



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

**FACULTAD DE INGENIERÍA
COLEGIO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**

**“ANÁLISIS DE FATIGA DE UN RIN
DE ALUMINIO DE ALEACION
(POR MEDIO DEL FEM) ”**

**TESIS QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO PRESENTA:**

JAVIER ALFONSO GUTIÉRREZ GARCÍA

MATRICULA: 950000237

ASESOR:

DR. JAVIER FLORES MÉNDEZ

2015 PUEBLA, PUE.

Indice

JUSTIFICACION

1. CAPITULO I. FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1. Antecedentes del Método del Elemento Finito

- 1.1.1. Historia del Método del Elemento Finito
- 1.1.2. Descripción del Método del Elemento Finito
- 1.1.3. Tipos de elementos
- 1.1.4. Ventajas y Desventajas
- 1.1.5. Aplicaciones

1.2. Antecedentes de la Fatiga

- 1.2.1. Historia de la Fatiga
- 1.2.2. Descripción de la Fatiga
- 1.2.3. Factores que influyen la vida de fatiga (Concentración de Esfuerzos)
- 1.2.4. Factor de tamaño
- 1.2.5. Tipo de carga
- 1.2.6. Influencia del acabado superficial
- 1.2.7. Influencia del tratamiento superficial
- 1.2.8. Tratamientos mecánicos
- 1.2.9. Curva S-N

1.3. Generalidades de los Rines

1.3.1. Rines

1.3.2. Nomenclatura y Dimensiones Básicas

1.3.3. Materiales de Construcción de Rines

1.3.4. Aleación AlSi7Mg.

1.3.5. Pruebas Normalizadas de Rines

1.3.6. Prueba de Fatiga Radial

1.3.7. Prueba de Impacto

1.3.8. Fatiga de Momento Flexionante

1.3.8.1. Prueba de fatiga dinámica flexionante

1.3.9. Maquina para prueba de Fatiga de Rines

CAPÍTULO II. Caso de Estudio

2.1 Descripción del Problema

2.2 Análisis Numérico del Rin

2.2.1 Modelado

2.2.2 Mallado

2.2.3 Condiciones de Frontera

2.2.4 Análisis Estático

2.2.5 Análisis Modal

2.2.6 Análisis de Fatiga

2.3 Análisis Experimental del Rin

2.3.1 Análisis de Vibraciones

2.3.2 Medición de Esfuerzos

2.3.3 Análisis de Fatiga

2.4 Evaluación de Resultados

CAPITULO III. Conclusiones y Recomendaciones

JUSTIFICACIÓN

En la actualidad la tecnología avanza a pasos agigantados y el desarrollo de nuevos materiales marca la pauta entre la competitividad y la obsolescencia, en estos tiempos se busca que los materiales sean más ligeros, más resistentes, tanto a esfuerzos como a corrosión o degradación entre otros factores, sin dejar de mencionar a la fatiga que es un grave problema a nivel mundial.

El fenómeno que se presenta cuando un elemento es sometido a cargas cíclicas sean estas de igual magnitud o no se denomina fatiga, y se presenta de una forma frágil, pudiendo ser estas cargas de tensión, compresión, flexión o torsión.

De acuerdo con estudios independientes realizados por Batelle en 1982, entre el 80 y el 90 % de todas las fallas estructurales ocurren por fatiga, con un costo anual estimado tan solo en Estados Unidos de América de cerca de 1.5 B\$, además concluyó que esto podría ser reducido en un 29 % con la aplicación de la tecnología de fatiga existente.

El presente proyecto tiene como objetivo realizar el análisis numérico de fatiga de momento flexionante para un rin automotriz de aleación de aluminio sujeto a cargas cíclicas permitiendo identificar y predecir las zonas de concentración de esfuerzos (zona de posible falla) y el número de ciclos en los que se presentará la fractura.

El análisis numérico se llevara a cabo mediante el método del elemento finito asistido por computadora. Para concretar el análisis se requiere previamente de un análisis estático del elemento que será seguido por un análisis de fatiga. Al identificar la zona de probable falla y el número de ciclos de la pieza se pretende reducir tiempos de prueba experimental así como optimizar los cronogramas de pruebas.

También se espera crear una metodología que permita realizar estos análisis en la manera más optima posible; esto debido al diverso uso de paquetes computacionales en la interfaz CAD-CAE ya que al migrar un archivo de un paquete a otro se generan errores

que requieren retrabajo de la parte y que al final estos errores pueden inferir en los resultados obtenidos. Se optaría por decidir cual es el software mas adecuado a las necesidades de cada empresa.

A través de un análisis de fatiga por el método del elemento finito es posible predecir el comportamiento de algún espécimen de prueba, sin la necesidad de hacer un análisis experimental, es decir se obtiene una tendencia de las posibles fallas del espécimen, lo que reduce la cantidad de piezas que se someten a prueba, por lo que se amplia la capacidad de servicio de la maquina de prueba.

Como validación del análisis se pretende establecer una correlación entre los resultados obtenidos por simulación y los resultados experimentales del banco de prueba.

Al obtener una estimación de la vida útil de la parte, se permite identificar posibles deficiencias geométricas presentes en el diseño del rin, así se minimizan los tiempos de diseño dando mayor flexibilidad al diseñador de realizar los cambios pertinentes.

También mediante este análisis se pretende corroborar la correcta selección del material empleado en el rin, así como en su debido caso, proponer otros materiales disponibles para estas piezas, que puede significar una ventaja en el marco global del automóvil.

En cuanto a costos se refiere, con la posibilidad de reducir material o seleccionar otro de menor costo y con esto el costo del automóvil es menor, debido al volumen de piezas.

CAPÍTULO I

Fundamentos Teóricos

1.1 Antecedentes del método del elemento finito

1.1.1 Breve historia del FEM

El análisis del elemento finito fue mencionado por primera vez por R.W. Clough in en documento en 1960, pero las raíces de la teoría se remontan mas atrás al método de análisis numérico de Ritz, introducido en 1909. Usando los cálculos de variaciones, R. Courant aplico el método de Ritz para obtener “ aproximaciones de partes-inteligentes ” de soluciones para problemas de equilibrio y vibraciones en 1943. Desarrollos posteriores de estas ideas continuaron a través de los años 1940's y 1950's. Por 1953, los ingenieros comenzaron a usar computadoras para resolver problemas estructurales.

El documento por Turner, Clough, Martin y Topp, publicado en 1956 es considerado un el mayor momento crucial en el desarrollo de AEF. El documento “Análisis de rigidez y deflexión de estructuras complejas” contribuyo a incrementar el interés en el método. En 1960 el termino “ elemento finito ” fue por primera vez usado y en este tiempo métodos numéricos comenzaron a ser ampliamente usado en la industria aeroespacial.

En 1963, el análisis de elemento finito fue reconocido como una técnica especifica, y una seria disciplina académica. Esto condujo a una mayor investigación, llevandolo a una aplicación de problemas de transferencia de calor y mecánica de fluidos además de los estructurales.

A principios de los 1970's, el análisis de elemento finito lleo a ser establecido como una técnica general numérica para la solución de cualquier sistema de ecuaciones diferenciales. El método fue solo usado en esa época en aplicaciones limitadas, por la disponibilidad de computadoras poderosas en la industria. El uso fue primordialmente en la industria aeroespacial, automotriz, defensa y nuclear.

Con la ventaja de las microcomputadoras (computadoras personales y estaciones de trabajo) en los 1980's, los métodos han llegado a ser ampliamente usados. Actualmente es posible para los ingenieros prácticamente en toda industria aprovechar esta poderosa herramienta.

1943	Courant (Metodos de variación)
1956	Turner, Clough, Martin and Topp (Rigidez)
1960	Cloug (“Elemento Finito”, plantea problemas)
1970	Aplicaciones en Mainframe de computadoras
1980's	Microcomputadoras, pre- y postprocesadores
1990's	Análisis de sistemas estructurales grandes

1.1.2 Conceptos básicos

El método del elemento finito (FEM siglas en inglés) o análisis del elemento finito (FEA) está basado en la idea de construir un complicado objeto con simples bloques o dividir un complicado objeto en pequeñas y manejables piezas. La aplicación de esta simple idea puede ser encontrada en cualquier parte de la vida diaria así como en la ingeniería.

Ejemplos:



- Juego de LEGO
- Construcciones
- Aproximación del área de un círculo

Fig. 1

El análisis de elemento finito (FEA) involucra la solución de problemas de ingeniería usando computadoras. Las estructuras de ingeniería que tienen geometría compleja y cargas son muy difíciles de analizar o no tienen una solución teórica. Sin embargo, en FEA, una estructura de este tipo puede ser fácilmente analizada. Programas comerciales de FEA, ofrecen al usuario poder resolver complejos problemas de ingeniería sin conocer las ecuaciones matemáticas que lo gobiernan; el usuario solo requiere conocer la geometría de la estructura y sus condiciones frontera. El software de FEA provee una completa solución incluyendo deflexiones, esfuerzos, reacciones, etc. Para convertirse en un usuario hábil del FEA, es crucial, un entendimiento total de las técnicas para modelar una estructura, las condiciones frontera y las limitaciones del procedimiento.

Estructuras de ingeniería como puentes, las de aviones, edificios, etc., son ejemplos de complejas estructuras que son extremadamente difíciles de analizar por teoría clásica. Sin embargo la técnica del FEA ofrece un más fácil y preciso análisis. En esta técnica la estructura es dividida en muy pequeños pero finitos elementos (de ahí el nombre de análisis de elemento finito). El comportamiento individual de estos elementos es conocido y basado en este conocimiento, se determina el comportamiento de la estructura completa.

1.1.3 Descripción del Método de Elemento Finito (FEM)

El FEM soluciona problemas de ingeniería, como el conocer las deflecciones y esfuerzos en una estructura, este requiere tres pasos :

1. Pre-procesamiento o modelado de la estructura
2. Analisis
3. Post-procesamiento

Breve descripción de cada paso :

Paso 1. Preprocesamiento o modelado de la estructura

Se modela la estructura usando un programa CAD que también tenga un modulo de FEA o proporcionado por otra compañía de software.

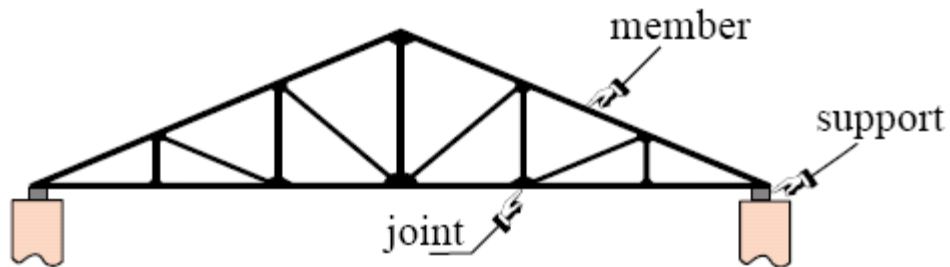


Fig. 2

El modelo final de FEA consiste de diferentes elementos que conjuntamente representan toda la estructura. Los elementos no solo representan segmentos de la estructura sino también su comportamiento y propiedades mecánicas.

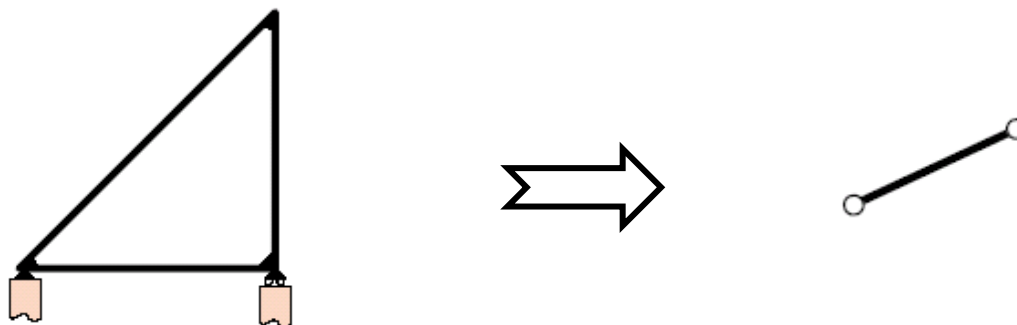


Fig. 3

En la fase de preprocesamiento, junto con la geometría de la estructura, se definen las restricciones, cargas y propiedades mecánicas de la estructura. Así, en el preprocesamiento la estructura entera es completamente definida por el modelo geométrico. La estructura representada por elementos y nodos se llama "malla".

Las regiones donde la geometría es compleja (curvas, ranuras, barrenos, etc) exige incrementar el número de elementos para representar exactamente la forma; mientras que, las regiones que con simple geometría pueden ser representadas con malla mas burda (o menos elementos). La selección de los elementos adecuados requiere experiencia previs con el FEA, conocimiento del comportamiento de estructuras, disponibilidad, en el software, de los elementos y sus características. Los elementos estan unidos en los nodos o puntos comunes.

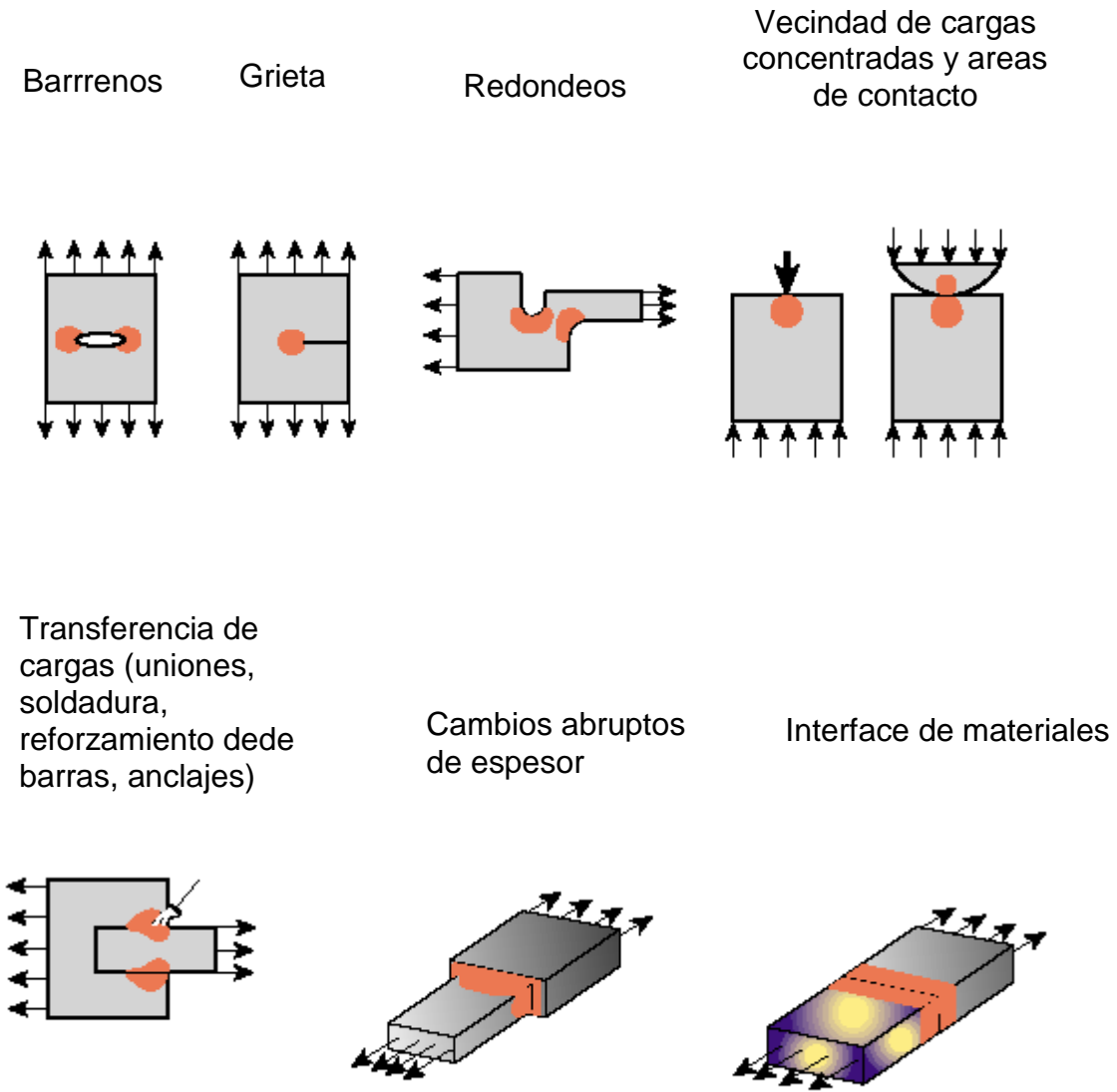


Fig. 4

Paso 2. Análisis

En este paso, la geometría, restricciones, propiedades mecánicas y cargas son aplicadas para generar las ecuaciones de la matriz para cada elemento, las cuales son ensambladas para generar una ecuación global de la matriz de la estructura.

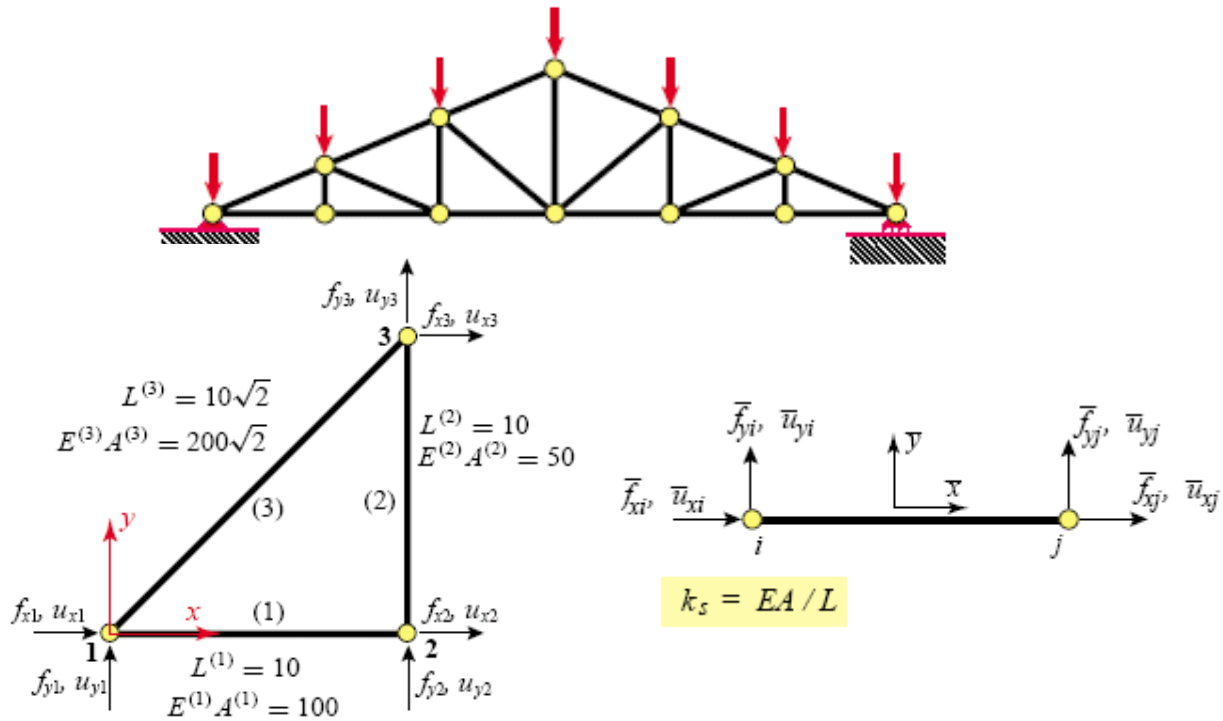


Fig. 5

La forma de las ecuaciones individuales, así como la ecuación de la estructura es siempre,

$$\{F\} = [K]\{u\}$$

donde:

$\{F\}$ = Matriz de fuerzas externas

$[K]$ = Matriz global de rigidez

$\{u\}$ = Matriz de desplazamiento

La ecuación es entonces resuelta por deflecciones. Usando los valores de deflección, deformación, esfuerzo, las reacciones son calculadas. Todos los resultados son guardados y pueden ser usados para crear gráficos y tablas en el post análisis.

Paso 3. Post procesamiento

Este es el último paso en el FEA. Los resultados obtenidos en el paso 2 están usualmente en una forma de datos crudos y difíciles de interpretar. En el post análisis, un programa de CAD se utiliza para manipular los datos en la generación de los modos de deflexión de la estructura, creando archivos de esfuerzo, animación, etc. Una representación gráfica de los resultados es muy útil para entender el comportamiento de la estructura.

Ejemplo de viga simple

Un ejemplo muy simple, usando técnicas tradicionales de análisis de elemento finito para resolver un problema sin computadora. Este ejemplo representa el método de solución usado por programas de FEA. Tomando el elemento viga, con una fijación en el barreno izquierdo, mostrado abajo:



Fig. 6

Si condicionamos las cargas a un plano bidimensional, solo tenemos que considerar la tensión y compresión de la barra. Dado que cada extremo de la barra puede tener un desplazamiento, creamos un modelo de elemento finito de la parte usando dos extremos, o nodos. El cuerpo del elemento puede ser solo representado por una línea (se asignaran las propiedades de la sección transversal).

Cada nodo puede moverse en dos direcciones X y Y. Por lo tanto, diremos que cada nodo tiene dos grados de libertad (uno en X, uno en la dirección Y). El elemento tiene en total cuatro grados de libertad. Para el caso de un elemento viga planar, la ecuación sería escrita como :

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{44} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$$

donde k_{ij} es el coeficiente de influencia de rigidez (la fuerza en el nodo i th debido al desplazamiento j th). Aquí se usa el álgebra de matrices, la cual es un tema por si mismo. Basta con decir que las matrices mostradas aquí representan un juego de

cuatro ecuaciones lineales simultáneas. El número de ecuaciones es igual al número de grados de libertad en el problema. En este caso, estamos fijando el extremo izquierdo de la estructura. Sabemos que no habrá desplazamiento en este nodo, así podemos establecer u_3 y u_4 como cero. Debido a que la carga es solo en la dirección X, podemos establecer también u_2 como cero. La matriz se reduce a:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} \\ k_{21} \\ k_{31} \\ k_{41} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$$

Sabemos que una barra a tensión pura se comporta como :

$$u = \frac{FL}{AE}$$

Por lo que las ecuaciones pueden escribirse como:

$$k_{i1} = \begin{bmatrix} AE/L \\ 0 \\ -AE/L \\ 0 \end{bmatrix} = AE/L \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

La matriz de rigidez de la barra es dada como:

$$k_{ij} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Derivar la matriz de rigidez fue fácil en este caso, en parte por que la barra esta orientada paralela al eje X. Si la barra esta colocada en un ángulo al plano (como podría ocurrir en un problema de estructura de 3 barras), las ecuaciones involucrarían términos trigonométricos, senos y cosenos, también.

Una vez que la matriz de rigidez ha sido calculada, la solución puede realizarse por medio de técnicas de solución de matrices. Estas técnicas pueden variar, aquí solo se pretende plantear el procedimiento de solución.

Después que los desplazamientos han sido calculados (U_{ij}), los esfuerzos pueden encontrarse. Esto sería fácil en un elemento viga (esfuerzo normal puro), pero es mas complicado para elementos complejos (tales como barras, conchas, sólidos).

1.1.4 Diferentes tipos de elementos

El FEM es una técnica numérica con la cual los ingenieros pueden separar una compleja geometría en una malla de muchas formas simples (elementos-finitos).

No importa la formulación ecuaciones sobre estas simples formas, nosotros terminamos con un juego de muchas más ecuaciones simples que definen el sistema. Las computadoras modernas pueden manejar soluciones de un gran número de ecuaciones simultáneas, dándonos la habilidad de realizar análisis de objetos complejos.

Debido al gran número de ecuaciones requeridas, la mayoría de los cálculos son realizados con el uso del álgebra de matrices.

Más de uno predeciría la deflexión de un resorte usando $X=F/K$, los programas de FEM estructural calculan la deflexión usando los datos del usuario, la geometría, material, propiedades, restricciones y cargas. La geometría es definida por la forma de la malla de los elementos creados. Las propiedades del material son ingresadas por el usuario para representar la resistencia del material usado. Las restricciones representan los lugares en los cuales la estructura está fijada o evita el movimiento. Un análisis de elemento finito es realizado usando un modelo el cual debe estar restringido completamente, o evitar lo que se conoce como traslación o rotación de cuerpo libre. Esto significa que la estructura no se le permite rotar o moverse fuera de una dirección dada. Por lo tanto, cualquier movimiento ocurre como resultado de una deflexión.

La geometría y material, definen la rigidez total de la estructura. Los resultados de las cargas aplicadas y de las condiciones de frontera dadas en la estructura son deflexiones en varios puntos de cada elemento. Los esfuerzos resultan de cálculos secundarios usando los resultados de la deflexión. Los ingenieros pueden usar los resultados de la deflexión para evaluar el desempeño del producto, y los resultados del esfuerzo para checar la falla o la conformidad de los factores de seguridad (por comparación para los valores conocidos de esfuerzo, como el esfuerzo de cedencia).

Debido a que los diferentes objetos pueden tener drásticamente diferentes formas geométricas, hay diferentes maneras para discretizar un objeto en malla de elemento-finito requerida para el análisis. Podría no ser apropiado, por ejemplo, para mallar una pieza delgada de lamina que de la misma manera poder mallar un metal denso de fundición o una barra entera de estructura de un rascacielos.

Hay cuatro grandes tipos de elementos estructurales - barra, bidimensional, cascará y sólido. Generalmente un ingeniero escoge el tipo de elemento el cual requerirá el mínimo de recursos de hardware y el tiempo mínimo para construir y resolver el modelo.

La geometría de los elementos es definida por la localización de los elementos.

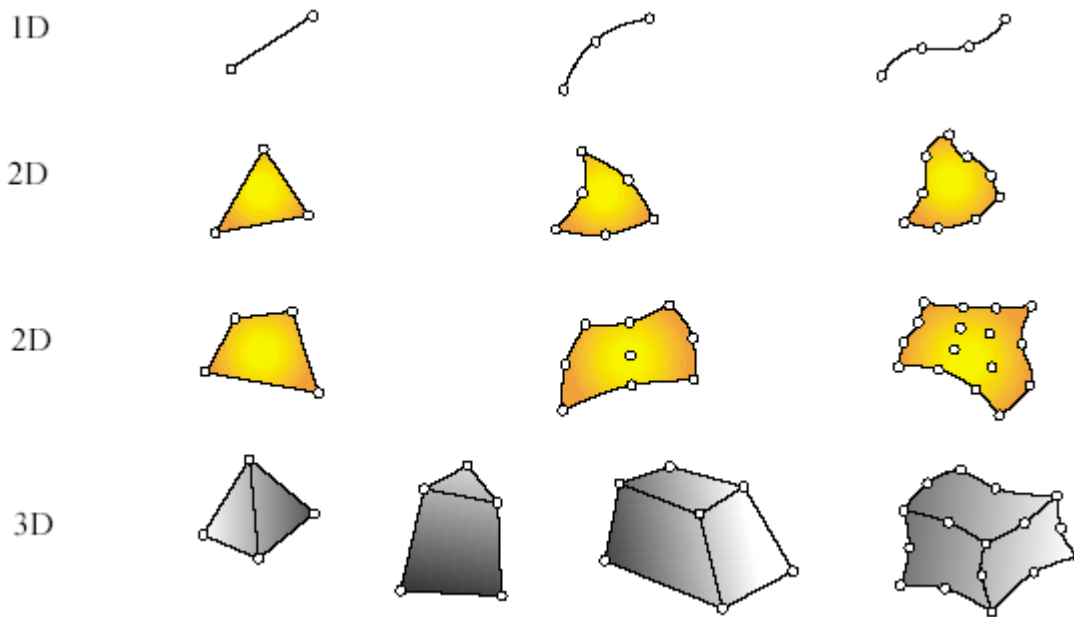


Fig. 7

Primitive Structural Elements ^m (often built from MoM models)



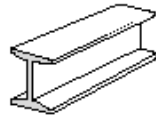




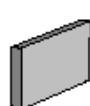

Physical Structural Component	Mathematical Model Name	Finite Element Discretization
	bar	
	beam	
	tube, pipe	
	spar (web)	
	shear panel (2D version of above)	

Fig. 8

Elementos Bi-dimensionales (2-D)

Elementos bidimensionales proveen una representación en dos dimensiones de la sección transversal de un objeto.



Fig. 9

Estos elementos pueden ser solo usados específicamente en ciertas situaciones, cuando la geometría, cargas, y restricciones son idénticas en cualquier sección transversal tomada a lo largo de la pieza. La geometría del mallado usada es representativa de la sección transversal a lo largo de la pieza.

Modelos creados con estos elementos corren rápido, sin casi requerimientos de hardware. Su uso es limitado, sin embargo, y muchos de los análisis realizados hoy en día usando CAD/CAM/CAE son hechos usando elementos sólidos o conchas.

Hay tres diferentes principales formulaciones de elementos en dos dimensiones, son esfuerzo en plano, deformación en plano y axisimétricos.

La formulación del esfuerzo en plano puede ser usada para situaciones donde el esfuerzo puede ser asumido para actuar en un plano de dos dimensiones, solamente. Un buen ejemplo sería una barra con sección transversal rectangular en flexión o una placa delgada a tensión.

La deformación en plano es un caso especial del esfuerzo en plano, donde cualquier deformación en la tercera dirección (hacia la página) es prevista. Este tipo de elemento frecuentemente es usado para análisis de paredes (las cuales están previstas para deformaciones por balas de cañón), o muy largos rieles (los cuales tienen esencialmente cantidades infinitas de material previniendo corrosión a lo largo del riel).

El último tipo axisimétrico. Este tipo de elemento es usado en situación de eje simétrico, donde la geometría, cargas y restricciones pueden ser asumidas para ser uniformes con rotación alrededor de un eje central. Esta formulación es muy útil, y tiene muchas aplicaciones. Un ejemplo común sería un simple vaso de vidrio bajo la presión de un fluido. El tipo de elemento es ampliamente usado para el diseño de cilindros a presión, válvulas de presión, calentadores, etc.

Elementos Barra

Los elementos barra son representaciones de miembros estructurales que son mucho más largos en una dirección que en las otras dos.



Fig. 10

El elemento se representa como una línea o curva, y el usuario provee la información requerida de la sección transversal para definir la rigidez del elemento barra. Estos elementos son muy útiles en simulaciones de estructuras de barras tales como puentes, edificios, andamios, etc.

Son también usados frecuentemente en análisis con otro tipo de elementos para representar fijaciones como tornillos y remaches. Un elemento barra generalmente tiene dos nodos, con seis grados de libertad en cada nodo.

Un elemento barra puede soportar tensión/compresión, cortante y torsión, así que los extremos pueden ser restringidos contra traslación o rotación en todas las direcciones posibles.

Con elementos barra en programas de AEF, a menudo es necesario definir la orientación de la barra de alguna manera, normalmente se define por un vector. Esta orientación se agrega en las propiedades de la barra.

Elementos Cascara

Los elementos cascara son superficies que representan estructuras las cuales son más delgadas en una dirección que en las otras dos (estructuras de pared delgada) .



Fig. 11

Los elementos son geoméricamente definidos por superficies de tres o cuatro lados, y son localizados en el espacio en el plano medio del sólido que están representando. El usuario especifica el espesor de los elementos como una entrada al programa. Estos elementos se usan para modelar todo tipo de estructuras de pared delgada, como cuerpos de un avión o un automóvil, contenedores de presión, placas y muchas partes plásticas moldeadas.

Los elementos cascarina tienen seis grados de libertad activos por nodo, tal como los elementos barra. Debido a que son comunes en grados de libertad, los elementos barra y concha frecuentemente son unidos juntos en modelos mezclados.

Estos elementos son buenos para modelar estructuras que son delgadas. Estos elementos son usualmente formulados bajo suposiciones que rigen la teoría de placas delgadas. Si una estructura es demasiado delgada, el comportamiento de placas delgadas no es muy notable (esfuerzo por cortante llegan a ser grandes, etc.) y elementos concha no deberían usarse. Este límite es visto en espesores de ancho o longitud (el que sea más pequeño) de $1/10$ y mayores.

Estos elementos generalmente tienen un límite más bajo en su relación también. Una relación espesor-ancho entre $1/100$ y $1/1000$, placas delgadas comienzan a comportarse como membranas, con no rigidez a flexión (como una cuerda a tensión, sujeta a carga transversal). Debido a que estos elementos no pueden ser usados para modelar muy delgado, estructuras flexibles como tejidos o membranas delgadas.

Elementos Sólidos

Los elementos sólidos son volumétricos, y mejor usados para estructuras aluminosas. Los elementos pueden ser tetraedros, cuñas o ladrillos (4,5 o 6 lados respectivamente).

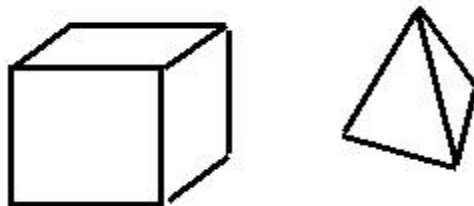


Fig. 12

Teóricamente estos elementos podrían ser usados para modelar cualquier estructura, pero no siempre es práctico. Hay límites en la relación de aspecto (longitud/ancho) de elementos por razones de exactitud.

Por lo tanto, mallar una estructura delgada (como placa de metal) con elementos sólidos regularmente requiere un gran número de elementos. Los elementos pueden ser solamente tan gruesos como la parte, y por consiguiente pueden ser solo largos y anchos, resultando en grandes cantidades. Grandes números de elementos se traduce

en grandes requerimientos de hardware y tiempo de corrida. Este concepto es la clave par entender por que se necesitan otros tipos de elementos (barra, concha, dos-dimensiones).

Estos elementos tienen por lo general solo tres grados de libertad por nodo. Esto para reducir el tamaño del modelo. Solo los tres grados de libertad de traslación están presentes, las rotaciones no están activas. Esto significa que restringiendo los grados de libertad de rotación no tendrá efecto en el problema.

Para entender como esto es posible, imagine un bloque soldado a una pared. Si representamos el bloque por un elemento sólido con solamente grados de libertad de traslación, podemos ver que el modelo puede ser restringido usando solo restricciones de traslación en el nodo.

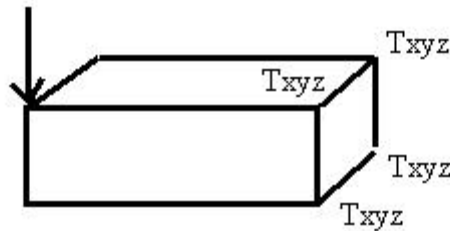


Fig. 13

Si tratamos del mismo modo representar con un elemento concha un sólido delgado soldado a una pared, debemos restringir la rotación en los nodos a lo largo de la arista de la pared.

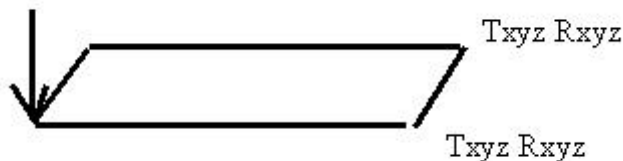


Fig. 14

Generación de la malla

La geometría en cuestión en un análisis de elemento finito se representa por la colección de elementos finitos usados, conocida como malla o mallado. Crear la malla frecuentemente es la parte más difícil del modelado de elemento finito. Originalmente, los ingenieros crean el mallado usando archivos de texto filas y columnas de números representando las posiciones de nodos y elementos.

Con las capacidades de las modernas computadoras, específicamente en el área gráfica, los desarrolladores de software aprovecharon las interfaces del CAD para los programas de elemento finito. La generación del mallado entonces pudo ser realizada gráficamente, manipulando líneas en la pantalla de una computadora para formar elementos. Frecuentemente, las técnicas tales como extruir una malla de cascara para crear una malla sólida, fueron desarrolladas para crear complejos modelos geométricos.

Con el amplio uso hoy de programas de modelado en CAD, la geometría para el uso de en el análisis de elemento finito existe ya en algún formato. Esta geometría puede ser directamente usada para simulación, asumiendo que los programas que se usaron tienen las capacidades necesarias de interface.

Una vez que la geometría esta en el sistema, muchos programas de elemento finito permiten algún tipo de mallado automático. Este es un proceso por el cual un mallado de elemento finito puede ser creado automáticamente. Para elementos barra, este es una manera de romper líneas en más pequeñas entidades de línea- no muy difícil. Para elementos de dos dimensiones, superficies planas deben ser divididas en elementos (usualmente tienen 3 o 4 lados). Para elementos cascara, superficies tridimensionales deben ser divididas en elementos cascara. Para elementos sólidos, un volumen debe ser seccionado en elementos.

Dependiendo del programa, una combinación de mallado automático y mallado manual puede ser usado algunas veces.

Con el mallado automático, usualmente existen capacidades para controlar como los elementos deben ser colocados. En codigos-h esto es imperativo, como el usuario debe controlar el mallado para lograr exactitud. Incluso, con solucionadores de elemento-p, esta capacidad es necesaria. La mayoría de los malladores automáticos crean elementos tetrahedricos en volúmenes sólidos. Los elementos tetrahedricos son menos exactos que los elementos ladrillo. Las respuestas generadas por los mallados (con aproximadamente la misma densidad de malla) pueden ser diferentes. Existe una popular controversia sobre este tema.

Con el metodo-p, existe el mismo punto, pero se muestra así mismo diferentemente. Por la convergencia del método, sin embargo, los dos tipos de elemento darán las mismas respuestas- pero el modelo tetrahedrico tomaría mas tiempo.

Evitar elementos con mala relación de aspecto

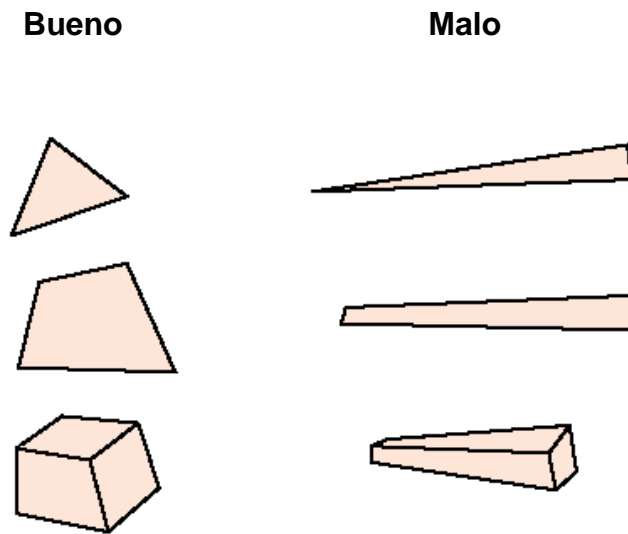


Fig. 15

Reglas generales de modelado en el FEM :

- Usar los elementos mas simples que haran el trabajo.
- Nunca usar elementos especiales o complicados a menos de estar absolutamente seguro lo que se va a hacer.
- Usar el mallado mas burdo que capturara el comportamiento dominante del modelo fisico, particularmente en situaciones de diseño.

Resumido en 2 palabras : hazlo simple

1.1.5 Suposiciones/Limitaciones

- Para confianza en la exactitud, los resultados deben ser generados de una solución convergente.
- Asumiendo que el modelo es convergente, restricciones y cargas son causas más probables de resultados incorrectos. Por ejemplo, las restricciones son rígidas en programas de AEF, mientras que en la vida real no hay verdaderas constantes rígidas. Puntos como estos pueden afectar los resultados.
- Idealizaciones, tales como elementos barra y cascará deben estar dentro de límites. Por ejemplo, elementos concha son apropiados solo para espesores con relaciones de longitud entre 1/10 y 1/100. Violando estos límites pueden resultar en respuestas incorrectas.
- La aproximación de la geometría por malla de elemento finito podría no ser correcta.

1.1.6 Interpretación de resultados

- Debe haber una comprensión básica de resistencia de materiales (esfuerzo y deformación).
- El entendimiento de que ocasiona la falla (criterio de falla) es muy importante para predecirla correctamente.
- Debe tenerse en mente las suposiciones básicas, como restricciones rígidas, limitaciones de los elementos, etc..
- Cuidar por singularidades que creen altos valores de esfuerzo.
- Cuidar las escalas de las imágenes de deflexión (resultados), estar consciente de la escala que se usa..

1.2 Antecedentes de la fatiga

1.2.1 Historia de la fatiga

Por años, se ha sabido que una pieza de madera o metal puede ser fracturada por flexión alternante con una amplitud grande. Sin embargo, resulto sorprendente cuando fue descubierto que cargas repetidas producen fractura aun cuando la amplitud del esfuerzo estaba aparentemente por debajo del límite elástico del material. Las primeras investigaciones de fatiga al parecer fueron reportadas por un ingeniero minero alemán, W. A. S. Albert, quien en 1829, llevo a cabo algunas pruebas de carga repetitivas en cadenas de acero. Algunas de las primeras fallas en campo, aparecieron en ejes de ferrocarriles. Cuando los sistemas ferroviarios empezaron a desarrollarse rápidamente a mediados del siglo diecinueve, fallas por fatiga en ejes de ferrocarril llegaron a ser un problema muy difundido que llamo la atención a los efectos de cargas cíclicas. Esta fue la primera vez que componentes similares habían estado sujetos a millones de ciclos en niveles muy por debajo del esfuerzo de cedencia monotónico. Como es frecuente el caso con inexplicables fallas de campo, intentos fueron hechos para reproducir las fallas en laboratorio. Entre 1852 y 1870, el ingeniero ferroviario alemán August Wöhler realizo y condujo la primera investigación sistemática de fatiga.

Desde este punto de vista, él podría ser considerado como el abuelo del pensamiento moderno de fatiga. Condujo pruebas en ejes de ferrocarriles a gran escala y también en pequeña escala pruebas en especímenes de diferentes materiales con cargas cíclicas de flexión, torsión y axiales.

Algunos de los datos de Wöhler para el eje de acero de Krupp fueron graficados en términos de amplitud del esfuerzo nominal contra ciclos de falla. Esta presentación de la vida de fatiga ha llegado a ser muy conocida como diagrama S-N. Cada curva en tal diagrama es referida como línea de Wöhler.

Al mismo tiempo, otros ingenieros comenzaron a referirse con problemas asociados a las cargas de intensidad variable en puentes, equipo marino, y máquinas de generación de energía. En 1900, alrededor de 80 documentos habían sido publicados sobre el tema de fallas de fatiga. Durante la primera parte del siglo veinte, más esfuerzo fue puesto en entender los mecanismos del proceso de fatiga más que solo en observar sus resultados. Esta actividad finalmente condujo, a finales de los 50's y principios de los 60's al desarrollo de dos acercamientos para la estimación de la vida de fatiga. Un método, conocido como la aproximación de la tensión local de Manson-Coffin, procura describir y predecir la iniciación de la grieta y otro que se basa en la mecánica de la fractura elástica lineal, MFEL, y fueron desarrollados para explicar el crecimiento de grieta. Actualmente, Miller y sus colegas en la universidad de Sheffield, Inglaterra, han estado trabajando en maneras de encontrar una teoría unificada de la fatiga del metal, describiendo crecimiento de grieta en un nivel microscópico, macroscópico y estructural.

De esta abundancia extensa de conocimiento, una cosa ha llegado a ser clara; los analistas y los ingenieros modernos del diseño no crearán más componentes y

estructuras resistentes de la fatiga complaciendo en más experimentación, a pesar de que la necesidad de más investigación está siempre presente. Desde un punto de vista práctico, un acercamiento más provechoso es la puesta en práctica y el uso eficiente del conocimiento que está disponible hoy.

1.2.2 Descripción de la fatiga

La carga puramente estática se observa raramente en componentes o estructuras modernos de la ingeniería. En gran medida, la mayoría de las estructuras implican piezas sujetadas a cargas que fluctúan o cíclicas. Por esta razón, los analistas de diseño deben tratar a las implicaciones de cargas repetidas, de cargas de intensidad variable, y de cargas rápidamente aplicadas. Tales cargas inducen esfuerzos fluctuantes o cíclicos que a menudo resultan en la falla de la estructura por fatiga. De hecho, se dice a menudo que del 80% al 95% de todas las faltas estructurales ocurren a través de un mecanismo de la fatiga.

Vale hacer notar que en el principio el término *Fatiga*, acuñado hace más de cien años por el ingeniero francés Monsieur Poncelet, puede no ser la mejor opción de terminología hoy, puesto que muchos aspectos del fenómeno son distintamente diferentes de las contrapartes biológicas. Por ejemplo, es casi imposible detectar cualquier cambio progresivo en el comportamiento del material durante el proceso de la fatiga, y por lo tanto las fallas ocurren a menudo sin advertencia. También, los períodos de descanso cuando se retiran las cargas de fatiga no conducen a ninguna curación o recuperación medible del material. Por lo que el daño hecho durante el proceso de la fatiga es acumulativo, y generalmente irrecuperable. De este punto de vista, el término alemán *Betriebsfestigkeit* (fuerza operacional) es un mejor descriptor del fenómeno. ¡Sin embargo, puesto que *Betriebsfestigkeit* implica 17 caracteres, y la fatiga solamente 7, continuaremos utilizando el término fatiga!

La fatiga, aunque es un tema complejo, no ha sido descuidada por la comunidad de investigación. Las estimaciones indican que si uno deseara continuar hasta la fecha con toda la literatura publicada sobre fatiga leyendo un papel cada día laborable, uno se retrasaría más de un año por cada año de la lectura. Además, el intentar ponerse al día sería virtualmente imposible. ¡Con todas las demandas de un rendimiento más alto, un peso más bajo, y de una vida más larga desafía al analista y al ingeniero del diseño cada vez más, y todo esto a un costo razonable y en un tiempo tan corto como sea posible! Estas demandas que al parecer están en conflicto se pueden superar solamente con una consideración de los problemas asociados a diseños resistentes de la fatiga. Hasta hace poco tiempo, estos problemas fueron resumidos como sigue:

- Los cálculos de vida son generalmente menos exactos que los cálculos de fuerza. La petición de la magnitud de los errores en estimaciones de vida no es inusual.
- Las propiedades de fatiga no se pueden deducir exactamente de otras propiedades mecánicas; necesitan ser medidas directamente.

- La prueba a escala completa del prototipo es generalmente necesaria para asegurar una vida aceptable.
- Los resultados del laboratorio de las pruebas realizadas bajo condiciones idénticas pueden diferir ampliamente, requiriendo la interpretación estadística.
- Los materiales y las geometrías del diseño se deben seleccionar a menudo para proporcionar crecimiento de grieta lento, y si es posible, detección de grietas antes de que lleguen a ser peligrosas.
- Conceptos de diseño “Fail-safe”, deben ser implementados a menudo para alcanzar confiabilidad aceptable. Es decir, aun si un elemento estructural falla, la estructura debe permanecer intacta y ser capaz de soportar las cargas durante un corto plazo.

Los avances modernos en técnicas de estimación de vida de la fatiga, en cierto grado, han atenuado estos problemas. Por ejemplo, actualmente es común considerar estimaciones de vida para estar dentro de un factor de dos o tres mas que en diez.

1.2.3 Factores que influyen la vida de fstiga (Concentración de esfuerzos)

Una prueba estandarizada de flexión rotativa (tal como la prueba de R.R. Moore) se utiliza para determinar una relación S-N de la línea base para un espécimen pulido aproximadamente de 6mm de diámetro cargado bajo condiciones de la flexión completamente invertida. Si el limite de la fatiga o de la resistencia medida por estos medios se denota por S'_e , entonces el limite real para un componente verdadero, S_e , debe reflejar todas las modificaciones que con lleva el mover de un espécimen de laboratorio a un componente. Para los aceros en detalle, se han desarrollado varias relaciones empíricas que pueden explicar la variación en S_e como resultado de lo siguiente:

- Tamaño del componente
- Tipo de carga
- Efecto de acabado superficial
- Efecto de tratamiento superficial

La forma habitual de contabilizar estos efectos es a través de los cálculos y aplicación de factores de modificación específicos:

$$S_e = S'_e C_{\text{notch}} C_{\text{size}} C_{\text{load}} C_{\text{sur}} \dots$$

Donde el recíproco del producto, $C_{\text{notch}} C_{\text{size}} C_{\text{load}} C_{\text{sur}}$, es colectivamente conocido como factor de reducción de resistencia a fatiga K_f ,

$$K_f = \frac{1}{(C_{\text{notch}} C_{\text{size}} C_{\text{load}} C_{\text{sur}} \dots)}$$

La aproximación tiende a ser conservadora y las correcciones generalmente se aplican solamente en el límite de la resistencia, las modificaciones requeridas para el resto de la curva S-N son mal definidas. Típicamente, el procedimiento es fijar la curva S-N sobre los 1000 ciclos, ver figura 16

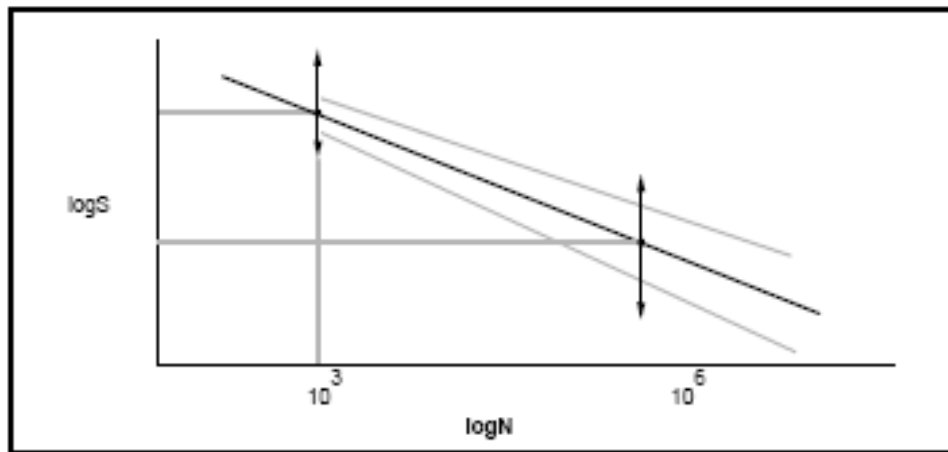


Fig. 16

Es muy importante recordar que todos los factores de la modificación son empíricos, conservadores y sobre todo solamente aplicables a los aceros. Proporcionan poco o nada de percepción fundamental dentro del proceso mismo de fatiga a diferencia de otros que proveen tendencias aproximadas. En detalle, no deben ser utilizados en áreas fuera de su aplicabilidad medida.

1.2.4 La influencia del Factor de Tamaño

La influencia de la fatiga en metales resulta de la nucleación y del crecimiento subsecuente de la grieta que fluye bajo la influencia de un campo de esfuerzo alternante. Esta visión conduce al concepto de la falta que comienza desde la conexión más débil, por ejemplo el cristal de metal orientado más favorablemente, y entonces el crecimiento a través de granos menos favorablemente orientados hasta la falla final. Intuitivamente, parecería razonable suponer que cuanto más grande es el volumen de material sujeto a esfuerzo alternante, más alta es la probabilidad de encontrar más pronto la conexión más débil. Datos de prueba actuales confirman la presencia de un efecto de tamaño particularmente en el caso de la flexión y de la torsión.

El gradiente de esfuerzo se acumuló a través de la sección, en flexión y en un grado menor en la torsión, concentra más del 95% del esfuerzo superficial máximo a una capa delgada de la superficie del material. En secciones grandes, este gradiente de esfuerzo será menos abrupto que en las más pequeños, y el volumen de material disponible que podría contener un defecto crítico será mas grande llevando a reducir la fuerza de fatiga. El efecto es absolutamente pequeño para la tensión axial donde está ausente el gradiente de la tensión. El valor para el tamaño de C_{size} se puede estimar a partir de lo siguiente, si el diámetro del eje es $< 8m$:

$$C_{size} = 1$$

Si el diámetro esta entre 8 mm y 250 mm :

$$C_{size} = 1.189d^{-0.097}$$

El factor de tamaño es particularmente importante para el análisis de ejes que rotan tales como se pueden encontrar en los ejes del vehículo. Para las situaciones donde los componentes no tienen una sección transversal redonda, un diámetro equivalente, d_{eq} , se puede calcular para una sección rectangular con una anchura de sección, W y un espesor, t , sometido a flexión :

$$d_{eq}^2 = 0.65wt$$

1.2.5 La influencia del tipo de carga

Los datos de fatiga medidos de acuerdo a un régimen, tensión axial por ejemplo, puede ser “corregido”, para representar los datos que habrían sido obtenidos al haber sido realizado la prueba con otra cierta metodología de carga tal como torsión o flexión. Hay que recordar que la prueba de R.R Moore pide que las pruebas de fatiga se realicen bajo condiciones de flexión completa invertida.

Los valores de C_{load} para ser utilizados conjuntamente con él limite de resistencia, S_e , en el paso de una condición de carga otra.

Modification Factor at 10^6 Cycles for Various Loadings

Measured Loading		Target Loading	C_{load}
Axial	to	Bending	1.25
Axial	to	Torsion	0.725
Bending	to	Torsion	0.58
Bending	to	Axial	0.8
Torsion	to	Axial	1.38
Torsion	to	Bending	1.72

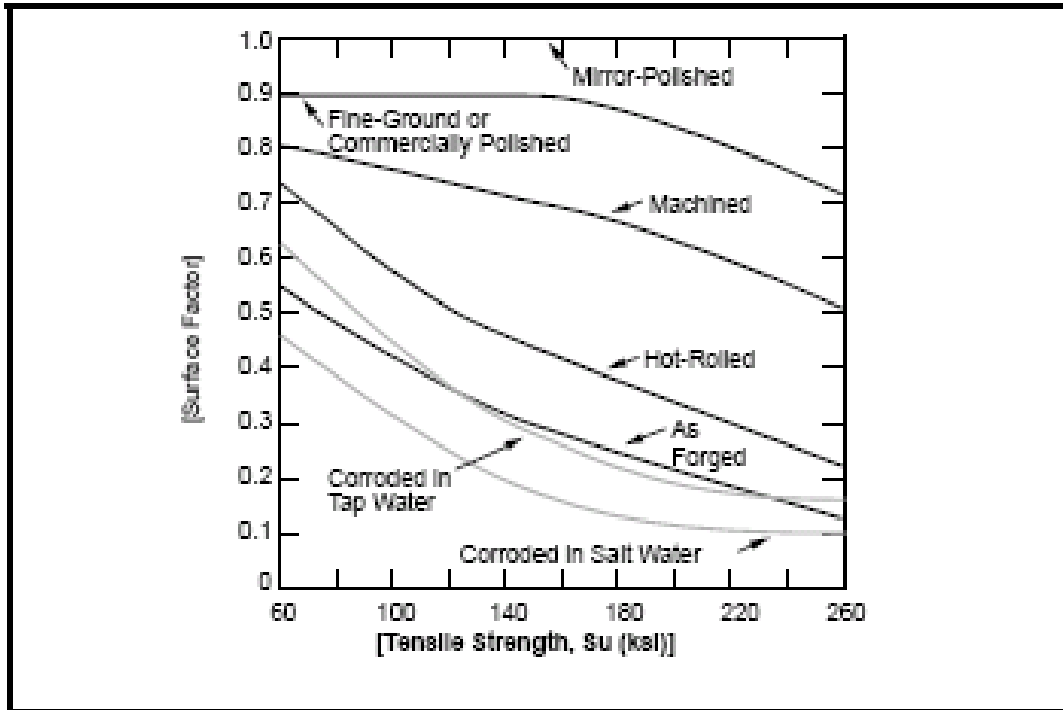
Además de influenciar el límite de resistencia, las condiciones de carga pueden también influenciar la pendiente de Basquin, b . Este efecto considerado generalmente por la modificación del esfuerzo en 10^3 , S_3 , así como S_e . Los factores siguientes se pueden utilizar para definir C'_{load} , el factor de la modificación S_3 .

Modification Factor at 10^3 Cycles for Various Loadings

Measured Loading		Target Loading	C_{load}
Axial	to	Torsion	0.82
Bending	to	Torsion	0.82
Torsion	to	Axial	1.22
Torsion	to	Bending	1.22

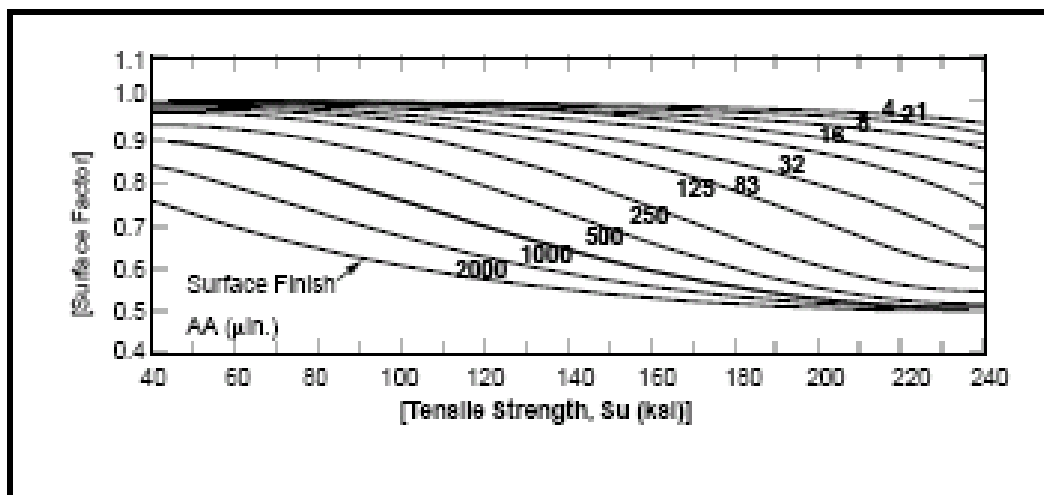
1.2.6 La influencia del acabado superficial

Una muy alta proporción de las fallas por fatiga radican en la superficie de componentes y así las condiciones superficiales se convierten en un factor extremadamente importante que influye la fuerza de fatiga. El estándar generalmente por el cual varias condiciones superficiales son juzgadas está contra la muestra pulida de laboratorio. Normalmente, rasguños, hoyos, las marcas de maquinado influyen la fuerza de fatiga proporcionando incrementadores adicionales del esfuerzo que ayudan al proceso a la concentración de la grieta. Ampliamente hablando, los aceros de alta resistencia son afectados más adversamente por un acabado superficial áspero que los aceros más suaves, por esta razón el factor superficial de corrección, C_{sur} , se relacionan fuertemente con la resistencia a tensión. El factor de corrección de acabado superficial se presenta a menudo en los diagramas que categorizan acabados por medio de términos cualitativos tales como pulido, a maquinado o forjado.



Surface Finish Correction Factor for Steel Components

Fig. 17



The Effect of Surface Roughness on Surface Finish Factor

Fig. 18

Otros diagramas presentan el factor superficial de una manera más cuantitativa usando una medida cuantitativa de aspereza superficial tal como R_A , véase el cuadro siguiente. Los valores de la aspereza superficial asociados a cada uno de los procesos de fabricación están fácilmente disponibles en manuales:

Values of Surface Roughness for Various Processes

Type of finish	Surface Roughness (microns)
Lathe-formed	2.67
Partly hand polished	0.15
Hand Polished	0.13
Ground	0.18
Superfinished	0.18
Ground and polished	0.05

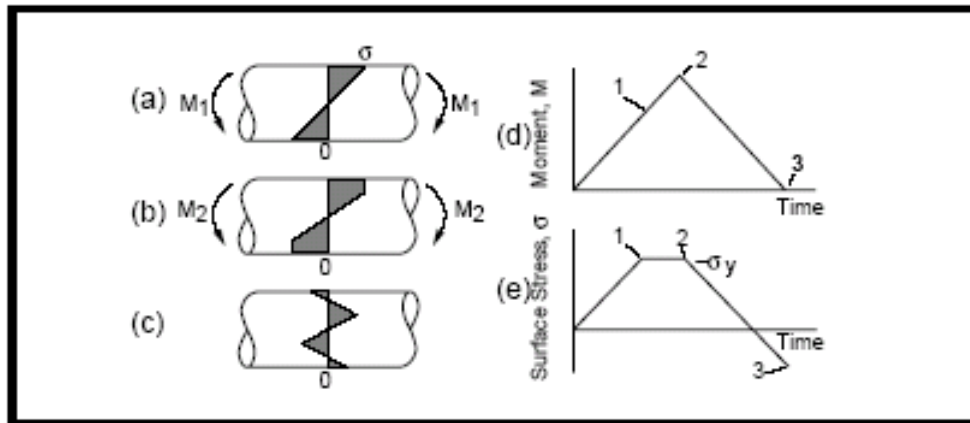
1.2.7 La influencia del tratamiento superficial

Como en el caso del acabado superficial, el tratamiento superficial puede tener una profunda influencia en la fuerza de fatiga, particularmente el límite de resistencia. Los tratamientos superficiales se pueden dividir ampliamente en procesos mecánicos, térmicos y de galvanoplastia.

El punto importante a observar con los tres es que el efecto neto del tratamiento es alterar el estado de la tensión residual en la superficie libre. En los primeros dos procesos, proporcionando una capa compresiva, y en el caso de la galvanoplastia, proporcionando un esfuerzo residual a tensión.

Las tensiones residuales se presentan cuando la deformación plástica no se distribuye uniformemente a través de toda la sección representativa del componente que se deforma.

La figura siguiente representa una barra del metal cuya superficie ha sido deformada a tensión por flexión de modo que parte de ella ha experimentado deformación plástica.

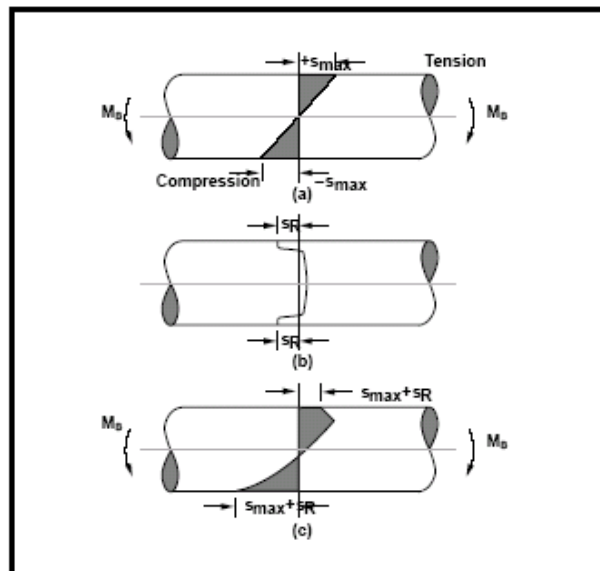


Residual Stress in a Beam

Fig. 19

Quando se quita la fuerza externa, las regiones que han sido deformadas plásticamente previenen las regiones elásticas adyacentes de una recuperación elástica completa a una condición no esforzada. De esta manera, las regiones elásticamente deformadas se dejan en tensión residual, y las regiones plásticamente deformadas deben estar en un estado de compresión residual. Para muchos propósitos, la tensión residual se puede considerar idéntica a las tensiones producidas por una fuerza externa. Así, la presencia de una tensión residual compresiva en la superficie de un componente tendrá el efecto de disminuir la probabilidad de fallo por fatiga.

La siguiente figura ilustra el efecto esquemáticamente. La parte (a) muestra una distribución de la tensión elástica en una viga sin la tensión residual.



Superposition of Applied and Residual Stresses

Fig. 20

La típica distribución de tensión residual asociada al granallado se detalla en la parte (b). Observe que la tensión compresiva en la superficie se debe compensar por una tensión extensible equivalente sobre el interior de la sección transversal. En la parte (c), se muestra la distribución debida a la suma algebraica de las tensiones residuales y las tensiones aplicadas. Observe que la máxima tensión extensible en la superficie ha sido reducida por la cantidad de la tensión residual.

Además, observe que la tensión extensible máxima ahora se ha movido al interior de la viga. La magnitud de esta tensión dependerá del gradiente de la tensión aplicada y de la distribución residual de la tensión. También se observa que bajo estas condiciones, la iniciación de una grieta en la subsuperficie se convierte en una posibilidad.

1.2.8 Tratamientos Mecánicos

Los métodos comerciales principales para introducir tensiones compresivas residuales son balanceo frío y martilleo tirado. Aunque una cierta alteración en la fuerza del material ocurre como resultado de endurecer de trabajo, la mejora en fuerza de la fatiga es debida principalmente a la tensión superficial compresiva. El balanceo superficial se satisface particularmente a las piezas grandes y se utiliza con frecuencia en componentes críticos tales como cigüeñales y la superficie sustentadora de árboles ferroviarios. Los pernos con los hilos de rosca rolados poseen típicamente dos veces la fuerza de la fatiga de hilos de rosca convencionalmente trabajados a máquina.

Granallado

Consiste en disparar acero fino o hierro fundido contra la superficie de un componente, es apropiado particularmente para procesar piezas producidas en masa pequeña. Es importante recordar que el balanceo frío y el granallado tienen su efecto más grande en vidas largas. En vidas cortas tienen poco o nada de efecto. Como con otros factores de modificación, el efecto de estas tensiones compresivas mecánicamente inducidas se puede considerar por el uso de los factores de la corrección que se pueden utilizar para ajustar el SE del límite de la resistencia que el factor asociado al martilleo es típicamente cerca de 1.5-2.0.

Galvanoplastia

La galvanoplastia del cromo y de níquel de los componentes de acero conserva más que el límite de la resistencia debido a la creación de tensiones residuales extensibles en la superficie. Estas tensiones extensibles son un resultado directo del proceso de la galvanoplastia sí mismo. Como en el caso de las tensiones mecánicamente inducidas de la superficie, el efecto de la galvanoplastia es el más pronunciado en el extremo largo de la vida del espectro y también con materiales más altos de la fuerza. El efecto deletéreo de la galvanoplastia puede ser reducido introduciendo una tensión residual compresiva antes del proceso de la galvanoplastia por el martilleo tirado o la nitruración. Un acercamiento alternativo pudo ser recocer componentes después de la galvanoplastia y de tal modo relevar las tensiones.

Electrochapado

Puede también causar un acortamiento de la vida de fatiga a través del mecanismo de la fragilidad de hidrógeno. Los iones de hidrógeno se producen en la superficie del metal durante la galvanoplastia. Para los aceros de alta resistencia, estos iones se incorporan en la microestructura grande de acero y después se combinan en el hidrógeno molecular, H₂, causando altos esfuerzos bajo cargas ciclicas y falla de fatiga acelerada. Tales efectos son difíciles de modelar analíticamente. En la práctica, la acción preventiva de cocer al horno el componente después de la galvanoplastia para liberar el hidrógeno se utiliza a menudo.

1.2.8.1 Tratamientos Termicos / Endurecimientos superficiales

Los tratamientos termicos son procesos que los cuales confian en la difusión del carbón, la carburación, o del nitrógeno, nitruración, sobre y en la superficie de un componente de acero. Ambas especies de atomos son intersticiales (es decir, ocupan los espacios entre los atomos adyacentes del hierro), y de tal modo ambos, incrementan la fuerza del acero y, a traves de cambios volumetricos, provocan un esfuerzo residual compresivo en la superficie. La carburacion es realizada comunmente empacando los componentes de acero dentro de cajas que contienen los solidos carbonosos, sellando para excluir la atmosfera y calentandolos alrededor a 900° C por un periodo de tiempo que depende de la profundidad del caso requerido. Alternativamente, los componentes se pueden calentar en un horno en la presencia de un gas de carburacion caliente tal como metano. Este proceso tiene la ventaja que es mas rapido y mas exacto. Ademas, el ciclo de carburacion se puede seguir por un ciclo de difusión, sin el agente de carburación presente, que permite que algunos de los atomos de carbon se difundan mas alla en el componente y asi reducir gradientes.

El proceso de la nitruración es muy similar en naturaleza a la carburación del gas, excepto que, en este caso, se utiliza gas de amoníaco y los componentes son bañados a temperaturas más bajas. Típicamente 48 horas cerca de 550 grados centígrados proporcionarán una profundidad denitrificación cerca de 0.5 milímetro. La nitruración satisface particularmente el tratamiento de acabado para componentes hechos con muescas tales como engranajes y ejes ranurados:

The Effect of Nitriding on Endurance Limit

Geometry	Endurance Limit (MPa)	
	not nitrided	nitrided
Unnotched	310	620
Semicircular notch	175	600
V notch	175	550

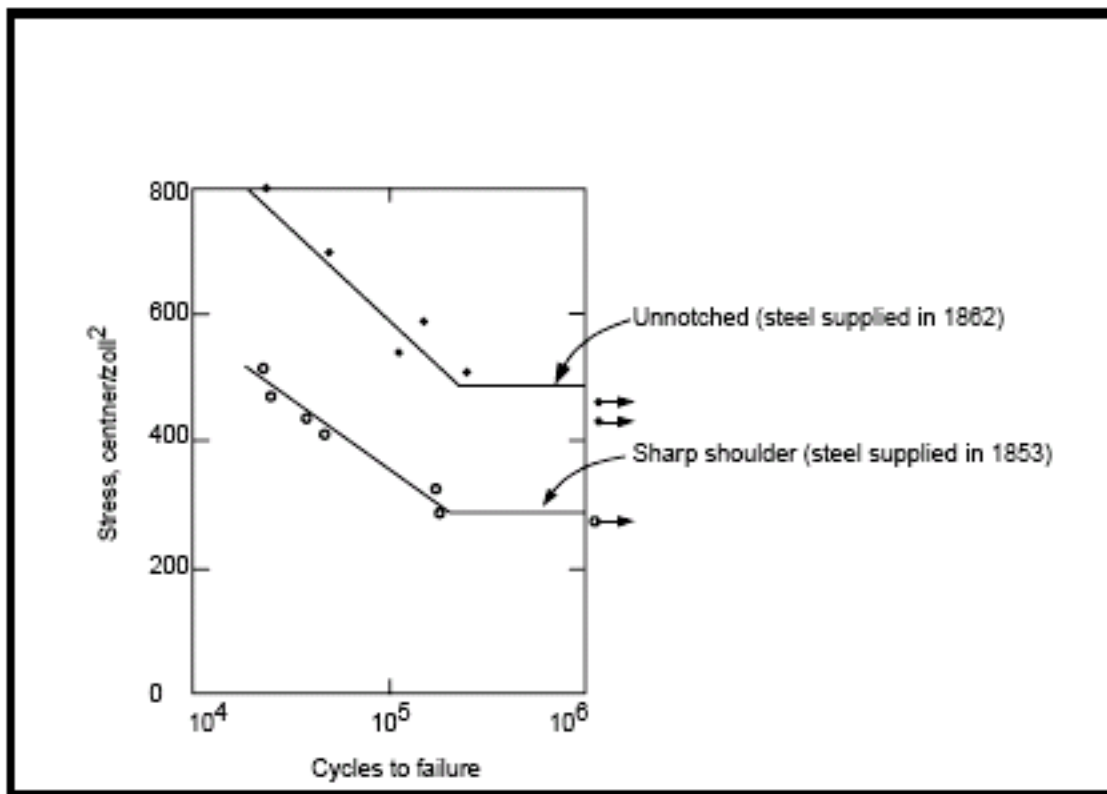
1.2.9 Curva S-N

Entre 1852 y 1870, el ingeniero ferroviario alemán August Wöhler estudio y condujo la primera investigación sistemática de fatiga.

Wöhler condujo pruebas cíclicas en ejes ferroviarios a gran escala y también en pequeña escala a flexión, torsión y especímenes de movimiento reciproco (push-pull) de diversos materiales.

Algunos de los datos de Wöhler, demostrado en el cuadro 13-8, son para el eje de acero del eje de Krupp y se trazan, en términos de esfuerzo nominal contra ciclos a falla, y se ha conocido como el diagrama del S-N. Típicamente, la relación del S-N se determina para un valor específico de S_m , de R o de A. Note que al tratarse con el planteamiento del esfuerzo nominal, la convención es que el esfuerzo nominal es referido generalmente como S y el esfuerzo localizado por la letra griega, σ .

(Nota, 1 centner = 50 Kg, 1 zoll = 1 inch, 1 centner / zoll² \approx 0.75 MPa.)



S-N Data Reported by Wöhler

Fig. 21

Procedimiento para determinar la curva S-N

La mayoría de las determinaciones de las propiedades de fatiga se han hecho en la flexión totalmente invertida (es decir, $R = -1$), por medio de la prueba llamada de flexión rotativa. Un ejemplo es la prueba de R. R. Moore, que utiliza el cargamento en cuatro puntos para aplicar un momento constante (1750 RPM) a un espécimen en forma de reloj de arena cilíndrico que rota.

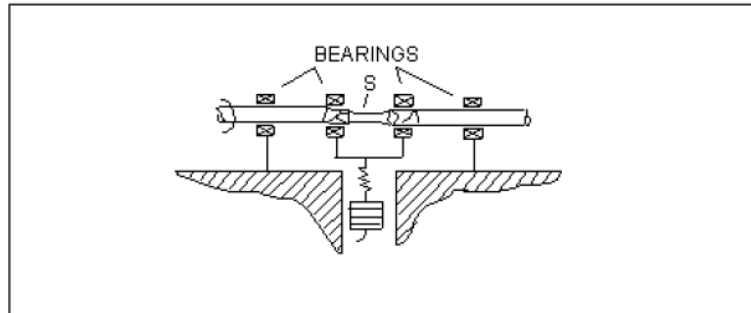


Fig. 22

Los especímenes, que están típicamente entre 6 a 8 mm de diámetro en la sección de prueba, son pulidos generalmente a un acabado espejo antes de la prueba.

El nivel de esfuerzo en la superficie es calculado usando la ecuación de barra elástica, incluso si el resultado excede el límite de cedencia del material.

$$S = Mc/I$$

Donde:

S = el esfuerzo nominal actuando normal a la sección

M = el momento flexionante

c = la distancia de la superficie desde el eje neutral

I = momento de inercia

Para una sección circular del espécimen de R. R. Moore, la ecuación de la barra se reduce a:

$$S = \frac{32M}{\pi d^3}$$

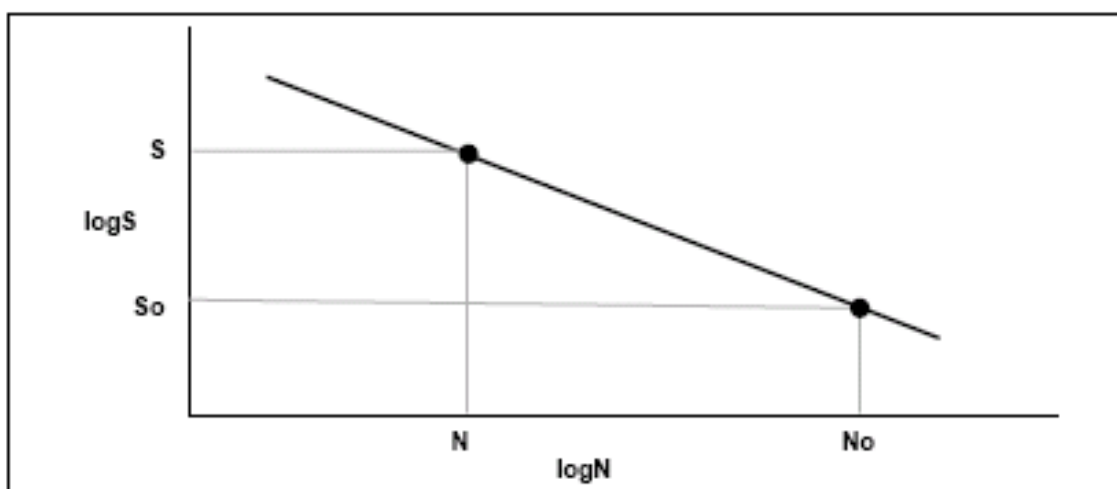
Donde :

d = el diámetro del espécimen.

El procedimiento usual del laboratorio para determinar una curva del S-N es probar el primer espécimen en un esfuerzo alto, cerca de dos terceras partes de la fuerza de tensión estática del material, donde la falla se espera en un número bastante pequeño de ciclos. La tensión de la prueba se disminuye para cada espécimen que tiene éxito hasta uno o dos especímenes no fallen antes y por lo menos de 10^7 ciclos. Para los materiales que lo exhiben (límite de fatiga), ocurre la tensión más alta en la cual ninguna falla, un agotamiento es tomado para saber el límite de la fatiga. Para las situaciones donde un diseño infinito de vida requiere una probabilidad de supervivencia para ser asociado a él, procedimientos más complejos de la prueba y del análisis, tales como los métodos de Prot y de la escalera, han sido desarrollados para determinar el medio y la variación del límite de la fatiga. Para los materiales que no exhiben un límite de la fatiga, las pruebas se terminan generalmente entre 10^7 y 10^8 ciclos, y el concepto de un límite de resistencia en ambos 10^7 o 10^8 ciclos definidos.

La curva del S-N se determina generalmente con el uso de cerca de 15 especímenes. Sin embargo, se encuentra generalmente que los resultados son acompañados por una cantidad grande de dispersión y una cierta forma de análisis estadístico debe ser aplicado.

Los datos del S-N se presentan casi siempre en la forma de un diagrama log-log de esfuerzos alternante, amplitud S_a o rango S_r , contra ciclos a la falla, con la actual línea de Wöhler se representa el promedio de los datos. Ciertos materiales, aceros por ejemplo, exhiben un límite de la fatiga, S_e , que representa un nivel de esfuerzo alternante debajo del cual el material tiene una vida infinita. Para la mayoría de los propósitos de la ingeniería, infinito se toma para ser 1 millón de ciclos. Gran cuidado debe ser ejercido al diseñar en base a un límite de fatiga, puesto que se tiene un mal habito de desaparecer debido a las sobrecargas periódicas, a la corrosión, y a la temperatura elevada.



Idealized Form of the S-N Curve

Fig. 23

Cuando la curva es trazada en escalas log-log, la relación entre esfuerzo alternante, S , y el número de ciclos a la falla, N se puede describir por una línea recta, cuadro 13-10.

La pendiente de la línea, b , (después de Basquin, un trabajador prominente que fue el primero que propuso la ley) se puede derivar del siguiente:

$$b = \frac{-(\log S - \log S_o)}{(\log N_o - \log N)}$$

$$\log N_o \log N = -\frac{1}{b} \log \left(\frac{S}{S_o} \right)$$

$$\log N = \log N_o + \frac{1}{b} \log \left(\frac{S}{S_o} \right)$$

$$N = N_o \left(\frac{S}{S_o} \right)^{\frac{1}{b}}$$

Algunas veces por conveniencia el término $1/b$ es reemplazado por la letra k ,

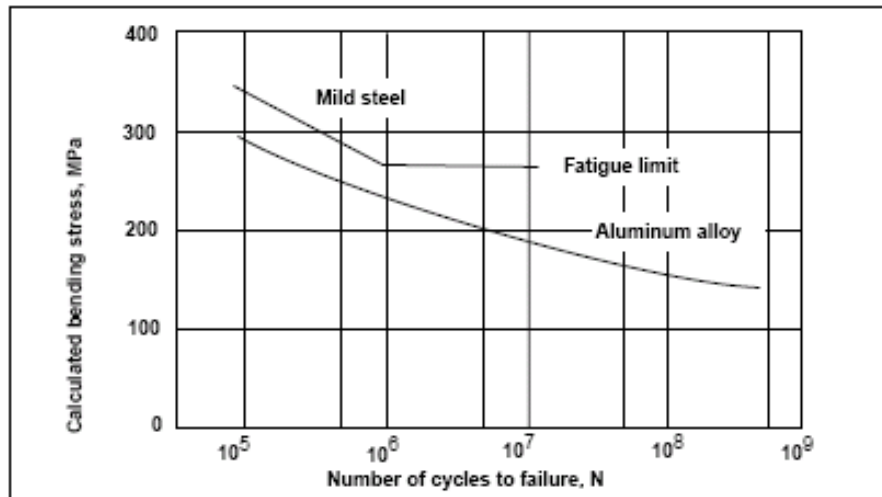
$$N = N_o \left(\frac{S}{S_o} \right)^k$$

La ecuación antedicha dice que si conocemos la pendiente de Basquin, b , y cualquier otro par de coordenadas (N_o , S_o) entonces para una amplitud dada S del esfuerzo, el número de ciclos se puede calcular directamente. Típicamente, N_o se toma como 10^6 ciclos y la amplitud correspondiente de la tensión se toma para ser un límite de la resistencia, denotado generalmente como el S_E o S_6 , para poder reescribir la ecuación antedicha como:

$$N = \left(\frac{S}{S_e} \right)^k \times 10^6$$

Limites de la curva S-N

Como previamente se menciona, la aproximación S-N es aplicable a situaciones donde la carga cíclica es esencialmente elástica.



Typical S-N Curves for Ferrous and Nonferrous Metals

Fig. 24

Esto significa que la curva del S-N se debe confinar en el eje de la vida a los números mayor están ocurriendo que cerca de 10.000 ciclos para no asegurar ninguna plasticidad significativa.

De hecho, el gran cuidado debe ser tomado al usar las ecuaciones antedichas del S-N en las situaciones donde las vidas menos de 10.000 ciclos se están estimando. La figura 24 muestra curvas típicas S-N para ambos metales ferrosos y no ferrosos. Los puntos a notar en la figura 24 son los límites del eje del logN, la presencia de un límite de la fatiga para el acero suave y la ausencia de un límite de la fatiga para la aleación de aluminio. Porque ambos materiales representados en el cuadro 13-11 tienen esfuerzos de cedencia relativamente bajos, el eje de la vida se confina para comenzar en 10^5 ciclos en el cual el punto del esfuerzo alternante es cerca de 350 y 300 MPa respectivamente para las dos aleaciones.

Propiedades de tensión y la curva S-N

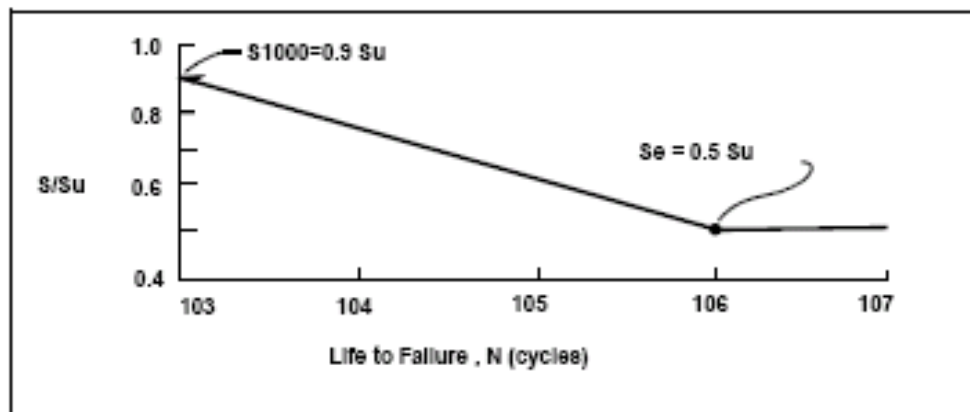
Con muchos años de experiencia, particularmente con aceros, se han desarrollado las relaciones empíricas entre la fatiga y las características de tensión. Estas relaciones no se basan a fondo en ciencia. Sin embargo, siguen siendo herramientas útiles para los ingenieros para determinar funcionamiento de la fatiga. Cuando las curvas del S-N

para un número de diversos aceros de fuerzas que varían se trazan como el cociente del límite de la resistencia (es decir, la amplitud en 10^6 ciclos), S_6 , a la fuerza última a tensión, S_u , todas las curvas tiende a toda caída sobre una sola curva que implique:

$$S_6 = S_e = 0.5S_u \text{ for } (S_u < 1400 \text{ MPa})$$

y

$$S_6 = S_e = 700 \text{ MPa for } (S_u > 1400 \text{ MPa})$$



Generalized S-N Curve for Wrought Steels

Fig. 25

Además de esto, el esfuerzo en 10^3 ciclos, S_3 , se puede aproximar por $0.9 S_u$ y así, utilizando estas aproximaciones, una curva generalizada S-N se puede generar para los aceros forjados (labrados), véase figura 25.

Los métodos de representar la curva del S-N en el rango de 1 a 10^3 ciclos se han desarrollado pero deben ser tratados con extrema precaución. Utilizan generalmente un cierto porcentaje de la última fuerza, del S_u , o del esfuerzo verdadero a la fractura, σ_f como medida de la amplitud del esfuerzo en ambos 1 o $\frac{1}{4}$ ciclo. La dificultad principal con el empleo de este acercamiento es que las curvas deducidas del S-N son extremadamente planas en la región de ciclos-bajos, y este hace estimaciones de vida particularmente inexactas. La razón de esta llanura evidente es la tensión plástica grande que resulta de los altos niveles de la carga. El análisis de la fatiga de ciclos-

bajos es tratado lo más mejor posible por los procedimientos tensión-basados que explican más bien que no hacen caso de los efectos de la plasticidad.

1.3 Generalidades de los rines

1.3.1 Rines

Un rin es definido como el miembro que soporta a la llanta o al ensamble tubo-llanta. Según su aplicación se dividen en rines para vehículos de pasajeros y para autobuses, camiones y tractocamiones. El rin aparte de ser un elemento de seguridad, juega un papel importante como un elemento de imagen; debe permitir buena ventilación a los frenos y asegurar conexión con el eje. La mayoría de los automóviles y vehículos comerciales ligeros están acondicionados con rines de hoja de acero, debido a que ellos son económicos, tienen alta resistencia y se les da servicio fácilmente. Están compuestos de un aro y un disco firmemente soldados. Usualmente se utiliza lamina de acero bajo en carbono.

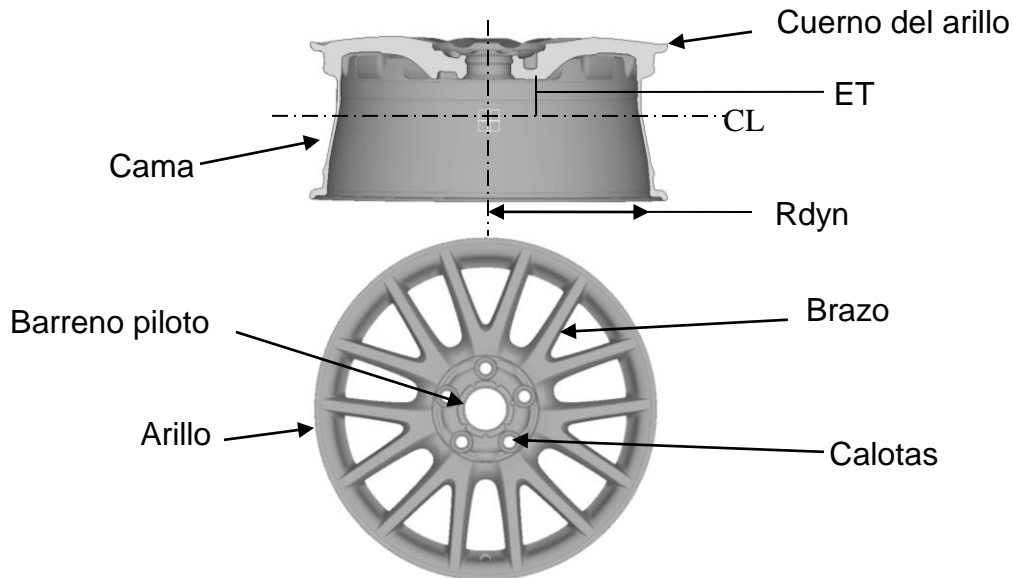
A pesar de costar 4 veces más que los rines de lamina de acero los rines de aleación han tenido un gran incremento en su popularidad debido a sus múltiples ventajas, como son:

- Mayor opciones de diseño y, consecuentemente
- Mejor apariencia.
- Su proceso permite un límite y una distribución uniforme de fuerzas actuantes sobre la llanta.
- Buena transferencia de calor para enfriamiento de frenos.

Usualmente llamados de forma incorrecta rines de aluminio, estos rines de aleación son principalmente manufacturados usando fundición de enfriamiento a baja presión, y generalmente son aleaciones de aluminio con contenido de silicio que usualmente son tratados térmicamente, p. ej., GK AlSi₁₁Mg, GK AlSi₇Mg T (donde T = templado después de su fundición), etc.

Todo rin automotriz, sea de acero o de aleación, tiene parámetros de resistencia debido a las cargas que soporta. Este tiene que absorber fuerzas verticales, laterales y longitudinales del camino y trasmitirlas al cubo de rueda a través de los birlos de apriete, por lo que juega un papel principal en la seguridad del usuario.

1.3.2 Nomenclatura y dimensiones básicas de un rin:



Nomenclatura básica de un rin.

Fig. 26

Dentro de la estructura de un rin, cada zona es importante para el buen funcionamiento de este. Dentro del objetivo de esta tesis, son dos las características que intervienen directamente en el análisis de fatiga, las cuales son: el ET y el Rdyn. El ET es la excentricidad que existe en la zona de asentamiento, y que hay que tener en cuenta siempre para evitar cualquier contacto con las mordazas y el rin, y para asegurar que este no sobresalga de la carrocería. El Rdyn, es el radio dinámico del rin, y es primordial al momento de realizar el análisis de las cargas que soporta el rin; Así mismo, en su aplicación es importante la selección correcta de este, para evitar una colisión entre la llanta y el guardafango. También importante, el arillo es la circunferencia externa que existe en el rin, y, el cuerno del arillo, es la altura de la ceja, la cual marca la zona de ensamble entre el rin y la llanta. El cubo de rueda es la zona que une al rin con el vehículo completo.

Dentro del conjunto vehicular, existen otras consideraciones que se deben tener presentes al momento de diseñar el rin. Como en toda máquina, se debe tener en cuenta que los miembros que la componen no entren en contacto y resistan los esfuerzos en ella, por lo que hay que tener en cuenta la capacidad del vehículo, para evitar una colisión entre el ensamble rin-llanta y el vehículo y, del mismo modo soporte las cargas aplicadas.

1.1.1. Materiales de Construcción de Rines

Los rines de automóviles de pasajeros son construidos principalmente de dos materiales, aceros y aleaciones de aluminio, esto debido a que ambos materiales son capaces de soportar las cargas requeridas en su aplicación. Los aceros llevan ya largo tiempo en el mercado automotriz, casi desde sus inicios; el uso del aluminio es más reciente y aun se están desarrollando aleaciones que mejoren las características actuales. En el caso de las aleaciones no ferrosas es debido principalmente a su baja densidad y a su excelente resistencia tanto a esfuerzos como a la corrosión, estas propiedades permiten la sustitución de los aceros estructurales, en aquellos casos en que las estructuras requieren materiales de alto desempeño. Por ejemplo, el aluminio y el magnesio pueden mejorar sus propiedades de resistencia mediante la aleación y el tratamiento térmico, logrando resistencias específicas y módulos específicos muy elevados. Estos últimos términos se llaman índices de desempeño o factores de eficiencia estructural y son los atributos que se buscan en la industria del transporte y en la aerospacial principalmente.

Aluminio

El aluminio es el segundo metal en porcentaje que se encuentra en la tierra, se ha convertido en un competidor económico en aplicaciones de ingeniería desde inicios del siglo XX, donde se convirtió en metal por primera vez. Desde el siglo pasado el aluminio ha estado presente en el desarrollo tecnológico, y ha ido incursionando en dos de las principales industrias de la actualidad, como lo son la automotriz y la aeronáutica, un claro ejemplo de ello es su amplia utilización en los motores de combustión interna, que podría decirse son el corazón de un automóvil. Una de las más sobresalientes características del aluminio es su versatilidad. El rango de propiedades físicas y mecánicas que pueden ser desarrolladas es bastante amplio y va desde el más puro aluminio a las más complejas aleaciones.

Magnesio

El magnesio tiene un gran potencial para aplicaciones estructurales, al ser más ligero que el aluminio tendrá también potencialmente resistencia específica y módulo específico más elevado que el aluminio. Al ser un metal HCP, tiene ductilidad limitada, sin embargo es más difícil deformarlo para obtener la geometría deseada, por lo que requiere temperaturas más elevadas para mejorar su formabilidad. Como consecuencia de lo anterior se debe esperar que el magnesio para las aplicaciones estructurales, se use predominantemente en piezas obtenidas por el proceso de fundición. Además, el magnesio es altamente anódico y por lo tanto requiere medidas de control más estrictas contra la corrosión.

Generalmente, el magnesio se usa como aleante en las aleaciones de aluminio, como desulfurante en la industria acerera y como ánodo de sacrificio para la protección de estructuras contra la corrosión.

Silicio

Este material puede ser clasificado de dos formas, como metalúrgico y como semiconductor. En forma metalúrgica se obtiene por la reducción de la arena (SiO_2) en un horno de arco eléctrico. El SiO_2 contiene aproximadamente 98 % de Si. Las altas impurezas contenidas en él son principalmente aluminio, calcio y hierro. Su uso principalmente es en la industria del aluminio y el acero. En las aleaciones de aluminio, el silicio en grandes cantidades mejora su fundibilidad y su fluidez. Se utiliza en cantidades del 5 al 20 % en fundiciones. Aleaciones hipereutécticas (arriba 12.6% de Silicio) se utilizan para bloques de motores debido a que las partículas del silicio son resistentes al desgaste. Cuando las aleaciones contienen magnesio en pequeñas cantidades mejoran su capacidad de envejecimiento. También es utilizado como desoxidante en algunas aplicaciones.

1.1.1.1. Aleación AlSi7Mg

Esta aleación se obtiene de un proceso de fundición y generalmente esta acompañada de un tratamiento térmico para adquirir propiedades específicas. Sus principales aplicaciones son, carcasas de bombas y de transmisiones, bloques cilíndricos de enfriamiento por agua, instalaciones de energía nuclear, así como otras donde se requieran buenas características de fundición y soldabilidad, y alta resistencia a la corrosión y a esfuerzos.

Propiedades de la aleación AlSi7Mg

Durante el presente análisis se tomaron probetas de los rines disponibles y se determinaron sus propiedades mecánicas por medio de análisis de laboratorio. Sus propiedades dinámicas se obtuvieron por medio de bibliografía. Estas propiedades se muestran a continuación:

Propiedad	Teorico	Real	Unidad	% Diferencia
Modulo de Young	72.50	71.40	GPa	1.52
Relación de Poisson	0.33	0.33	-	0.00
Resistencia de cedencia	190.00	185.95	MPa	2.13
Resistencia última de tensión	240.00	227.02	MPa	5.41
Densidad	2685.00	2614.60	kg/m3	2.62

Propiedades mecánicas del rin de aleación AlSi7Mg

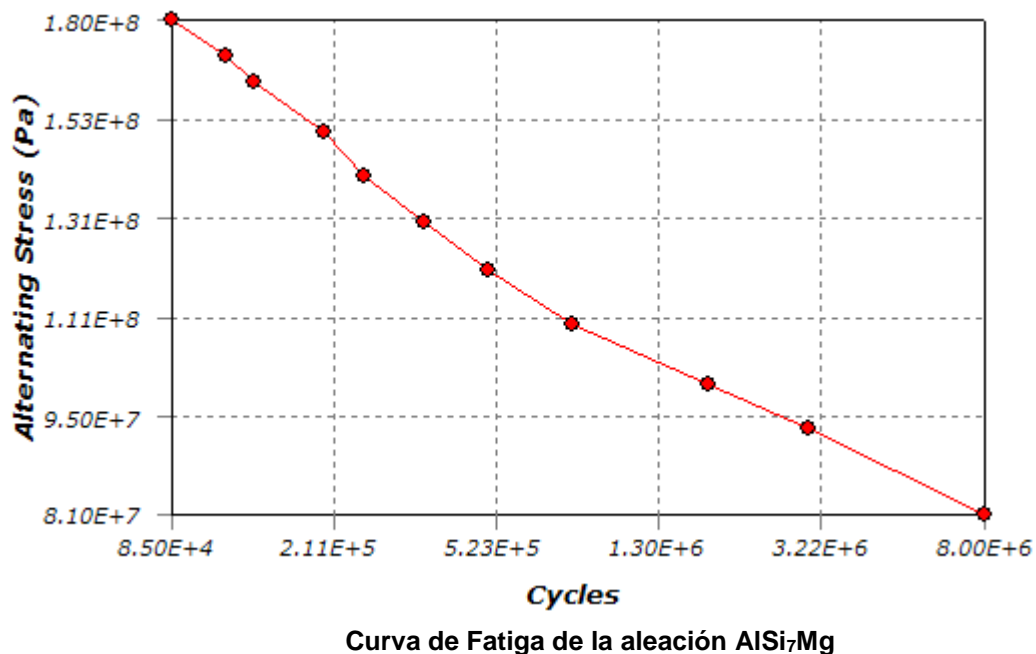


Fig. 27

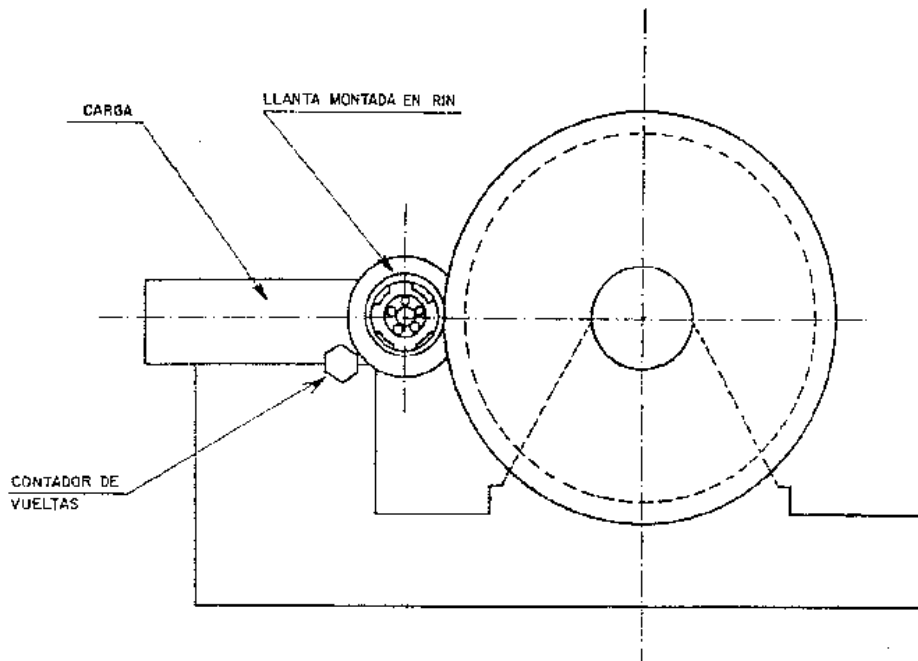
1.1.2. Pruebas Normalizadas de Rines.

Todos los rines fabricados para uso en automóviles de pasajeros, por norma deben pasar tres pruebas principales antes de acreditar los parámetros de diseño: Fatiga dinámica flexionante, Fatiga radial e Impacto. Estos análisis se describen brevemente a continuación.

1.1.3. Prueba de fatiga radial.

Para realizar esta prueba se debe contar con una máquina con las siguientes características: La máquina de prueba debe tener un tambor rotativo que presente una superficie lisa más ancha que la sección de la llanta que se use en la prueba. Con un diámetro recomendado del tambor de 1707.6 mm, que da como resultado 186 revoluciones/km. La máquina de prueba debe estar equipada con un dispositivo para aplicar una carga radial constante al sistema rin-llanta. La aplicación de la carga debe ser normal a la superficie del tambor y radialmente en la línea con el centro del rin y el tambor. Los ejes del tambor y el rin deben ser paralelos como se muestra en la *Figura No. 1.3*. Se considera que los rines han acreditado la prueba de fatiga radial si al término de esta no presenta lo siguiente:

- Incapacidad del rin para soportar la carga.
- Cualquier grieta por fatiga del material.
- Cualquier rotura en la soldadura, remaches desprendidos o desgarrados.
- Pérdida de aire en el sistema rin - llanta cuando se trate de llantas sin cámara.



Máquina de prueba de fatiga dinámica radial

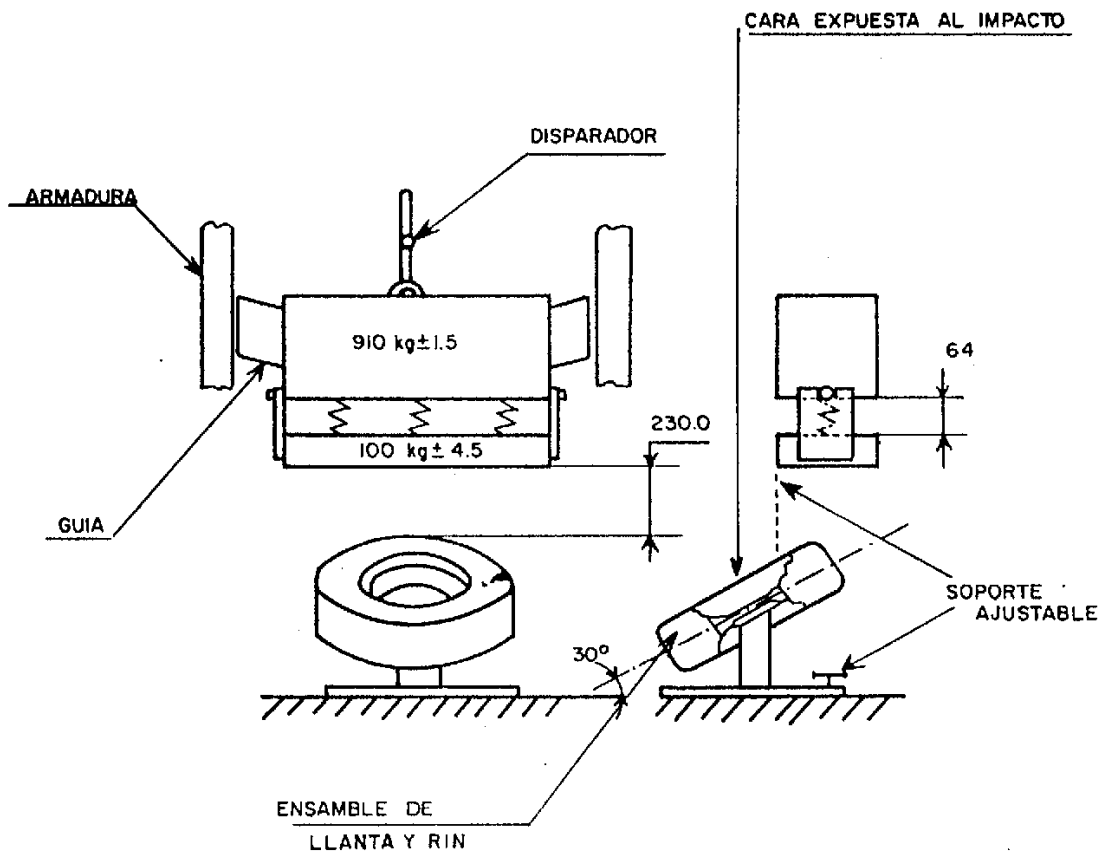
Fig. 28

1.1.4. Prueba de impacto.

Todos los rines empleados en vehículos de pasajeros deben someterse a un impacto de una masa de 910 kg., más una masa auxiliar de 100 kg. La distancia entre la masa principal y la masa auxiliar debe ser de 64 mm y la distancia entre la masa auxiliar y el rin debe ser de 230 mm como se ve en la *Figura No. 1.4*, sin que presenten fracturas visibles en el centro, separación del centro con respecto al arillo o fracturas en la ceja que permitan pérdidas de presión mayores de 127.5 kPa.

La máquina de prueba debe ser un dispositivo diseñado para guiar un sistema de masas en caída libre, de forma que impacte en el ensamble llanta – rin. La masa principal debe tener una masa auxiliar montada bajo la carga. La masa auxiliar es guiada y montada con resortes a la masa principal para impartir en la misma dirección, un impacto inicial al ensamble de la rueda y para permitir una acumulación mínima de la carga antes de la aplicación de la masa principal al ensamble de la rueda. La constante del resorte combinado de los tres resortes en paralelo en el sistema auxiliar de masas debe ser de $1052.6 + 17.5$ N/mm.

El sistema es precargado; la carrera disponible antes de que la masa auxiliar entre en contacto con la masa principal deba ser de 64 mm. Este procedimiento se entiende para simular la suspensión típica del vehículo, bajo condiciones actuales de impacto del mismo. La cara de la placa del sistema de masa de impacto debe ser de 152 mm x 331 mm. El soporte del ensamble de la rueda debe estar rígidamente fijo a la base de la máquina; debe ser ajustable bajo la línea de masa para acomodar varios tamaños y formas de rines.



Equipo para prueba de impacto.

Fig. 29

1.1.5. Fatiga de Momento Flexionante

La prueba de fatiga dinámica flexionante será efectuada por el método de carga a 90°. La máquina de prueba debe tener una mesa giratoria y un medio de impartir un momento flexionante constante al rin tal como se indica en la figura

Procedimiento.

El rin debe sujetarse con seguridad a la mesa giratoria. Un brazo rígido de carga con un adaptador de prueba que tenga una superficie de montaje como la que se use en el vehículo automotor, debe sujetarse a la superficie de montaje del rin, usando birlos y tuercas representativas de aquellas que están especificadas por el fabricante para el rin. Las superficies de contacto del adaptador y el rin deben estar libres de exceso de pintura, suciedad y de cualquier materia extraña que impida un buen contacto. La posición final del sistema rin - brazo de carga sin la carga aplicada no debe exceder en excentricidad a 0.254 mm en la lectura total del indicador tomada normal al eje del brazo de carga. El sistema debe mantener la carga dentro de $\pm 3\%$. La aplicación de la carga de prueba debe ser paralela a un plano que pase a través del centro del rin tal como se muestra en la figura 31.

1.1.5.1. Prueba de fatiga dinámica flexionante.

Para acreditar satisfactoriamente la prueba se debe evitar lo siguiente:

- Incapacidad del rin para soportar la carga.
- Cualquier Grieta o fractura detectable por inspección visual.
- Aflojamiento de uno o más birlos en un 50% o más del valor inicial de apriete.

Momento Máximo

De acuerdo con la norma NMX-D-136-CT-1988 todo rin sometido a la prueba de fatiga dinámica flexionante debe someterse a dos cargas: baja y alta que corresponden a 55 y 82 % respectivamente, del momento máximo. En este proyecto por ser más crítico, se analizará a momento máximo, el cual es definido como la máxima carga a fatiga flexionante que se aplica al rin, este momento varía dependiendo de diversas características de diseño presentes en el rin; su cálculo se presenta a continuación:

$$M_{bmax} = 2 \cdot R_{adlast} \cdot 9.81 \cdot ((0.9 \cdot r_{dyn}) + ET)$$

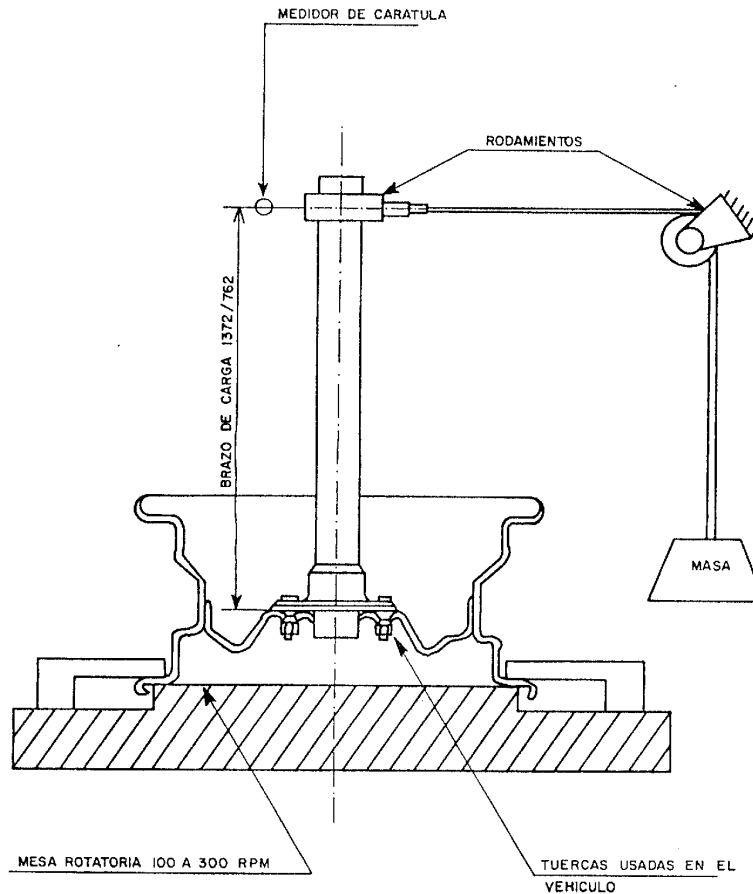
Donde:

M_{bmax} = Momento Máximo soportado por el Rin

R_{adlast} = Carga Máxima Soportada por el Rin

r_{dyn} = Radio Dinámico del Rin

ET = Distancia del Centro a la Cara Interior del Rin



Prueba de fatiga dinámica flexionante.

Fig. 30

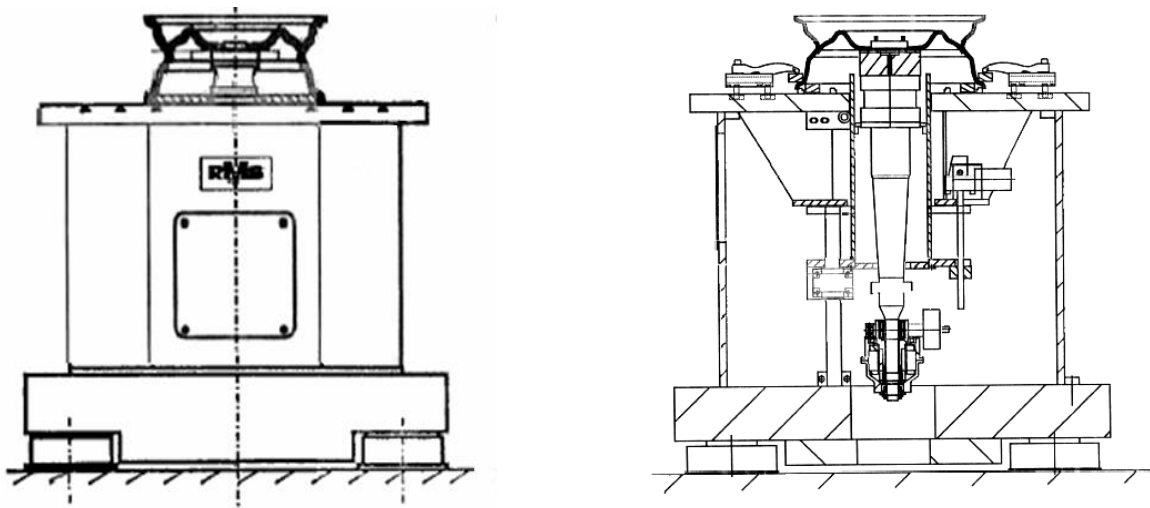
1.1.6. Máquina de prueba de fatiga de momento flexionante

La máquina de prueba de fatiga de momento rotatorio como también es conocida IP 40/1 de RMS (*Figura 31*) fue diseñada para probar la resistencia de rines en la industria automotriz. El rin es montado en el plato adaptador, en la parte superior del eje de carga; la brida es firmemente conectada al plato de sujeción en el soporte de la llanta. El espacio libre entre el plato adaptador de la rueda y el plato de montaje es ajustado por un dispositivo elevador que mueve el "eje de momento" con la transmisión para compensar las diversas concavidades. Un mecanismo de accionamiento montado en la

parte inferior del eje rotatorio, órbita la masa para producir un momento. El momento giratorio es producido a lo largo de los **760 mm** de largo del brazo, a través de la fuerza centrífuga de la masa rotatoria. El momento requerido es ajustado por la masa rotatoria y las curvas de velocidad límite de la máquina. Un motor de DC sin escobillas genera el desbalanceo en la parte inferior del eje de carga. El momento es medido en dos direcciones, separados por 90°. La deflexión de la carga del eje es medida con un dispositivo de medición por láser.

En orden de reducir el efecto de las vibraciones en el piso, la máquina de fatiga de momento flexionante está sujeta con una masa adicional con amortiguadores. El eje que aplica el momento tiene un arreglo de botones de paro mecánico y contactos eléctricos. También, tiene una protección automática, cuando el eje en su parte inferior alcanza un desplazamiento mayor al permitido de 10 mm. El eje cuenta con seguros sujetos a la cabeza del eje, el cual evita que gire o que caiga si no hay pieza montada.

Dependiendo del tipo de control utilizado (momento constante o velocidad constante) la suma vectorial de esas dos señales es proporcionada al controlador como un valor actual. También cuenta con un dispositivo de sujeción para las diversas medidas de rines, sujeta los anillos de soporte para la brida de montaje en el plato de montura, para asegurar el rin al aplicarse el momento.



Máquina de fatiga IP/40 de RMS

Fig. 31

CAPÍTULO II

Caso de Estudio

2.1. Descripción del problema

De acuerdo a los parámetros de prueba establecidos de rines automotrices, se definirán las condiciones de análisis para cualquier rin con centro integrado, así mismo se creará una correlación entre el análisis numérico y experimental que permita establecer una metodología de simulación durante el diseño conceptual de rines para predecir la vida útil de estos bajo carga acelerada, en la prueba de fatiga dinámica flexionante, simulando el comportamiento de la maquina de fatiga IP/40 de RMS, por medio del FEM auxiliado por computadora, en modelos provenientes de diferentes sistemas de CAD. Todo esto a fin de optimizar geometrías en estos sin la necesidad de incurrir a las pruebas experimentales.

2.2. Análisis numérico del rin

2.2.1. Modelado



**Rin a analizar de
aleación de aluminio**



**Modelo en CAD de rin a
analizar**

Fig. 32

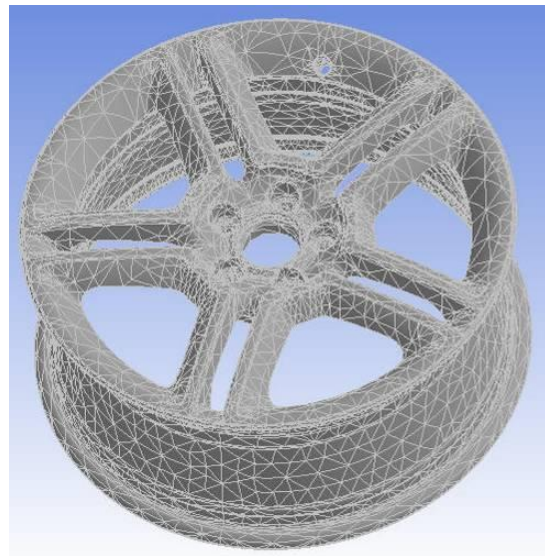
La función del rin es soportar el movimiento del vehículo con respecto del camino, por medio de las llantas. El rin soporta la conexión entre las llantas y el cubo de rueda. La acción de las fuerzas entre ejes y llantas son transmitidas por los rines. El rin es creado en base a las características del vehículo.

Características del rin	
ET	0.038 m
Rdyn	0.308 m
Radlast	550 kg.

El rin mostrado en la figura anterior se sometió a fatiga, bajo las condiciones descritas mas adelante. Durante esta etapa se exportó el modelo proveniente de Catia V4 a V5, y Ansys. El primer paso consistió en cerrar el modelo en Catia V4, es decir se establecieron tolerancias pequeñas entre superficies y se generó el sólido en base a estas. Una vez cerrado el modelo se exportó a IGES y de ahí se importó en Ansys. En ambos paquetes el modelo presentó aberturas que requirió retrabajo en el programa, así mismo presentó traslape de superficies y partes de construcción, por lo que se optó por un cambio de formato. Debido a la compatibilidad entre Catia V4 y Catia V5, se exportó el modelo del primer programa al segundo. En Catia V5 se separo el sólido, y solamente el volumen se exportó a Parasolid, formato que presentó compatibilidad con Ansys y permitió que el rin pasara como un volumen.

2.2.2. Mallado

Una vez que la geometría fue cerrada y el sólido creado, se seleccionó el tipo de elemento, en este caso se utilizó un Tetrahedron. Por el tamaño de la pieza y el tipo de elemento, se hizo un mallado libre, es decir, se dejó a consideración del software seleccionar el más óptimo tamaño de malla, resultando en la creación de **101,978 Nodos y 56,019 Elementos**.



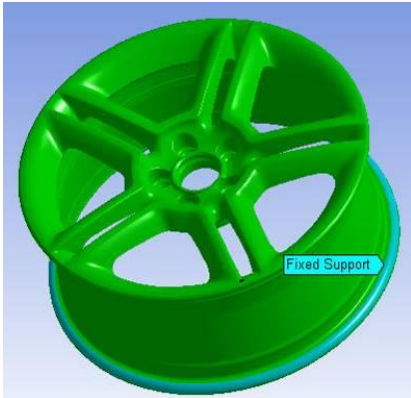
Modelo Mallado.

Fig.33

2.2.3. Condiciones de frontera.

Al concluir los pasos anteriores fue necesario establecer las condiciones de frontera. Los pasos llevados a cabo para realizar esto son los siguientes:

2.2.3.1 Restricciones



Fijación del modelo en la base del arillo.



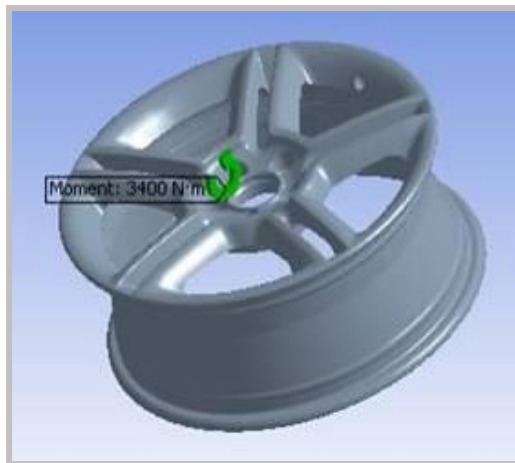
Fijación real del rin en la base del arillo.

Fig. 34

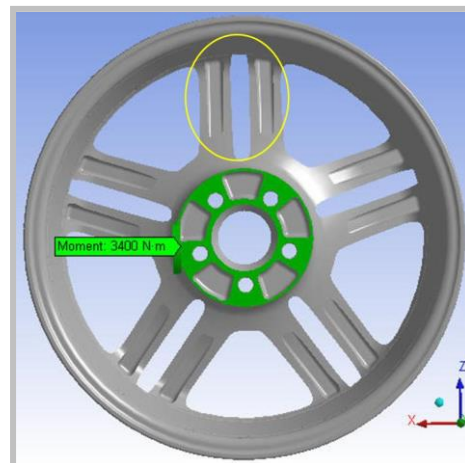
Las restricciones en el modelo corresponden a las que se aplican a la máquina de fatiga, teniendo como fin, el fijar al rin a la estructura de la máquina como se muestra en las figuras anteriores. En la máquina, el rin es sujetado alrededor de la base del arillo, proporcionándole suficiente rigidez, necesaria para que, cuando se aplique el momento los brazos trabajen a flexión y torsión.

2.2.3.2 Cargas aplicadas.

El momento se aplica en la cara posterior de la zona de calotas, como lo muestra la siguiente figura. La magnitud del momento aplicado corresponde al momento máximo, que será visto más adelante. El momento se aplica sobre el eje X, ya que este es perpendicular al brazo sobre el cual se aplica directamente el momento. Esto se hace debido a que el esfuerzo más crítico presente en la prueba de momento flexionante existe cuando el esfuerzo se aplica directamente en un solo brazo y no distribuye la carga a los otros brazos como sucede en los brazos opuestos al que se aplica la carga.



Aplicación del momento flexionante sobre un solo brazo



El momento aplicado corresponde a 3,400 Nm, se aplica sobre el eje X, flexionando directamente el brazo marcado en amarillo

Fig. 35

Como se estableció en el primer capítulo, un ciclo en la máquina de fatiga corresponde a un giro de 360° del brazo de palanca, durante un ciclo cada uno de los brazos del rin se encuentra dos veces en flexión y torsión, es decir, durante un ciclo, cada uno de los brazos soporta un par de momentos flexionantes separados por 180° entre si, de igual magnitud pero de sentido contrario. Del mismo modo soporta un par de momentos torsores. El intervalo entre ambos momentos corresponde a 90°. La magnitud del momento flexionante aplicado según la ecuación 1.x corresponde a:

$$M_{bmax} = 2 * (550 \text{ kg}) * 9.81 \text{ m/s}^2 * ((0.9 * 0.308 \text{ m}) + 0.038 \text{ m})$$

$$M_{bmax} = 3400 \text{ N-m}$$

2.2.4 Análisis Estático

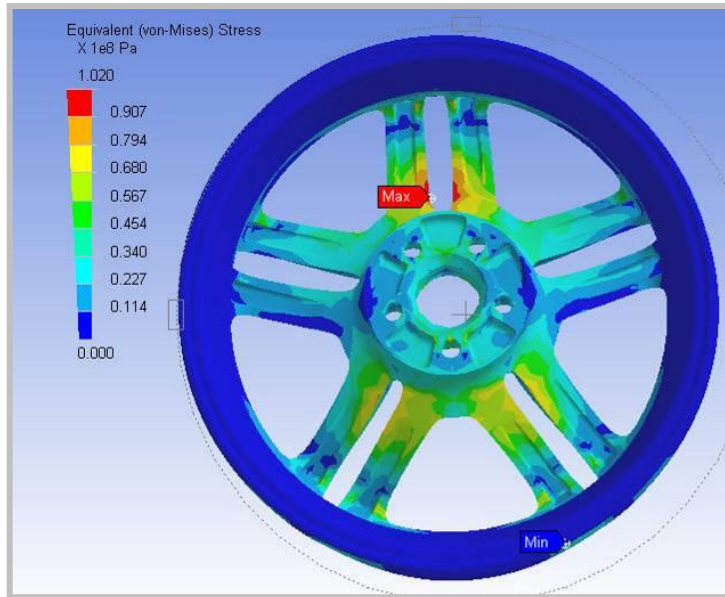
Se supone un material Isotrópico y Homogéneo. El análisis de esfuerzos estático es un paso necesario para garantizar la seguridad de un componente o estructura, es la amalgama entre la caracterización de cargas y el análisis de fatiga. Mediante este análisis fue posible obtener los esfuerzos y las zonas de concentración de estos, permitiendo obtener las zonas débiles de la estructura; también obtener desplazamientos y deformaciones en la pieza. Para este análisis se utilizará la teoría de distorsión de energía de Von Mises, para el cálculo de esfuerzos y deformaciones.

Consideraciones establecidas para el análisis estático:

- El momento máximo en el rin es: **3,400 N-m**
- El material de fabricación del rin es: **AlSi7Mg**.

RESULTADOS

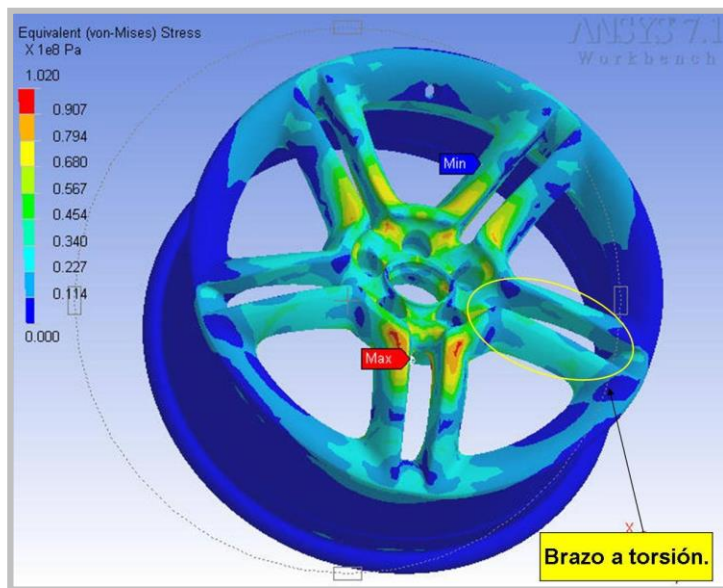
Esfuerzo de flexión sobre un brazo



Bajo una carga de 3.4 kN-m aplicada directamente en un brazo, se observa que el esfuerzo máximo presente en la pieza es de 102 MPa.

Fig. 36

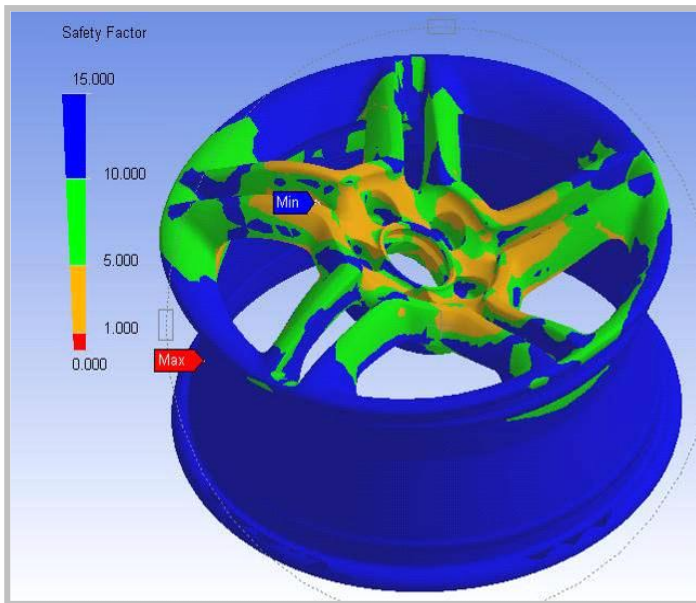
Esfuerzo de torsión sobre el brazo



En esta figura se muestran los esfuerzos resultantes al aplicar el momento de 3.4 kN-m a torsión sobre el brazo marcado en amarillo. Se nota que estos valores están muy por debajo del valor de esfuerzo más alto presentado a flexión (cerca una 3ra.Parte) por lo cual se descarta para análisis de fatiga.

Fig. 37

Factor de Seguridad Estático



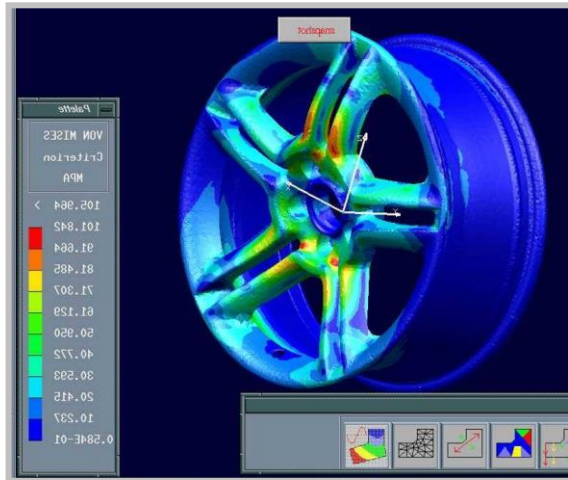
En vista que el esfuerzo máximo no excede el límite de cedencia en ninguna parte, el factor de seguridad nos da certeza que la pieza no va a fallar cuando la carga que se aplique sea de ésta forma. Se observa que en todo caso es mayor a 1. Al mismo tiempo se muestra que el factor de seguridad menor representa la zona de mayor esfuerzo.

Fig. 38

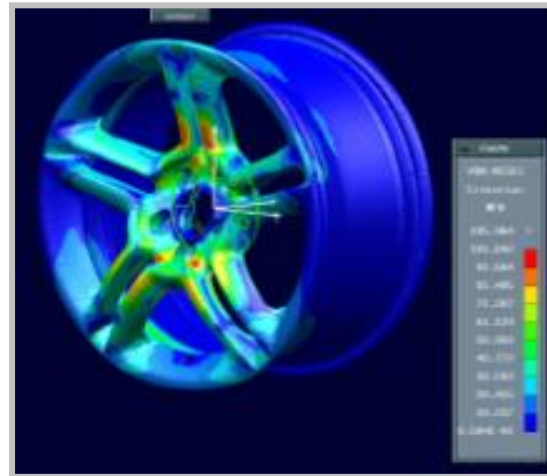
Como el esfuerzo máximo de 102 MPa nunca sobrepasa la $R_c = 186$ MPa, se determina que la pieza no fallará bajo la acción de carga estática. Y en base a la ecuación siguiente, es posible determinar el factor de seguridad estático el cual corresponde a **1.82**.

$$FS = S_y / \sigma' = 186/102 = 1.82$$

Análisis estático realizado en Catia V4, momento aplicado de 3.4 kN



Esfuerzo a flexión positiva sobre el eje X.



Esfuerzo a flexión negativa sobre el eje X.

Fig.39

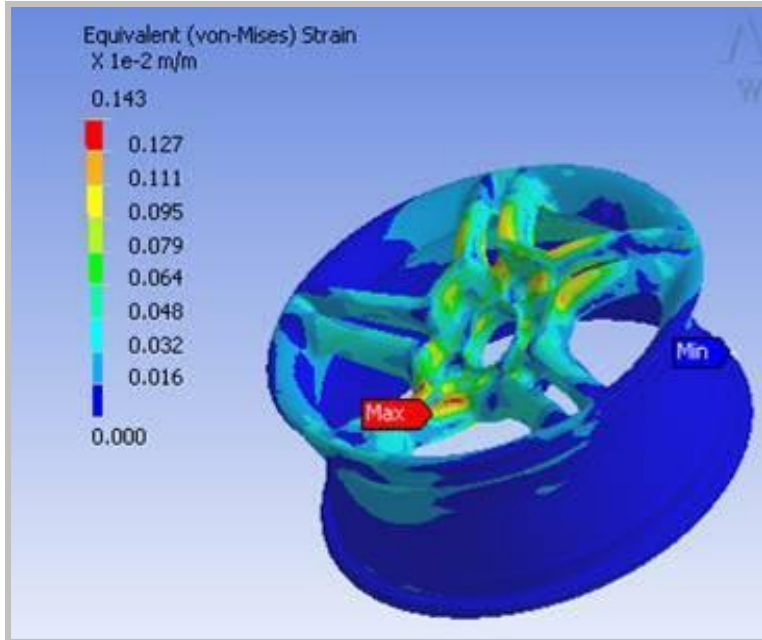
En ambos casos el esfuerzo presente sobre un brazo del rin es el mismo, por lo que se concluye que el esfuerzo que se presenta en cada brazo es inverso o alternante, consideración necesaria para el análisis de fatiga.

De los resultados de esfuerzos se obtuvo una comparación entre Catia V4 y Ansys, la cual resultó en una diferencia en el valor del esfuerzo máximo menor al 1 % entre ambos, la cual se muestra en la siguiente tabla y, las zonas más débiles de la estructura presentada en ambos casos son las mismas.

Esfuerzos obtenidos por análisis numéricos.	
Esfuerzo máximo resultante en Ansys	102 MPa
Esfuerzo máximo resultante en Catia V4	101.84 MPa
% de Diferencia	0.15 %

DEFORMACIONES.

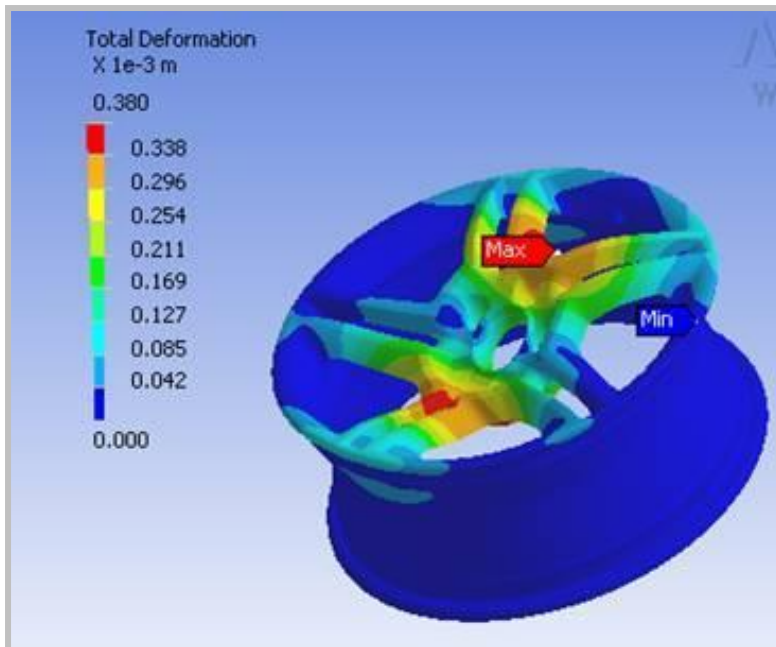
Elongacion equivalente



Se observa que la máxima elongación corresponde a 0.00143 m/m, y se presenta en la zona donde existe la máxima amplitud de deformación y los mayores esfuerzos.

Fig. 40

Deformación Total

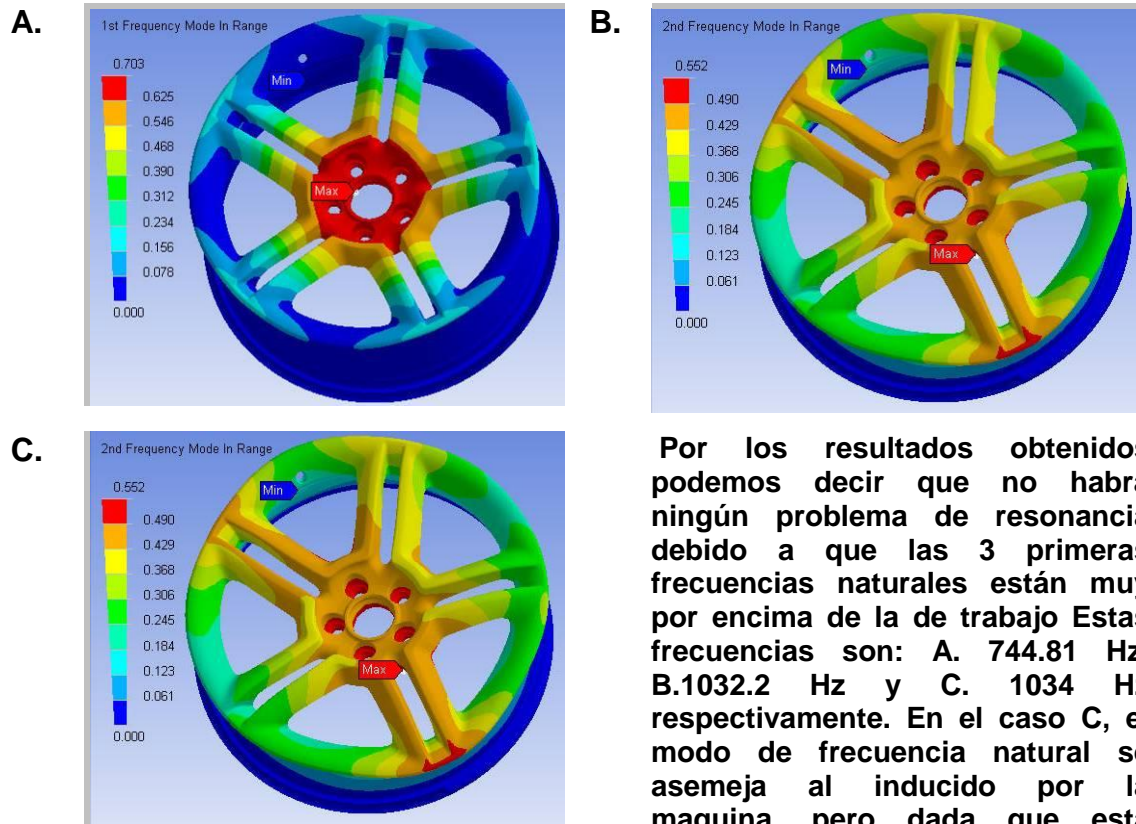


La deformación máxima presente en la pieza corresponde a **0.38 mm**. En ésta figura se observa que la zona de desplazamiento mayor se encuentra en el lado opuesto al brazo de mayor esfuerzo, mas sin embargo valores muy cercanos a la mayor elongación se encuentran en la zona de mayor esfuerzo.

Fig. 41

2.2.5 Análisis Modal

Durante el desarrollo del proyecto se decidió realizar un análisis modal en Ansys, con el fin de determinar las frecuencias naturales de la pieza, bajo las restricciones de la maquina de fatiga. En las siguientes imágenes se muestran los resultados obtenidos de los primeros modos de vibración que presentó.



Por los resultados obtenidos podemos decir que no habrá ningún problema de resonancia debido a que las 3 primeras frecuencias naturales están muy por encima de la de trabajo Estas frecuencias son: A. 744.81 Hz, B.1032.2 Hz y C. 1034 Hz respectivamente. En el caso C, el modo de frecuencia natural se asemeja al inducido por la maquina, pero dada que esta frecuencia es muy alta se desprecia cualquier daño por resonancia.

Fig. 42

En resumen se presentan los resultados obtenidos en Ansys.

Tabla No. 2.3. Resultados Análisis Estático en Ansys.

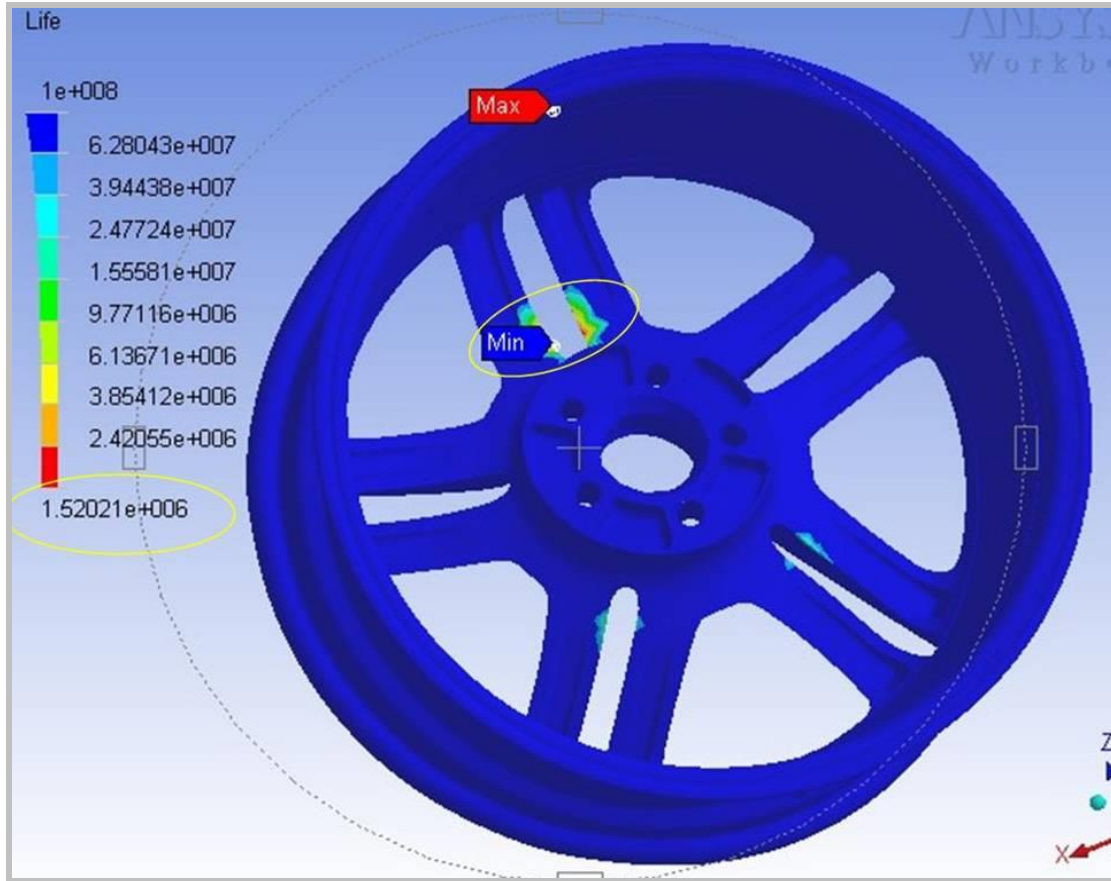
Parametro	Mínimo	Máximo
Esfuerzo Equivalente	43,479.77 Pa	1.02×10 ⁸ Pa
Elongación Equivalente	6.09×10 ⁻⁷ m/m	1.43×10 ⁻³ m/m
Deformación Total	0.0 m	3.8×10 ⁻⁴ m
1er. Modo de Vibración	744.81 Hz	--

2.2.6 Análisis de Fatiga.

Se establecieron los siguientes parámetros de prueba:

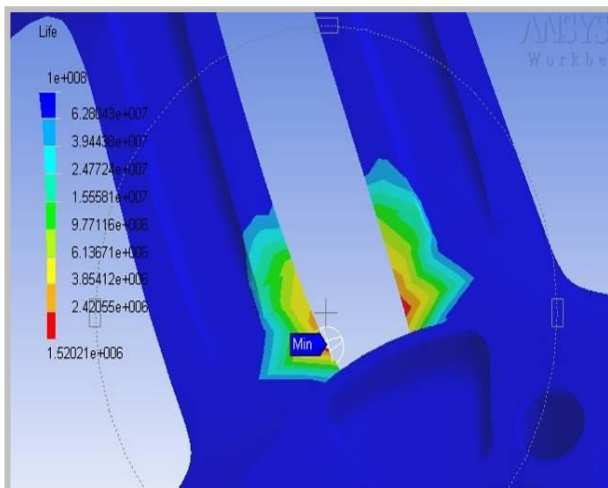
- R=-1, Es decir, el rin está sometido a esfuerzos alternantes.
- El método de resolución fue el de S-N. Con interpolación logarítmica.
- La componentes de esfuerzo tomadas, son calculadas estáticamente con la teoría de esfuerzos de Von Mises.
- La curva S-N fue obtenida en el *Capítulo 1*

Con todos los datos requeridos listos, se inició el análisis de fatiga, el cual nos llevó a los siguientes resultados: La vida útil del rin antes de fallar resultó en **1,520,210 ciclos de esfuerzo** como se muestra en la siguiente figura.



Vida estimada del rin sometido a fatiga flexionante.

Fig. 42



En ésta figura se aprecia como la grieta de fatiga inicia en la parte posterior de la cara, en la zona donde se presentan los máximos esfuerzos en la pieza.

Fig. 43 Zona de inicio de grieta por fatiga.

2.3 Análisis experimental del rin

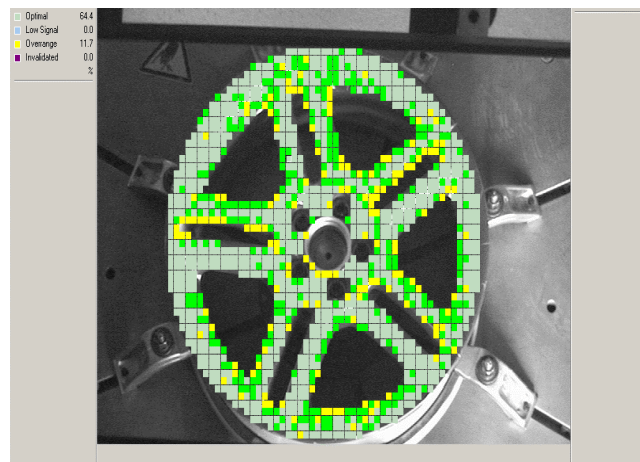
2.3.1. Análisis de vibraciones.

El objetivo de este análisis es establecer las zonas dinámicas más débiles de la estructura, para instrumentar el rin en esas zonas, y adquirir experimentalmente los valores de deformación y esfuerzos presentes en el rin.

Características de la Prueba. Se utiliza un equipo de medición de Láser Scanner Vibrometer o VibraScan, para medir las posibles zonas de concentración de esfuerzos y fractura, así como las máximas amplitudes de deformación en el rin. Para llevar esto a cabo es necesario utilizar un papel reflejante sobre la superficie del rin. Ya aplicado, se monta el rin sobre la máquina de fatiga y se fija a ésta. Antes de dar inicio a la prueba se crea una malla sobre la superficie del rin (la cara), esto es para establecer el número de puntos de medición.



Papel reflejante sobre la superficie del rin



Malla de medición del Laser Scanner

Fig. 44

Hay que notar que mientras más puntos existan, mejor es la resolución del rin para analizar y los resultados son más exactos, pero, el proceso es más tardado. Ya puesta en marcha la prueba de fatiga, se observa el modo de vibración y se predice el comportamiento de la pieza, así como sus posibles zonas de fallo, esto en base a su rigidez y a las concentraciones de esfuerzos.

Resultados del VibraScan.

Al realizar el análisis se obtuvieron los puntos con máxima concentración de esfuerzos y la amplitud de deformación como se muestra en la siguiente figura. Por las consideraciones tomadas se estima que el punto de fractura es donde se concentran los esfuerzos.

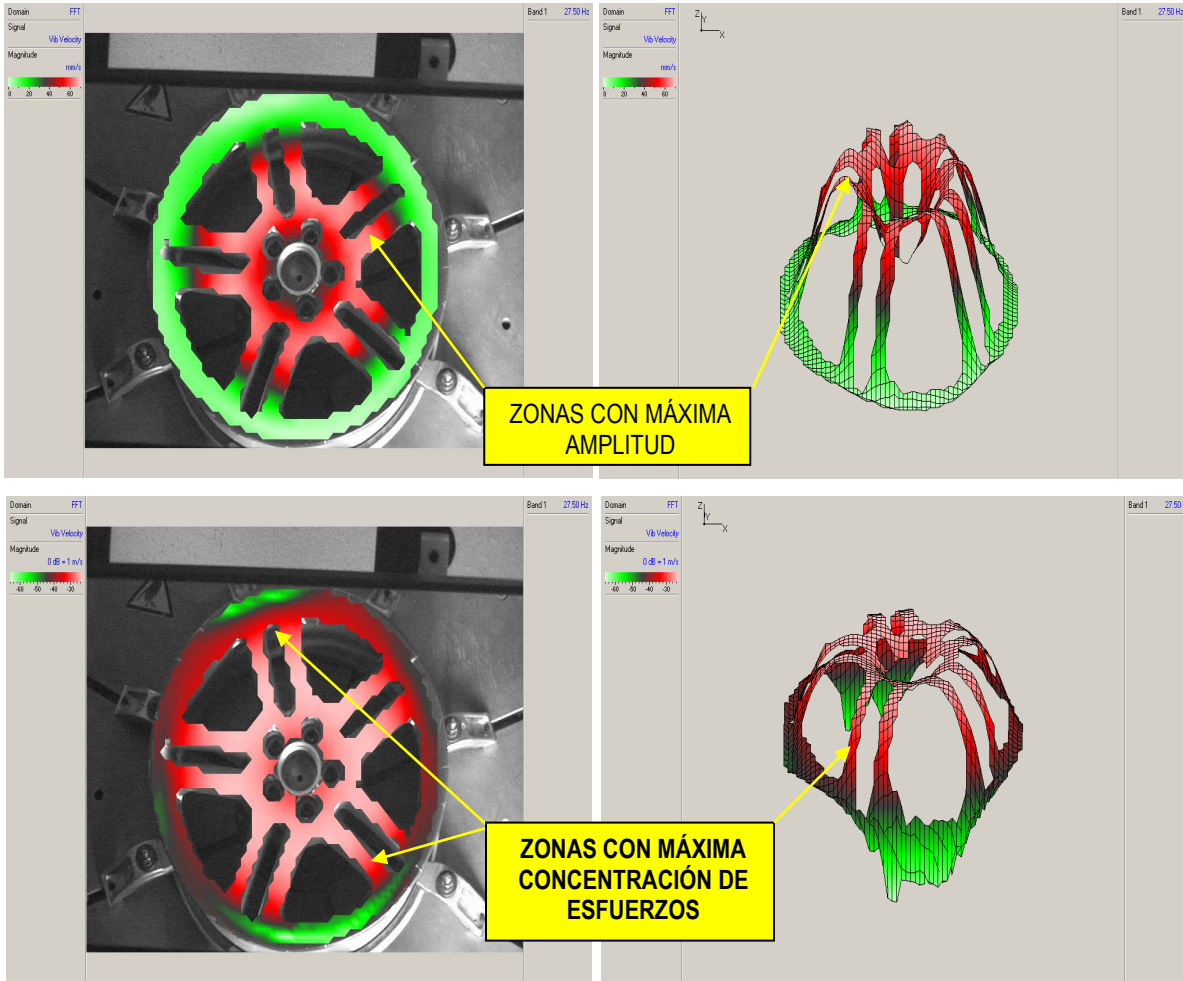
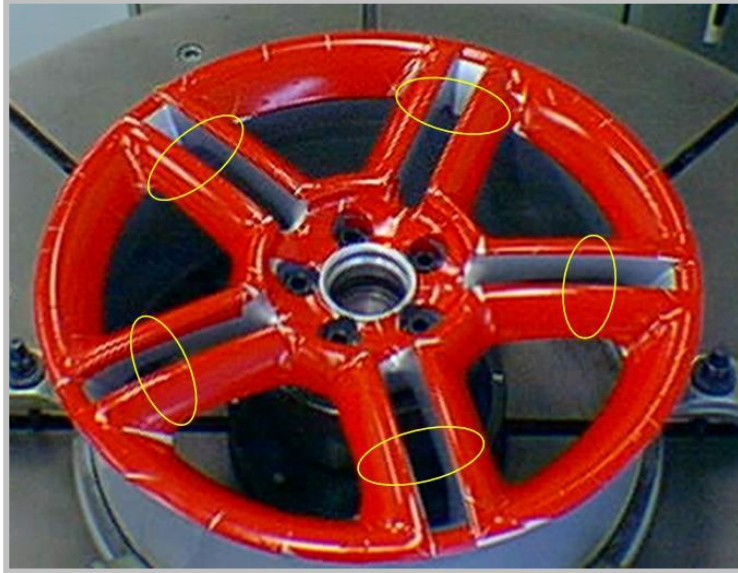


Fig. 45 Amplitudes y concentraciones de esfuerzo obtenidas por VibraScan

En base a los resultados obtenidos del VibraScan se tomaron las zonas del brazo como las sensibles a fracturas, y, debido a la simetría de la pieza se puede tomar cualquiera de los brazos como posible a romper, como se muestra en la siguiente imagen.



Zonas de posible fractura,seleccionadas para instrumentación

Fig. 46

En vista de este criterio se establecen los puntos a instrumentar con galgas extensométricas los cuales se muestran en la siguiente figura. Solamente se instrumentan 2 brazos, aquellos en los cuales se presenta la máxima amplitud de deformación, según la máquina de fatiga y las zonas de concentración de esfuerzos. Se utilizaron galgas extensométricas para aluminio de $\frac{1}{4}$ de puente.

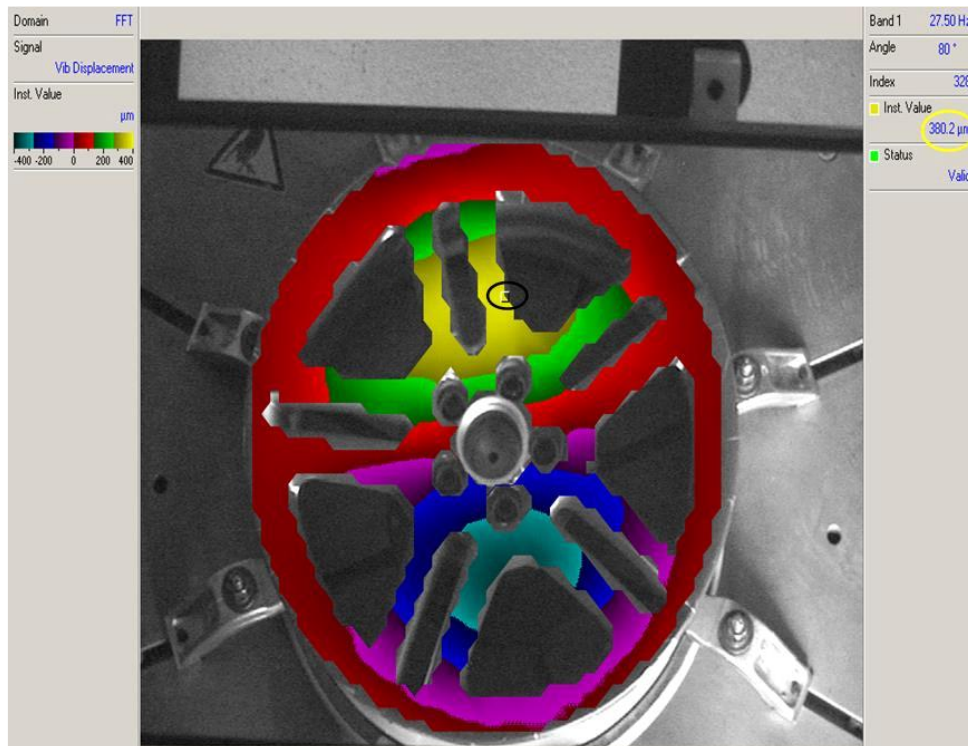


Fig. 47

Con el Vibrascan se obtuvo el desplazamiento máximo presente en la pieza, durante la prueba de fatiga, el cual corresponde a **0.38 mm**.

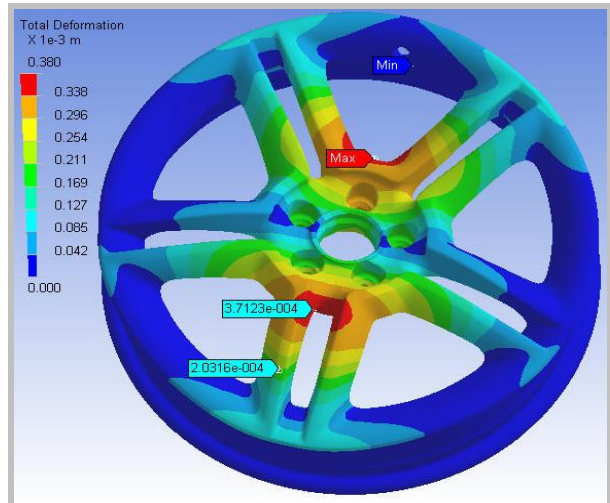
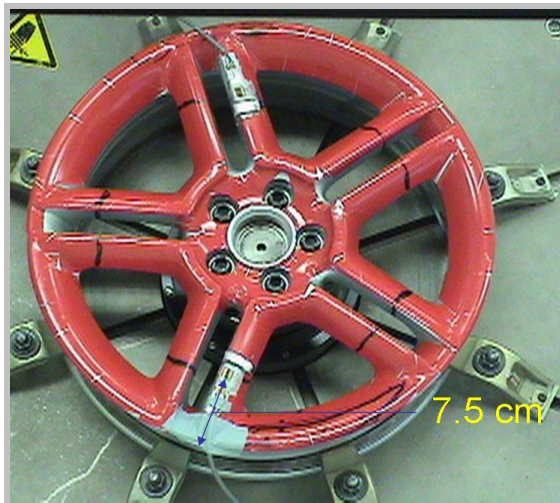
2.3.2. Medición de esfuerzos.



Instrumentación del rin para medición de esfuerzos, listo para someterse a fatiga.

Fig. 48

El resultado de las galgas extensometricas montadas en el rin muestra una amplitud máxima de deformación de 0.1875 mm, calculada a partir de las variaciones de voltaje obtenidas por las galgas extensometricas. Como se observa en las figuras anteriores, ambas zonas de medición coinciden y los resultados son semejantes.



La deformación máxima medida en las galgas equivale a 0.1875 mm.

La Deformación máxima calculada por medio del MEF en la zona de aplicación de las galgas equivale a 0.2032 mm.

Fig. 49

Cabe aclarar que el análisis de vibraciones se hizo a la par del análisis de estático, por lo que al momento de decidir cuales son los puntos de instrumentación, se tomaron en cuenta los resultados del Vibrascanner y no los del FEM.

2.3.3. Análisis de fatiga.

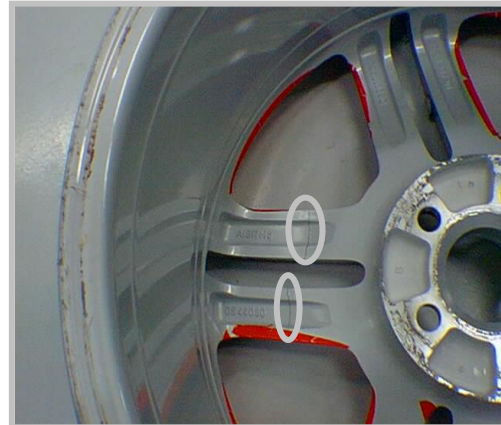
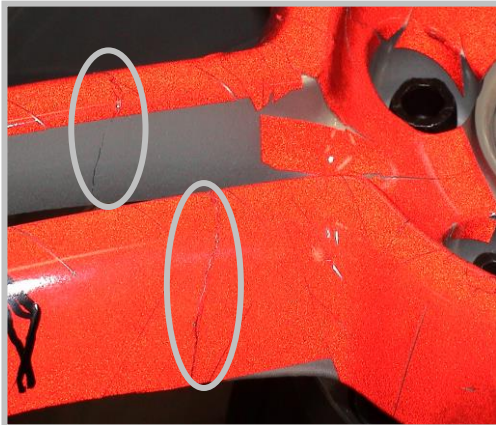
Valores de operación de la máquina de fatiga para el rin:

- **Momento Aplicado: 3.4 kN-m (máximo)**
- **Frecuencia: 27.5 Hz**

La máquina de fatiga tiene la característica de presentar en una gráfica circular la deformación máxima presente en la parte inferior del brazo de momento conforme va corriendo la prueba, por lo que presentó un estimado del posible brazo que fracturaría, como anteriormente se cito.

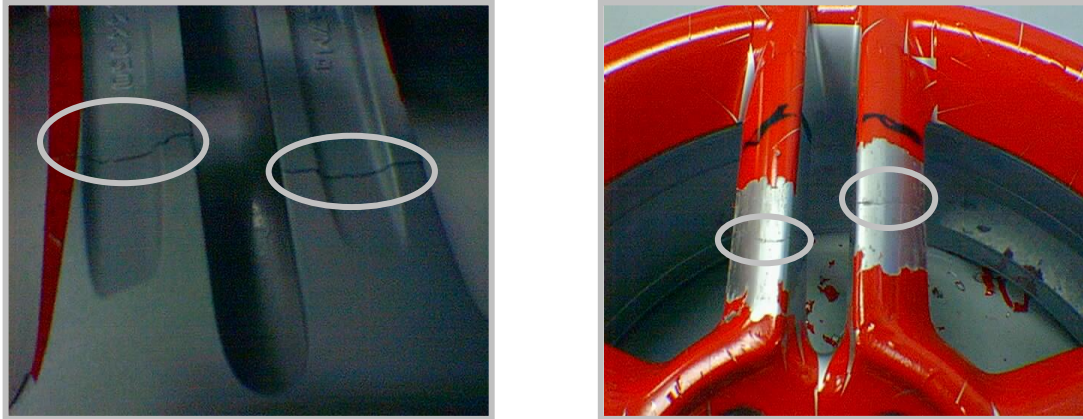
Al término de la prueba de fatiga la máquina arrojó los siguientes resultados:

- **Tiempo de duración de prueba hasta fractura: 15.26 hrs.**
- **No. de ciclos de resistencia: 1,511,088**



Grietas presentadas por fatiga después del análisis experimental.

Fig. 50

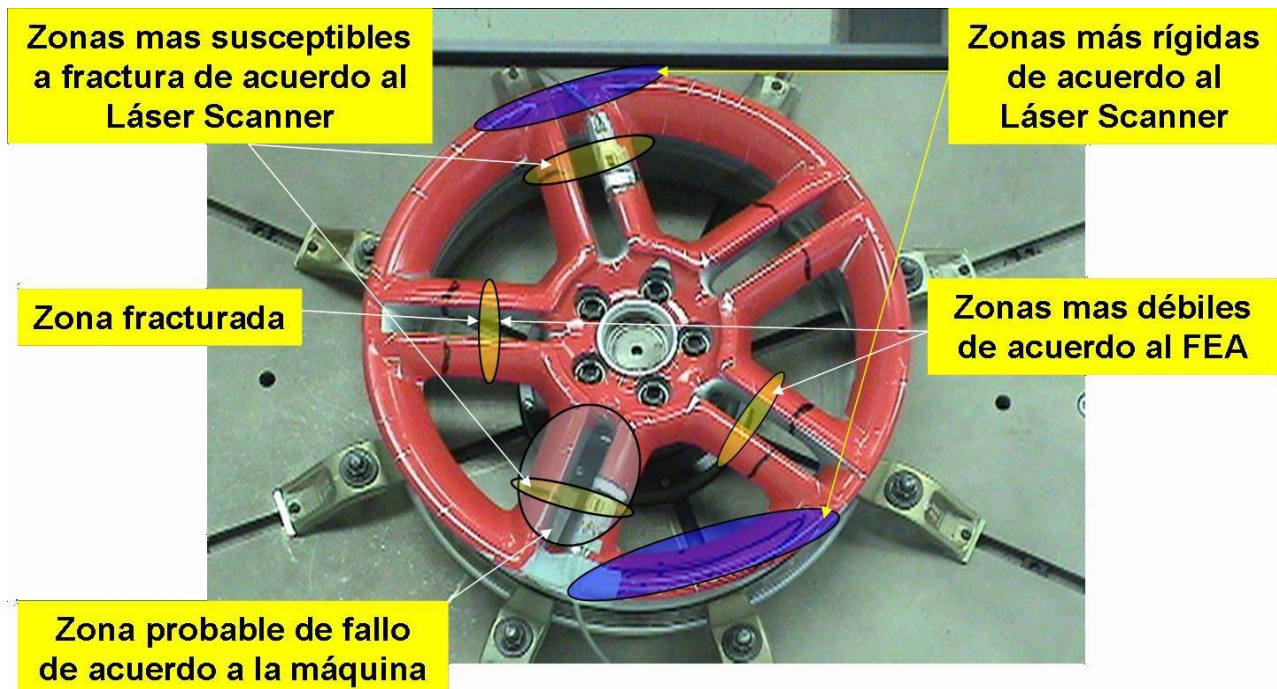


Grietas presentadas por fatiga después del análisis experimental.

Fig. 51

2.4 Evaluación de resultados

En resumen podemos decir que con los diversos estudios realizados se obtuvieron las posibles zonas de falla del rin en esta prueba como se muestra en la siguiente figura. Estas mismas zonas fueron tomadas como guías para llevar a cabo el análisis de la mejor manera posible. Habiendo pequeñas discrepancias entre estos análisis, y entre los criterios que se tomaron para predecir su ruptura, podemos decir que el FEM nos dio una idea clara del comportamiento de la pieza en ambiente real.

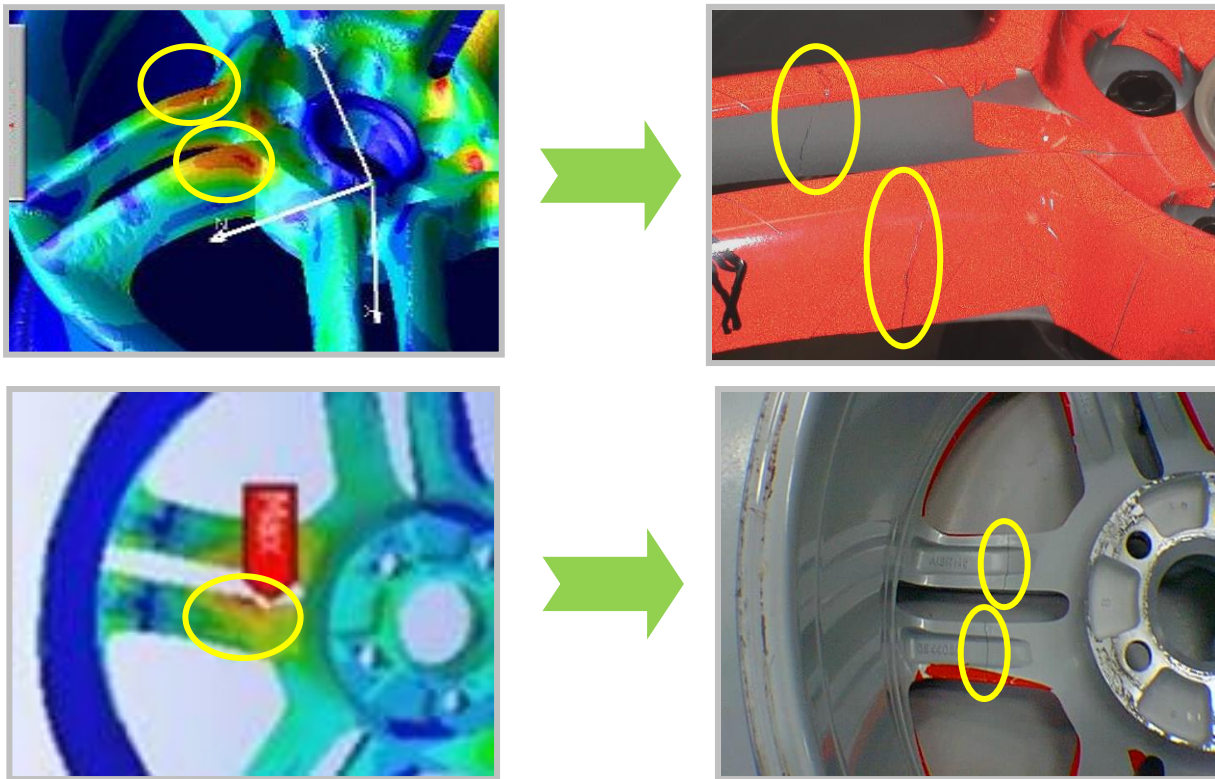


Zonas susceptibles a fractura.

Fig. 52

Después de terminar la prueba de fatiga, el rin falló en las zonas previstas, el brazo fracturado fue aleatorio, debido a su simetría. Con estos datos podemos decir que el rin cumplió satisfactoriamente la prueba, al no presentar grieta antes de 1,200,000 ciclos, como lo marca la norma.

Análisis Numérico vs. Análisis Experimental



Comparación de resultados entre Ansys y la máquina de fatiga.

Fig. 53

Al realizar una comparación entre el análisis numérico y el experimental se observó que las zonas de fractura en ambos casos son las mismas, es decir la pieza se comportó como se había previsto por el FEM. Además se comprueba la similitud de datos obtenidos de ambos análisis como se muestra a continuación.

Comparación de Resultados. A. Experimentales / B. Numérico.		
A	No. de Ciclos de Resistencia:	1,511,088
	Tiempo de Prueba:	15:26 Hrs.
	Deformación Máxima (Galgas/VibraScan):	0.1875 / 0.38 mm
B	No. de Ciclos de Resistencia:	1,520,210
	Tiempo de Prueba:	2:30 Hrs.
	Deformación Máxima (Galgas/VibraScan):	0.2013 / 0.38 mm.

Entonces se puede decir que la diferencia de número de ciclos de vida entre ambos análisis fue de **0.6 %** y el tiempo de prueba se redujo cerca de **13 Hrs.**

CAPÍTULO III

Conclusiones y

Recomendaciones

Conclusiones.

- A través del análisis del rin por el MEF fue posible determinar las zonas más débiles de la estructura, obtener los valores de esfuerzos y desplazamientos de la pieza, calcular las frecuencias naturales del rin, así como obtener la vida útil de la pieza y el factor de seguridad.
- Los puntos de instrumentación por medio del Láser Scanner, se determinaron de acuerdo a la zona donde se presenta la máxima concentración de esfuerzos, sin embargo se estableció que en realidad, los puntos más débiles son aquellos en los cuales se presenta la máxima amplitud de vibración, es decir la zona con mayores esfuerzos.
- Las condiciones de frontera en el análisis del rin fueron establecidas correctamente, se observó que el análisis numérico concordó con el análisis experimental, tanto en zonas débiles como en valores de resistencia.
- El rin concluyó satisfactoriamente la prueba de fatiga dinámica flexionante al sobrepasar los márgenes de prueba en cuanto a su vida útil se refiere.
- El uso del Análisis Asistido por Computadora permite predecir el comportamiento de la pieza al ser sometida a fatiga dinámica flexionante sin necesidad de incurrir en largos tiempo de espera, por otro lado, la deficiente migración de un formato a otro, aumentó considerablemente el tiempo de análisis.
- El utilizar varios programas de análisis (Catia, Ansys, Vibrascan) permitió que existiera una mayor confiabilidad en el análisis realizado.

Recomendaciones.

- Establecer junto con el diseñador, un parámetro de tolerancias que permita una mejor conversión de formatos entre CAD-CAE, permitiendo así, generar sólidos del modelo, para evitar extensos periodos de retrabajo. Hay que evitar superficies demasiado grandes o cerradas presentes en el modelo, que no permitan un rápido análisis de las piezas.
- Antes de instrumentar un rin corroborar preferentemente las zonas de posible fractura con VibraScan y FEM.

BIBLIOGRAFÍA

FATIGA

- **Introducción a la Ciencia e Ingeniería de Materiales.**
Aut. William D. Callister, Jr.
Ed. Reverté, S. A.
- **Mechanical Behavior of Materials.**
Aut. Thomas H. Courtney
Ed. Mc-Graw Hill.
- **Diseño en Ingeniería Mecánica.**
Aut. Joseph E. Shigley.
6ta. Edición, Ed. Mc-Graw Hill.
- **Diseño de elementos de Maquinas.**
Aut. Virgil Moring Faires.
Ed. Limusa.
- **SAE Fatigue Design Handbook.**
Third Edition.
- **Stress Concentration Factors.**
Aut. Walter D. Pilkey.
Second Edition, Ed. Peterson's
- **ASM Handbook, Vol. 2, Non-Ferrous Alloys and Special-Purpose Materials, Properties and Selection of.**
ASM Publications, 1992.
- **ASM Handbook, Vol. 19, Fatigue and Fracture Section,**
ASM Publications. 1996.

ELEMENTO FINITO

- **Análisis computacional de esfuerzos mediante el método del elemento finito.**
Autores. V. M. Domínguez H., G. Urriolagoitia C., J. Angel Ortega
Instituto Politécnico Nacional, 1996, Segunda edición.

- **Building Better Products with Finite Element Analysis.**
Aut. Vince Adams and Abraham Askenazi.
Editorial, OnWord Press, 1999.
- **The Finite Element Method in Machine Design.**
Autor. Eliahu Zahavi.
Prentice Hall, 1992.
- **Manual de Ansys.**
V. 6.1, Febrero 2001.
- **Tesis de licenciatura, titulada análisis de deflexión en la estructura de la cabina de un automóvil tipo van,** por Carlos Augusto de la Cruz Fierro, Ciudad Juárez, Chihuahua, 2002.
- **TESIS de Maestría, titulada Análisis de Fatiga por el Método de Elemento Finito,** por el Ing. Israel Saucedo Meza.
Instituto Politécnico Nacional, 1997.
- **Finite Element Analysis, Theory and Applications with Ansys.**
Autor, Saeed Moaveni
Editorial, Prentice Hall, 1999.
- **Lectures Notes: Introduction to the Finite Element Method**
Autor, Yijun Liu
CAE research laboratory Mechanical Engineering Department University of Cincinnati, USA, January 2003.
- **An Introduction to the Finite Element Method**
Autor, J. N. Reddy.
Editorial McGraw-Hill, 1993.

Chasis.

- **Motor Vehicle Structures: Concepts and fundamentals.**
Autores. Jason C. Brown, A. John Robertson, Stan T. Serpento.
Editorial Butterworth-Heinemann
- **Complete Car Care Manual**
Editorial Reader's Digest Association, Inc., July 1981.
- **Teoria de las Vibraciones: Aplicaciones.**
Autor, William T. Thomson.
Editorial Prentice Hall, 1981.
- **The Automotive Chassis: Engineering Principles**

Autor, J. Reimpell & H. Stoll
Society of Automotive Engineering, Inc., 1996.

NORMAS

- **DIN EN 1706, Propiedades Químicas Y Mecánicas De Diferentes Aleaciones De Aluminio.**
- **Norma Interna De VW, EP 55 225.01, Stahlscheiben- Und Leichtmetallräder**
- **NMX-D-136-CT-1988, Autotransporte - rines para llantas de automóviles y camiones ligeros - especificaciones y métodos de prueba.**
- **Norma Interna De VW, PV 6601, Alloy Wheels, Acceptance Requirements For X-Ray Test.**
- **SAE J393, Nomenclature—Wheels, Hubs, And Rims For Commercial Vehicles.**
- **ISO 3006, Road Vehicles – Passenger Car Wheels – Fatigue Testing Methods, 2. Edition Switzerland, 1976.**