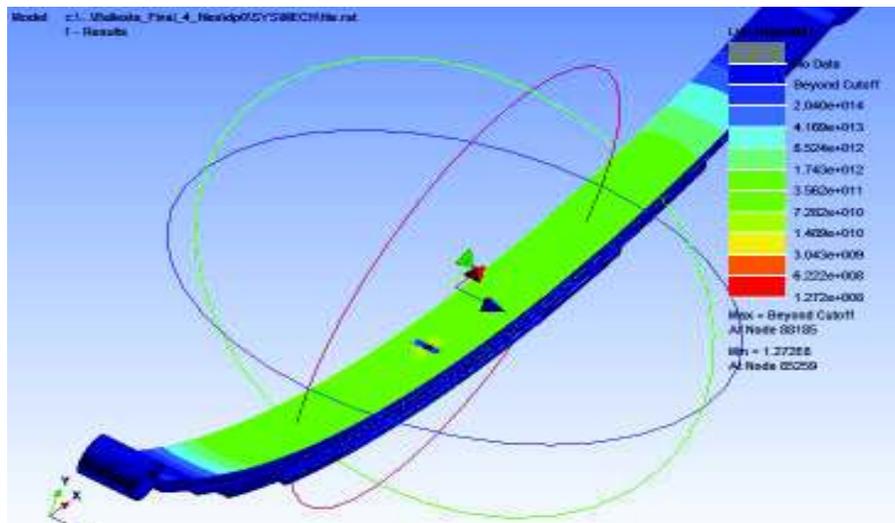


Figura 3.15. Ciclos de vida carga media.

(Fuente: Autor, 2018)

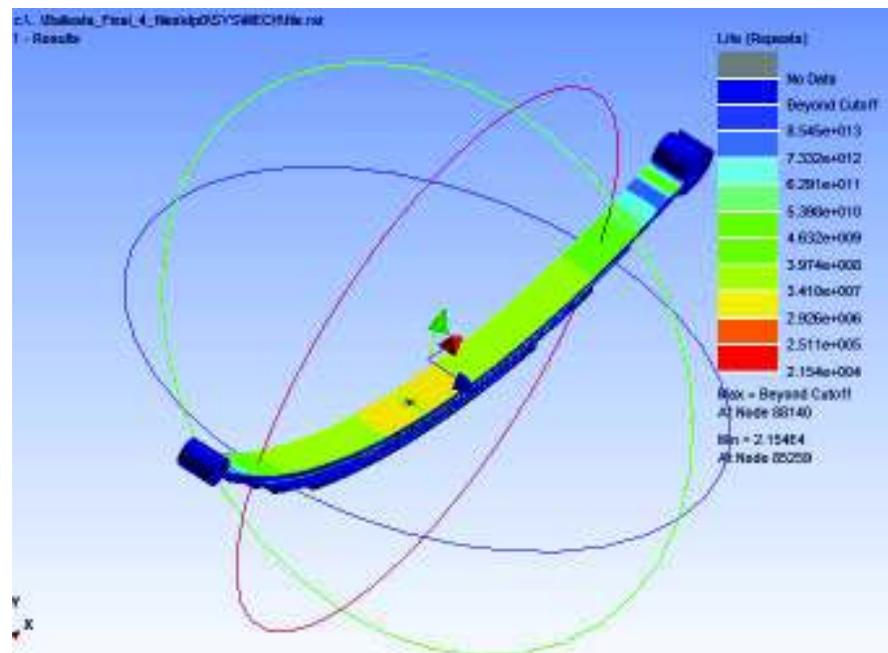


Figura 3.16. Ciclos de vida carga máxima.

(Fuente: Autor, 2018)

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Comparación de los resultados del ANSYS con los ensayos mecánicos

La Figura 4.1 muestra el comportamiento de la distribución del esfuerzo en la longitud de cada hoja, se observa que la mayor concentración de esfuerzo se da en la sección central por la presencia del concentrador de esfuerzo.

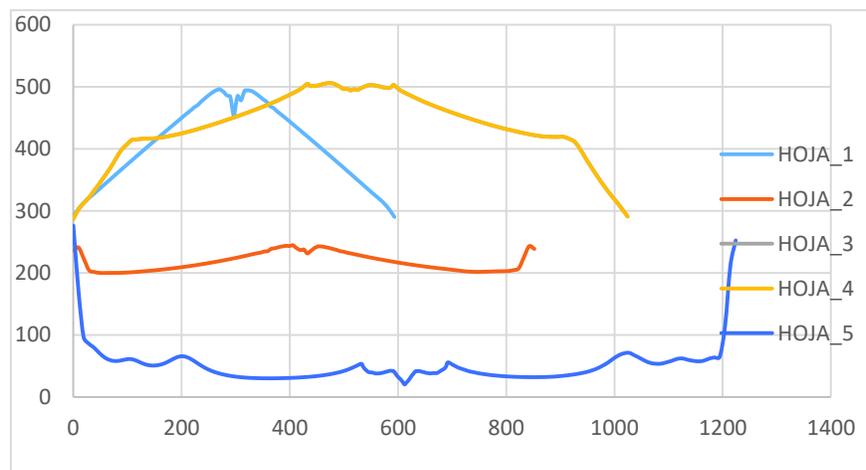


Figura 4.1. Resultados de los esfuerzos entre hojas.

(Fuente: Autor, 2018)

La Figura 4.2 muestra el comportamiento de la distribución del esfuerzo en la longitud de cada hoja, en sectores lo más próximo al concentrador de esfuerzo.

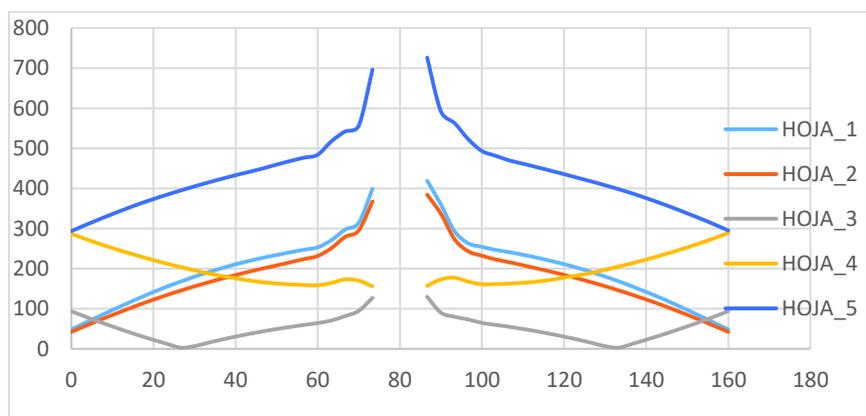


Figura 4.2. Esfuerzos entre hojas proximidad al perno capuchino.

(Fuente: Autor, 2018)

4.1.1. Cálculos realizados utilizando criterios de esfuerzos de flexión en la ballesta

Primero se procederá a calcular el momento de inercia de cada elemento utilizando la Ecuación 1.13.

$$I_1 = \frac{1}{12} 60 * 8^3 = 2560 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_2 = I_3 = \frac{1}{12} 60 * 7^3 = 1715 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_4 = \frac{1}{12} 60 * 13^3 = 10\,985 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_5 = \frac{1}{12} 60 * 11^3 = 6\,655 \text{ [mm}^4\text{]}$$

El momento de inercia total está dado por la Ecuación 1.14.

$$I_{total} = 2560 + 1715 + 1715 + 10985 + 6655 = 23630 \text{ [mm}^4\text{]}$$

El factor de seguridad para un vehículo de carga ligera corresponde a:

$$F_s = 1.10$$

La constante de elasticidad del resorte está dada por la Ecuación 1.15.

$$k = \frac{32 * 200000 \frac{N}{mm^2} * 1.10 * 23630 mm^4}{(1300)^3 mm^3} = 75.719 \frac{N}{mm} = 7.73 \frac{Kgf}{mm}$$

El esfuerzo de tensión del momento flector en el resorte viene dado por la Ecuación 1.16, y mediante un criterio conservador se tomará los datos para aplicarla a la hoja 4 ya que ésta posee el espesor más alto.

Para la carga máxima se tiene:

$$S = \frac{1300[mm] * 13[mm] * 935 * 9.8[N]}{8 * 23630[mm^4]} = 819.16 \text{ MPa}$$

Para la primera carga se tiene:

$$S = \frac{1300[mm] * 13[mm] * 289 * 9.8[N]}{8 * 23630[mm^4]} = 253.20 \text{ MPa}$$

4.2. Diseño a fatiga

Para realizar el análisis a fatiga se utilizará los siguientes datos:

- Esfuerzo inicial: 253.20 MPa
- Esfuerzo máximo: 819.16 MPa
- Rango de esfuerzos: 565.96 MPa

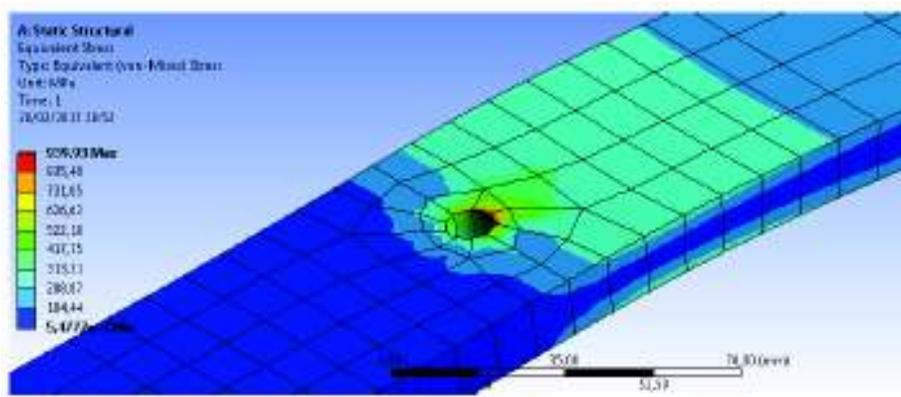


Figura 4.3. Esfuerzo tensión del momento flector con cargas 935 kg.

(Fuente: Autor, 2018)

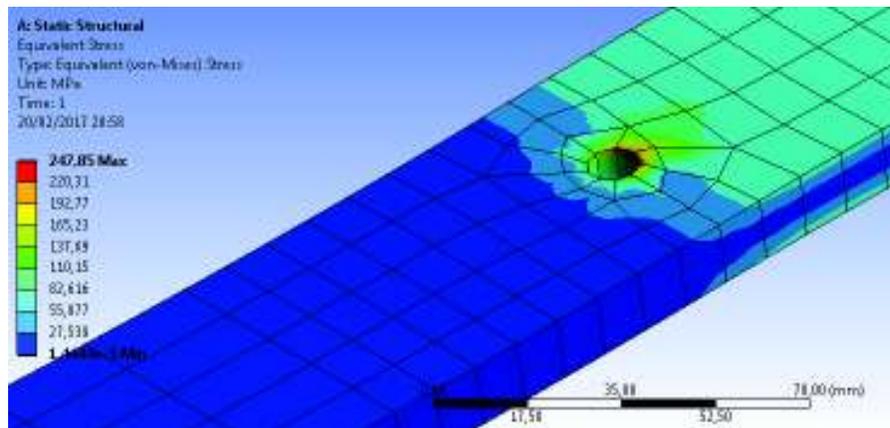


Figura 4.4. Esfuerzo tensión del momento flector con cargas 289 kg.

(Fuente: Autor, 2018)

Se puede observar en la Figura 4.3 que los esfuerzos obtenidos por el cálculo manual se aproximan a los calculados por el programa Ansys, lo cual valida las condiciones de mallado y de operación de la ballesta.

4.3. Análisis modal

Para el análisis modal es necesario considerar las vibraciones que se producen en toda la carrocería y la frecuencia natural con la que cuenta el automóvil.

Para una velocidad de 120km/h se analizara la frecuencia de vibración y esta se la compara con el análisis modal y la respuesta armónica de la ballesta.

Mediante la Ecuación 1.17 se determinará la velocidad angular.

$$\omega = \frac{33.33 \left[\frac{m}{s} \right]}{0.2032[m]} = 164.02 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Por medio de la Ecuación 1.18 se determina la frecuencia natural del sistema.

$$f = \frac{164.02 \left[\frac{rad}{s} \right]}{2\pi} = 26.10[Hz]$$

El análisis modal y el de la respuesta armónica presentan los modos de las frecuencias naturales del conjunto de la ballesta, del análisis mostrado se compara con la frecuencia obtenida con la velocidad crítica del vehículo y se determina si el conjunto hojas de resortes podría a comenzar a vibrar.

Los datos presentados a continuación corresponden a la primera frecuencia natural del conjunto de hojas continuas de la ballesta. Como primer caso se tiene que en el conjunto total de la ballesta ocurre la primera frecuencia natural a 16 Hz como se puede observar en la Figura 4.5, por lo cual se puede decir que al compararla con la frecuencia calculada y la respuesta armónica que el vehículo puede viajar a grandes velocidades sin que la ballesta falle o comience a vibrar.

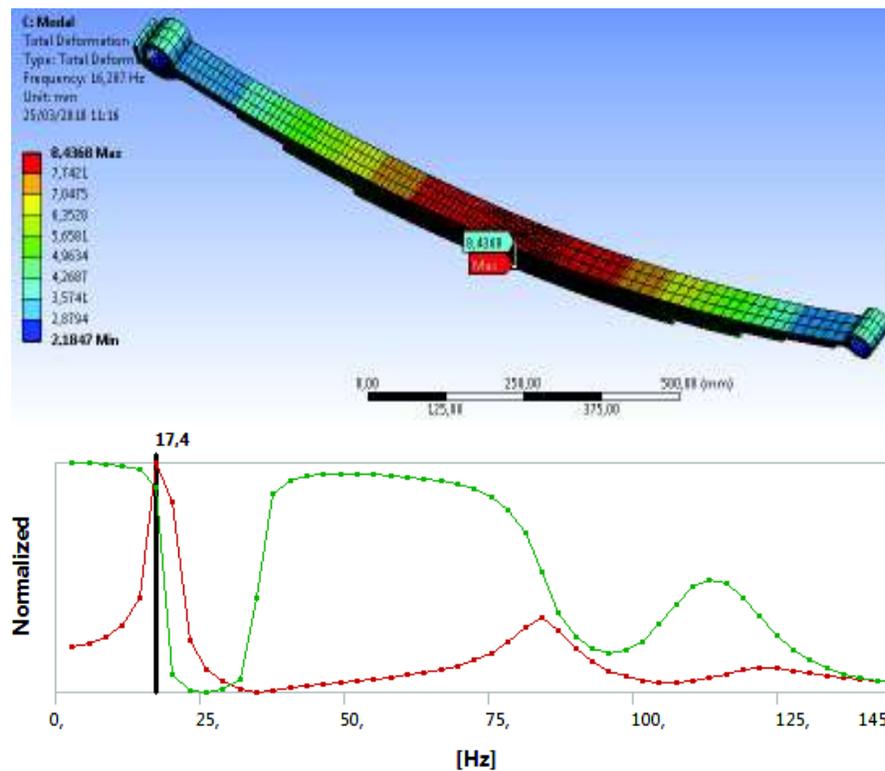


Figura 4.5. Frecuencia crítica del análisis modal y respuesta armónica.

(Fuente: Autor, 2018)

Para el análisis de vibraciones en forma analítica se procede a calcular la constante del resorte manteniendo la frecuencia natural tan baja en el rango natural de 1 a 2 Hz, la carga

se toma el peso del vehículo en vacío (1635 Kg) con la distribución 60 % parte frontal y el 40% parte posterior más el 100 % de la carga máxima (1015 kg) que nos da aproximadamente 1670 Kg, utilizando un criterio conservador asumimos el valor de la especificación técnica de la capacidad del eje superior de 1870 Kg . Al usar la Ecuación 2.37 se determina la constante del resorte y la constante de la rueda por medio de la Ecuación 2.36.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_w}{\frac{1870 [Kg]/2}{9800 \left[\frac{mm}{s^2}\right]}}}$$

Tomando un valor en el rango de 1 a 2 Hz de la Figura 2.11, se procedes a calcular la constante del resorte k_w .

$$1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_w}{\frac{1870 [Kg]/2}{9800 \left[\frac{mm}{s^2}\right]}}}$$

$$k_w = 3.766 \left[\frac{kgf}{mm}\right] = 36912 \left[\frac{N}{m}\right]$$

De acuerdo a la Ecuación 2.36, la constante de rigidez vertical del resorte para los neumáticos pueden ser preliminarmente asumidas como:

$$K_T = 8 * 36912 \left[\frac{N}{m}\right] = 295296 \left[\frac{N}{m}\right]$$

Utilizando la Ecuación 2.39 y reemplazando los valores calculados, se puede encontrar las frecuencias naturales.

$$\begin{vmatrix} 36912 & -36912 \\ -36912 & 322210 \end{vmatrix} - \omega_i^2 \begin{vmatrix} 22 & 0 \\ 0 & 40 \end{vmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} 36912 - 22\omega_i^2 & -36912 \\ -36912 & 322210 - 40\omega_i^2 \end{vmatrix}$$

$$(36912 - 22\omega_i^2) * (322210 - 40\omega_i^2) - (36912 * 36912)$$

$$1.226E10 - 1476480\omega_i^2 - 7308620\omega_i^2 + 880\omega_i^4 - 1362495744$$

$$\frac{880\omega_i^4 - 8785100\omega_i^2 + 1.09E10}{880} = \frac{0}{880}$$

$$\omega_i^4 - 9983.07\omega_i^2 + 12386363.64 = 0$$

$$\omega_i^2 = \frac{9983.07 \pm 7079.28}{2}$$

$$\omega_1 = 92.36 \frac{rad}{s} \quad f1 = 14.7 Hz$$

$$\omega_2 = 38.10 \frac{rad}{s} \quad f2 = 6.06 Hz$$

Para el análisis de fatiga se tomaron los datos del esfuerzo inicia de 253.2 MPa y el esfuerzo máximo de 820 MPa y se tomó la tabla para ensayos de fatiga. En la Figura 4.6 se observa una respuesta a fatiga del programa NCODE respecto a los ciclos de vida. En el diagrama se ingresa con línea vertical el esfuerzo inicial y una línea oblicua el esfuerzo máximo, el corte representa los ciclos de vida que nos da 75000 ciclos.

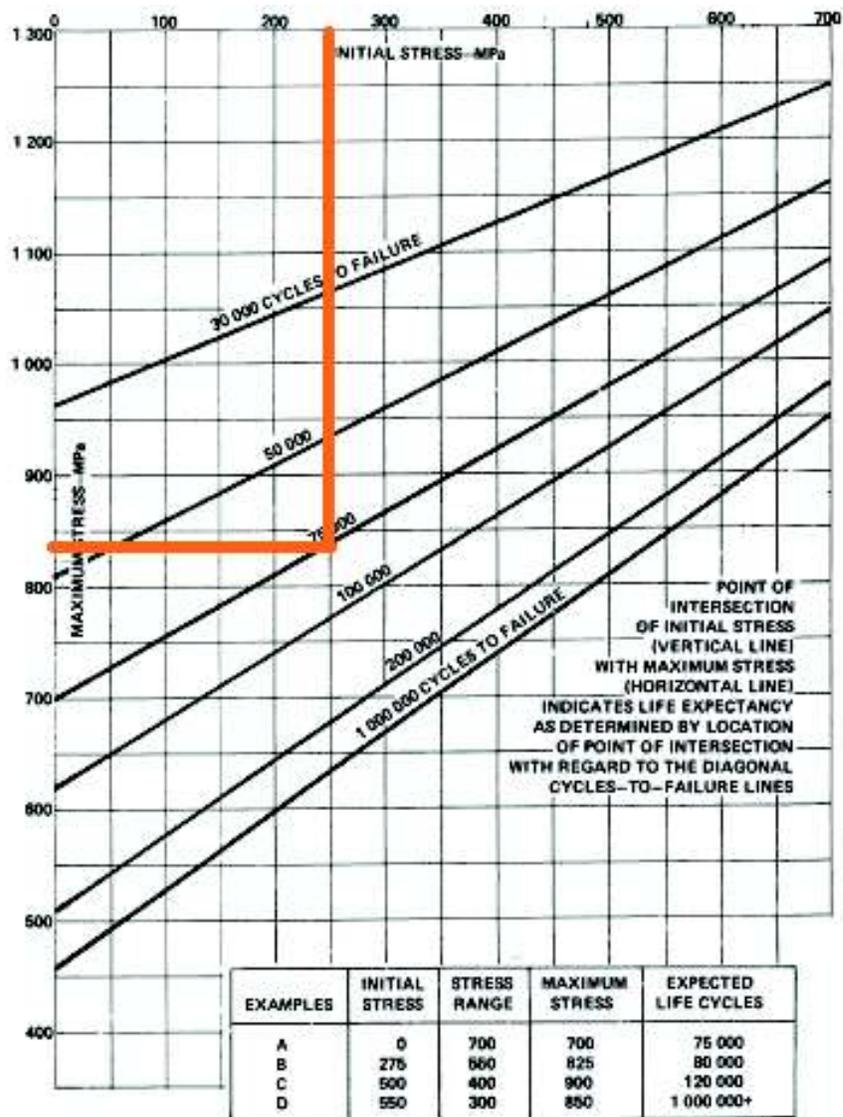


Figura 4.6. Nomograma de los ciclos de vida esfuerzo inicial y máximo.

(Fuente: SAE SPRING DESIGN, 2008)

En el Anexo VIII se visualiza los resultados del ensayo a fatiga para la camioneta en estudio en los cuales se detalla el tipo de medición que realizan desde: carga, camber, deflexión, número de ciclos, etc.

En la Tabla 4.1 se enlista las el comportamiento de la ballesta a la deformación, esfuerzo y se observa que el desplazamiento final a la carga máxima que tiene la ballesta difiere en 10 mm al realizado en la prueba.

En el ensayo de fatiga en la Tabla 3.2 se muestra el número de ciclos para diferentes condiciones de operación, para la carga máxima 935 Kg se obtiene una vida de 70,000 ciclos, con el Design Spring manual se obtiene un valor aproximado de 75,000 ciclos, y el realizado en la máquina de ensayos que presenta un valor de 22000 ciclos en el orificio concentrador de esfuerzo.

En el ensayo no es notorio este tipo de falla, pero la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt, debe considerar que la posible falla puede ocurrir en los alrededores del perno guía central.

Tabla 4.1. Deformaciones y esfuerzos a diferente carga.

Carga (Kg)	Deformación (mm)	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
289	18 mm	288	5
935	59 mm	940	1,58

(Fuente: Autor, 2017)

4.4. Alternativas en la construcción para mejorar el diseño

Para mejorar el proceso en la construcción de ballestas se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros de calidad

- Verificar las propiedades mecánica del material
- Realizar una análisis de probeta para obtener el diagrama (S N), esfuerzo alternante y el número de ciclos
- Realizar un análisis metalúrgico de las probetas
- Controlar el proceso en frío y caliente para el corte de las platinas
- Platinas cortadas para cada longitud de producto se da forma a los extremos en frío y caliente
- Controlar la temperatura para la realización de los dobleces de ojos u orejas
- Controlar la temperatura para realizar el cambio de microestructura

- Controlar la deformación y el temple con los tiempos de calentamiento y velocidad de enfriamiento
- Controlar el proceso de revenido para aliviar tensiones residuales
- elimina las escorias generadas por el revenido
- Controlar el proceso de granallado o shot penning para eliminar tensiones residuales para mejorar la durabilidad y resistencia a la fatiga.

4.5. Alternativas en la construcción para mejorar su funcionalidad

- Verificar que las hojas se acoplen una tras otra y permitan deslizamiento pequeño entre ellas.
- Verificar la dureza principalmente donde está la perforación del perno capuchino.
- Realizar un análisis del tipo de carga que va a soportar la ballesta y las condiciones de operación en todo terreno del vehículo.
- Requerir información de que tipo de pruebas son sometidas los camionetas para el control de calidad de las ballestas.
- Elaborar procedimientos para la construcción de ballesta y compararlos con la que presenta el fabricante.

4.6. Mantenimiento de las ballestas

- Lubricación de piezas en contacto.
- Verificar el grado de apriete.
- Verificar la altura del vehículo para determinar si la ballesta ha perdido curva.
- Cambiar las hojas cuando se presenten roturas o grietas.

5. ANÁLISIS FINANCIERO

5.1. Costos de producción de los prototipos

La instalación de cualquier unidad de producción exige la utilización de esfuerzos y recursos; la elaboración del proyecto debe servir para determinar si los objetivos planteados, justifican el uso de tales recursos, y esfuerzos necesarios para su consecución. A fin de posibilitar la comparación de los resultados, con los recursos utilizados para su obtención, y definir la viabilidad del proyecto, tanto las metas alcanzadas como los medios empleados, se pueden representar a través de sus valores correspondientes, para luego compararlos de acuerdo a criterios financieros y económicos.

Al monto que representa la totalidad de los esfuerzos y recursos necesarios para la obtención del producto, se les llama costos o gastos del proyecto.

En la Tabla 5.1 podemos verificar los rubros que incurre la empresa Fábrica de Resortes Vanderbilt en la fabricación de un prototipo de prueba de ballesta de un modelo de vehículo nuevo.

Tabla 5.1. Costos de fabricación del prototipo de ballestas.

PROCESO DE FABRICACIÓN	COSTO (DÓLARES)
MATERIA PRIMA	12,000
CORTE DE PLATINAS	2,100
LAMINADO PERFORADO Y FRESADO	3,000
FORMACIÓN Y TEMPLE	6,000
REVENIDO	3,900
GRANALLADO	1,500
PINTURA	900
COLOCACIÓN DE BUJES	600
TOTAL	30,000

(Fuente: Autor, 2017)

El objeto final es determinar si el uso del programa Ansys para el diseño de las ballestas abarata el costo de fabricación del prototipo.

5.2. Costos de licencia del programa ANSYS

Existen varios códigos comerciales que incluyen la posibilidad de modelar problemas de contacto entre sólidos. Uno de ellos es el ANSYS, que es el usado en el presente trabajo.

En la Tabla 5.2 Se presentan los costos del tipo de licencia del programa ANSYS, el cual varía dependiendo de los módulos de cálculo que requiera cada diseñador.

Tabla 5.2. Costos de la licencia del programa Ansys.

TIPO DE LICENCIA	MÓDULOS INCLUIDOS	VALOR (DÓLARES)
Empresarial	ANSYS Multiphysics ANSYS Mechanical ANSYS CFX Fatigue Modules Rigid Body Dynamic FE Modeler	100,000
Usuarios (UNO)	ANSYS Mechanical ANSYS DesignModeler Geometry Interface for CATIA v5 ANSYS CFX-Flow	36,390
Usuarios (DOS)	ANSYS Mechanical ANSYS DesignModeler Geometry Interface for CATIA v5 ANSYS CFX-Flow	41,710

(Fuente: Autor, 2018)

5.3. Eficiencia del uso del programa ANSYS destinado a la manufactura

ANSYS con sus herramientas principales llamados módulos preprocesador y post procesador provisto de una interfaz gráfica permite la creación de geometría y mallado, para la ballesta realizo los análisis de carga estática, dinámica , comportamiento lineal y respuesta armónica, presentándonos respuestas que pueden ayudar a predecir el tipo de falla y presentar resultados con un nivel de confianza del 85% .

5.4. Rentabilidad de la mejor selección

La elección de ANSYS permitirá desarrollar ingeniería en el diseño de ballestas tipo hoja, para minimizar los gastos de construcción y pruebas de operación, entregara resultados confiables y a futuro las empresas ecuatorianas podrían realizar el diseño y no solo sujetarse a planos de fabricación que impone el fabricante.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Las propiedades mecánicas del acero SAE5160 H, los diagramas de ensayos a fatiga esfuerzo vs números de ciclos, los procesos térmicos de: temple, revenido, granallado deben reunir características importantes para que las hojas se comporten como resortes y puedan trabajar en condiciones óptimas.
- El modelado paramétrico en el Autodesk Inventor permitió obtener geometrías lo más cercanas a la realidad y se comparó con las propiedades de masa, volumen que presentan los planos de la especificación.
- El análisis de fatiga utilizó el criterio del esfuerzo mínimo y máximo y el diagrama (S N), dando como resultado una vida finita de 70000 ciclos que al compararla con el Design spring manual que representa una carta para ingresar valores de esfuerzo mínimo y máximo da un valor de 75000 ciclos y por el programa Ansys de 20000 ciclos, la principal falla se observa alrededor del perno sujeción por el cambio de geometría. El ensayo mecánico habla de los 200000 ciclos, los ensamblajes con contactos entre elementos no permiten dar una respuesta exacta en lo referente a los ciclos de vida por el Ansys.
- Al realizar el análisis estático con la carga máxima de aplicación se observa que la distribución de los esfuerzos en el contorno del perno capuchino en la hoja maestra es de 855 MPa, en la segunda hoja 939 MPa y la tercera hoja 484 MPa, de este análisis se observa que en la segunda hoja el concentrador de esfuerzos es alto, por lo que se deberá modificar la geometría de la hoja para absorber mayor energía.
- En el tipo de mallado que se utilizó es el SOLID 186 por su capacidad de adaptarse a superficies irregulares, para la convergencia se utilizó el criterio de la relación de aspecto, ortogonalidad y calidad, al aumentar el número de nodos en el mallado la respuesta converge a la solución deseada.
- El análisis de vibraciones de la parte teórica utilizando las constantes tanto del resorte como del neumático presentó un valor de 14.7 Hz y el del análisis modal un valor 16

Hz produciendo un error del 8%, lo cual determina que el cálculo analítico guarda relación con el software Ansys por elementos finitos. El calculado utilizando velocidad máxima es de 26 Hz, el conjunto ballesta puede operar con normalidad.

- El análisis financiero permitió verificar los costos en producir prototipos y a las pruebas que son sometidos comparados con la simulación presentados por el programa Ansys.

6.2. Recomendaciones

- Incursionar en el diseño de ballestas utilizando manuales como el SAE Spring Design Manual.
- Realizar un análisis dinámico del vehículo bajo condiciones de movimiento para evaluar superficie con alto grado de rugosidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. Reza N, Vehicle Dynamics, Theory and Applications, NY: Springer, 2008.
- [2] E. H. Judd, Spring Design Manual, SAE International: Warrendale PA, 1996.
- [3] R. L. Norton, Diseño de Maquinas, Worcester E.U.A: Prentice Hall, 1998.
- [4] H. H. ,. Y. A. A. J. y. H. M. Vilorio, Mejoramiento del Proceso de Gran Resortes de Ballesta Utilizando Medicion de Esfuerzos Residuales por Difraccion de Rayos X, Ingenieria e Investigacion, 2004.
- [5] D. B. B. N. B. d. L. y. E. M. A. Calle, Importance of considering a material micro-failure criterion in the numerical modelling of the shot peening process applied to parabolic leaf springs, Latin American Journal of Solids and Structures, 2010.
- [6] R. & N. Budnays, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México: Mc Graw Hill, 2008 Octava edición edición.
- [7] G. SSC, Webinar ANSYS NCODE DesignLife, Predicción de resistencia a la fatiga, 2016.
- [8] S. C. Constantine, Finite Element Modeling in Engineering Practice, Algor Inc..
- [9] Z. J. A., El método de los elementos finitos, Universidad de Navarra, 2002.
- [10] A. Toba, Tutorial ANSYS Workbench Estrategias de Mallado, Predicción de resistencia a la fatiga, Recuperado de Grupo SSC, Webinar ANSYS NCODE DesignLife , 2016.
- [11] SolidWorks, Escritor, SolidWorks The COSMOS Companion, 2006.
- [12] S. M. y. M. B. Stefancu, Penalty based algorithms for frictional contact problems, Constructii Arhitectura, 2011.

ANEXOS

ANEXO I

ORGANIGRAMA DE PRODUCCIÓN DE BALLESTAS DE LA EMPRESA FÁBRICA DE RESORTES VANDERBILT

ANEXO II

DIAGRAMA DE FLUJO DE LA PRODUCCIÓN DE BALLESTAS DE LA EMPRESA FÁBRICA DE RESORTES VANDERBILT



DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN

CÓDIGO VAND: 240405

TERMINA: Almac. Bodega Quito

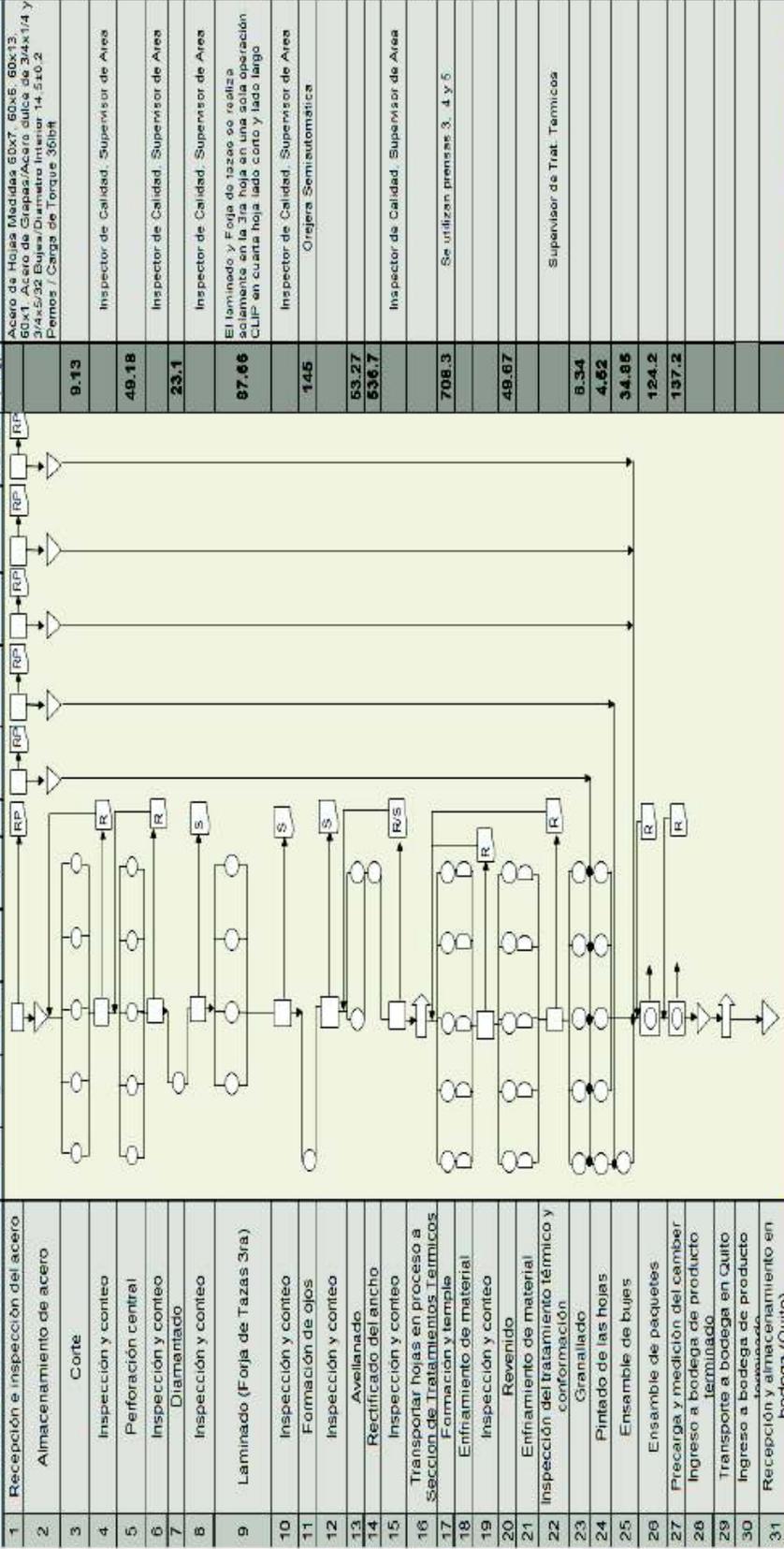
Fecha: Diciembre 2009

Realizado por: Ing. Martin Pintado

TAREA: Elaboración de paquetes de resorte posttensores para modelo I-190

INICIA: Recepción de acero (materia prima)

Detalles del método actual



D	Demora	RP	Reclamo a Proveedor
V	Almacenamiento	P	Reproceso
C	Actividad combinada	S	Segregar

ANEXO III

FICHA TÉCNICA DEL MATERIAL PARA FABRICAR HOJAS DE RESORTES TIPO BALLESTA

Los resortes de ballesta han sido fabricados con varios aceros de aleación alto grado tales como: SAE9260, SAE4068, SAE4161, SAE6150, SAE8660, SAE5160, SAE51B60, SAE5160H, SAE 50B60.

En la actualidad casi todos los resortes están fabricados en aceros al cromo tales como el SAE5160H.

La composición química promedio de este acero se puede detallar en la tabla B-1. Los espesores en este material pueden ir desde 6 mm a 45 mm y en ancho desde 44 a 127 mm con tamaño de grano ASTM

Tabla III.1. Composición química promedio del acero 5160H.

Composición Promedio							
%C	%Mn	%Si	%Cr	%S	%P	%V	%Mb
0.6	0.75	0.2	0.75	0.04	0.035	0.15	0.2

Propiedades Mecánicas

Los aceros de la misma dureza en la condición de martensita revenida tienen aproximadamente la misma fluencia y resistencia a la tensión. La ductilidad, se mide como por elongación y reducción de área, esta es inversamente proporcional a la dureza. Basado en la experiencia, las propiedades mecánicas óptimas para las aplicaciones de resortes de ballesta se obtienen en el rango de 388 a 461 Brinell. Una aplicación para resorte de ballesta usualmente consiste en un rango cubierto por cuatro marcas de indentación, ej: 415-461 HB.

Tabla III.2. Propiedades Mecánicas Acero SAE 5160H.

Propiedades Mecánicas Generales	
Dureza	388-461 HB (42-49 HRC)
Resistencia a la Tensión	1300-1700 MPa
Resistencia a la Fluencia	1170-1550 MPa
Reducción de Área	25% Min
Elongación	7% Min
Modulo Elástico	185 GPa
Coficiente de Poisson	0.3
Densidad	7740 kg/m ³

ANEXO IV

CRITERIOS PARA UN MALLADO CORRECTO

CRITERIOS PARA UN MALLADO CORRECTO

Para obtener un mallado más homogéneo se utiliza los seccionamientos geométricos para mallar áreas de interés y reducir los gastos computacionales, se utiliza un mallado fino para analizar secciones de interés principalmente cuando hay cambios de geometría

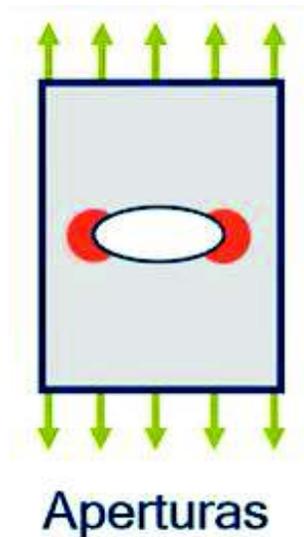


Figura IV.1. Cambio de sección en superficies continuas.

Para obtener parámetros de calidad se pueden utilizar 2 criterios

Asimetría. El mallado es una discretización que dependiendo de su localización se puede saber que fuertemente está influenciado una carga, este criterio permite saber que tan cerca de una cara ideal. Valores óptimos entre 0 a 0.25.

Ortogonalidad. Que también esta empato un elemento a otro, valores óptimos están entre el 0.69 y el 1

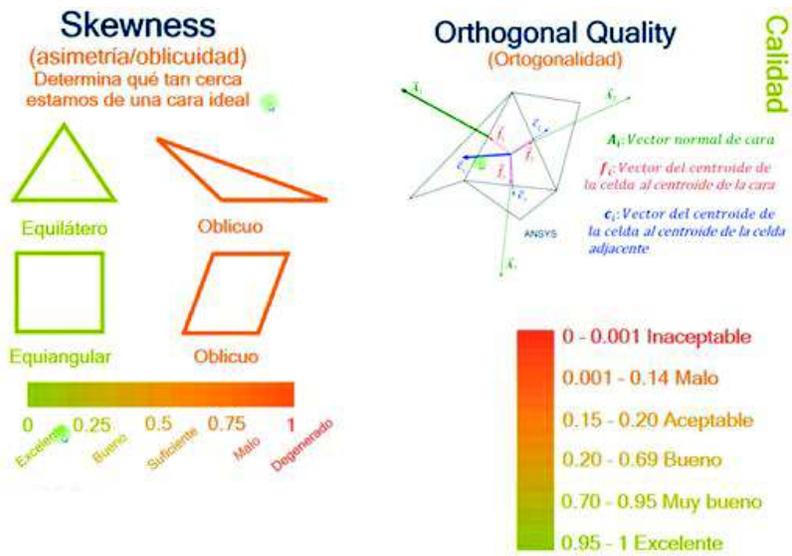


Figura IV.2. Criterios de calidad para el mallado eficiente.

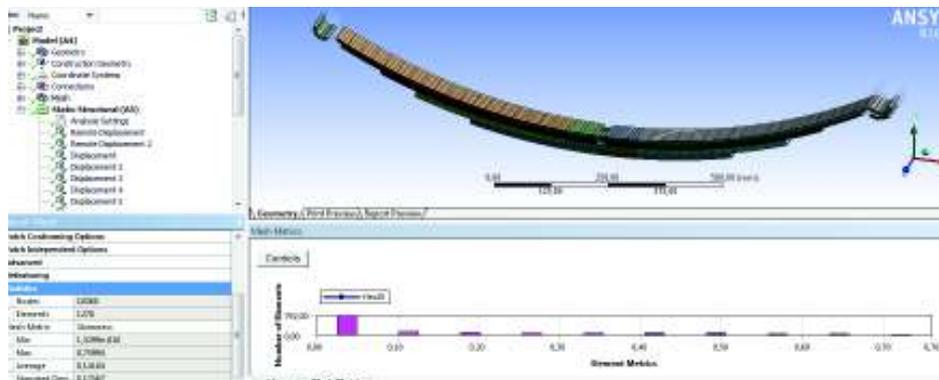


Figura IV.3. Elementos de malla utilizando el criterio de la asimetría.

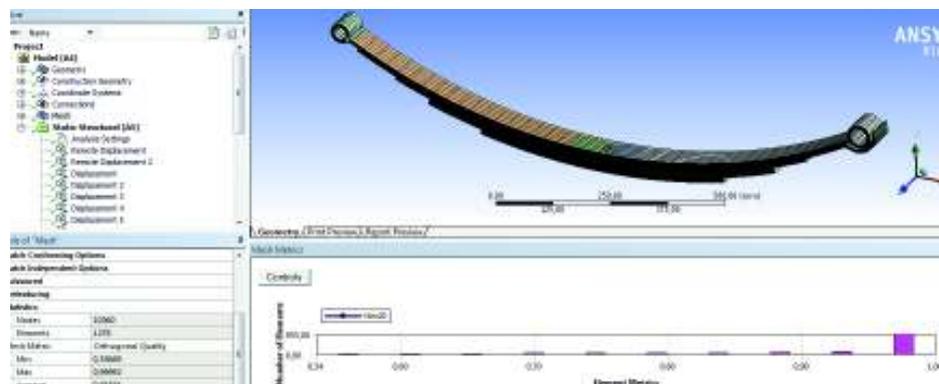


Figura IV.4. Elementos de malla utilizando el criterio ortogonalidad.

ANEXO V

PLAN DE PROCESO DE CORTE



PLAN DE CONTROL PROCESO DE CORTE

Elaborado:		Revisado:		Aprobado:		Director Comercial														
Asistente Ingeniería		Jefe de Producción & Ing		Jefe de Calidad		Gerente de Calidad														
Ingeniero de Calidad		Asistente Programación		MÉTODOS		Plan de reacción														
# Proceso	Nombre Proceso	CARACTERÍSTICA		Especificación / Tolerancia	Técnica / Instrumentos de evaluación	Muestra / Frecuencia	MÉTODO DE CONTROL	REGISTRO												
		Proceso	Producto																	
C 1	Corte	Máquina	Herramienta / Herramientas	Asistencia Programación	Supervisor de Conformado	Característica especial	Longitud	<p>Según hoja de control de corte VF-09-04</p> <p>Según orden de corte VF-09-15</p> <p>Según Dato técnico producto</p> <p>Tolerancia: ±0.1mm</p>	<p>Operador: 7 datos en proporción al total de hojas programadas</p> <p>Inspector: 3 datos cada 3 horas</p> <p>Supervisor: Una hoja de cada lote procesado</p>	<p>Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709</p> <p>Uso de ambas de control VP-20-01</p>	<p>Hoja de control de corte VF-09-04</p> <p>Carta de Control promedio rango VF-20-08</p> <p>Registro de inspección y ensayo en proceso VF-10-05</p>	<p>Ajustar tipos a serificación de corte</p>								
													Proceso	Acabado	Sin rebabas	Inspección visual	Operador: 1 dato por cada referencia	Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709	Hoja de control de corte VF-09-04	Cambio de cuchilla
													Proceso	Corte a escuadra	Corte perpendicular a las caras de la hoja	Escuadra	Operador: 1 dato por cada referencia	Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709	Hoja de control de corte VF-09-04	Embalaje puntas
													Proceso	Ancho de las pelinas	Según orden de corte VF-09-15	Calibrador	Cada carga de pelinas (mínimo 8 muestras)	Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709	No genera	Comenzar al supervisor Tratamiento de Producto no conforme
													Proceso	Espesor de las pelinas	Según orden de corte VF-09-15	Calibrador	Cada carga de pelinas (mínimo 8 muestras)	Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709	No genera	Comenzar al supervisor Tratamiento de Producto no conforme
													Proceso	Rectificado de la cuchilla	Flas adecuadas: sin disponibles ni determinaciones	Inspección visual	Cada desgaste de herramienta	Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709	Salida de Herramental y Plan de Mantenimiento Herramental	Cambio de cuchilla. Hoja con detalle de como producir no conforme
													Proceso	Puesta a punto de máquina	Según hoja de control de corte VF-09-04 <p>Según Dato técnico producto</p>	Flasómetro Visual	1 dato cada cambio de cuchilla a ajuste de	Hoja de trabajo estandarizado ante VD-09-709 <p>Inspección del</p>	Registro de puesta a punto en Hoja de Control de Corte VF-09-04	Ajustar tipos de carillón. Solicitar el cambio de cuchilla. Notificar al

ANEXO VI

PLAN DE CONTROL DEL PROCESO DE FORMACIÓN Y TEMPLE

# Proceso	Nombre Proceso	RECURSOS		CARACTERÍSTICA		Revisado:			Aprobado:			Plan de revisión	
		Maquinaria	Herramientas / Herramientas	Proceso	Producto	Característica especial	Responsable	Especificación / Tolerancia	Técnica / instrumento de evaluación	Muestra / Frecuencia	METODO DE CONTROL		REGISTRO
		Supervisor de Tratamiento Térmico			Coordinador de producción			Jefe de Producción e Ingeniería			Jefe de Calidad		
							Supervisor de Tratamiento Térmico	Molino 473RC	Duración Wilson Rodwell	Supervisor: Un dato cada 2 horas de lote en proceso	Uso, manipulación, conservación de flujómetro VF-11-53 Uso de cámara de control VF-20-01	Operador: Hoja de Control Proceso VF-09-01 Supervisor: Informe de Inspección y ensayo en proceso VF-10-02 Carga de control por medio de rango conforme VF-10-08	Resonancia, Corregir temperatura y tiempo de tratamiento. Tratamiento produce no conforme
						Operaria / Ayudante Supervisor de Tratamiento Térmico Coordinador de producción	Seguir dato técnico producto Seguir Hoja de Control VF-09-01 Tolerancias: Reposición; Ver Anexo 1: Fecha luego de temple (H o C) en base a resultados de validación de lote (para seguir VF-10-570, VF-10-571, VF-10-572, VF-10-573, VF-10-574	Flujómetro	Operador: Un dato cada hora Supervisor: Un dato cada día de cada carga	Hoja de trabajo estandarizado firmado y temple VD-09-717	Operador: Hoja de Control Proceso VF-09-01 Supervisor: Informe de Inspección y ensayo en proceso VF-10-02	Resolución a persona. Estabilizar temperatura de horno. Verificar tiempo de permeancia y temperatura de suete	
						Operaria / Ayudante Supervisor de Tratamiento Térmico	Aspirar entre fogos Las hojas de un mismo código de paquete se apoyan entre ellas a todo lo largo. No debe presentar bolitas ni puntas salidas.	Visual Flujómetro	Operador: Un dato cada hora Supervisor: Un dato cada día de cada carga	Hoja de trabajo estandarizado firmado y temple VD-09-717	Operador: No generar registro Supervisor: Informe de Inspección y ensayo en proceso VF-10-02	Ajustar calibración de la persona. Estabilizar temperatura de horno.	
						Operaria / Ayudante Supervisor de Tratamiento Térmico	La hoja no debe tener involucras o aberturas en su respectiva normal.	Inspección visual	Operador: Un dato cada hora Supervisor: Un dato cada día de cada carga	Hoja de trabajo estandarizado firmado y temple VD-09-717	Operador: No generar registro Supervisor: Informe de Inspección y ensayo en proceso VF-10-02	Verificar y corregir normal de hojas antes de pretosado. Ajustar de perlas	

PLAN DE CONTROL PROCESO DE FORMACION Y TEMPLE



Elaborado:

ANEXO VII

DATOS TÉCNICOS DEL PRODUCTO

	DATOS TECNICOS DE PRODUCTO		Código	VD-09-914
	240411		Fecha	12/10/2014
			Revisión	5
MARCA / MODELO DEL VEHICULO:			CODIGO	240411
CHEVROLET RT-50 DIESEL 4X4 M/2013 POS				
DETALLE DE OJOS EN 1° HOJA				
	LADO CORTO	LADO LARGO	DATOS DE PRENSAS	
LARGO	610	750	HOJA 1	PRENSA # 5
DIAMETRO OJO	40	30	290	HOJA 3
TIPO DE OJO	Berlín	Estándar	285 285	290 290
CODIGO BUJE	1152		270 271	265 264
FRESADO OJOS			245 248	225 225
			210 211	170 167
PERFORACION			GRAPAS Y CLIPS	
Ø PERNO	M10	H2 LC	HOJA 2	
STAND	X	H2 LL	290	
OVAL	H2	H3 LC, LL	284 282	
TAZA H3 y H2	Ø28x3.5mm	H4 LC, LL	265 263	
		H5 LC, LL	230 234	
		H5 LC	189 189	
			130	

ANEXO VIII

DATOS OBTENIDOS DEL ENSAYO DE FATIGA EN LA EMPRESA FÁBRICA DE RESORTES VANDERBILT

ANEXO IX

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS CHEVROLET RT – 50 4X2



2017 D-MAX CD 4x2

Características

Fotos

Especificaciones

Mantenimiento

Contactanos

D-Max Gasolina CD 4x2

Versiones **Especificaciones**

Especificaciones

Interior Exterior Motor **Dimensiones Y Capacidades** Seguridad Todos

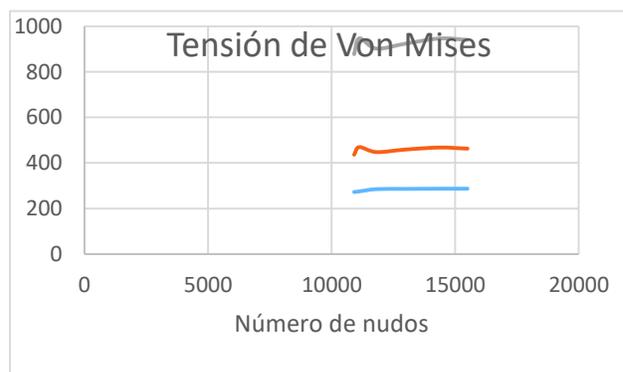
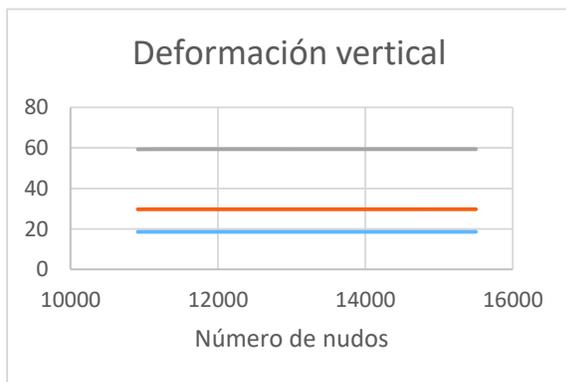
Estándar Disponible No Disponible

Dimensiones y Capacidades	4x2 GAS	4x2 GAS AC
Peso Bruto Vehicular (Kg)	2.050	2.050
Capacidad de Carga (Kg)	1.015	985
Capacidad Eje Delantero (Kg)	1.250	1.250
Capacidad Eje Posterior (Kg)	1.870	1.870
Largo Total (mm)	5.290	5.290
Ancho Total (mm)	1.766	1.766
Alto Total (mm)	1.690	1.690

ANEXO X

ANALISIS DE CONVERGENCIA DE LOS DATOS DE LA BALLESTA

CARGA	Tipo de contacto	Kilogramos (Kg)	Nodos	ANÁLISIS ESTÁTICO			ANÁLISIS FATIGA	
				Deformación vertical (mm)	Esfuerzo Máximo [MPa]	Factor de seguridad	Esfuerzo Máximo [MPa]	Número ciclos
BAJA								
1	Friccional	289	10911	18,503	272,27	5,46	219	1,98E+11
2	Friccional	289	11120	18,524	291,91	5	232	9,70E+10
3	Friccional	289	11805	18,526	278,93	5,3311	264	1,88E+10
4	Friccional	289	12988	18,527	284,93	5,2189	238	6,90E+10
5	Friccional	289	14378	18,526	291,92	5,09	247	4,29E+10
6	Friccional	289	15499	18,527	288,86	5,1479	245	4,87E+10
MEDIA								
1	Friccional	460	10911	29,636	436,19	3,4091	352	5,29E+08
2	Friccional	460	11120	29,671	469,35	3,1682	372	2,59E+08
3	Friccional	460	11805	29,672	447,63	3,3219	424	5,00E+07
4	Friccional	460	12988	29,674	458,89	3,2404	383	1,84E+08
5	Friccional	460	14378	29,677	467,64	3,1789	397	1,18E+08
6	Friccional	460	15499	29,679	462,72	3,2136	394	1,27E+08
OPERACION								
1	Friccional	935	10911	59,323	877,24	1,6951	711,6	8,00E+04
2	Friccional	935	11120	59,385	946,75	1,5706	752	4,00E+04
3	Friccional	935	11805	59,402	901,82	1,6489	855	8,00E+03
4	Friccional	935	12988	59,392	923,49	1,6102	771	2,94E+04
5	Friccional	935	14378	59,394	946,21	1,5715	802	1,79E+04
6	Friccional	935	15499	59,396	939,96	1,582	790	2,15E+04



ORDEN DE EMPASTADO