

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

“2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón”

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

ANÁLISIS DE FALLA DEL CIGÜEÑAL DE UN MOTOR MWM-ACTEON 4.12 TCE

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERIA MECÁNICA
PRESENTA

ING. VICTOR HUGO CRUZ VELÁZQUEZ

DIRECTOR:
DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA

COORDIRECTORES:
DRA. ERIKA OSIRIS ÁVILA DÁVILA
DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO

83 Páginas

Pachuca de Soto, Hidalgo, Junio de 2015.



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx



RSGC- 558

ISO 9001:2008
PROCESO EDUCATIVO

“2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón”

Pachuca, Hidalgo, **5/JUNIO/2015**

OFICIO No. DEPI-067-2015

**C. ING. VÍCTOR HUGO CRUZ VELÁZQUEZ
PRESENTE**

La que suscribe, Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, comunica a Usted que se autoriza la Impresión de Tesis titulada:

“Análisis de falla del cigüeñal de un motor MWM-Acteon 4.12 TCE”

Para obtener el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, una vez que han sido efectuadas las correcciones indicadas por el Jurado correspondiente.

Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.

ATENTAMENTE

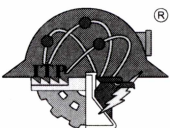
“EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA”

**DRA. ERIKA OSIRIS ÁVILA DÁVILA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
I. T. PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSTGRADO E INVESTIGACIÓN

C.p. Coordinación de Ingeniería Mecánica
Archivo
EOAD/Impp



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx



AGRADECIMIENTO

Para triunfar en la vida no es importante llegar primero, para triunfar solamente hay que llegar. Al culminar otro de mis logros personales dedico la presente tesis de grado a:

Dios por darme la oportunidad de seguir superándome, a pesar, de las difíciles circunstancias por las que he pasado en estos últimos años de mi vida.

A mis padres Cenobio Cruz Abrego y Belem Velázquez Sánchez por ser el pilar de mi formación, gracias por su cariño, comprensión y sacrificio han hecho posible la culminación de esta etapa de mi vida. Hoy retribuyo parte de su esfuerzo con este logro que es dedicado especialmente para ustedes papas.

A mis hermanos, abuelitos, tíos, tías y primos les doy las gracias por compartir tantas experiencias y mostrarme tantas cosas a lo largo de mi vida y ser parte de mi formación personal con el fin de llegar a ser una mejor persona.

A los profesores del Departamento de Estudios de Posgrado, en especial agradezco sinceramente a mi asesor de Tesis, Dr. Luis Manuel Palacios Pineda, su esfuerzo y dedicación. Sus conocimientos, su manera de trabajar, su persistencia, su paciencia y su motivación han sido fundamentales para mi formación como investigador. Él ha inculcado en mi un sentido de seriedad y rigor académico sin los cuales no podría tener una formación completa.

Y también agradezco al CONACyT por brindarme la beca con el objetivo de culminar mis estudios de Maestría.

VICTOR HUGO CRUZ VELÁZQUEZ

RESUMEN

En el presente trabajo se efectúa el análisis de falla al cigüeñal de un motor diésel MWM-Acteon 4.12 TCE. Este componente presentó la fractura cerca del radio de transición del tercer muñón de la bancada, al momento de la falla el motor solo contaba con 70,000 km de uso cuando está planteado para operar alrededor de 800,000 km.

Se realiza un análisis de las posibles causas de la falla, tales como fatiga, operación deficiente del motor, prácticas de mantenimiento, lubricación y material del que está fabricado el componente.

Con la final de contar con elementos para analizar cada una de las potenciales causas de falla se utilizando técnicas numéricas de Elemento Finito se ha determinado el estado de esfuerzo y los factores de seguridad en todo el cigüeñal tanto para cargas estáticas como para cargas dinámicas. Para tal efecto se realizaron análisis estático, de fatiga y transitorio. Además, se realizó un análisis macro y micro estructural del material del cigüeñal, utilizando técnicas ópticas y de electrónica de barrido. Por último, se adquirieron datos de operación y uso del motor. A partir de los resultados obtenidos se ha establecido la causa de la falla del componente.

ABSTRACT

An engine crankshaft fatigue analysis is presented. This crankshaft is part of a MWN ACTEON 4.12 TCE diesel engine that has presented an early failure during its operation. This component has suffered a fracture near the transition radius of the bearing surface. At the time of the failure the engine had only 70,000 km of use, but this hardware it is designed to operate up to 800,000 km. Analysis of potential causes of failure such as fatigue, poor engine operation, bad maintenance practices, lack of lubrication and component material analysis are performed.

Forces acting on the crankshaft are obtained and their influence on the component stress state is derived for both static and dynamic conditions. Non proportional load technic is used in order to obtain the four cylinders combined effect on fatigue. Stress distribution is derived considering the force fluctuation for each piston, fatigue safety factor is found on the failure zone. In addition, a macro and microstructural analysis of the material was performed using optical and electronic scanning techniques. From the results the most likely failure cause is established.

Índice

RESUMEN.....	IV
ABSTRACT.....	V
Índice de Figuras.....	IX
Índice de Tablas.....	XII
NOMENCLATURA.....	XIV
INTRODUCCIÓN.....	XIV
Antecedentes.....	XIV
Justificación.....	XVI
Planteamiento del problema.....	XVI
Hipótesis.....	XVII
Objetivo General.....	XVII
Objetivos Específicos.....	XVII
METODOLOGÍA.....	XVIII
CAPITULO 1 MARCO TEÓRICO	1
1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS DEL ANÁLISIS DE FATIGA	1
1.2 FUNDAMENTOS DE FATIGA.....	2
1.3 CARACTERÍSTICAS DE LA ROTURA POR FATIGA	3
1.4 ESTUDIOS DE FATIGA.....	4
1.4.1 ESTADIO I: INICIACIÓN	5
1.4.2 ESTADIO II: PROPAGACIÓN ESTABLE	5
1.4.3 ESTADIO III: PROPAGACIÓN ACELERADA	6
1.5 DIAGRAMA DE FATIGA S-N (STRESS- NUMBER OF CYCLES).....	7
1.5.1 ZONAS EN EL DIAGRAMA DE FATIGA	8
1.6 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	10
1.6.1 FACTOR DE SUPERFICIE K_A	10
1.6.2 FACTOR DE TAMAÑO K_B	10
1.6.3 FACTOR DE CARGA K_c	11

1.6.4	FACTOR DE TEMPERATURA K_D	11
1.6.5	FACTOR DE CONFIABILIDAD K_E	12
1.7	ESFUERZOS FLUCTUANTES	12
1.8	CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES	14
1.8.1	CRITERIO DE GOODMAN MODIFICADO	14
1.8.2	CRITERIO DE SODERBERG	15
1.8.3	CRITERIO DE GERBER	15
1.9	FACTOR DE SEGURIDAD POR CARGA ESTÁTICA.....	16
1.10	FACTOR DE SEGURIDAD POR CARGA DINÁMICA.....	17
1.11	ABSORVEDORES DE VIBRACION.....	19
1.11.1	ABSORBEDOR DE VIBRACIÓN DINÁMICO NO AMORTIGUADO	21
1.12	METODO DEL ELEMENTO FINITO	24
1.12.1	CALCULO DEL ESFUERZO Y LA DEFORMACION.....	25
1.12.2	METODO DEL ELEMENTO FINITO	26
1.12.3	GEOMETRÍAS DEL ELEMENTO.....	29
1.12.4	ORDEN DEL ELEMENTO	30
1.12.5	COMPARACIÓN ENTRE LOS ELEMENTOS H Y LOS P.....	31
1.12.6	RELACIÓN DE ASPECTO DEL ELEMENTO	31
1.12.7	EL MALLADO	32
1.12.8	CONDICIONES DE FRONTERA	34
1.12.9	CARGAS APLICADAS	35
CAPITULO 2 MODELADO DEL CIGÜEÑAL Y CONDICIONES DE FRONTERA ESTABLECIDAS EN ANSYS		37
2.1	HERRAMIENTAS PARA EL ANÁLISIS	37
2.2	ALIMENTAR DATOS EN ANSYS.....	39
2.3	MALLADO DEL CIGÜEÑAL.....	40
2.4	CONDICIONES DE FRONTERA	41
2.5	ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	42
2.5.1	CARGAS ESTÁTICAS	42
2.5.2	CARGA DINÁMICA	45
2.6	ANÁLISIS TRANSITORIO.....	45
CAPITULO 3 RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS ESTÁTICOS Y DINÁMICO		47
3.1	ANÁLISIS POR CARGA ESTÁTICA.....	47
3.2	ANÁLISIS POR CARGA DINÁMICA	51

CAPITULO 4 RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS TRANSITORIO	55
4.1 ANÁLISIS TRANSITORIO	55
CAPITULO 5 ESTUDIO MICRO- ESTRUCTURAL DEL CIGÜEÑAL.....	59
5.1 ESTUDIO MACRO ESTRUCTURAL.....	59
5.2 MEDICIÓN DE DUREZA AL MATERIAL DEL CIGÜEÑAL	64
5.3 PRUEBA DE LÍQUIDOS PENETRANTES	65
5.4 RESULTADOS MICRO- ESTRUCTURALES	66
CONCLUSIONES.....	69
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70

Apéndice

Apéndice A1. Análisis dinámico de mecanismo con Inventos.	71
Apéndice B1. Reconocimiento análisis de cargas variables en un cigüeñal de motor diesel.	72
Apéndice C1. Certificado de SolidWorks Associate.	73
Apéndice D1. Certificado, “Caracterización y Desarrollo de Materiales Compuestos”	74
Apéndice E1. Artículo, “Análisis de fatiga al cigüeñal del motor MWM-ACTEON 4.12 TCE”	75

Índice de Figuras

Figura	Descripción	Pág.
Figura 1	Accidente del Boeing 737-2000 en 1988.....	XIV
Figura 2.	Vista de la grieta de fractura en el muñón de biela.	XV
Figura 3.	Esquema de la metodología planteada para culminar la investigación.	XIX
Figura 1.1	Clasificación de las zonas en la superficie de fractura de un eje por fatiga.	3
Figura 1.2	Inicio de las microgrietas debido a la deformación plástica cíclica.....	4
Figura 1.3	Reordenamiento de la grieta al Modo 1.	6
Figura 1.4	Estudios de fatiga sobre un diagrama de Paris.....	7
Figura 1.5	Maquina empleada en el ensayo de vida rotatoria por fatiga.	7
Figura 1.6	Curva de Wöhler para un acero de calidad S700MC.	8
Figura 1.7	Diagrama de fatiga o curva S-N.	8
Figura 1.8	Grafica de algunas relaciones de Esfuerzo- Tiempo, a) Esfuerzo fluctuante, b) Esfuerzo repetido, c) Esfuerzo completamente invertido.....	13
Figura 1.9	Diagrama de los criterios de falla por fatiga.	16
Figura 1.10	Representación gráfica del Esfuerzo Repetido.	17
Figura 1.11	Dispositivo tipo mancuerna.	20
Figura 1.12	Absorbedor de vibración dinámico no amortiguado.	21
Figura 1.13	Efecto de un absorbedor de vibración no amortiguado en la respuesta de la máquina.....	23
Figura 1.14	Geometría compleja del cigüeñal.	24
Figura 1.15	Modelos de elementos finitos a) pistón b) biela c) cigüeñal de un motor	25

Figura 1.16 Elemento y modelo de resorte simple a) Diagrama de cuerpo libre del elemento b) malla de dos elementos y tres nodos.	27
Figura 1.17 Elementos finitos comunes.	29
Figura 1.18 Aspecto de elementos a) buenas b) malas.	32
Figura 1.19 Ejemplo de refinamiento de malla.	33
Figura 1.20 Curva de los resultados de esfuerzos al refinar la malla.	34
Figura 2.1 Cigüeñal fracturado.	37
Figura 2.2 Modelo del cigüeñal en SolidWorks.	37
Figura 2.3 Geometría a detalle del cigüeñal.	38
Figura 2.4 Curva S-N del material SAE 1548.	39
Figura 2.5 Mallado del Cigüeñal.	40
Figura 2.6 Condición de frontera en los muñones de bancada.	41
Figura 2.7 Condición de frontera fija en el extremo del cigüeñal.	42
Figura 2.8 a) Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de cuatro barras, b) Curva fuerza vs ángulo del cigüeñal.	43
Figura 2.9 Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 11^\circ$	43
Figura 2.10 Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 7^\circ$	44
Figura 2.11 Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 5^\circ$	44
Figura 2.12 Fuerzas Tangenciales y Radiales.	46
Figura 2.13 Fuerzas Tangenciales y Radiales de los cuatro pistones divididos en 0.24 Segundos.	46
Figura 3.1 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 500 rpm a $\theta \approx 5^\circ$	47
Figura 3.2 Factor de seguridad por carga estática bajo criterio a de Goodman. ...	48
Figura 3.3 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 1000 rpm a $\theta \approx 7^\circ$	48
Figura 3.4 Factor de seguridad por carga estática.	49

Figura 3.5 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 1500 rpm @ 11°.....	49
Figura 3.6 Factor de seguridad por carga estática.....	50
Figura 3.7 Esfuerzo residual por cargas dinámicas cuando el motor opera a 1500 rpm @ 11°.....	51
Figura 3.8 Factor de seguridad por el criterio de Goodman.....	52
Figura 3.9 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 1000 rpm $\theta \approx 7^\circ$	52
Figura 3.10 Factor de seguridad bajo el criterio de Goodman.....	53
Figura 3.11 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 500 rpm con un $\theta \approx 5^\circ$	53
Figura 3.12 Factor de seguridad bajo el criterio de Goodman.....	54
Figura 4.1 Esfuerzo residual del análisis transitorio.....	55
Figura 4.2 Historia del esfuerzo Von Mises en todo el cigüeñal a 500 rpm con un $\theta \approx 5^\circ$	56
Figura 4.3 Atenuación de los valores obtenidos de la Figura 4.2.....	56
Figura 4.4 Selección del vértice donde se fracturo el cigüeñal.....	57
Figura 4.5 Historia del esfuerzo en la superficie de fractura.....	58
Figura 4.6 Atenuación de los valores del cuarto análisis.....	58
Figura 5.1 Identificación de la fractura en el cigüeñal.....	60
Figura 5.2 Magnitud de la ruptura y el inicio de la misma.....	60
Figura 5.3 Ralladuras y desprendimiento de metal causadas por calentamiento y fatiga.....	61
Figura 5.4 Poro y Grieta que tienen inicio en el radio del muñón.....	61
Figura 5.5 Profundidad de la grieta.....	62
Figura 5.6 Descripciones de los fenómenos presentes en la fractura.....	62
Figura 5.7 Contraparte de la fractura.....	62
Figura 5.8 Seccionamiento de la pieza.....	63

Figura 5.9 Pieza A.....	63
Figura 5.10 Comparación de las escalas de dureza.	64
Figura 5.11 Comparación de las escalas de dureza.	64
Figura 5.12 Líquidos penetrantes SKL-WP2 Water Washable Visible Dye Penetrant.....	65
Figura 5.13 Aplicación del líquido penetrante y fisura con poros.	65
Figura 5.14 Límites de grano e inclusiones en el material.....	66
Figura 5.15 Vista con el MEB.....	66
Figura 5.16 Vista detallada con el EDS.....	67

Índice de Tablas

Tabla	Descripción	Pág.
Tabla 1.1	Coefficientes a y b en función de su acabado superficial.	10
Tabla 1.2	Efecto de la temperatura en operación del acero.....	11
Tabla 1.3	Valores para determinar el factor de confiabilidad.	12
Tabla 2.1	Propiedades del material SAE 1548.....	39
Tabla 2.2	Combinación de los análisis de cada fuerza aplicada en los pistones obedeciendo el orden de encendido del motor.....	45
Tabla 3.1	Esfuerzos residuales máximos y factores de seguridad.....	50
Tabla 3.2	Resultados de esfuerzos máximos y factor de seguridad.	54
Tabla 5.1	Propiedades Químicas del Acero 1548.	59
Tabla 5.2	Resultados de dureza en las escalas HRC y HRF en el eje X.	64
Tabla 5.3	Resultados de dureza en las escalas HRC y HRF en el eje Y.	64

NOMENCLATURA

a	Tamaño de fisura
N	Numero de ciclos
F_g	Fuerza de los gases
T_2	Torque producido por la explosión de los gases
θ	Angulo que define la posición de la manivela
σ'	Esfuerzo de Von Mises
σ	Esfuerzo
S_y	Límite de resistencia a la fluencia del material
n	Factor de seguridad
$[D]$:	Matriz de rigidez elástica
C y m	Constantes que dependen del material y del ambiente
ΔK_I	Rango del factor de intensidad de esfuerzos
$\frac{da}{dN}$	Velocidad de crecimiento de la grieta
S_{ut}	Límite de resistencia ultima a la tensión
S_e'	límite de fatiga de la viga rotatoria
K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de carga
K_d	Factor de temperatura
K_e	Factor de confiabilidad
K_f	Factor de efectos varios
S_e	Límite de resistencia a la fatiga
Z_a	Factor de transformación
F_{max} y F_{min}	Fuerza máxima y fuerza mínima
F_m	Fuerza media
F_a	Fuerza alternante
σ_{max}	Esfuerzo máximo
σ_{min}	Esfuerzo mínimo
σ_a	Componente de la amplitud
σ_m	Componente del esfuerzo medio
σ_r	Intervalo de esfuerzo
σ_s	Esfuerzo estático o constante
R	Razón de esfuerzo
A	Razón de amplitud

INTRODUCCIÓN

Antecedentes

El tema de fatiga es la causante de la mayor parte de las roturas de piezas mecánicas que se encuentran en servicio, y su estudio precisa comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad o daño, y que la rotura se produce bajo cargas que se están aun dentro del periodo elástico del comportamiento del material. Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar inicios de fallo inminente, sino que este se produce de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas del conjunto, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes de magnitudes catastróficas.

Citando un famoso ejemplo en aviación Figura 1, en el año 1988 el avión Boeing 737-200, durante el vuelo 243 de Aloha Airlines sufrió el desprendimiento del techo de la parte delantera a 10000 pies de altura. Las investigaciones determinaron que la causa del accidente fue la fatiga del metal [1].



Figura 1.1 Accidente del Boeing 737-200 en 1988.

Otro acontecimiento ocurrido por fatiga fue la rotura del cigüeñal de una Moto Nave “Mar del Sur” de la empresa EQUITALL, donde el material del cigüeñal arrojo que se trata de un acero 30. Los cálculos realizados demostraron, que la capacidad resistente de este acero es insuficiente para soportar las tensiones que se desarrollan en el codo de salida del cigüeñal y los factores de seguridad a la fatiga en algunos de los puntos más críticos del cachete, por donde se produjo la fractura, dan inferiores a la unidad y la aplicación de la Mecánica de la Fractura Subcrítica, confirmo que la Vida Útil del árbol con dicho material, es muy limitada.

El motor había sido recientemente reparado colocándole un cigüeñal nuevo, el cual solo tenía 91 días de explotación después de la reparación. Con este sería el segundo cigüeñal que se fracturaba después de la reparación y ambos de la misma sección véase Figura 2 [2].



Figura1.2. Vista de la grieta de fractura en el muñón de biela.

Se han investigado varias causas de fallas en los cigüeñales. Changli et al. (2005) encontraron que la falla del cigüeñal analizado se debió a los esfuerzos cortantes, causados por una fricción inusual entre la superficie del eje y del casquillo, por reparación y ensamble inadecuado.

Chien et al (2005) investigaron la influencia de los esfuerzos residuales en los filetes de los cigüeñales inducidos en el proceso de fabricación en la falla por fatiga del hierro fundido nodular, usando elementos finitos.

En otro estudio Silva (2003) encontró que la causa de la falla de los cigüeñales analizados fueron causados por un incorrecto rectificado de los muñones (excesiva profundidad de corte, inadecuada lubricación), produciendo alta generación de calor sobre las superficies en contacto, originando pequeñas fisuras por fatiga térmica [3].

Justificación

El principal interés de desarrollar este proyecto surgió de tan inesperado acontecimiento en la fractura de un cigüeñal de uno de los motores a diésel más recientes de la familia MWM serie 229 siendo este fabricado en el año 2006 [4]. Por medio de este acontecimiento se pretende en esta tesis analizar a detalle este tipo de elementos mecánicos, ya que es el componente principal en el funcionamiento de un motor de combustión y ser quien entrega trabajo para mover el peso y la carga del camión.

Los motores a diésel son muy cotizados al desempeñar trabajos a alta presión y con cargas no siempre continuas ni tampoco constantes esto lo hace tender a una falla prematura aun tan nuevo que este sea.

Los componentes que operan en un régimen de velocidades relativamente alto suelen tener desgaste, y en un momento agrietarse hasta alcanzar la fractura, estos términos están ligados fuertemente con el tema de fatiga y es la parte de interés en lo particular.

Sin embargo otro de los motivos de este trabajo es adquirir los conocimientos que se requieren para contemplar el diseño de este tipo de elementos, y resolver problemas en un futuro dentro del ámbito laboral que se desempeñe.

Planteamiento del problema

Hasta ahora, durante el desarrollo del análisis de fatiga a cigüeñales en otros artículos ha sido enfocado a determinar las características químicas del material con que han sido fabricados, y a realizar estudios de microestructura cuando el cigüeñal ha llegado a la zona plástica, siendo esto más cómodo para realizar el análisis en donde se puede medir la dureza y estudiar una parte diferencial de todo el cigüeñal.

No descartar que los estudios mencionados sean esenciales para determinar la falla del elemento así como la vida útil, con lo que da la oportunidad de plasmar en este trabajo el análisis de fatiga visualizando el comportamiento del cigüeñal bajo condiciones de frontera aproximadamente apegados a la realidad en un estudio tridimensional.

Hipótesis

Demostrar con las investigaciones correspondientes a las teorías de fallas por fatiga y fractura la causa raíz que produjo la rotura del cigüeñal, así como definir las condiciones de frontera que más se apeguen a la realidad para tener resultados satisfactorios en este análisis.

Objetivo general

- Realizar de manera concisa el análisis de fatiga de un cigüeñal tomando en cuenta las cargas con las que opera este elemento, las fuerzas que ejercen los pistones por la combustión, las fuerzas resultantes de los apoyos del cigüeñal, los regímenes de velocidades a los que entrega el torque necesario para mover la carga, con el propósito de determinar factor de seguridad, vida útil del cigüeñal y la fractura del mismo, sustentando la investigación con cálculos analíticos, numéricos y microestructurales.

Objetivos específicos

- Realizar los bosquejos correspondientes para realizar los cálculos analíticos.
- Hacer uso de los programas Matlab, SolidWorks, ANSYS, con el fin de desarrollar la habilidad de resolver diferentes problemas de esta índole de estudios.
- Determinar los esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad mediante análisis estático y dinámico por medio de herramientas computacionales.
- Determinar los esfuerzos residuales que se ejercen en las superficies de los muñones de bancada y de biela.
- Realizar el análisis estructural con la finalidad de someter al cigüeñal bajo cargas de operación cercanas en la realidad.
- Validar los resultados con artículos, trabajos experimentales y trabajos publicados.

METODOLOGÍA

Una importante premisa en cualquier análisis que se quiera realizar es la de no confiar en las soluciones sin antes contrastarlas contra algo. En este trabajo se pretende seguir esta premisa hasta donde sea posible, por ello se ha establecido una metodología a seguir en el análisis del cigüeñal que se resume esquemáticamente en la Figura 3.

1. Realizar las mediciones correspondientes del cigüeñal para construir el modelo en SolidWorks.
2. Establecer las condiciones de frontera que se aproximen a la realidad para tener resultados confiables y poder compararlos con artículos que sustenten este trabajo.
3. El tipo de mallado y la selección del mismo es muy importante en este tipo de análisis donde se cuenta con un elemento tipo rígido.
4. Mediante las teorías de falla por fatiga y análisis de elementos finitos ANSYS 14.0 se podrán realizar los cálculos analíticos y numéricos para obtener resultados como: factor de seguridad, concentración de esfuerzos y deformaciones de forma general así como puntual.
5. Por medio de un análisis transitorio se desarrollara el estudio de la historia del esfuerzo al que se estará sometiendo el cigüeñal, obteniendo graficas que nos den información precisa para describir el comportamiento.
6. Manipulación y atenuación de graficas con Matlab.
7. Desarrollar un estudio macro y micro estructural del cigüeñal.
8. Mediante los análisis numéricos y estructurales anteriormente mencionados se compararan los resultados que permitan el objetivo y la culminación de este trabajo.

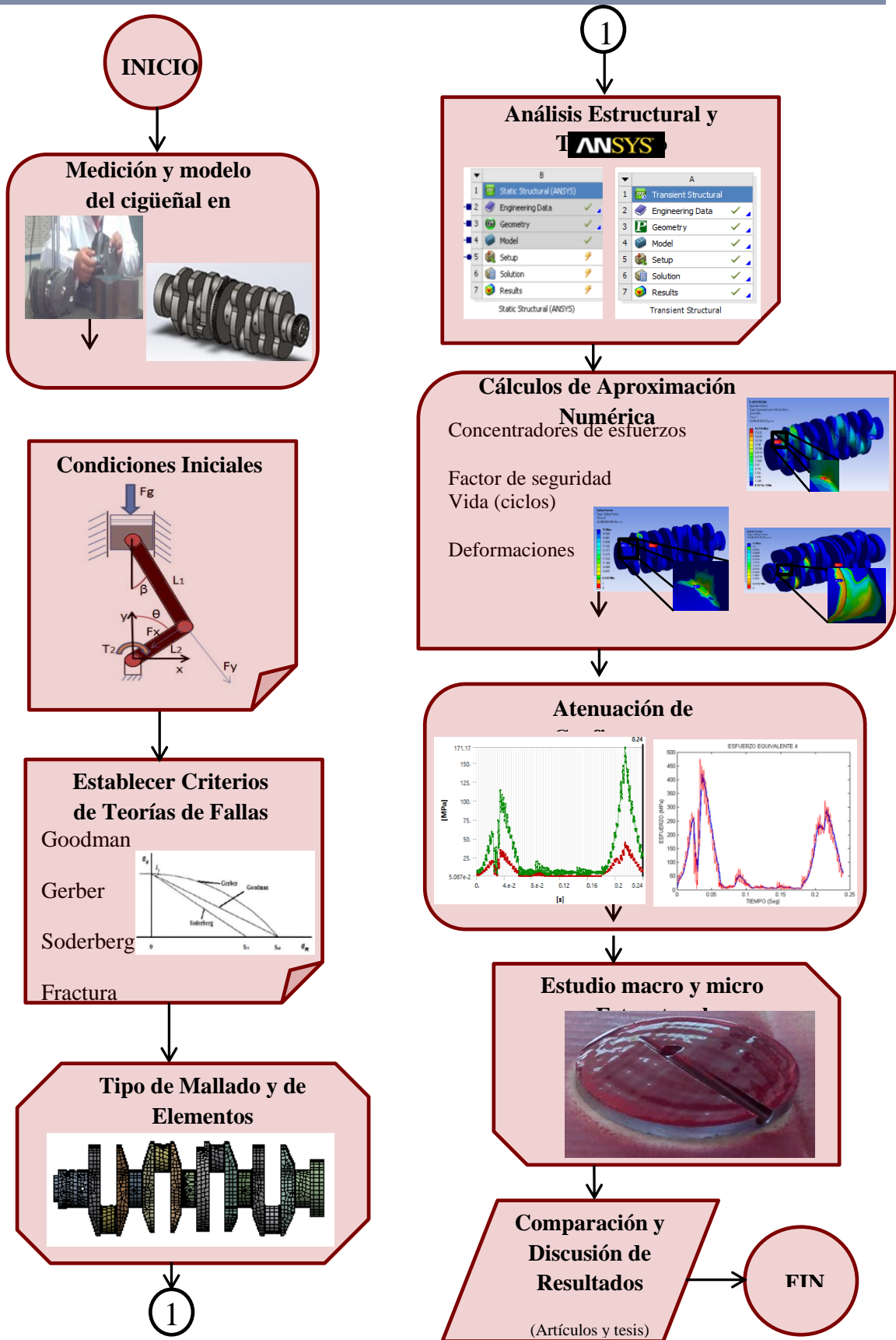


Figura 1.3. Esquema de la metodología planteada para culminar la investigación.

CAPITULO 1 MARCO TEÓRICO

1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS DEL ANÁLISIS DE FATIGA

Desde hace mucho tiempo se ha constatado que los materiales rompen más fácilmente bajo la acción de cargas variables que bajo la acción de cargas constantes, es bien conocido el que la aplicación de una fuerza repetida a veces conduce a la rotura del componente con más facilidad que con una única carga estática (a igualdad de valores).

Sin embargo, hasta finales del siglo XIX no se comenzó a analizar sistemáticamente este aspecto del comportamiento de los materiales. William John Macquorn Rankine, ingeniero y físico escocés, mientras trabajó con su padre en la Edinburgh & Dalkeith Railway (la primera vía férrea de Edimburgo), propuso en 1843 una teoría para explicar las roturas por fatiga que se producían en los ejes de los ferrocarriles. Estas teorías servirían posteriormente a August Wöhler, ingeniero alemán.

Fue este mismo, Wöhler, durante las décadas de 1850 y 1860, quién realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria del ferrocarril y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternativos. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga y el diagrama S-N (diagrama que relaciona el nivel de tensión alternativa pura con el número de ciclos hasta rotura de una probeta). [1]

Ya en 1903, Ewings y Humphries observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalinos del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material. [1]

Aun cuando la teoría de Ewings y Humphries supone un notable avance respecto a lo que hasta entonces se conocía sobre la fatiga, presenta algunas lagunas.

Por ejemplo, la falta de explicación de la ausencia de rotura de las probetas y piezas por debajo de un cierto umbral de tensión, como observó Wöhler.

En 1910, el norteamericano Bastin plantea una ecuación, en la forma del logaritmo de la tensión frente al logaritmo del número de ciclos, para la zona de vida finita observada por Wöhler. La ecuación que se utiliza hoy en día proviene de aquellos planteamientos.

A mediados de los años 20, Hanson y Gough apuntaron una hipótesis a este aspecto de la fatiga de los materiales férricos, considerando que se produce un fenómeno de endurecimiento por deformación de tal modo que, para niveles bajos de la tensión de fatiga, es capaz de frenar la propagación de las microgrietas originadas por el deslizamiento cristalino.

Como resumen, se puede decir que, a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos 180 años, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales. De todos modos, la teoría del deslizamiento parece ser la más adecuada para interpretar las fases iniciales de la fatiga de un material [1].

1.2 FUNDAMENTOS DE FATIGA

Las cargas con amplitudes variables a lo largo del tiempo producen la rotura sobre los elementos mecánicos para valores de tensión inferiores a los que suceden en casos de cargas de amplitud constante, sin embargo con análisis más curiosos presentan que los esfuerzos máximos estuvieron por debajo a la resistencia a la fluencia. La característica notable de este tipo de fenómenos es que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces, por lo tanto, a la falla se le llama *falla por fatiga* [5].

Es definido de una manera más general por las normativas ASTM como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total tras un número de ciclos” [1].

Los cigüeñales de los motores son sometidos a un número significativo de cargas cíclicas durante el servicio.

Fallo por fatiga se observan principalmente en la región de filete de un cigüeñal, ya que es dinámica y geométricamente la región más crítica en cigüeñal [9].

Los cigüeñales en motores de combustión interna pueden experimentar un significativo número de ciclos con cargas estando en operación aproximadamente 800,000 Km. Dado la fractura por fatiga y al estar sometido a estas cargas las grietas suelen iniciar cerca de los filetes siendo las principales zonas de la falla mecánica en los cigüeñales de los vehículos [6].

1.3 CARACTERÍSTICAS DE LA ROTURA POR FATIGA

Es evidente que el origen de la rotura por fatiga es un punto de concentración de tensiones en la superficie de rotura.

La iniciación de grietas puede ocurrir como resultado de cargas por fatiga mecánica o térmica [7].

La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo.

Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos claramente diferenciadas. La Figura 1.1 ilustra un ejemplo clásico de la rotura por fatiga de un eje.

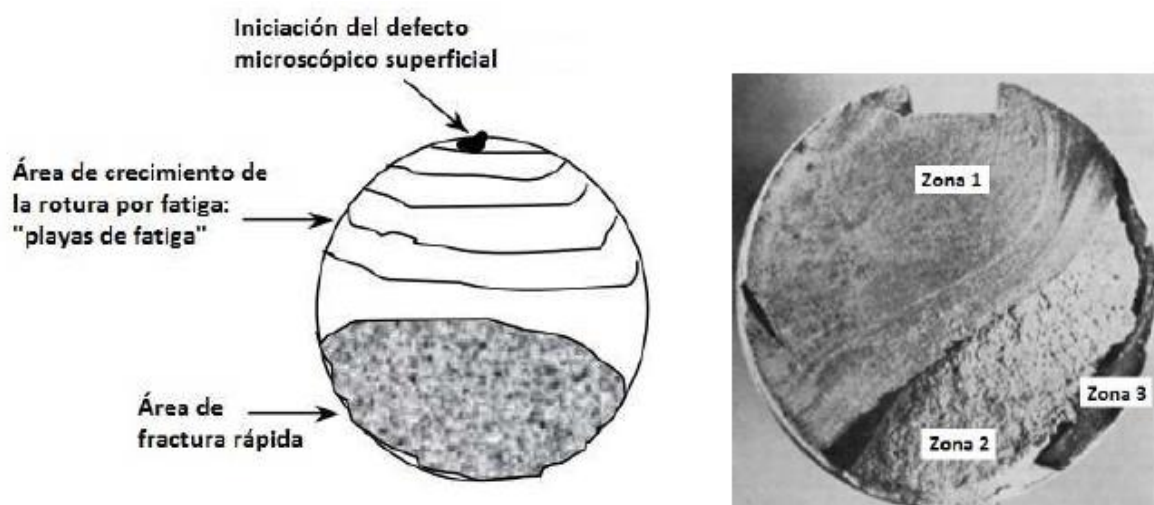


Figura 1.1 Clasificación de las zonas en la superficie de fractura de un eje por fatiga.

En esta figura se observan tres zonas diferentes:

Zona 1: Es la zona con más sección, corresponde a la propagación lenta de la grieta (fuente de concentración de tensiones). Suele tener un aspecto liso y a veces es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura) una vez rota la pieza. La mayor o menor nitidez con las que aparecen estas líneas o estrías dependen de la naturaleza del material.

Zona 2: Corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la sección del eje.

Zona 3: Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga [1].

1.4 ESTUDIOS DE FATIGA

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una etapa de iniciación, una de propagación estable y finalmente una de propagación acelerada que conduce al fallo del componente.

La propagación de grietas es solo atribuida a la fatiga mecánica producida bajo ciclos en los rodamientos y cargas de torsión [7].

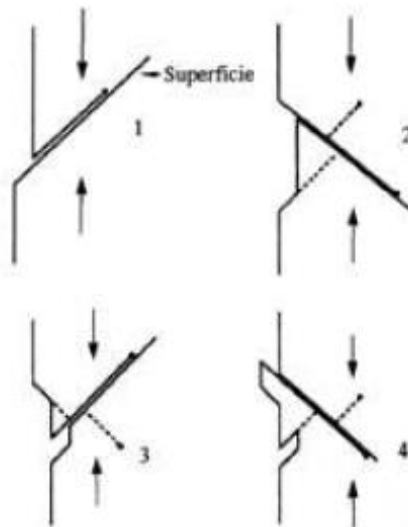


Figura 1.2 Inicio de las microgrietas debido a la deformación plástica cíclica.

1.4.1 ESTADIO I: INICIACIÓN

Habitualmente en la superficie se encuentran zonas con altas cargas alternadas que producen deformaciones plásticas en los granos próximos a la superficie véase Figura 1.2. Esta deformación se localiza en bandas persistentes de deslizamiento.

Cuando un grano, situado en la superficie, deforma, se genera un escalón en dicha superficie, que inmediatamente se oxida.

Una vez oxidada la superficie del escalón resulta imposible invertir la deformación en ese plano. La deformación en sentido contrario deberá acontecer en otro plano, que obviamente forma otro escalón que se oxida y se suprime la deformación en este nuevo plano.

La repetición de este ciclo de deformación, oxidación y bloqueo acaba por formar protuberancias o entrantes en la superficie original del sólido que concentra tensiones. La situación se agrava y termina por aparecer una microgrieta a partir de estos defectos superficiales que se propaga a lo largo de las bandas persistentes de deslizamiento (formando 45° con la dirección de tensión).

En este estadio la microgrieta tiene mucha dificultad para atravesar los bordes de grano, y a menudo, sólo consigue progresar un grano y ahí se detiene. Si la carga es más alta o con suficiente número de ciclos, reinicia la propagación en el grano adjunto.

1.4.2 ESTADIO II: PROPAGACIÓN ESTABLE

A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular al campo tractivo (modo I). Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material como se muestra en la Figura 1.3.

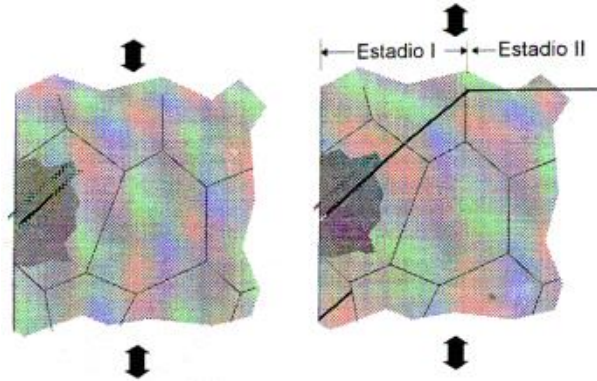


Figura 1.3 Reordenamiento de la grieta al Modo 1.

A partir de este momento su propagación es estable y se ajusta a una ley potencial de intensidad de tensiones, de acuerdo a la ley empírica que propusieron Paris y Erdogan (1960) descrita en la Ecuación (1) [1,5]:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_I^m \quad (1)$$

Donde a es el tamaño de la fisura, N es el número de ciclos y C y m son constantes que dependen del material y del medio ambiente, ΔK_I es el rango del factor de intensidad de tensiones, calculando con la Ecuación (2):

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \quad (2)$$

Los valores $K_{max} - K_{min}$ máximo y mínimo respectivamente del factor de intensidad de tensiones durante un ciclo de tensión. Dependen de la geometría de la probeta y de la longitud de la fisura.

A medida que crece el tamaño de la grieta, si las tensiones alternantes son constantes, aumenta ΔK_I y en consecuencia su velocidad de crecimiento: $\frac{da}{dN}$.

1.4.3 ESTADIO III: PROPAGACIÓN ACELERADA

Cuando la fisura alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de fisura, la propagación se convierte en catastrófica: la pieza rompe por clivaje o por coalescencia de microcavidades.

Este último estadio de la fatiga, en general, carece de interés: la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos en el Estadio III apenas cuenta en la vida de la pieza, mostrando la Figura 1.4 en estudio de Paris.

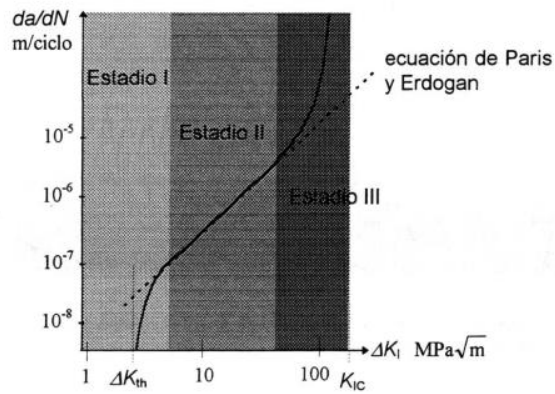


Figura 1.4 Estudios de fatiga sobre un diagrama de Paris.

1.5 DIAGRAMA DE FATIGA S-N

Al principio del estudio de la rotura por fatiga de elementos mecánicos se supuso que el origen de la misma se encontraba en alguna imperfección del material (discontinuidades, inclusiones, etc.). Para poder estudiar el fenómeno de fatiga se diseñó un ensayo en el cual se sometía a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo y se ponía a girar.

De esta forma y normalizando las características geométricas de la probeta y ambientales del laboratorio surgió el ensayo de viga rotatoria como se puede observar en la Figura 1.5.

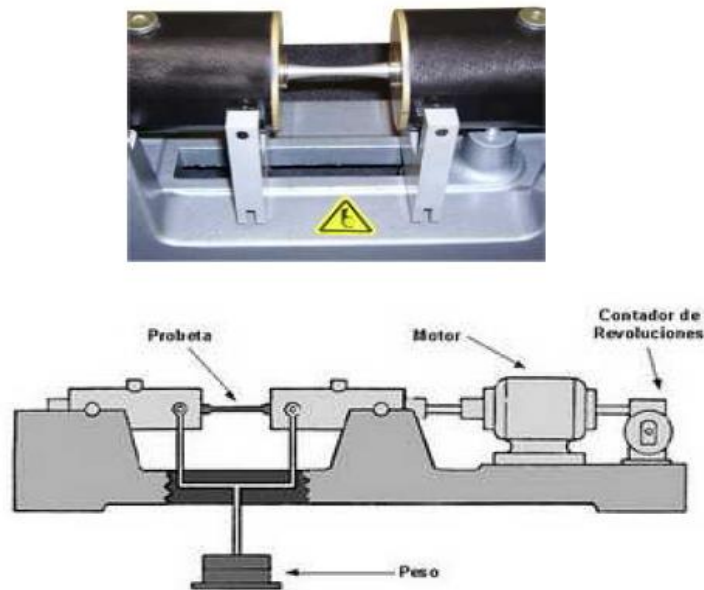


Figura 1.5 Máquina empleada en el ensayo de vida rotatoria por fatiga.

Realizando este ensayo múltiples veces (mínimo 8 ensayos) modificando el esfuerzo de flexión, obtenemos el número de ciclos que dura la probeta.

La curva obtenida es la llamada curva de Wöhler se ilustra en la Figura 1.6, curva de fatiga o simplemente curva S-N, que representa la duración de la probeta, expresada en número de ciclos hasta la rotura, N , en función de la tensión aplicada.

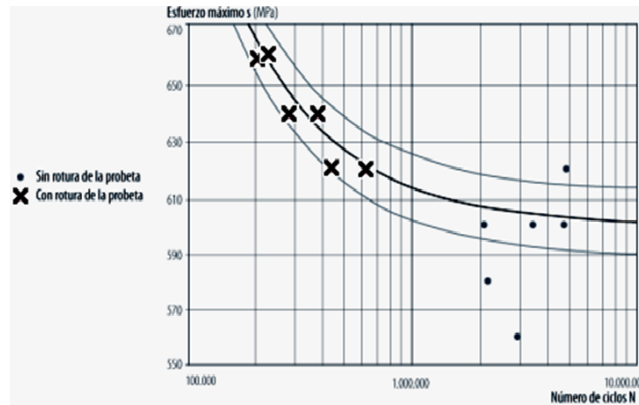


Figura 1.6 Curva de Wöhler para un acero de calidad S700MC.

El esfuerzo que se registra en el eje de ordenadas corresponde a la carga constante de flexión que se aplica a la probeta, para esa carga, se anota el número de ciclos de la viga que se requieren hasta el fallo, obteniendo así un punto del diagrama. Se continúa procediendo de la misma manera pero disminuyendo la carga aplicada a la probeta hasta conseguir la curva completa.

1.5.1 ZONAS EN EL DIAGRAMA DE FATIGA

El diagrama de fatiga en los materiales férreos suele tener tres zonas claramente diferenciadas, como puede verse en la Figura 1.7.

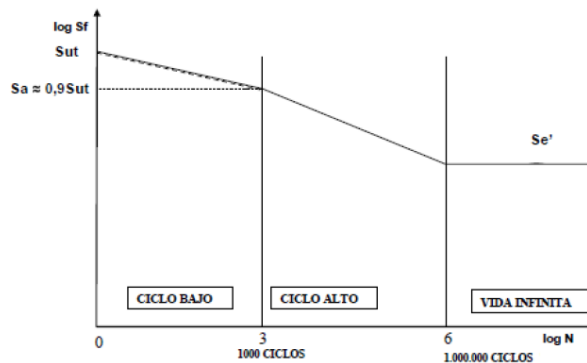


Figura 1.7 Diagrama de fatiga o curva S-N.

Zona de ciclo bajo: Se sitúa normalmente por debajo de los 10^3 o 10^4 ciclos. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia.

Zona de ciclo alto: Hasta 10^6 o 10^7 ciclos para los aceros, según autores. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.

Zona de vida infinita: Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o *límite de fatiga sin corregir* (S_e').

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tensión mínima (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta rotatoria (S_e'). Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes Ecuaciones (3) y (4):
Hierros y aceros forjados:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (3)$$

$$S_e' = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (4)$$

Aceros colados:

$$S_e' = 0.45 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \quad (5)$$

$$S_e' = 275 \text{ MPa} \quad S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \quad (6)$$

1.6 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

La ecuación de Marín gobierna este análisis del límite de resistencia a la fatiga, e identifique factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y otros más.

Por lo tanto la Ecuación (7) de Marín se escribe:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \tag{7}$$

1.6.1 FACTOR DE SUPERFICIE K_A

El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de esfuerzos en la misma y se determina con la Ecuación (8).

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \tag{8}$$

De donde a y b se obtienen de la siguiente Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Coeficientes a y b en función de su acabado superficial.

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado frío	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/ estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

1.6.2 FACTOR DE TAMAÑO K_B

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos [5]. Los resultados para flexión y torsión pueden determinarse con la Ecuación 9:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \tag{9}$$

Para carga axial no hay factor de tamaño, por lo cual el factor toma valor de la Ecuación (10):

$$K_b = 1 \tag{10}$$

Para calcular este factor en una geometría rectangular se emplea la Ecuación (11) siguiente:

$$d_e = 0.808 (h \cdot b)^{\frac{1}{2}} \tag{11}$$

1.6.3 FACTOR DE CARGA K_c

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar-jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} .

En la Ecuación 12 se especifican valores medios del factor de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexion} \\ 0.85 & \text{Tension} \\ 0.59 & \text{Torsion} \end{cases} \tag{12}$$

1.6.4 FACTOR DE TEMPERATURA K_D

Cuando las temperaturas de operación son menores a las de temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, cuando las temperaturas de operación son mayores a las del medio ambiente, la resistencia a esta disminuye con rapidez con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas. Este efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero se muestra en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2 Efecto de la temperatura en operación del acero.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Dónde:

S_T : Resistencia a la tensión a la temperatura de operación.

S_{RT} : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente.

1.6.5 FACTOR DE CONFIABILIDAD K_E

Los factores que determinaron Haugen y Wirching muestran las desviaciones estándar de la resistencia a la fatiga de menos de 8%. Por lo tanto, el factor de confiabilidad se puede determinar con la Ecuación (13):

$$k_e = 1 - 0.08 \cdot Z_a \quad (13)$$

Así como también se pueden tomar valores con la confiabilidad deseada con la Tabla 1.3.

Tabla 1.3 Valores para determinar el factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de Transformación Z_a	Factor de Confiabilidad K_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

1.7 ESFUERZOS FLUCTUANTES

A menudo, los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza.

Siendo F_{max} la fuerza máxima y F_{min} la fuerza mínima, se definen las fuerzas medias F_m y alternantes F_a de tal manera que son calculadas por las Ecuaciones (14) y (15):

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (14)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (15)$$

Algunas de las relaciones Esfuerzo- Tiempo se muestran en la Figura 1.8.

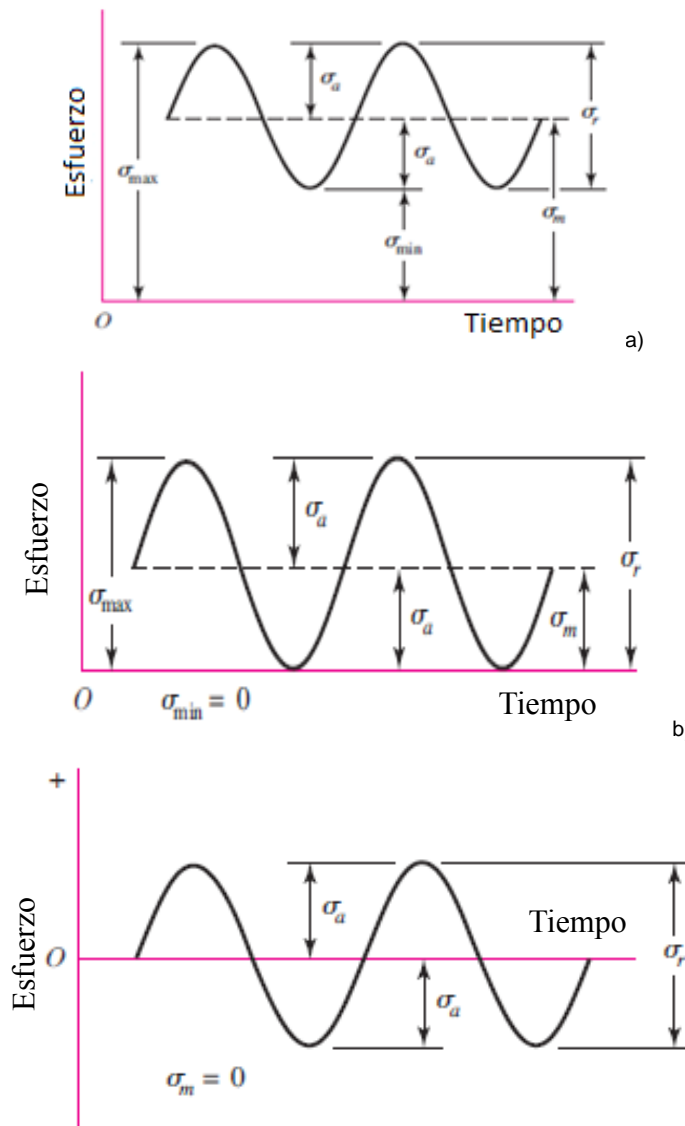


Figura 1.8 Grafica de algunas relaciones de Esfuerzo- Tiempo, a) Esfuerzo fluctuante, b) Esfuerzo repetido, c) Esfuerzo completamente invertido.

c)

Dónde las componentes de esfuerzos son las siguientes:

σ_{max} = Esfuerzo máximo

σ_{min} = Esfuerzo mínimo

σ_a = Componente de la amplitud

σ_m = Componente del esfuerzo medio

σ_r = Intervalo de esfuerzo

σ_s = Esfuerzo estático o constante

Las relaciones siguientes resultan evidentes para demostrar las gráficas mencionadas anteriormente obedecen las siguientes Ecuaciones (16) y (17).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (16)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (17)$$

Y con la siguiente Ecuación (18), se determinara la razón del esfuerzo:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (18)$$

Y la razón de amplitud con la Ecuación (19):

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (19)$$

1.8 CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES

Muchos elementos de máquinas poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes.

En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa ($\sigma_m = 0$), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

1.8.1 CRITERIO DE GOODMAN MODIFICADO

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión

media para fallo es S_{ut} . De esta manera la rotura a N ciclos se produce y se calcula con la siguiente Ecuación (20):

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (20)$$

Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

1.8.2 CRITERIO DE SODERBERG

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{ut}$. Para tensiones media la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a N ciclos se establece con la siguiente Ecuación (21):

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (21)$$

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

1.8.3 CRITERIO DE GERBER

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando se satisface la Ecuación (22):

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (22)$$

En la Figura 1.9 se puede ver el diagrama de todos los criterios de falla mencionados y las diferencias entre ellos.

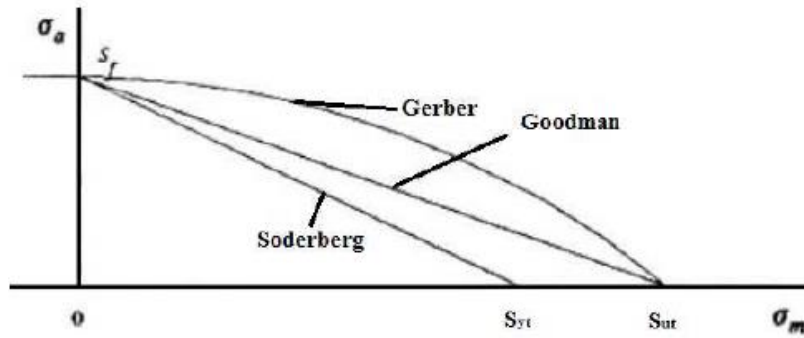


Figura 1.9 Diagrama de los criterios de falla por fatiga.

Cuando el punto representativo del estado tensional (σ_m, σ_a) , está situado por debajo de las curvas, se tiene seguridad para la duración considerada. Si está sobre la curva correspondiente, cabe esperar el fallo tras esa duración. Y por último si está por encima, el fallo se producirá antes de la duración determinada. El criterio de Soderberg previene contra el fallo por fluencia, en el sentido de que seguridad a fatiga conlleva seguridad a fluencia, es decir, asegura que la tensión máxima nunca superará el valor de la resistencia a fluencia. Sin embargo, esto no ocurre con las otras dos teorías.

1.9 FACTOR DE SEGURIDAD POR CARGA ESTÁTICA

El esfuerzo de Von Mises o equivalente está relacionado con los esfuerzos principales y es calculado con la siguiente Ecuación (23) matemática:

$$\sigma' = \sigma_e = \left(\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

Esta ecuación se utiliza a menudo en los trabajos de diseño, ya que permite a cualquier estado de esfuerzo tridimensional arbitraria a ser representado como el único valor de esfuerzo positivo.

De tal modo que para el esfuerzo general se puede predecir la fluencia con la Ecuación (24):

$$\left(\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{\frac{1}{2}} \geq S_y \quad (24)$$

Las ecuaciones dadas indican que una situación del esfuerzo complejo se puede presentar por medio de un solo valor, el esfuerzo de Von Mises, el cual se puede

comparar con la resistencia a la fluencia del material. Resultando la Ecuación (25) de diseño como:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \tag{25}$$

1.10 FACTOR DE SEGURIDAD POR CARGA DINÁMICA

En esta sección se considerara la aproximación del análisis con carga no proporcional de amplitud constante con el tipo de esfuerzo repetido como se representan en la Figura 1.10.

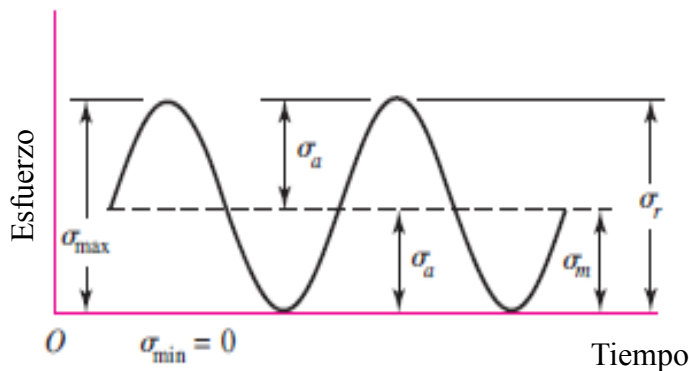


Figura 1.10 Representación gráfica del Esfuerzo Repetido.

Para definir este tipo de análisis se debe calcular el factor de intensidad modificador a la fatiga K_f dada por la Ecuación (26).

$$K_f = K_a K_d K_e \tag{26}$$

Con las formulas correspondientes de cada factor de modificación se obtiene el valor $K_f = 0.7171$ el cual se define en el análisis en ANSYS.

Para realizar el cálculo de fatiga en Ansys se calcula el fuerza con la siguiente Ecuación (27):

$$\sigma = [D]\{\varepsilon^{el}\} \tag{27}$$

Donde $\{\varepsilon^{el}\}$ se calcula por:

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\} \tag{28}$$

En este análisis no se considera $\{\varepsilon^{th}\}$.

La Ecuación (6) puede ser invertida para obtener $\{\varepsilon\}$ quedando la Ecuación (29) de la siguiente manera:

$$\{\varepsilon\} = [D]^{-1}\{\sigma\} \quad (29)$$

Donde la matriz de rigidez $[D]^{-1}$ estará dada por:

$$[D]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E_x & -v_{xy}/E_x & -v_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -v_{yx}/E_y & 1/E_y & -v_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -v_{zx}/E_z & -v_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} \end{bmatrix} \quad (30)$$

Así como los esfuerzos principales $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ son calculados a partir de los componentes de esfuerzos por la Ecuación (31):

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_o & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_o & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_o \end{bmatrix} = 0 \quad (31)$$

Los esfuerzos principales son marcados como σ_1, σ_2 y σ_3 (magnitudes de salida $S_1, S_2, y S_3$). Los esfuerzos principales son ordenados de tal manera que σ_1 es más positivo a tensión y σ_3 es más negativo a compresión.

Otra de las formulaciones que Ansys utiliza para el módulo de fatiga es que combina los efectos del esfuerzo a lo largo de muchos ciclos que implican todos los componentes a tensión en un punto de la estructura.

El modulo calcula automáticamente todos los posibles rangos de esfuerzos y mantiene un registro de las veces de iteraciones, utilizando una técnica conocida

como el método de rango de conteo “flujo de lluvia” calculando principalmente un vector de diferencias de tensión:

$$\sigma_{i,j} = \sigma_i - \sigma_j \quad (32)$$

Después calcula la intensidad de esfuerzo basándose en $\sigma_I(i,j)$ con la ecuación siguiente:

$$\sigma_I = \text{MAX} (|\sigma_1 - \sigma_2| |\sigma_2 - \sigma_3| |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (33)$$

Posteriormente determina el esfuerzo cortante provisional:

$$\sigma_{i,j}^d = \frac{\sigma_I(i,j)}{2} \quad (34)$$

Siguiendo con el cálculo del esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_{i,j}^c = K_e \sigma_{i,j}^d \quad (35)$$

Donde K_e es determinado por el tipo de análisis en este caso elástico con valor de $K_e = 1.0$.

1.11 ABSORVEDORES DE VIBRACION

El absorbedor de vibración, también llamado absorbedor de vibración dinámico, es un dispositivo mecánico que se utiliza para reducir o eliminar la vibración indeseable. Se compone de otra masa y rigidez anexadas a la masa principal (original) que tiene que ser protegida contra vibración. Por lo tanto, la masa principal y la masa del absorbedor anexada constituyen un sistema de dos grados de libertad, de ahí que el absorbedor de vibración tenga dos frecuencias naturales. El absorbedor de vibración se utiliza comúnmente en maquinaria que opera a velocidad constante, porque el absorbedor de vibración se sintoniza a una frecuencia particular y es efectivo solo dentro de una banda angosta de frecuencias. Algunas aplicaciones comunes del absorbedor de vibraciones comprenden herramientas reciprocantes como lijadoras, sierras y compactadoras,

así como grandes motores de combustión interna recíprocos los cuales funcionan a velocidad constante (para un consumo mínimo de combustible). En estos sistemas, el absorbedor de vibración ayuda a balancear las fuerzas recíprocas.

Sin un absorbedor de vibración, las fuerzas recíprocas desbalanceadas podrían hacer que el dispositivo fuera imposible de manejar o controlar. Los absorbedores de vibración también se utilizan en líneas de transmisión de voltaje. En este caso, los absorbedores de vibración dinámicos, en la forma de dispositivos de tipo mancuerna véase Figura 1.11, se suspenden de las líneas de transmisión para mitigar los efectos de fatiga de las vibraciones inducidas por el viento.

Una máquina o un sistema puede experimentar vibración excesiva si en ella actúa una fuerza cuya frecuencia de excitación casi coincide con una frecuencia natural de la máquina o sistema. En tales casos, la vibración de la máquina o sistema se puede reducir por medio de un neutralizador de vibración o absorbedor de vibración dinámico, el cual es simplemente otro sistema de resorte-masa.

El absorbedor de vibración dinámico se diseña de modo que las frecuencias naturales del sistema resultante se alejen de la frecuencia de excitación. Consideramos el análisis de un absorbedor de vibración dinámico idealizando la máquina como un sistema de un solo grado de libertad.

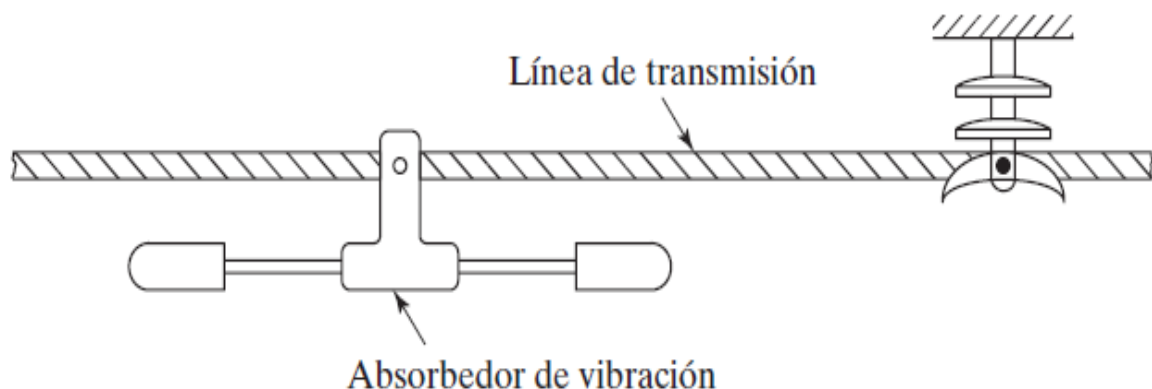


Figura 1.11 Dispositivo tipo mancuerna.

1.11.1 ABSORBEDOR DE VIBRACIÓN DINÁMICO NO AMORTIGUADO

Se fija una masa auxiliar m_2 en una máquina de m_1 mediante un resorte de rigidez k_2 y el sistema de dos grados de libertad lucirá como se muestra en la Figura 1.12. Las ecuaciones (36) y (37) de movimiento de las masas m_1 y m_2 son:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \tag{36}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \tag{37}$$

Suponiendo una solución armónica:

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t \quad j = 1,2 \tag{38}$$

Se obtienen las amplitudes de estado estable de las masas m_1 y m_2 como:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \tag{39}$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \tag{40}$$

Interesa sobre todo reducir la amplitud de la maquina (X_1). Para reducir a cero la amplitud de m_1 , el numerador de la Ecuación (39) debe hacerse igual a cero. Esto entrega:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \tag{41}$$

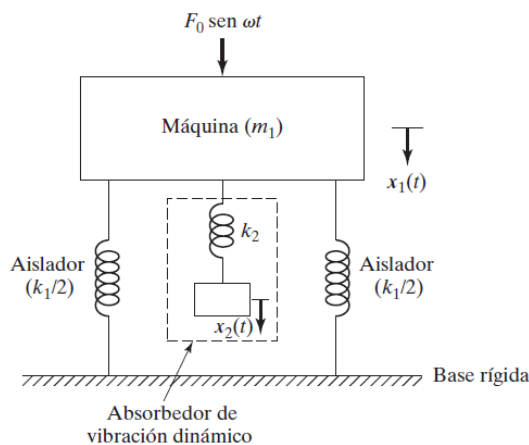


Figura 1.12 Absorbedor de vibración dinámico no amortiguado.

Si la máquina, antes de la adición del absorbedor de vibración dinámico, opera cerca de su resonancia $\omega^2 \simeq \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}$. Por lo tanto, el absorbedor se diseña de modo que:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (42)$$

La amplitud de vibración de la máquina, mientras opera a su frecuencia resonante original será cetera. Definido por:

$$\delta_{est} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (43)$$

Como la frecuencia natural de la máquina o sistema principal, y la frecuencia del absorbedor o sistema auxiliar queda la ecuación (44).

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (44)$$

Las ecuaciones (45) y (46) se pueden escribir como:

$$\frac{X_1}{\delta_{est}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (45)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{est}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (46)$$

La Figura 1.13 muestra la variación de la amplitud de vibración de la máquina (X_1/δ_{est}) con su velocidad (ω/ω_1). Los picos corresponden a las dos frecuencias del sistema compuesto. Como se vio antes, $X_1 = 0$ en $\omega = \omega_1$. a esta frecuencia, la ecuación (47) resulta:

$$X_2 = \frac{-k_1}{k_2} \delta_{est} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (47)$$

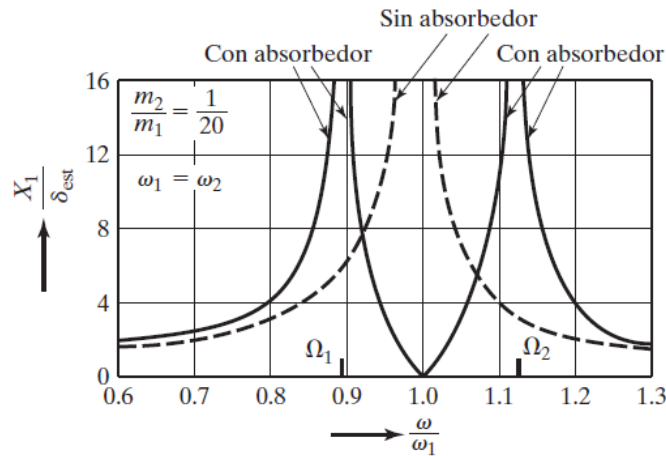


Figura 1.13 Efecto de un absorbedor de vibración no amortiguado en la respuesta de la máquina.

Esto demuestra que la fuerza ejercida por el resorte auxiliar es opuesta a la fuerza impartida ($k_2 X_2 = -F_o$) y la neutraliza, y por consiguiente X_1 se reduce a cero. El tamaño del absorbedor de vibración dinámico se determina con las Ecuaciones (47) y (42):

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_o \tag{48}$$

Por tanto, los valores de k_2 y m_2 dependen del valor permisible de X_2 .

En la figura XXX se ve que el absorbedor de vibración dinámico, al mismo tiempo que elimina vibración a la frecuencia impartida ω , introduce dos frecuencias resonantes Ω_1 y Ω_2 , a las cuales la amplitud de la maquina es infinita. En la práctica, la frecuencia de operación ω debe mantenerse por consiguiente alejada de las frecuencias Ω_1 y Ω_2 . Los valores de Ω_1 y Ω_2 se determinan igualando el denominador de la ecuación 38 a cero. Observando que la Ecuación (49):

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2 m_2 m_1}{m_2 m_1 k_1} = \frac{m_2 (\omega_2)^2}{m_1 (\omega_1)^2} \tag{49}$$

E igualando el denominador de la ecuación 45 a cero se llega a la siguiente Ecuación (50):

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] + 1 = 0 \tag{50}$$

Las dos raíces de la Ecuación anterior son:

$$\frac{\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \mp \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} = \begin{cases} \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 \\ \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2} \right)^2 \end{cases} \quad (51)$$

Las cuales se ve que son funciones de (m_2/m_1) y (ω_2/ω_1) .

1.12 METODO DEL ELEMENTO FINITO

Muchas piezas de máquinas tienen formas geométricas más complejas, lo que hace difícil o imposible el cálculo exacto del esfuerzo y de las deformaciones con las técnicas clásicas. Considere, por ejemplo la forma tan compleja del cigüeñal de una maquina como se observa en la Figura 1.14. Para hacer un análisis del esfuerzo y deflexión en una pieza de tal complejidad geométrica, se divide su volumen en un conjunto finito de elementos discretos continuos y se resuelve el conjunto (grande) de ecuaciones simultáneas, cada una de las cuales se aplica a un elemento y a los nodos que conectan los elementos.

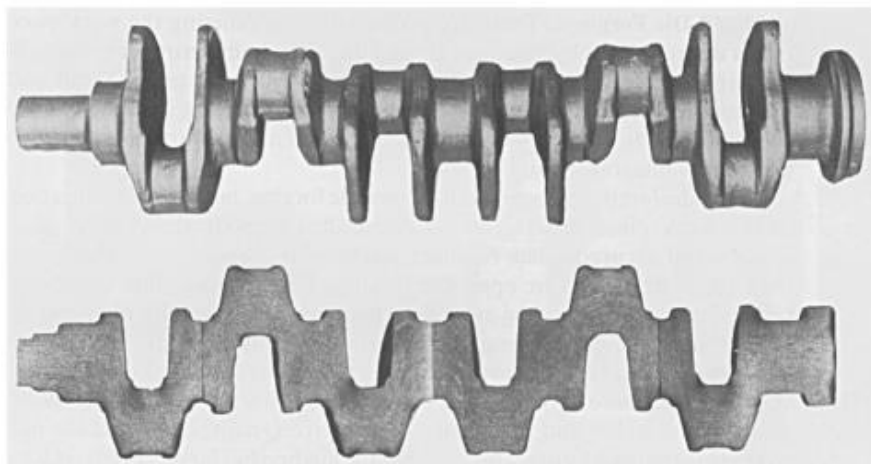


Figura 1.14 Geometría compleja del cigüeñal.

En la Figura 1.15 se presentan modelos de elementos finitos de un cigüeñal y un pistón, así como la biela de un motor.

El concepto de análisis lineal de elementos finitos (FEA) es bastante sencillo; no obstante, los cálculos para realizarlo no lo son. Se ha vuelto relativamente fácil utilizar el FEA por la disponibilidad de paquetes comerciales de análisis, muchos de los cuales se conectan con uno o más paquetes de CAD de modelado espacial.

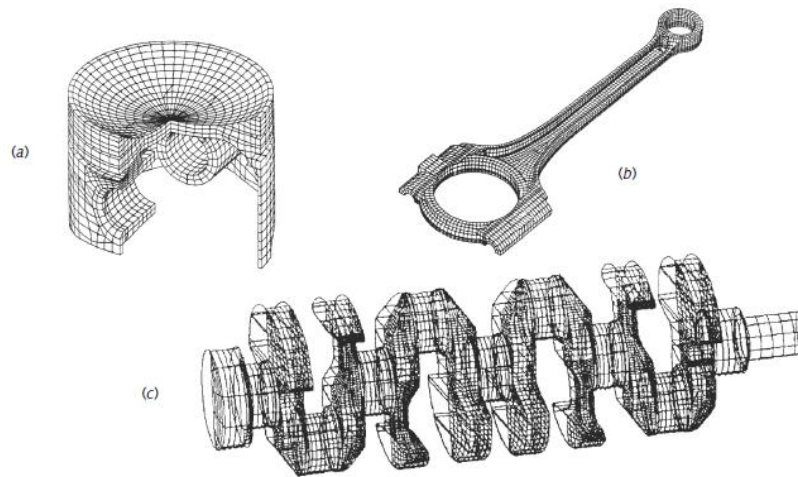


Figura 1.15 Modelos de elementos finitos a) pistón b) biela c) cigüeñal de un motor

1.12.1 CALCULO DEL ESFUERZO Y LA DEFORMACION

El esfuerzo varía a lo largo del continuo de cualquier pieza. Al dividirla en un número finito de elementos discretos, conectados en sus nodos (una malla), se obtiene una aproximación del esfuerzo y a la deformación dentro de la pieza para cualquier conjunto dado de restricciones y cargas aplicadas en varios nodos de la estructura. La aproximación se mejoraría mediante más elementos de menor tamaño, a expensas del incremento en el tiempo de procesamiento.

Es posible utilizar elementos más grandes en regiones de la pieza donde el gradiente de esfuerzo (pendiente) varía con lentitud. En regiones donde el gradiente de esfuerzo cambia rápidamente, como las cercanas a concentraciones de esfuerzos, o a cargas aplicadas o restricciones, se requiere una malla más fina.

El FEA no se limita al análisis estructural. Sirve también para cálculos de mecánica de fluidos, transferencia de calos, acústica, electromagnetismo y otros problemas especializados, también brinda información sobre esfuerzos, deformación, deflexión, frecuencias naturales y modos de vibración (eigenvalores y eigenvectores), impacto y vibración transitoria o de estado estable de una estructura.

Se ha propuesto y utilizado varias formulaciones matemáticas desde 1956, cuando se codificó por primera vez el método del elemento finito, que fue bautizado por Turner y otros. El procedimiento usado para el análisis estructural, en muchos paquetes comerciales de software de FEA, es el método directo de rigidez (DSM) que utiliza elementos rígidos para calcular los desplazamientos nodales y las fuerzas internas que resultan de un conjunto de cargas externas aplicadas y condiciones de frontera. Las deformaciones se determinan a partir de los desplazamientos; y los esfuerzos, a partir de las deformaciones mediante la ley de Hooke.

1.12.2 METODO DEL ELEMENTO FINITO

Para la demostración de la formulación matemática que se desarrolla para realizar un análisis de elemento finito se desarrollara un ejemplo sencillo para el proceso. De esta forma, el concepto es fácil de entender.

En la Figura 1.16 se muestra un diagrama de cuerpo libre del elemento finito estructural más simple posible: un resorte lineal de una dimensión. Este posee una rigidez característica (constante del resorte) $k_h = f/\Delta_u$, de modo que el desplazamiento crea una fuerza nodal. Suponga desplazamientos positivos u_i y u_j y sume las fuerzas en cada nodo.

$$f_{ih} = k_h u_i - k_h u_j \quad (52)$$

$$f_{jh} = -k_h u_i + k_h u_j \quad (53)$$

Si se pone esto en forma de matriz:

$$\begin{bmatrix} k_h & -k_h \\ -k_h & k_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{ih} \\ f_{jh} \end{Bmatrix} \quad (54)$$

Lo cual se escribe en notación matricial:

$$[k]\{d\} = \{f\} \quad (55)$$

Donde k es la matriz de rigidez, d es el vector de desplazamiento nodal del elemento y f es el vector de las fuerzas internas del elemento.

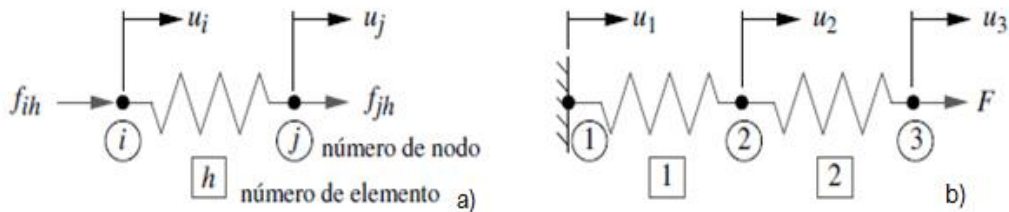


Figura 1.16 Elemento y modelo de resorte simple a) Diagrama de cuerpo libre del elemento b) malla de dos elementos y tres nodos.

La figura 1.16 a) muestra dos de estos elementos simples conectados entre sí para crear una malla de elemento finito. El elemento 1 está fijo a la estructura, lo cual crea una restricción de condición de frontera, mientras el elemento 2 tiene una fuerza externa aplicada en el nodo 3. Aplique la ecuación a tales elementos.

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{11} \\ f_{21} \end{Bmatrix} \quad (56)$$

$$\begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{22} \\ f_{32} \end{Bmatrix} \quad (57)$$

Las fuerzas en las ecuaciones son las fuerzas internas del elemento que actúan sobre los nodos. Para lograr el equilibrio, la suma de las fuerzas nodales debe ser igual a las fuerzas externas aplicadas en el nodo. Sea F_i la fuerza externa en cada nodo, donde i es el número de nodo. Entonces, al sumar las fuerzas en cada nodo:

En el nodo 1: $f_{11} = F_1$ (58)

En el nodo 2: $f_{21} + f_{22} = F_2$ (59)

En el nodo 3: $f_{32} = F_3$ (60)

Sustituyendo las expresiones de las fuerzas nodales internas de la ecuación en la ecuación.

$$k_1 u_1 - k_1 u_2 = F_1 \quad (61)$$

$$-k_1 u_1 + (k_1 + k_2) u_2 - k_2 u_3 = F_2 \quad (62)$$

$$-k_2 u_2 + k_2 u_3 = F_3 \quad (63)$$

Y poniendo el resultado en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} k_1 & k_1 & 0 \\ k_1 & k_1 + k_2 & k_2 \\ 0 & k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (64)$$

O bien:

$$[k]\{D\} = \{F\} \quad (65)$$

Se conocen las fuerzas aplicadas y la rigidez. Se calcularán los desplazamientos nodales, lo cual requiere la multiplicación de ambos lados por la inversa de $[k]$.

De donde debe considerarse que el nodo de la Figura 1.16 no tiene desplazamiento y en el elemento 2 no existe una fuerza aplicada la sustitución en la ecuación 66 da como resultado:

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F \end{Bmatrix} \quad (66)$$

La matriz- k , que se conoce como matriz de rigidez reducida, tiene una inversa no singular, de modo que la ecuación se resuelve para los desplazamientos desconocidos.

Después de que se obtienen los desplazamientos, se calculan las fuerzas internas sobre cada elemento con las ecuaciones. Las ecuaciones que incluyen las fuerzas de reacción desconocidas y se eliminaron para reducir la matriz, se

resuelven ahora para determinar las fuerzas de reacción. Las deformaciones se determinan al diferenciar los desplazamientos, mientras el esfuerzo se obtiene a partir de las deformaciones y las propiedades del material. La mayoría de las soluciones calculan y despliegan tanto los esfuerzos principales como los de von Mises, así como la deformación y el desplazamiento.

1.12.3 GEOMETRÍAS DEL ELEMENTO

Se utilizan muchas formas geométricas de elementos en el análisis del elemento finito para aplicaciones específicas. Los diversos elementos que emplean los códigos de software comercial FEM de propósito general constituyen lo que se le conoce como la biblioteca de elementos del código. Los elementos pueden ubicarse en las siguientes categorías: elementos de línea, elementos de superficie, elementos sólidos y elementos de propósito específico. La Figura 1.17 proporciona algunos, pero no todos, los tipos de elementos disponibles para el análisis de elemento finito de problemas estructurales. No todos los elementos soportan todos los grados de libertad. Por ejemplo, el elemento en 3-D soporta únicamente tres grados de libertad de traslación en cada nodo.

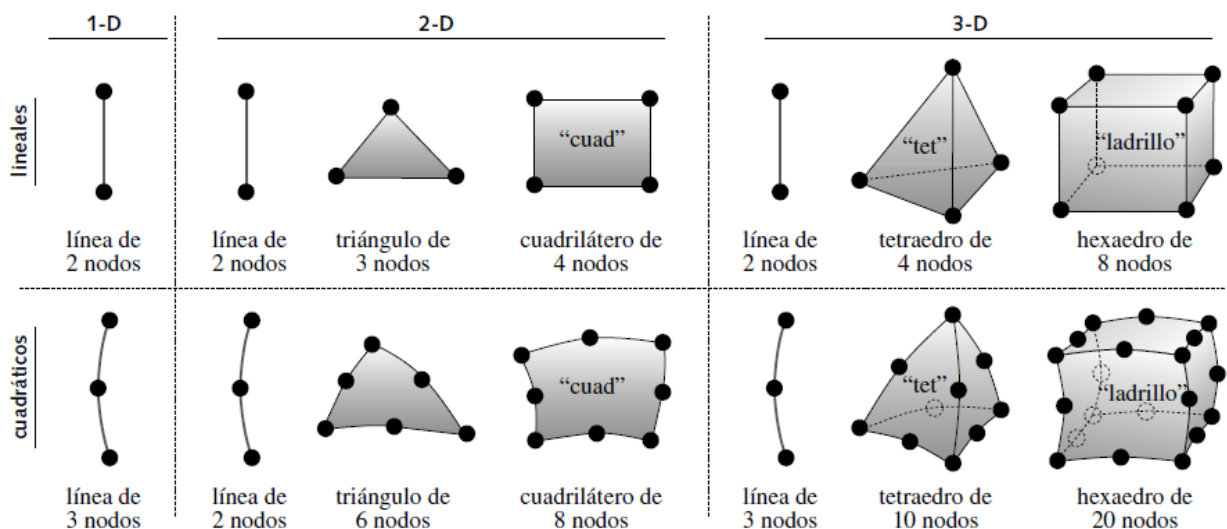


Figura 1.17 Elementos finitos comunes.

1.12.4 ORDEN DEL ELEMENTO

Los elementos de orden más alto pueden tener límites curvos, mientras que en los elementos lineales los límites son rectos. Los primeros tienen la habilidad de ajustarse a los contornos geométricos de piezas complejas y manejan gradientes de esfuerzo más bruscos.

Sin embargo, el incremento en el orden del elemento aumentaría considerablemente el tiempo de procesamiento, de modo que muchos analistas tratan primero de modelar una pieza con elementos lineales.

La deformación es una función de la velocidad de cambio del desplazamiento, a través del elemento (es decir, el gradiente de desplazamiento), que se calcula diferenciando la función de desplazamiento del elemento. Para un elemento lineal triangular o tetraedro (tet), la función de desplazamiento a través del elemento es una línea recta y la deformación es constante. Esto hace a los elementos demasiado rígidos. Los esfuerzos se determinan a partir de la deformación y el módulo de elasticidad del material. Por lo tanto, los triángulos lineales y tetraedros también tienen esfuerzo constante a través de su dimensión. Los triángulos cuadráticos, tetraedros y ladrillos tienen funciones parabólicas de desplazamiento y una distribución de deformación lineal (y esfuerzo) dentro del elemento, por lo que ofrecen mejores estimaciones de esfuerzo.

Los expertos no recomiendan el uso de elementos triangulares de 3 nodos o tetraedros de 4 nodos, ya que dan estimaciones imprecisas sobre el esfuerzo y la rigidez. Las mejores estimaciones de esfuerzo son resultado de un elemento cuadrilátero (cuad) de 4 nodos o un hexaedro (ladrillo) de 8 nodos, los cuales tienen deformación lineal a través del elemento. Por desgracia, en el FEA resulta más difícil mallar piezas con formas complicadas con elementos cuadriláteros o ladrillos, que con triángulos o tetraedros. Una alternativa es incrementar el orden del elemento triángulo o tetraedro, con la finalidad de mejorar su habilidad en el cálculo de esfuerzos. El triángulo de 6 nodos y el tetraedro de 10 nodos, de orden superior, dan mejores aproximaciones de esfuerzos que sus contrapartes de orden menor, pues han demostrado ser tan buenos como el cuadrilátero de 4 nodos o el ladrillo de 8 nodos, respectivamente.

Como los elementos adyacentes (de cualquier orden) comparten nodos y cada elemento tiene un esfuerzo diferente al de sus vecinos, habrá por lo menos dos valores de esfuerzos posibles en cada nodo. Como consecuencia, el campo de esfuerzo calculado por el FEA tiene una serie de discontinuidades a través del continuo de la pieza, en vez del campo de esfuerzo continuo de la pieza real. La mayoría de los procesadores que manejan la información del FEA crean un esfuerzo promedio para cada elemento, con el propósito de desplegar una gráfica suave del esfuerzo en los contornos.

1.12.5 COMPARACIÓN ENTRE LOS ELEMENTOS H Y LOS P

Varios procesadores de FEA utilizan dos tipos de elementos, llamados *elementos h* y *elementos p*, respectivamente. Los elementos h son los más comunes y su orden se limitan por lo general al cuadrático. Se debe hacer un refinamiento de la malla, para incrementar el número y reducir el tamaño de los elementos h en regiones cercanas a los gradientes de esfuerzo altos. Los elementos p permiten que el orden de los polinomios de los bordes del elemento (interpolación) se incremente hasta 9, o un orden mayor, para captar la variación de los esfuerzos locales donde sea necesario. Entonces, los elementos p son más relativamente grandes y menos numerosos que los elementos h en el mismo problema. También se ajustan en forma adecuada a las formas complejas de los límites de la pieza con una función del borde (interpolación) de orden alto.

1.12.6 RELACIÓN DE ASPECTO DEL ELEMENTO

La relación de aspecto de un elemento se obtiene al dividir la longitud del lado más grande del elemento entre la longitud del lado más corto. Para los elementos h es recomendable una relación de aspecto menor de 5:1, aun cuando los elementos p manejen relaciones de hasta 20:1. Si la forma del elemento se desvía excesivamente de su forma básica, se introducirá un error. La Figura 1.18 muestra algunos ejemplos de elementos con relaciones de aspecto buenas y malas. La *distorsión*, la *oblicuidad* y el *estrechamiento* de un elemento también están relacionados con la precisión.

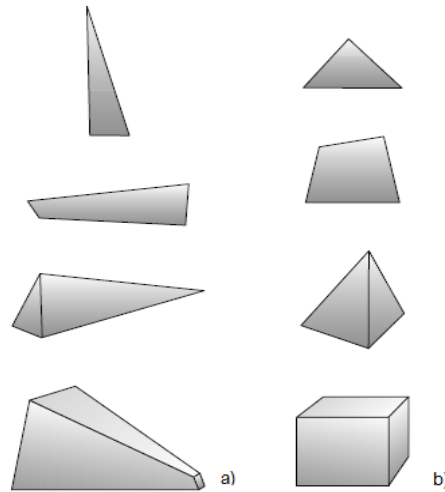


Figura 1.18 Aspecto de elementos a) buenas b) malas.

1.12.7 EL MALLADO

En los comienzos del FEA, mallar una pieza requería un trabajo enorme. Ahora, los auto-malladores y preprocesadores de los paquetes de FEA la hacen una tarea muy fácil.

Muchos paquetes importan la geometría de la pieza de un programa de CAD de modelado espacial y auto-mallan la pieza. La mayoría de los auto-malladores sustituyen la malla 2-D con cuadriláteros lineales o una malla con cuadriláteros dominantes y triángulos adicionales en las regiones donde lo requiere la forma de la pieza. Muchos auto-malladores sólo pueden mallar modelos 3-D con elementos tetraédricos (tets). Los tetraedros lineales han demostrado ser menos adecuados para la estimación de esfuerzos; sin embargo, los tetraedros de orden superior son aceptables. Un paquete de FEA también tiene un preprocesador que permite el mallado manual de la pieza con los elementos elegidos. Se logra un mejor resultado en el mallado 3-D con una combinación de ladrillos de 8 nodos y cuñas de 6 nodos, o aumentando el orden de los elementos tetraédricos, aun cuando ello incremente el tiempo de procesamiento.

1.12.7.1 DENSIDAD DE MALLA

Para minimizar el tiempo de cálculo, es deseable una malla burda con elementos más grandes.

En regiones de la pieza donde el gradiente de esfuerzo es pequeño, una malla burda daría los resultados adecuados. Sin embargo, en regiones donde el gradiente de esfuerzo es alto, como en las proximidades de las concentraciones de esfuerzos, cargas aplicadas, o condiciones de frontera, se requiere una malla más fina con elementos h (o la misma densidad de malla con elementos p de orden superior), para captar la variación del esfuerzo.

1.12.7.2 REFINAMIENTO DE LA MALLA

Inicialmente, se aplica una malla burda a la pieza; no obstante, el diseñador o el analista deben utilizar directrices de ingeniería basadas en la distribución de esfuerzos en piezas cargadas, con la finalidad de decidir qué regiones necesitan una malla más fina. La Figura 1.19 muestra un ejemplo de refinamiento de malla en un modelo 2-D. Observe en el inciso (a) la concentración de elementos más pequeños alrededor del orificio y de la fuerza aplicada sobre la mandíbula. La concentración de esfuerzos en tales ubicaciones es visible en la gráfica del contorno del esfuerzo en el inciso (b). El refinamiento de la malla se hace necesario particularmente en regiones de alta concentración de esfuerzos.

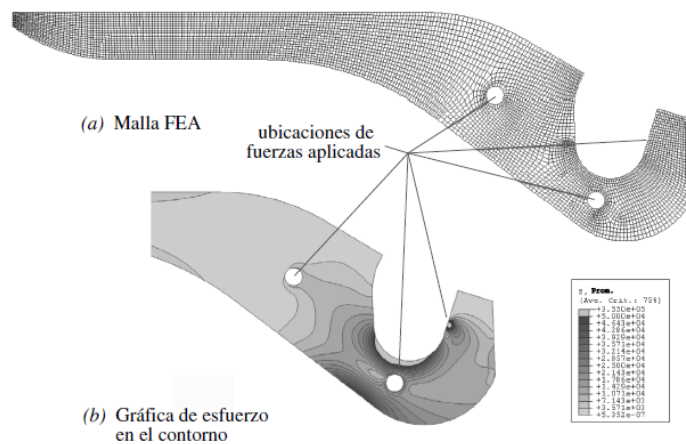


Figura 1.19 Ejemplo de refinamiento de malla.

¿Cómo se sabe cuándo una malla se ha refinado lo suficiente? El procedimiento usual es aplicar una prueba de convergencia. Se resuelve el modelo para el esfuerzo, iniciando con una malla de cierto tamaño. Luego se modifica el tamaño del elemento por algún factor, en regiones donde se anticipa un gradiente de esfuerzo alto, y se resuelve otra vez el modelo. Los valores de esfuerzo en ubicaciones particulares se comparan con las soluciones de diferente densidad de malla. Si hay una diferencia significativa entre una solución y otra, significa que la malla anterior es demasiado burda en esa región, por lo que necesita más refinamiento. A final de cuentas, el cambio en los valores de esfuerzo calculados en mallas sucesivamente más finas se vuelve pequeño, lo que indica que se está convergiendo hacia una solución real. Si se grafican los resultados de varios refinamientos sucesivos de la malla de esfuerzo, en una ubicación específica, será como la curva de la Figura 1.20. La curva se aproxima en forma exponencial a la asíntota, que es el valor de esfuerzo real.

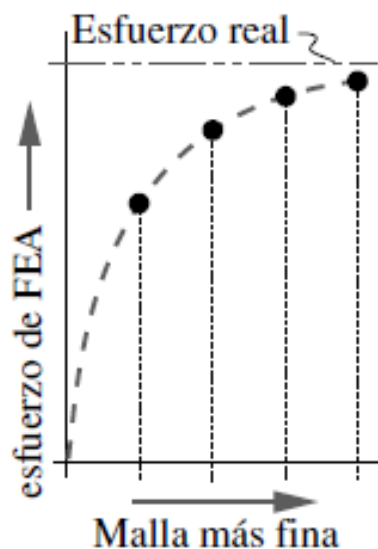


Figura 1.20 Curva de los resultados de esfuerzos al refinar la malla.

1.12.8 CONDICIONES DE FRONTERA

La identificación de condiciones frontera (BC), que realmente representen las restricciones sobre una pieza real, no es una tarea trivial, pero sí podría ser la diferencia entre una solución razonable o ridícula del problema. Cada nodo de un

elemento tiene algún número de grados de libertad. Cada uno de los nodos de un cuadrilátero 2-D de esfuerzo plano tiene 2 grados de libertad de traslación; los de un ladrillo 3-D, tres grados de libertad de traslación. Los elementos de cascarón o de línea también pueden tener grados de libertad giratorios en sus nodos. Las restricciones externas se aplican a los nodos del modelo. Como mínimo, se deben aplicar las restricciones suficientes para eliminar todos los grados de libertad cinemática de la pieza y ponerla en equilibrio estático. Adicionalmente, las conexiones físicas de la pieza, con sus vecinos en el montaje, deben modelarse tan fielmente como sea posible. Las condiciones de frontera no deben permitir ni restringir deformaciones que no ocurrirían en la realidad. Una restricción física nunca tiene rigidez infinita, pero si se le especifica el nodo no logra moverse en el modelo de FEA, es realmente fijo y se convierte en infinitamente rígido.

Lo anterior tiende a exagerar el efecto de la restricción física. Si se aplican muy pocas condiciones de frontera, el sistema se sub-restringe y los cálculos fallan. Si se aplican demasiadas condiciones de frontera, el sistema se sobre restringe y será demasiado rígido.

1.12.9 CARGAS APLICADAS

La aplicación de las cargas adecuadas a un modelo es similar al problema de aplicación correcta de las condiciones de frontera. Con frecuencia, se describen las cargas en modelos de forma cerrada como si estuvieran aplicadas en un punto. Esto también se logra con el FEA, ya que una carga es posible aplicarla en un nodo individual. Sin embargo, las cargas reales están distribuidas sobre una porción finita de la pieza. Si en realidad se aplicara la carga en un punto, el esfuerzo local ahí sería infinito.

La mayoría de los paquetes de FEA tienen una variedad de modelos de carga. Distribuyen la magnitud y la dirección de una carga especificada sobre cualquier parte del modelo que se indique, repartiendo la carga en los nodos dentro de la ubicación especificada, de acuerdo con la función elegida. La función de carga se puede uniformar sobre una longitud o un área, o seguir la función que se defina.

Se puede aplicar una presión a una superficie. En un sistema dinámico, se aplica una aceleración de cualquier magnitud y dirección para representar la gravedad o una fuerza inercial. Las cargas de momento son un poco más difíciles de aplicar cuando los elementos utilizados sólo tienen grados de libertad de traslación. Una técnica común es sujetar dos elementos rígidos de igual longitud del modelo perpendicular al eje del momento y sobre lados opuestos de éste aplicar un par en los extremos de los elementos rígidos. Una buena verificación de su modelo consiste en hacer que el simulador determine las fuerzas de reacción y los momentos debidos a las cargas. Si coinciden con su cálculos de $\sum F = 0$ y $\sum M = 0$, significará que la definición de su modelo es correcta.

CAPITULO 2 MODELADO DEL CIGÜEÑAL Y CONDICIONES DE FRONTERA ESTABLECIDAS EN ANSYS

2.1 HERRAMIENTAS PARA EL ANÁLISIS

Para iniciar con el estudio de fatiga del cigüeñal lo primero que se debe hacer es obtener su modelo mediante SolidWorks este es un programa de diseño mecánico en 3D que utiliza un entorno grafico basado en Microsoft Windows, intuitivo y fácil de manejar, las principales características de este programa es su versatilidad y precisión. Gracias a su fácil manejo permitirá realizar la geometría que se muestra en la Figura 2.1, con todos los detalles de dibujo que esta pueda tener.



Figura 2.1 Cigüeñal fracturado.

El conocimiento y la práctica en el manejo de SolidWorks, se modela el cigüeñal mostrado en la Figura 2.2, así como los detalles de dibujo que tiene este elemento como son: las venas de lubricación del mismo, los engranes, los cambios de sección (radios), la geometría de los contrapesos inerciales y los barrenos donde se colocan el volante de inercia y el volante de amortiguamiento (Dámper) véase en la Figura 2.2 y 2.3.

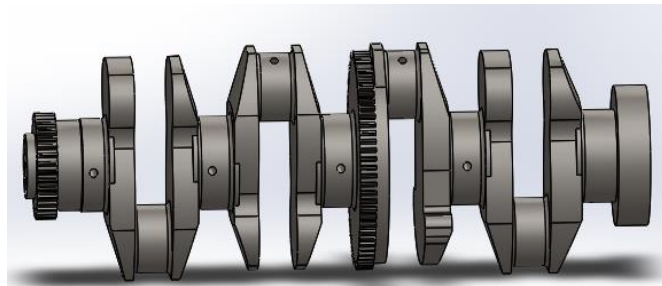


Figura 2.2 Modelo del cigüeñal en SolidWorks.

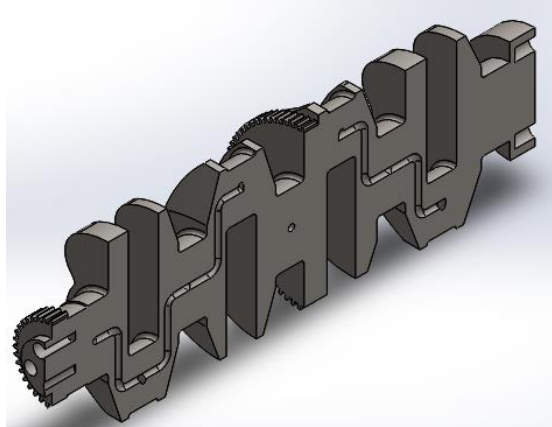


Figura 2.3 Geometría a detalle del cigüeñal.

Por otra parte este estudio requiere de herramientas especializadas como lo son software de elementos finitos para la solución de problemas complejos, ya que los componentes reales rara vez son tan sencillos de analizar por medio de los métodos básicos de la mecánica, lo cual lleva a la necesidad de realizar aproximaciones mediante soluciones cercanas, experimentación o métodos numéricos.

Las técnicas especializadas que se utilizan para el desarrollo de la investigación son las teorías de fatiga, dentro de las herramientas avanzadas se cuenta con ANSYS WORKBENCH 14.0, software de elemento finito para obtener las soluciones numéricas.

ANSYS WORKBENCH 14.0 tiene tres tipos de módulos esenciales para realizar este trabajo con mucha efectividad, dentro de los cuales se encuentra Static Structural Analysis, Modal Analysis y el Transient Analysis, donde se determinara resultados con análisis lineal, los modos de vibración y aplicar las cargas variables (Análisis no Lineal) que afectan a los muñones de bancada del cigüeñal y a los concentradores de esfuerzos como son los cambios de sección del mismo.

Mediante el módulo Transient Analysis (Análisis Transitorio) no lineal se obtiene la historia de los esfuerzos y deformaciones gráficamente en cualquier vértice, superficie o sección que se desee, así como factores de seguridad buscados en este trabajo para sustentar el motivo de la falla numéricamente.

2.2 ALIMENTAR DATOS EN ANSYS

Los resultados que se obtienen en el software de elemento finito dependen mucho de la configuración de datos que se establecen antes de realizar el análisis.

Principalmente se establecen las propiedades mecánicas del material, en este trabajo el cigüeñal está fabricado de un material SAE 1548 como se muestra en la Figura 2.1. Los datos de las propiedades mecánicas se cargan en ANSYS para posteriormente realizar la simulación. La siguiente Tabla 2.1, muestra las propiedades mecánicas del material mencionado y en la Figura 2.4 se presenta la gráfica S-N del material.

Tabla 2.1 Propiedades del material SAE 1548.

Property	Value	Unit
Density	7.85E-09	tonne mm ⁻³
Isotropic Elasticity		
Derive from	Young's Modu...	
Young's Modulus	2.04E+05	MPa
Poisson's Ratio	0.3	
Bulk Modulus	1.7E+05	MPa
Shear Modulus	78462	MPa
Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
Interpolation	Log-Log	
Scale	1	
Offset	0	MPa
Tensile Yield Strength	370	MPa
Tensile Ultimate Strength	660	MPa

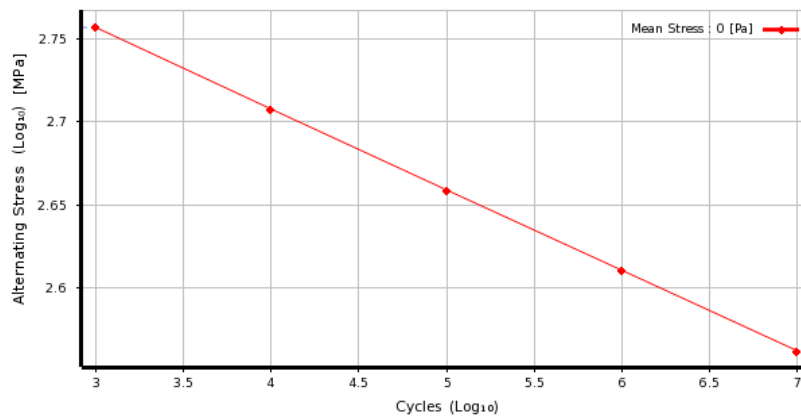


Figura 2.4 Curva S-N del material SAE 1548.

Como se ha mencionado es muy importante cargar los datos correctos para tener resultados satisfactorios en la simulación. Después de haber cargado los datos del material el cigüeñal debe mallarse.

2.3 MALLADO DEL CIGÜEÑAL

El mallado del elemento es de suma importancia ya que del tipo de elemento y el refinamiento del mismo dependen los resultados de Esfuerzos y Deformaciones que se presentan en el cigüeñal. Los primeros análisis se realizaron con el mallado que establece ANSYS WORKBENCH 14.0 como se muestra en la Figura 2.5, el cual define el tipo de elemento de acuerdo a la geometría de la pieza que se está analizando. Por default el programa malla con un tipo de elemento no lineal (tetraedro de 10 nodos) el cual se ajustara a la geometría de la pieza tan compleja que esta sea, teniendo como resultado del mallado 56334, 31676 de nodos y de elementos respectivamente.

Por otra parte el programa realiza el cálculo de los nodos y de los elementos con el propósito de realizar el análisis en el menor tiempo posible ya que esto genera un costo computacionalmente. Para refinar aún más las zonas que se consideran concentradores de esfuerzos en el cigüeñal se necesitara cambiar el tipo de elemento de mallado no lineal (hexaedro de 20 nodos) para una mayor exactitud en los resultados, lo que ocasionará más nodos, elementos y por consiguiente más tiempo computacional hasta que converja los resultados.

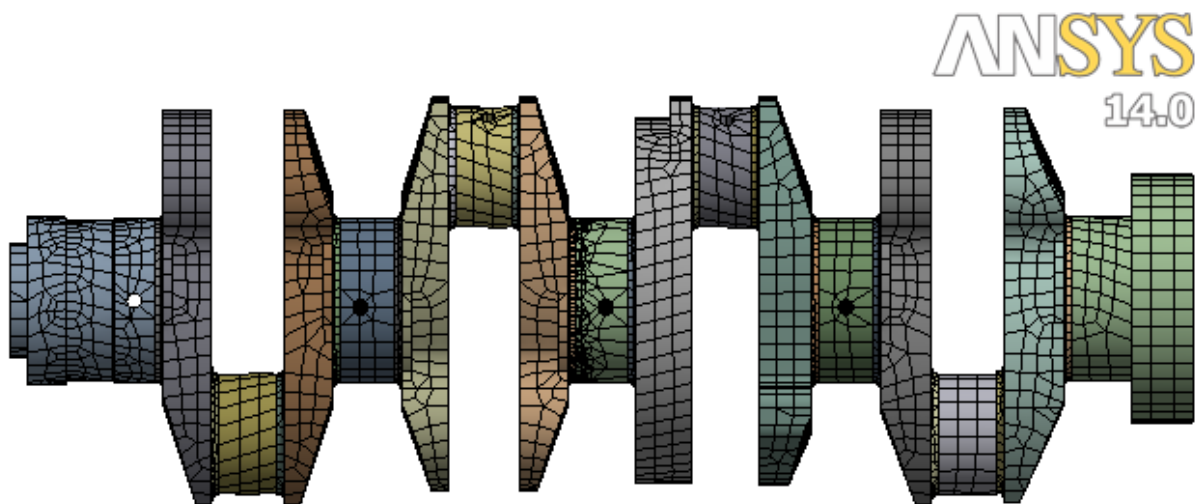


Figura 2.5 Mallado del Cigüeñal.

2.4 CONDICIONES DE FRONTERA

El tipo de malla que se emplee para cualquier análisis es indiscutible y de suma importancia las consideraciones para establecer las condiciones de frontera de cualquier mecanismo o sistema que se analicé con métodos de elemento finito.

Las condiciones de frontera de un sistema en este caso del cigüeñal, como se mencionó en el capítulo anterior, establecen los grados de libertad que tendrá el sistema, mecanismo o elemento para tener un desplazamiento ya sea de traslación o de rotación según la dirección de las cargas a las que esté sometido u sometida.

Para este trabajo las condiciones de frontera principalmente serán aplicar los soportes cilíndricos en los muñones de bancada representando las chumaceras hidrodinámicas donde gira libre el cigüeñal, restringiendo su movimiento translación en los tres ejes coordenados X, Y, Z así como de rotación en el eje Y, X, solamente permitirá la rotación sobre el eje z, teniendo por ende solo un grado de libertad como se muestra en la Figura 2.6.

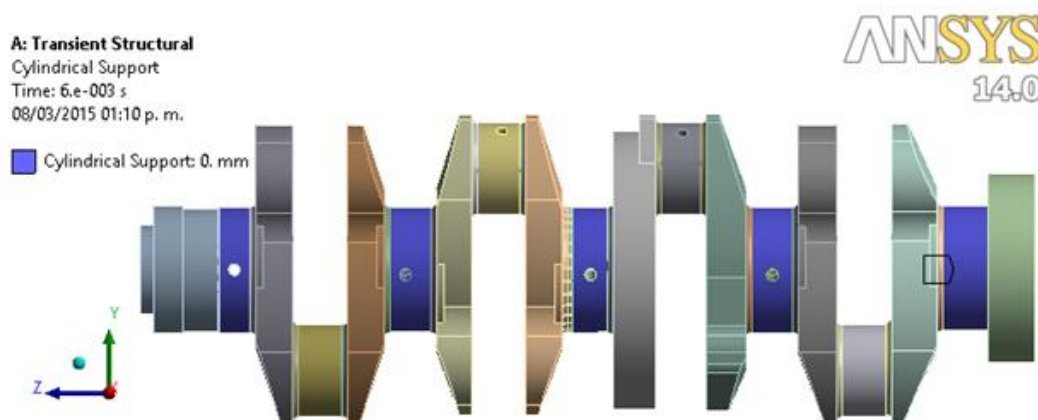


Figura 2.6 Condición de frontera en los muñones de bancada.

Otra condición de frontera que se establece en este análisis es una restricción fija en un extremo del cigüeñal donde entrega el torque de salida. Representando esta restricción como la fuerza de reacción que genera la caja de transmisión al mover el peso y la carga del vehículo, como se muestra la Figura 2.7.

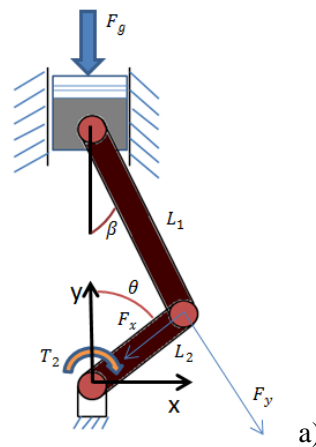


Figura 2.7 Condición de frontera fija en el extremo del cigüeñal

2.5 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

2.5.1 CARGAS ESTÁTICAS

En este análisis se aplicara las cargas directamente en cada muñón de biela, la fuerza que se ejerce en cada muñón es descompuesta en sus componentes F_x y F_y como se muestra en la Figura 2.8 a) con el objetivo de determinar su esfuerzo máximo de Von Mises y las Deformaciones correspondientes, además de calcular los factores de seguridad mínimos que estos presenten con la teoría de Goodman. La fuerza máxima que se aplica en los muñones se determina de la curva Presión vs Ángulo del cigüeñal como se ilustra en la Figura 2.8 b) esta curva $P - \theta$ está dada a diferentes regímenes de operación de velocidad y de esto depende la presión máxima que se genera dentro de la cámara de combustión. Para obtener la fuerza máxima que genera el motor en el ciclo de explosión, solo basta con dividir la presión máxima entre el área del pistón para obtener la gráfica de fuerza a diferentes revoluciones de operación.



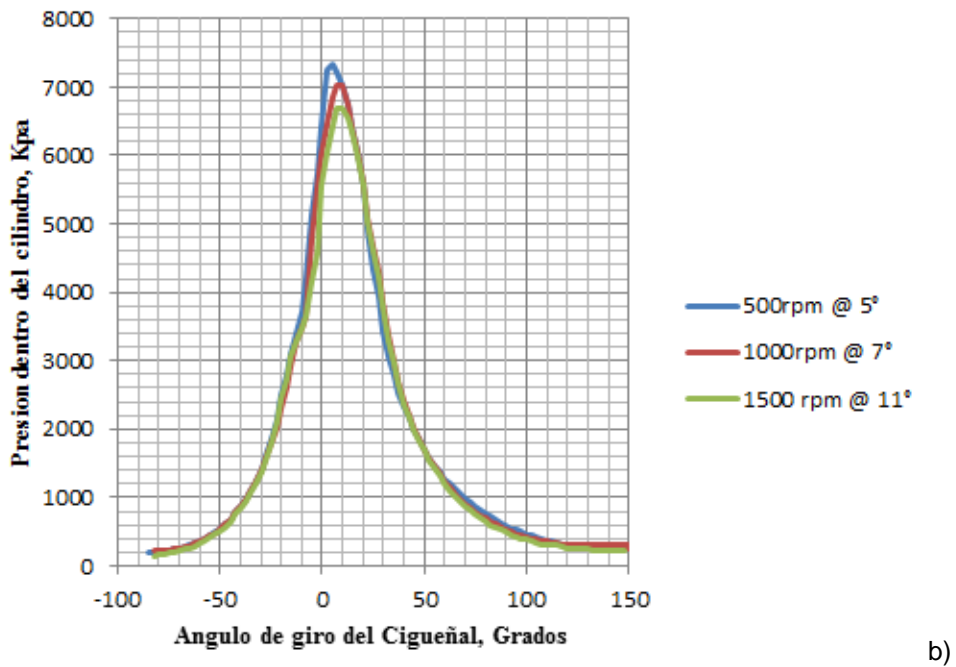


Figura 2.8 a) Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de cuatro barras, b) Curva fuerza vs ángulo del cigüeñal

En Ansys Workbench se aplican las cargas estáticas para los diferentes regímenes de operación del motor. La fuerza máxima que se ejerce en los muñones de bancada para 1500 rpm a un $\theta \approx 11^\circ$ se muestra en la Figura 2.9 descompuesta en sus dos componentes.

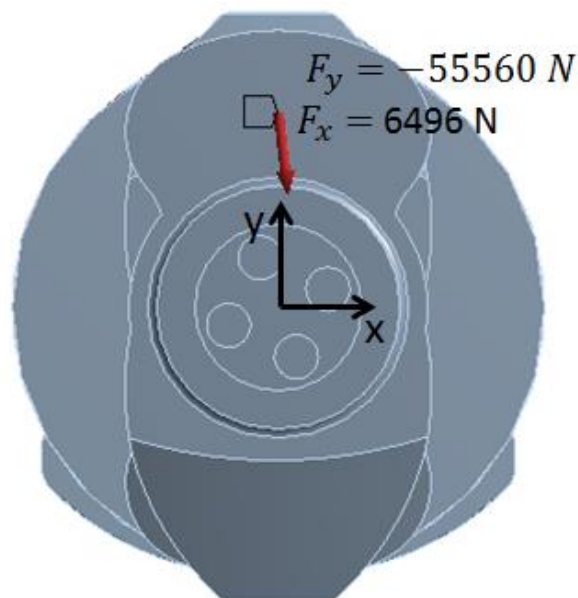


Figura 2.9 Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 11^\circ$.

La fuerza máxima que se ejerce en los muñones de bancada para 1000 rpm a un $\theta \approx 7^\circ$ se muestra en la Figura 2.10 descompuesta en sus dos componentes.

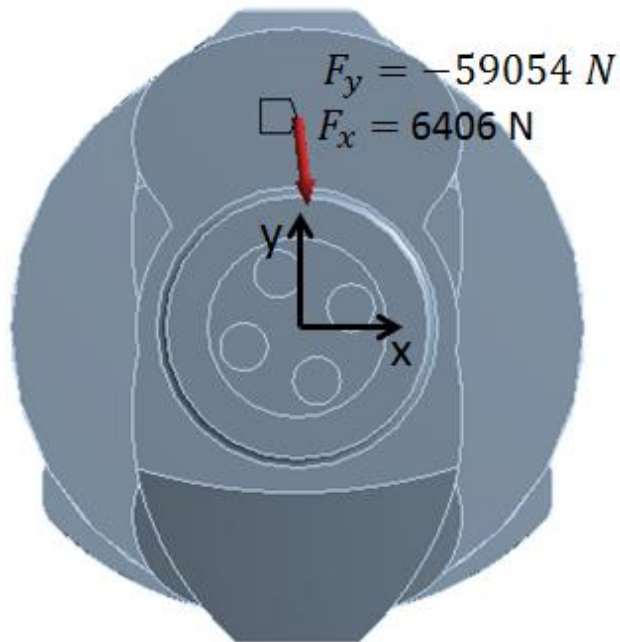


Figura 2.10 Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 7^\circ$

La fuerza máxima que se ejerce en los muñones de bancada para 500 rpm cuando $\theta \approx 5^\circ$ se muestra en la Figura 2.11 en sus dos componentes.

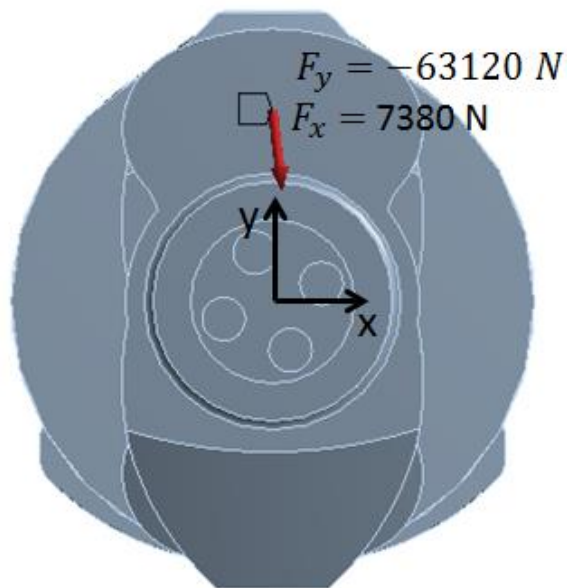


Figura 2.11 Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 5^\circ$.

2.5.2 CARGA DINÁMICA

De igual manera se define el tipo de análisis Esfuerzo-Vida y la teoría de falla de Goodman.

Teniendo en cuenta que para realizar un tipo de análisis con carga no proporcional se debe crear una carpeta que defina la combinación de los análisis que se realizaron estáticamente. En la forma en que el tiempo varía es proporcional como si variara el ángulo del cigüeñal, así como también se debe tomar en cuenta el orden de encendido del motor (1, 3, 4, 2) en el que la fuerza de los gases (F_g) actúa en los pistones, como se muestra en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Combinación de los análisis de cada fuerza aplicada en los pistones obedeciendo el orden de encendido del motor.

	Coefficient	Environment Name	Time
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Piston 1	0.25
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Piston 3	0.5
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Piston 4	0.75
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Piston 2	1

Los intervalos de tiempo que se muestran en la Tabla 2.2: 0.25, 0.5, 0.75 y 1 es proporcional a representar el orden de encendido respecto al ángulo de giro del cigüeñal en cada ciclo de explosión 0, 180, 180 y 0° respectivamente.

2.6 ANÁLISIS TRANSITORIO

El Análisis estructural transitorio proporciona a los usuarios la capacidad de determinar la respuesta dinámica del sistema bajo cualquier tipo de cargas variables en el tiempo.

A diferencia de los análisis dinámicos rígidos, los cuerpos pueden ser rígidos o flexibles. Para cuerpos flexibles los materiales no lineales pueden ser establecidos en el ambiente de ANSYS.

El Análisis estructural transitorio también se conoce como análisis de historia de tiempo o análisis estructural transitorio. Se necesitan análisis estructurales transitorios para evaluar la respuesta de los cuerpos deformables cuando los efectos inerciales se vuelven significativos.

En este módulo de Ansys la curva de la Fuerza vs Ángulo de cigüeñal Figura 2.8 b), se descompone en las fuerzas tangenciales y radiales que se ocasionan en el cigüeñal al estar girando, obteniendo una nueva grafica de Fuerza vs Tiempo de un solo pistón como muestra en Figura 2.12, la cual se cargaran los datos en este módulo de trabajo.

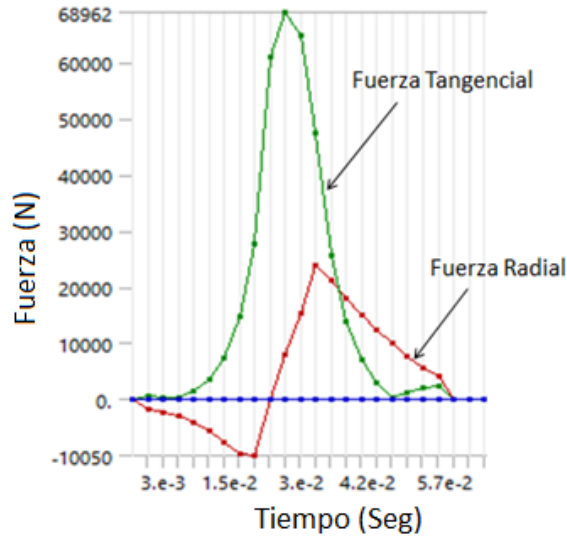


Figura 2.12 Fuerzas Tangenciales y Radiales.

La Figura 2.13 se ilustra la carga de los cuatro pistones sobre el cigüeñal. Como se requiere la historia de los esfuerzos y las deformaciones variable en el tiempo, se divide 0.24 segundos (tiempo en que se cumple el ciclo de explosión en los cuatro pistones) entre los 80 pasos en que se divide la carga de todos los pistones. Dando como resultando cada iteración en un intervalo de tiempo de 0.003 segundos.

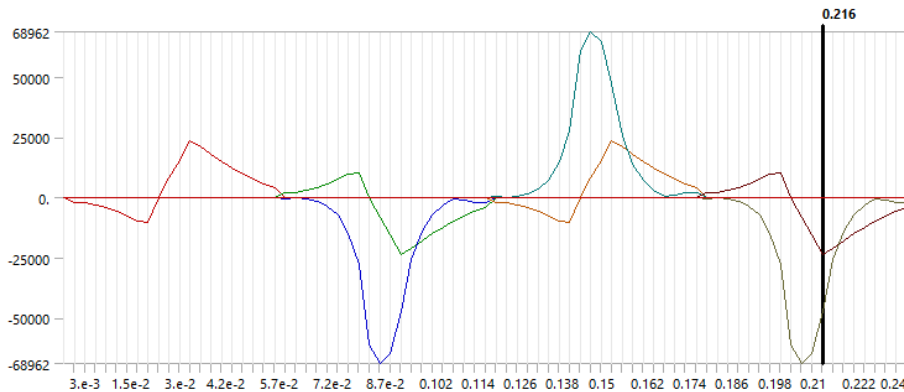


Figura 2.13 Fuerzas Tangenciales y Radiales de los cuatro pistones divididos en 0.24 Segundos.

CAPITULO 3 RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS ESTÁTICOS Y DINÁMICO

3.1 ANÁLISIS POR CARGA ESTÁTICA

Bajo las condiciones de frontera establecidas por carga estática, los primeros resultados obtenidos en el análisis aplicando la carga en el pistón número dos donde la Figura 3.1 muestra el esfuerzo de Von Mises máximo en el radio (Fillet) de la tercera bancada zona donde sucedió la fractura de este elemento, incidiendo con un valor de 83.712 MPa en la superficie del muñón bancada, dicha magnitud de esfuerzo está dentro del límite del fluencia del material. Tomando un zoom donde incide el esfuerzo máximo se puede observar cómo se pinta de color rojo la zona afectada por la carga a los 500 rpm cuando el motor esta rotado a $\theta \approx 5^\circ$.

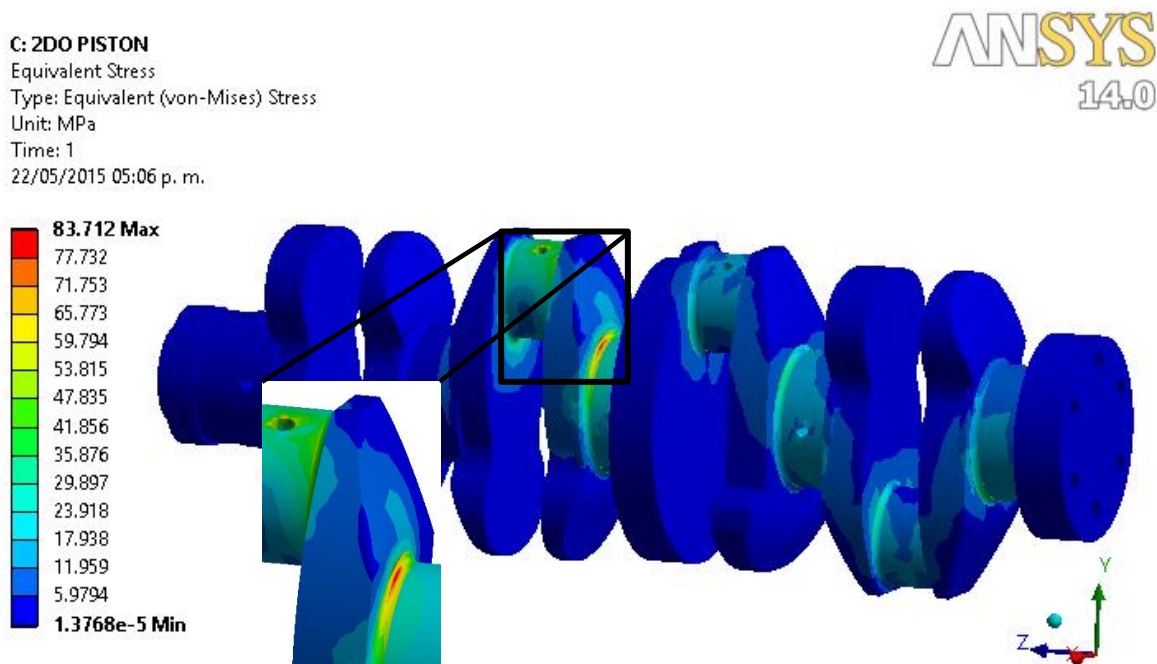


Figura 3.1 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 500 rpm a $\theta \approx 5^\circ$.

El esfuerzo máximo concentrado en esa zona del muñón de bancada el programa lo utiliza para calcular el factor de seguridad mínimo a lo largo del cigüeñal comparado con los otros muñones, la Figura 3.2 muestra el factor de seguridad resultante.

C: 2DO PISTON

Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 0
 22/05/2015 05:38 p. m.

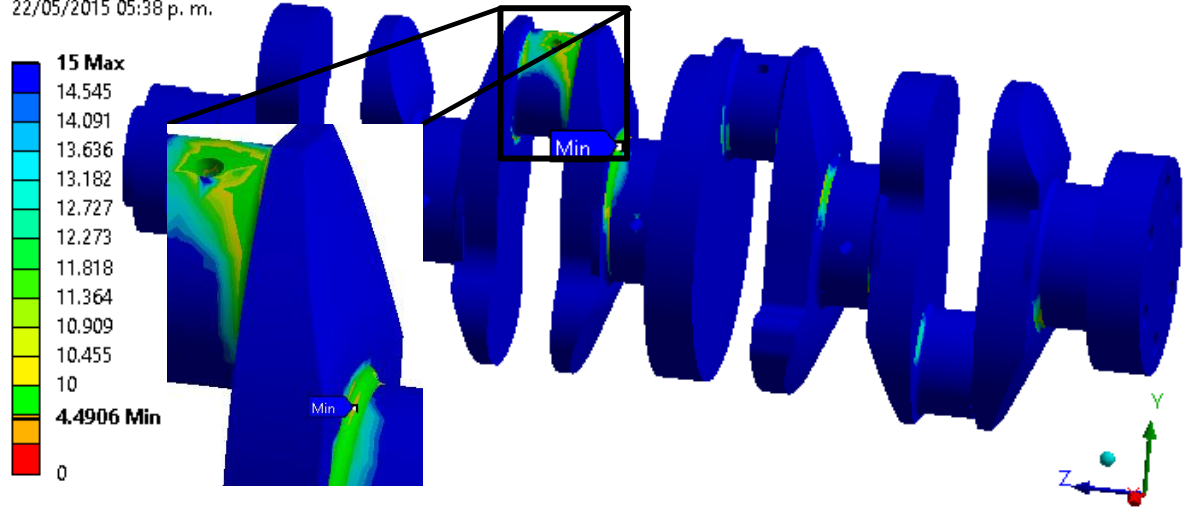


Figura 3.2 Factor de seguridad por carga estática bajo criterio a de Goodman.

Posteriormente se realiza el análisis cuando el motor opera a 1000 rpm a un $\theta \approx 7^\circ$, dando como resultado un esfuerzo máximo en el radio del muñón de bancada número tres. Con un valor de 76.931 MPa como se ilustra en la Figura 3.3.

C: 2DO PISTON

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 22/05/2015 05:51 p. m.

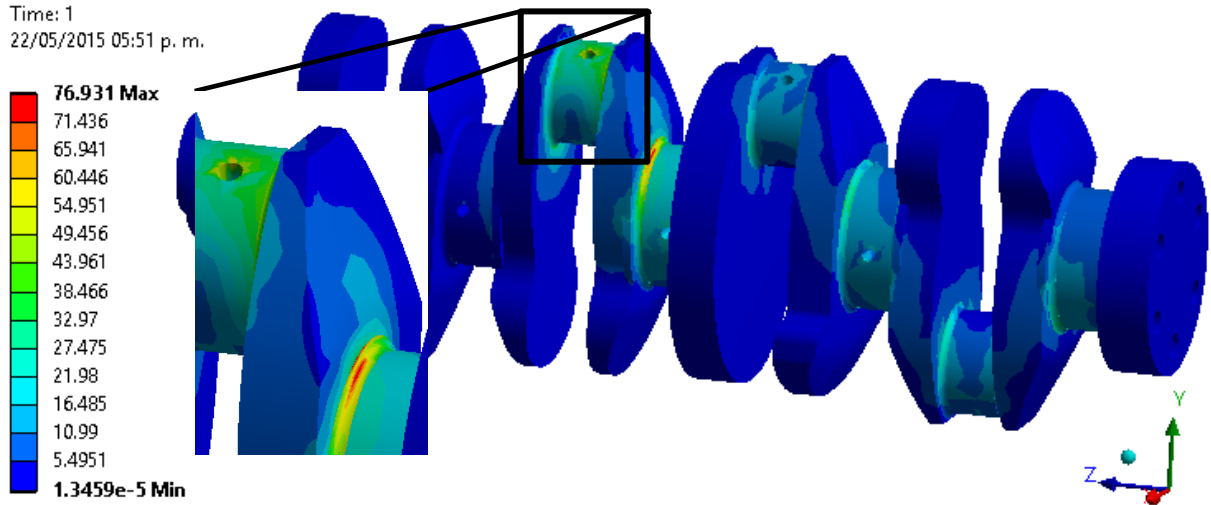


Figura 3.3 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 1000 rpm a $\theta \approx 7^\circ$.

En la Figura 3.4 se muestra el factor de seguridad bajo el criterio de Goodman, dando como resultado del análisis a 1000 rpm con una rotación del cigüeñal de $\theta \approx 7^\circ$ un valor de como mínimo en el radio del tercer muñón de bancada. En el zoom de la misma figura se puede observar la superficie donde es afectado el cigüeñal por la carga del pistón número dos.

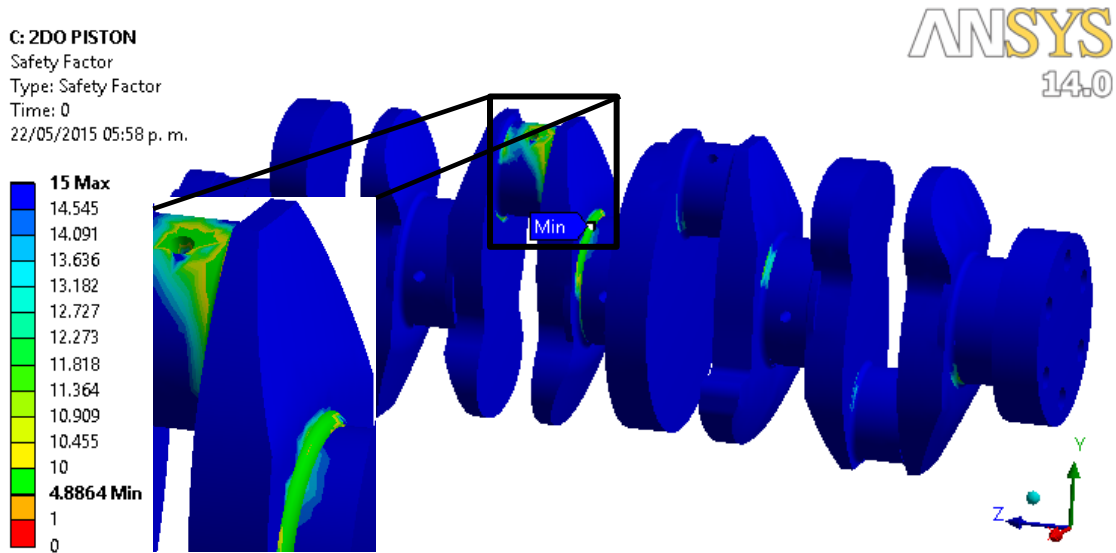


Figura 3.4 Factor de seguridad por carga estática.

Finalmente se realiza el análisis estático cuando el motor opera a 1500 rpm cuando $\theta \approx 11^\circ$, obteniendo como resultado una concentración de esfuerzos en la misma zona como en los dos primeros análisis. El esfuerzo máximo resultante en esta zona es de 73.685 MPa como se muestra en la Figura 3.5.

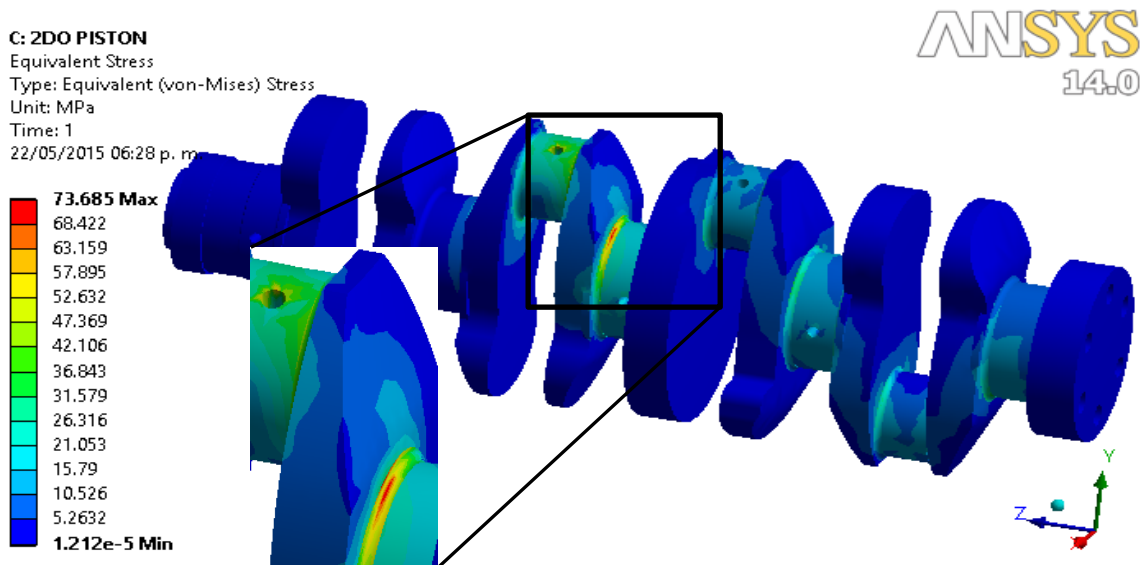


Figura 3.5 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 1500 rpm en donde $\theta \approx 11^\circ$.

El factor de seguridad mínimo calculado por el criterio de Goodman cuando el motor opera a 1500 rpm cuando $\theta \approx 11^\circ$, fue de 5.10 en el muñón de bancada número tres, como se puede ver en la Figura 3.6 y en los análisis anteriores.

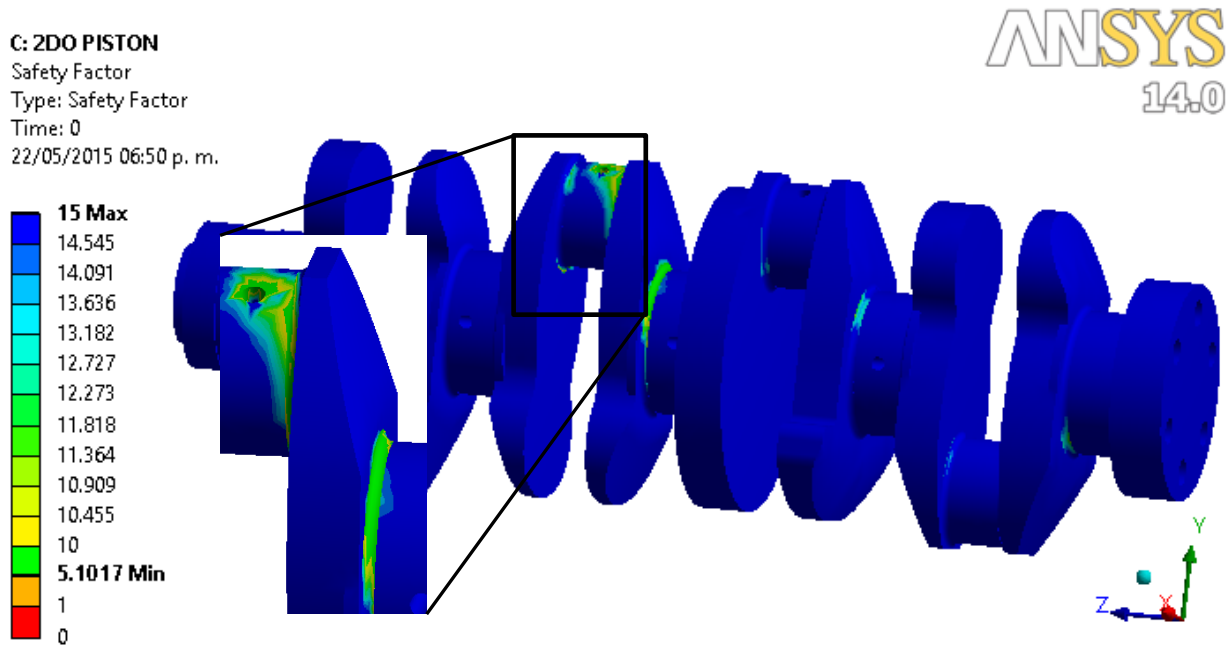


Figura 3.6 Factor de seguridad por carga estática.

En la Tabla 3.1 se muestran las magnitudes de los esfuerzos máximos de los análisis que se realizaron a diferentes regímenes de operación del motor, así como también los factores de seguridad mínimos, en donde se puede concluir que el esfuerzo disminuye conforme las revoluciones del motor y los factores de seguridad incrementan.

Tabla 3.1 Esfuerzos residuales máximos y factores de seguridad.

Condición de operación del motor	Esfuerzo residual (MPa)	Factor de seguridad (Goodman)
500 rpm a un $\theta \approx 11^\circ$	83.712	4.49
1000 rpm a un $\theta \approx 7^\circ$	76.931	4.88
1500 rpm a un $\theta \approx 5^\circ$	73.685	5.10

3.2 ANÁLISIS POR CARGA DINÁMICA

Como se mencionó en el capítulo anterior las condiciones de frontera y de carga en un análisis dinámico para los diferentes regímenes de operación del motor son fundamentales para obtener resultados precisos en las simulaciones de elementos finitos. En la primera simulación donde el motor opera a las 1500 rpm donde el $\theta \approx 11^\circ$, se obtuvieron los primeros resultados de esfuerzos y el factor de seguridad, como se muestran las Figuras 3.7 y 3.8.

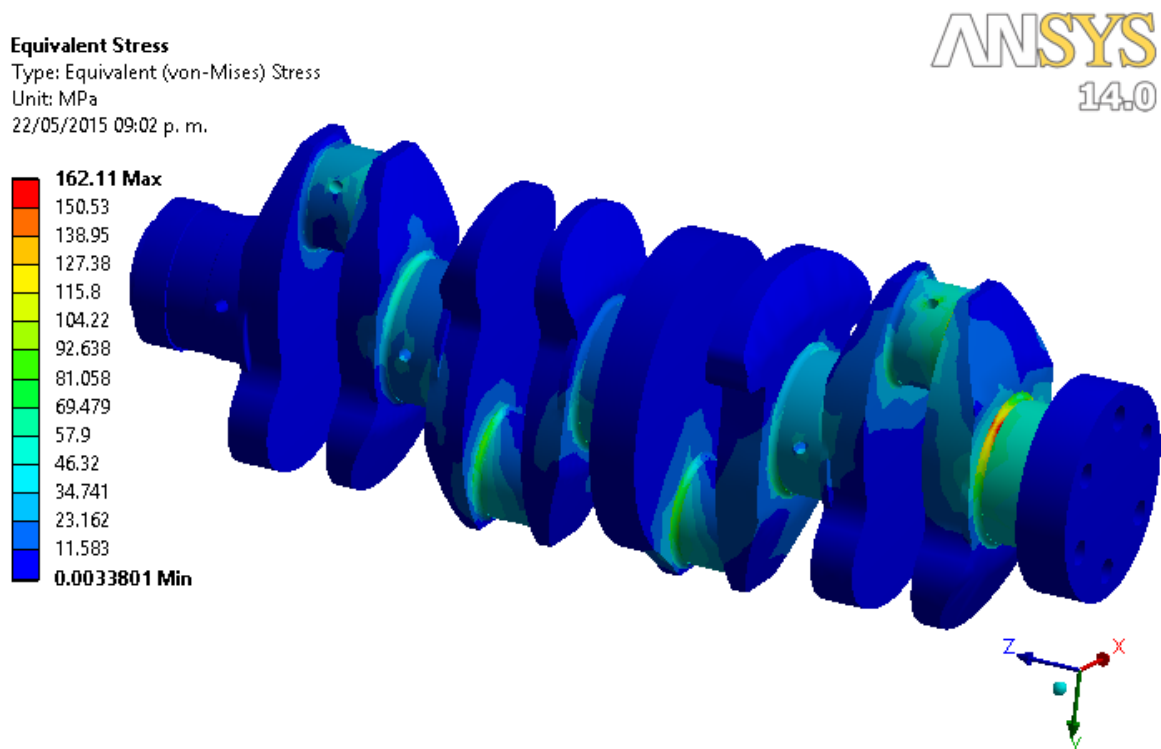


Figura 3.7 Esfuerzo residual por cargas dinámicas cuando el motor opera a 1500 rpm cuando $\theta \approx 11^\circ$.

En la Figura anterior se muestra con un color rojizo la zona donde se tiene el máximo esfuerzo residual, y es localizado en el último radio del muñón de bancada. Mientras tanto también se observa la incidencia del esfuerzo que se genera en otros radios con un color amarillo a través del cigüeñal.

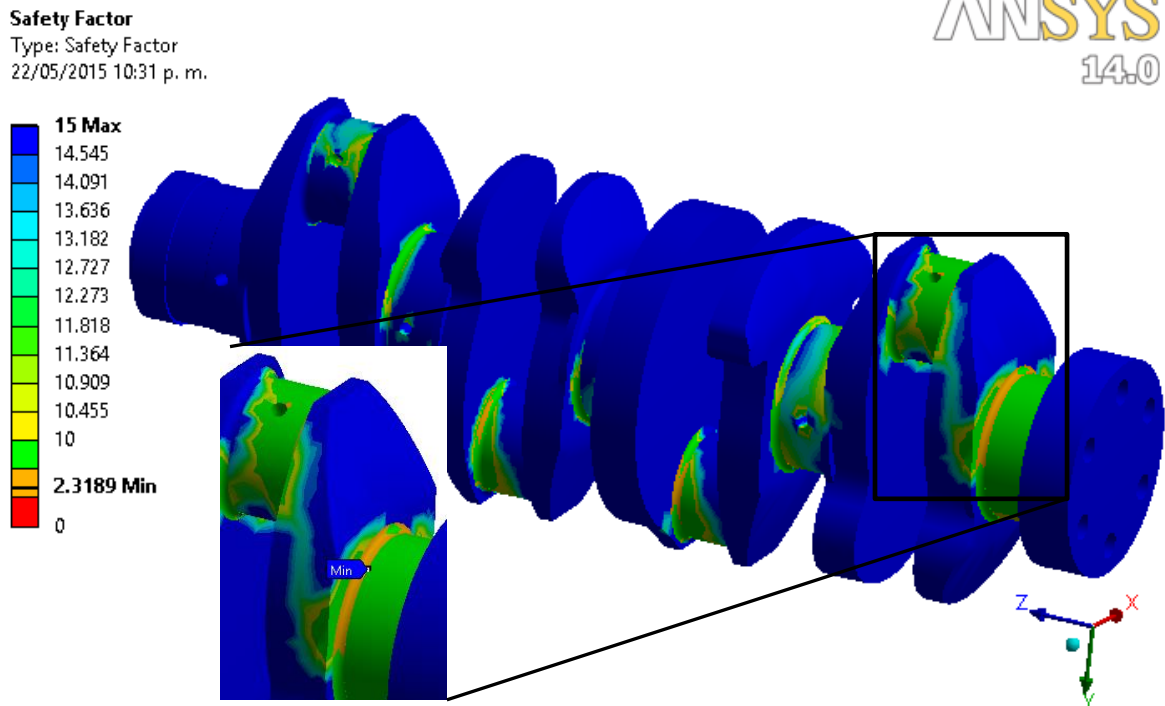


Figura 3.8 Factor de seguridad por el criterio de Goodman.

En las siguientes Figuras 3.9 y 3.10 se ilustran los resultados de esfuerzos y factor de seguridad cuando el motor opera a 1000 rpm donde el $\theta \approx 7^\circ$.

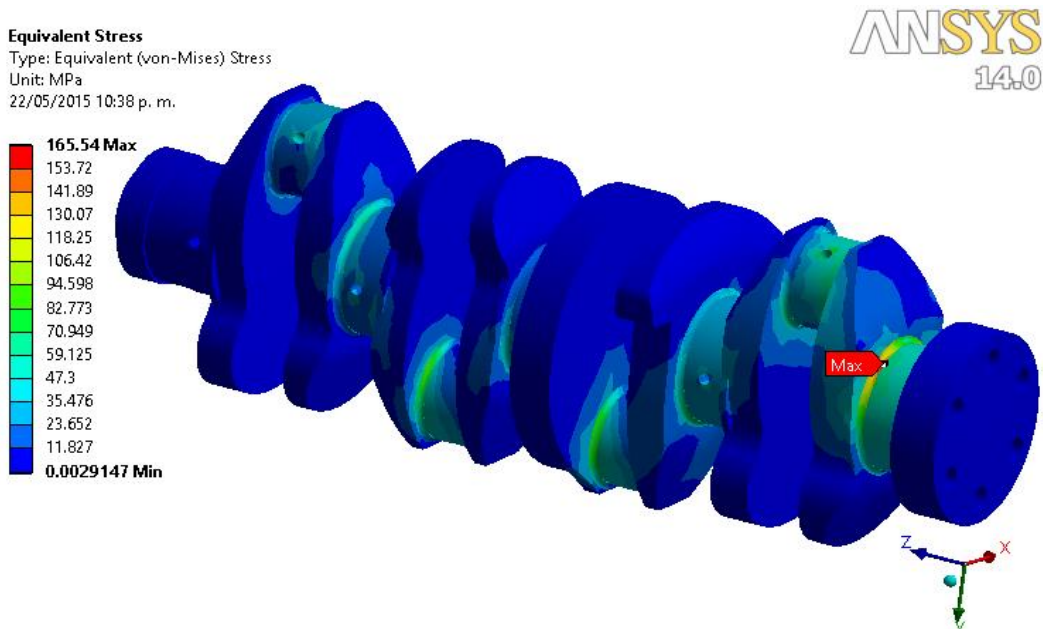


Figura 3.9 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 1000 rpm con un $\theta \approx 7^\circ$.

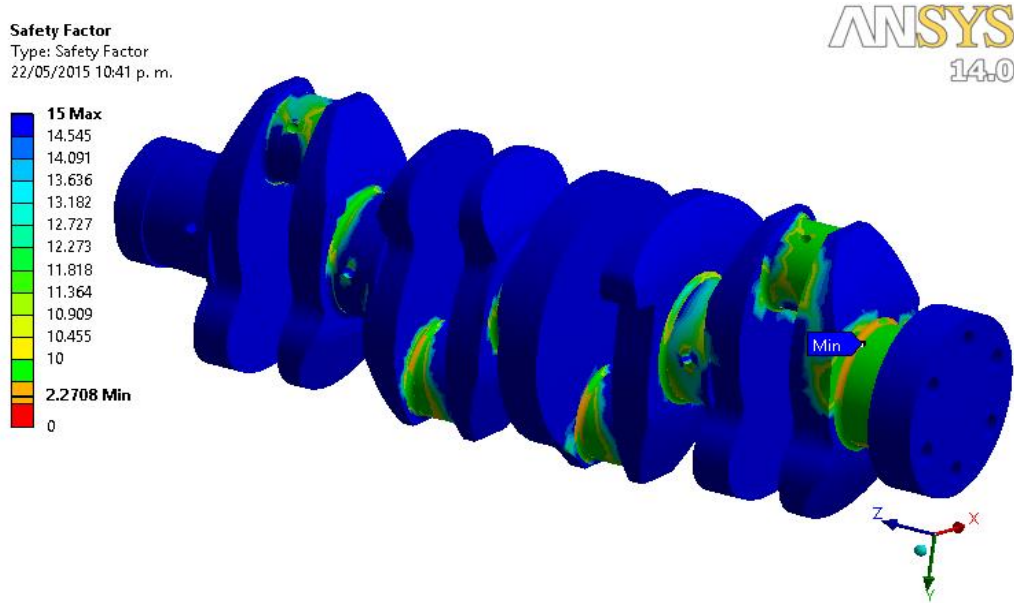


Figura 3.10 Factor de seguridad bajo el criterio de Goodman.

Por último se realiza el análisis dinámico cuando el motor opera a 500 rpm a un $\theta \approx 5^\circ$, en este último análisis dinámico se puede observar como el esfuerzo incrementa hasta los 184.17 MPa comparado con los dos primeros análisis dinámicos, véase Figura 3.11. Calculando de igual forma el factor de seguridad en la Figura 3.12.

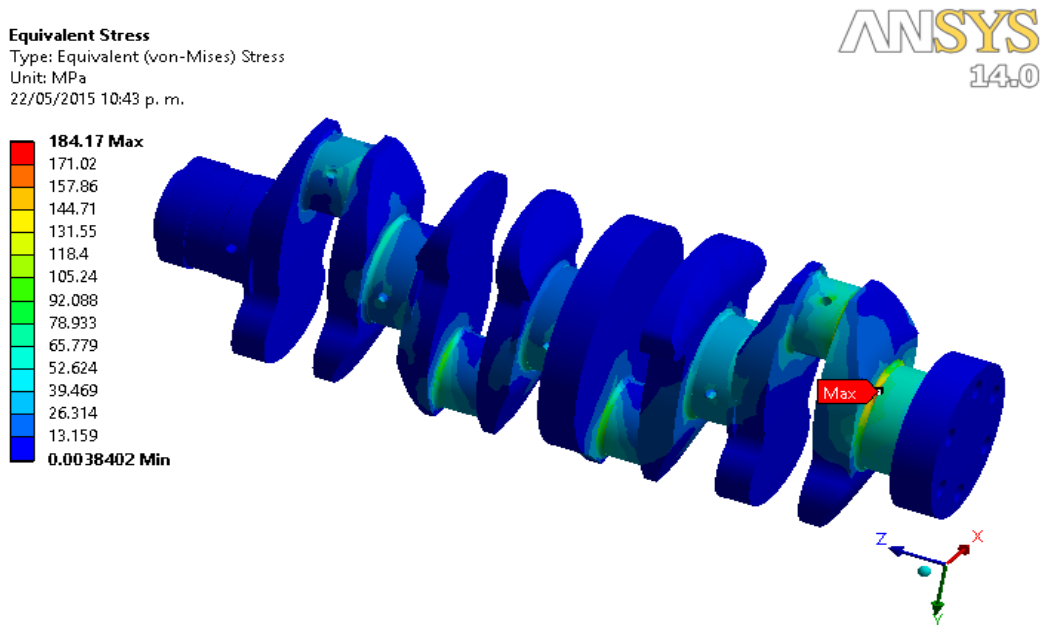


Figura 3.11 Esfuerzo residual cuando el motor opera a 500 rpm con un $\theta \approx 5^\circ$.

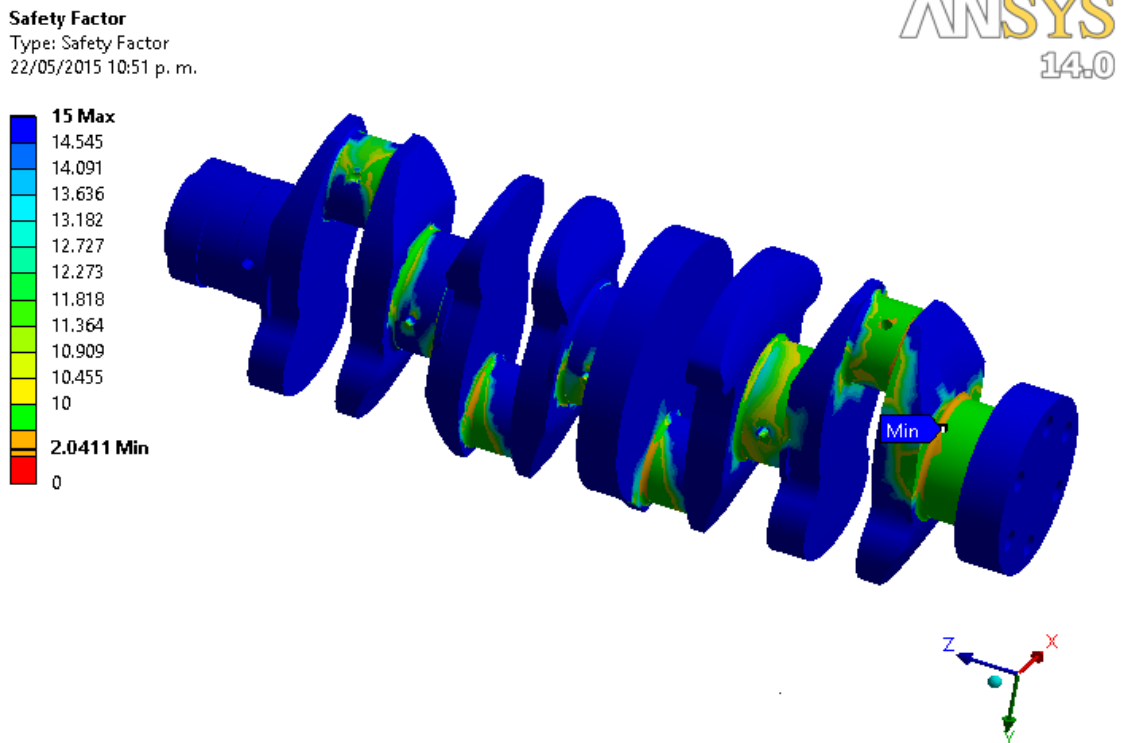


Figura 3.12 Factor de seguridad bajo el criterio de Goodman

La Tabla 3.2 se muestra como varia el esfuerzo y el factor de seguridad por carga dinámica en función de la velocidad en que opera el motor, como se puede observar, los esfuerzos residuales no son muy altos comparados con el esfuerzo de fluencia del material que es de 370 MPa. Mientras que su esfuerzo último a la tensión es de 660 MPa, los valores del esfuerzo resultante se toman dentro de la zona elástica del material. Otra observación que también se percibe en la tabla es que al incrementar las revoluciones el factor de seguridad aumenta, teniendo como valores de diseño mínimos en mecánica y dando información sobre el diseño del cigüeñal.

Tabla 3.2 Resultados de esfuerzos máximos y factor de seguridad.

Condición de operación del motor	Esfuerzo residual (MPa)	Factor de seguridad (Goodman)
500 rpm a un $\theta \approx 5^\circ$	184.17	2
1000 rpm a un $\theta \approx 7^\circ$	165.64	2.27
1500 rpm a un $\theta \approx 11^\circ$	162.11	2.31

CAPITULO 4 RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS TRANSITORIO

4.1 ANÁLISIS TRANSITORIO

Los resultados que se obtienen en este módulo de trabajo son de suma importancia ya que se puede determinar la historia de los esfuerzos y las deformaciones generadas al aplicar las cargas en el tiempo en el que el motor realiza los ciclos de explosión en los cuatro pistones, el tiempo que se lleva en realizar esta operación es de 0.24 segundos, el cual se divide entre los ochenta pasos de carga los cuales se son configurados en ANSYS Workbench, dando como resultado una iteración cada 0.003 segundos.

El primer análisis transitorio que se llevó a cabo fue cuando el motor opera en el régimen de 500 rpm a un $\theta \approx 5^\circ$. Los resultados de la Figura 4.1 muestran el esfuerzo residual máximo de Von Mises con un valor de 475.39 MPa, donde se puede percibir la incidencia de la falla en la superficie del tercer muñón de bancada. La Figura 4.2 ilustra gráficamente la historia de cómo se comporta el esfuerzo a lo largo de todo el cigüeñal y las zonas más críticas donde existen concentraciones de esfuerzo.

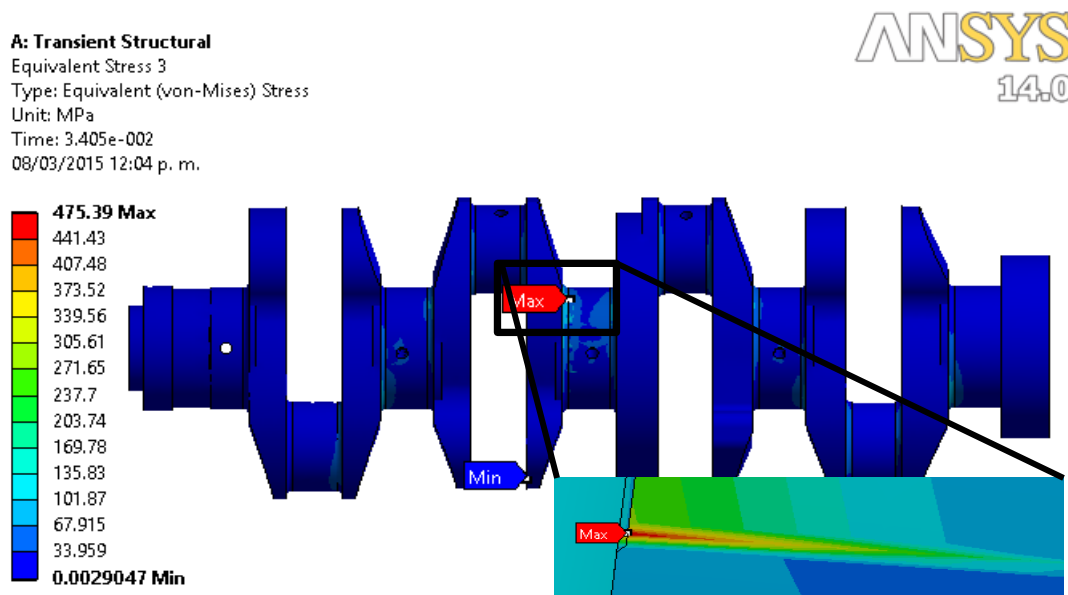


Figura 4.1 Esfuerzo residual del análisis transitorio.

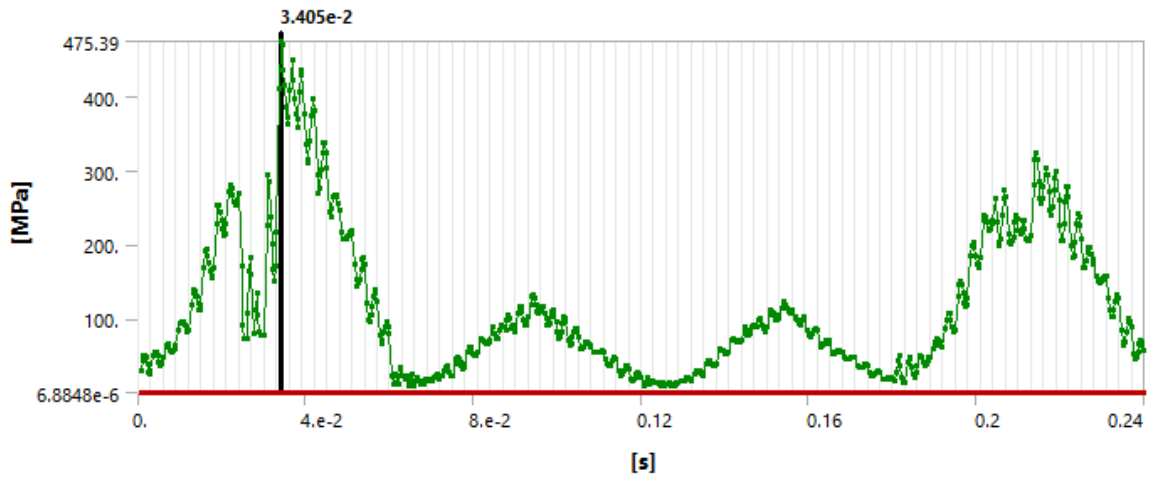


Figura 4.2 Historia del esfuerzo Von Mises en todo el cigüeñal a 500 rpm con un $\theta \approx 5^\circ$.

La Figura 4.2 que describe la historia general del esfuerzo residual que se concentra a lo largo de todo el cigüeñal y localizando el tiempo donde se concentran los mayores valores de esfuerzos generados en este régimen de operación, esta grafica se presta para poder atenuar los valores mediante una formulación matemática y comandos que tiene configurado el programa de MATLAB, dando como resultados la Figura 4.3 donde se puede visualizar la gráfica de color azul con una línea más continua la cual es la resultante del promedio de los primeros valores obtenidos de la gráfica de la Figura 4.2.

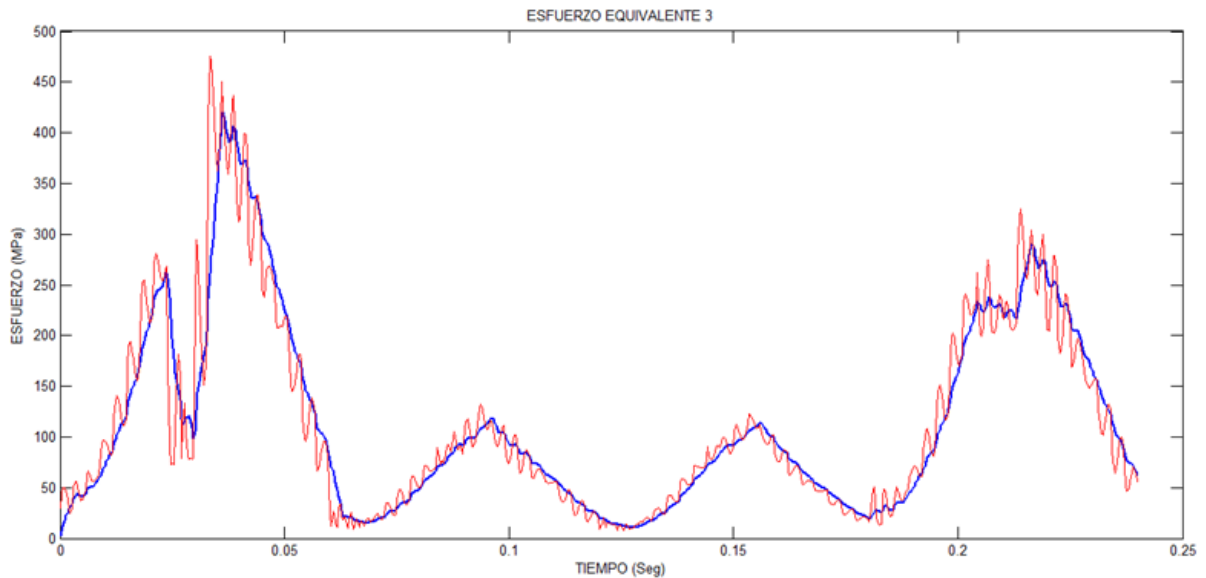


Figura 4.3 Atenuación de los valores obtenidos de la Figura 4.2.

Otra de las funciones más sobresalientes de realizar un análisis transitorio es que se pueden seleccionar vértices, aristas, superficies o cuerpos donde se requiera obtener información sobre la historia del esfuerzo o deformaciones en cualquier zona del cigüeñal. En este análisis se requiere determinar la historia del esfuerzo en la zona donde el cigüeñal se fracturo como se muestra en la Figura 4.4.

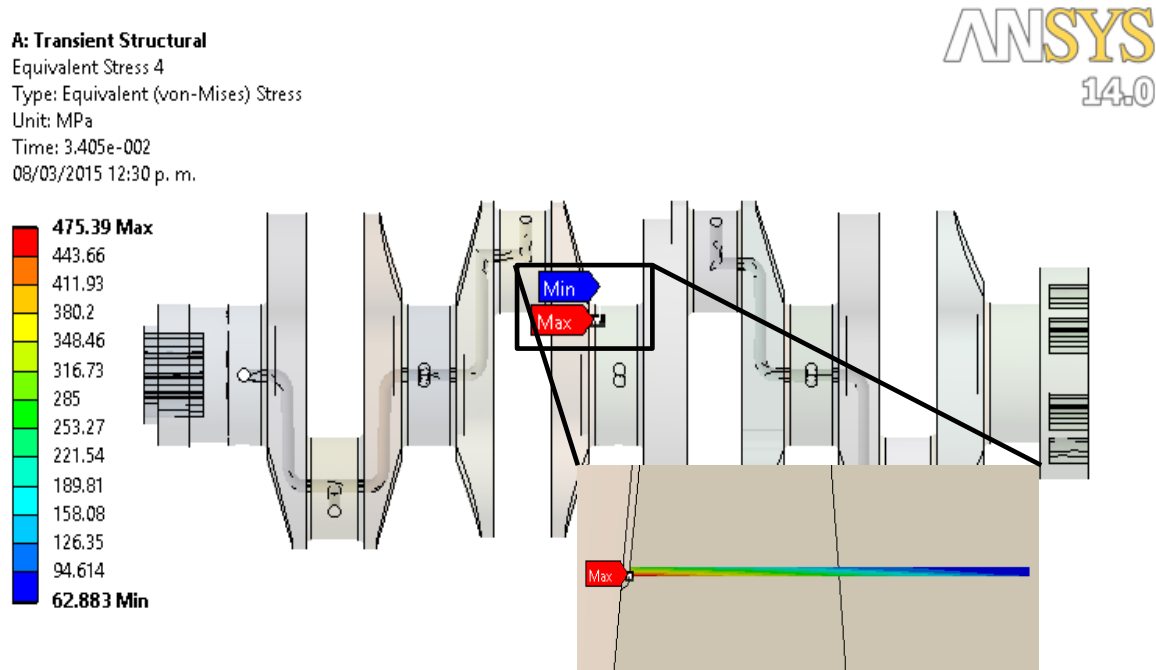


Figura 4.4 Selección del vértice donde se fracturo el cigüeñal.

En la Figura 4.4 se puede observar el área de color rojo donde se encuentra concentrado el esfuerzo máximo siendo este de un valor de los 475.39 MPa, alcanzando el esfuerzo de fluencia del material y detectando que es la zona más crítica a lo largo de todo el cigüeñal.

En la Figura 4.5 se determina la historia del esfuerzo residual en la superficie que se seleccionó en la figura anterior, respecto al tiempo en que este se presenta se puede decir que alcanza el valor máximo de esfuerzo cuando la Fuerza se aplica en el muñón de biela número tres, colocando al cigüeñal en la zona de fractura respecto a la curva de esfuerzo-deformación unitaria del material.

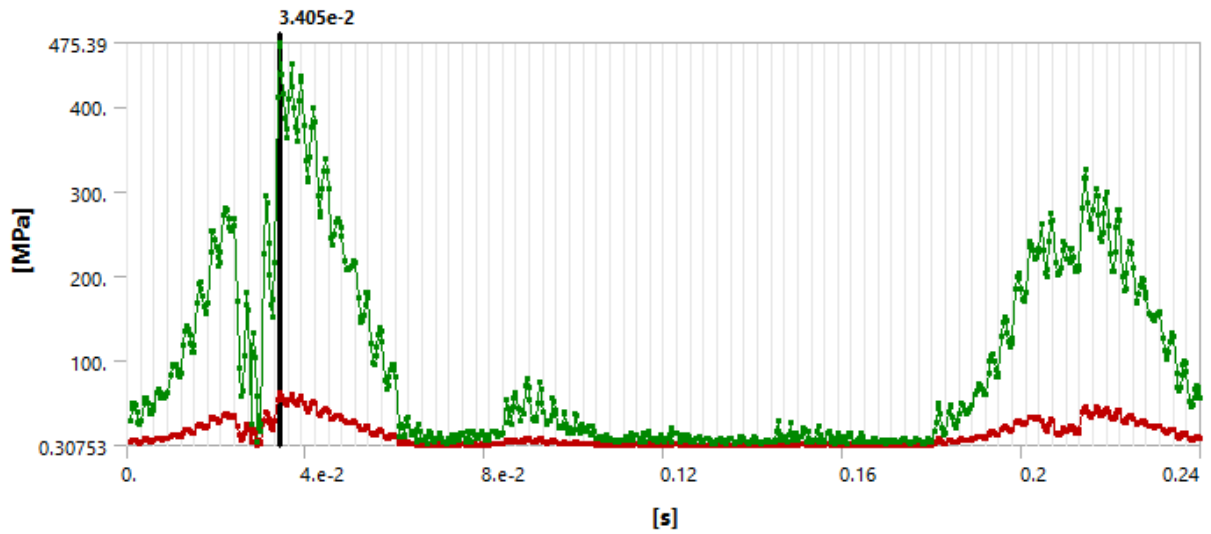


Figura 4.5 Historia del esfuerzo en la superficie de fractura.

En la Figura 4.6 se muestra la atenuación de los datos de la gráfica de color verde de la Figura 4.5, estos datos se obtuvieron al correr la simulación en la zona de interés donde se concentra el máximo esfuerzo, mostrando el promedio de los datos y con una mejor visibilidad la gráfica de color azul donde se puede saber de manera aproximada el tiempo donde los valores de esfuerzo son altos cuando los pistones realizan el ciclo de explosión.

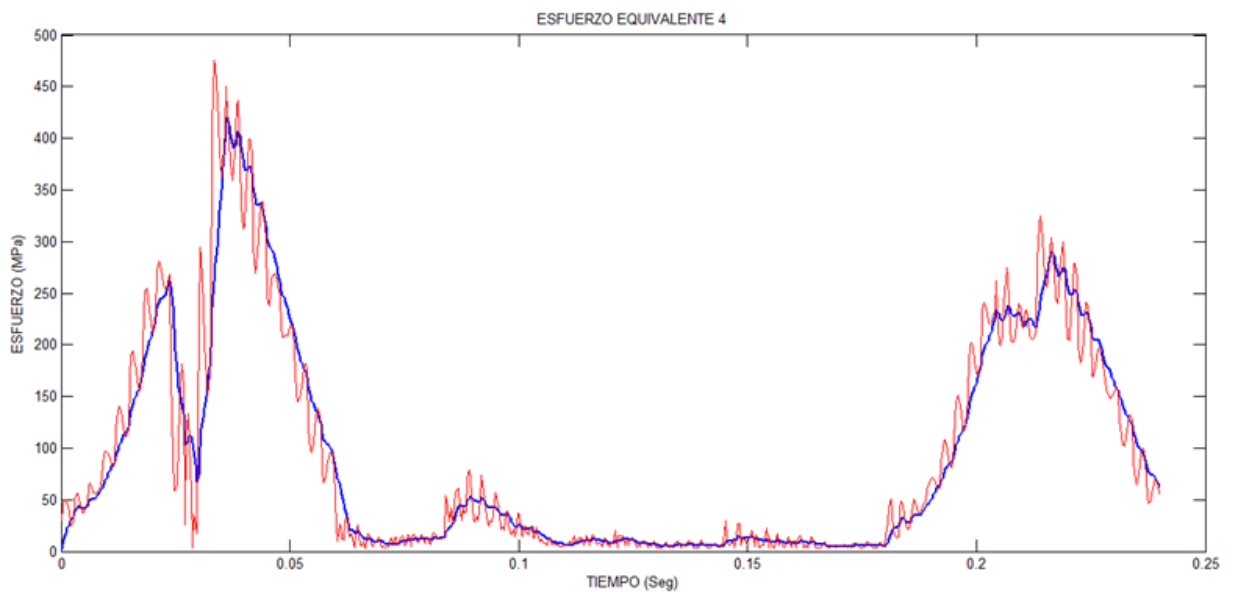


Figura 4.6 Atenuación de los valores del cuarto análisis.

CAPITULO 5 ESTUDIO MICRO- ESTRUCTURAL DEL CIGÜEÑAL

El cigüeñal que se está estudiando en este trabajo fue fabricado en Brasil con un Acero 1548 al alto manganeso, mediante forja (Trabajo en frio) en el que posteriormente se le realizo un tratamiento térmico superficial. En la Tabla 5.1 se muestra la composición química del Acero.

Tabla 5.1 Propiedades Químicas del Acero 1548.

Elemento	Porcentaje
Carbono	0.42-0.48
Silicio	0.25-0.45
Manganeso	1.15-1.35
Fósforo	0.035
Azufre	0.035
Otros	-----

5.1 ESTUDIO MACRO ESTRUCTURAL

En este apartado se describirá de forma macro estructural las condiciones físicas en las que se encontró el cigüeñal cuando este se desmonto de un motor de combustión interna.

En la Figura 5.1 se muestra el cigüeñal montado en el monoblock del motor, donde se pueden distinguir los muñones de bancada con una estrella de color azul, los muñones de biela con una estrella de color rojo, los contrapesos y el engrane del cigüeñal con las flechas de color verde y con una flecha de color negro donde se alcanza a observar la fisura que presento el cigüeñal gracias a que se encontró un pedazo de trapo obstruyendo la vena de lubricación del tercer muñón del cigüeñal, siendo esta la principal causa de la ruptura del cigüeñal.

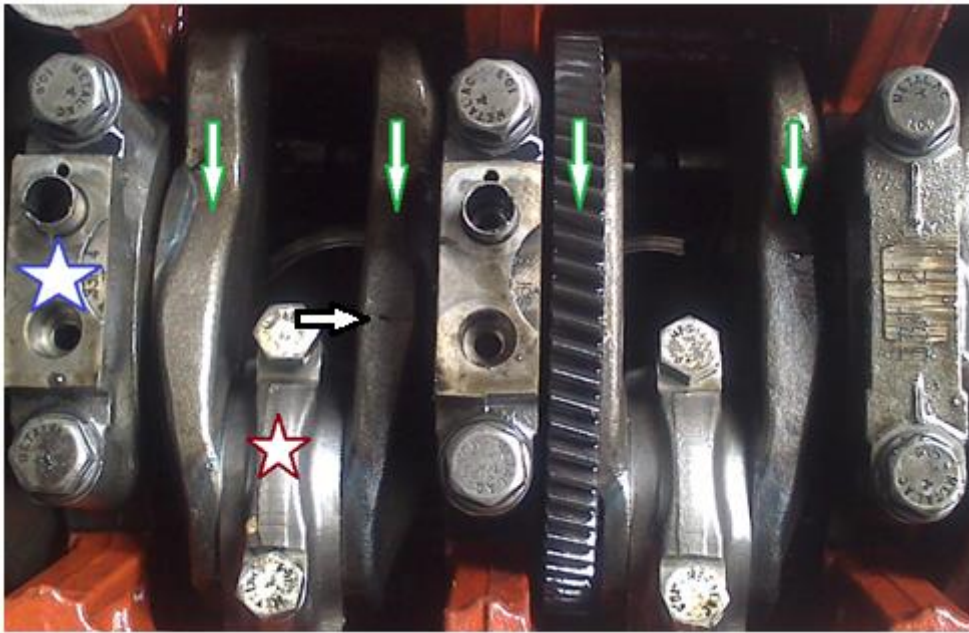


Figura 5.1 Identificación de la fractura en el cigüeñal.

Una vez desmontado el cigüeñal en su totalidad se pudo observar más a detalle la magnitud de la ruptura, el desgaste en el muñón de biela #3 y en los cojinetes que conforman al mecanismo de lubricación.

En la Figura 5.2 se puede observar en el recuadro negro el tamaño de la ruptura y la zona en que esta sucedió, la flecha de color azul indica el inicio de la ruptura en la última fibra superior del radio del muñón de biela #3.

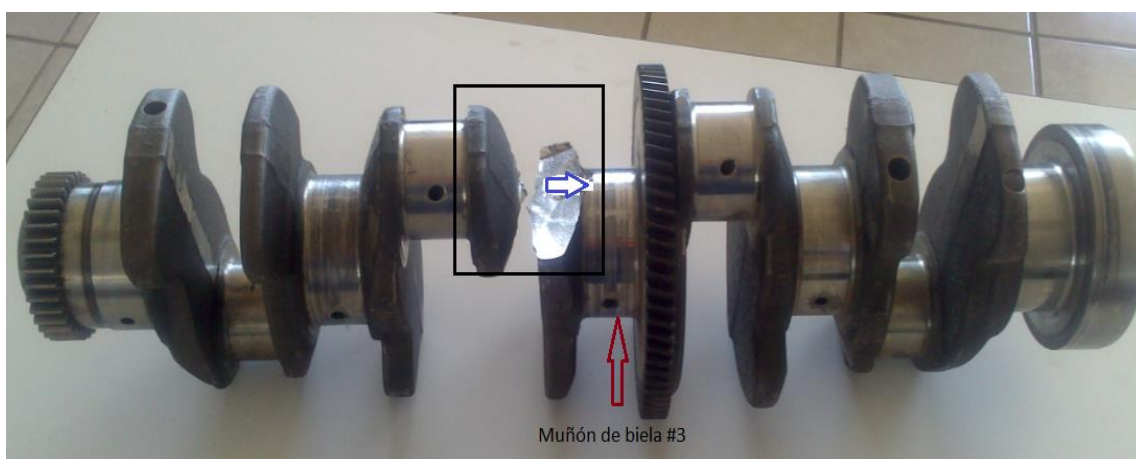


Figura 5.2 Magnitud de la ruptura y el inicio de la misma.

En la siguiente Figura 5.3 se muestra el desgaste y las ralladuras en los cojinetes de biela por el desprendimiento de partículas de metal que se generaron por el calentamiento excesivo en la zona donde se inició la falla, esto quiere decir, que por causa de calentamiento en los cojinetes y en el muñón de biela estos cuerpos se dilataron al grado de degradarse y formar partículas de metal más grandes generando una grieta en el cigüeñal.

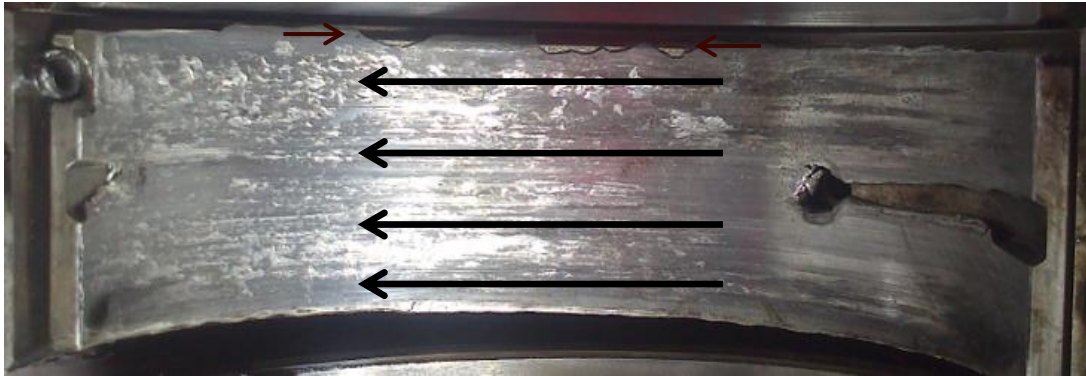


Figura 5.3 Ralladuras y desprendimiento de metal causadas por calentamiento y fatiga.

Observando más de cerca la fractura en el radio del muñón #3, se localiza un poro de tamaño y profundidad considerable como para tomarse como un concentrador de esfuerzos en esa zona y ocasionando una grieta hacia el centro del muñón como se observa en la Figura 5.4. Este poro se hace presente por una fabricación no adecuada del cigüeñal o por un radiografiado no tan detallado ocasionando este tipo de fenómenos cuando el elemento ya se encuentra en operación.

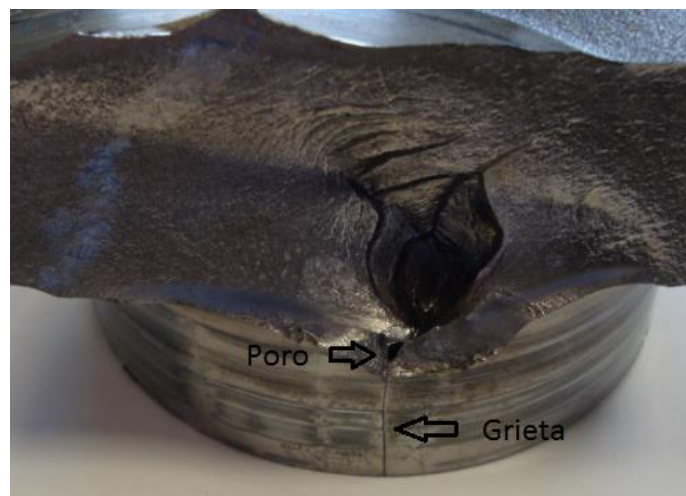


Figura 5.4 Poro y Grieta que tienen inicio en el radio del muñón.

En la Figura 5.5 se muestra la propagación de la grieta hacia el centro del muñón de bancada con dirección a la vena de lubricación del cigüeñal. La grieta va abriendo camino en la parte dura y blanda del material como lo indican las flechas.

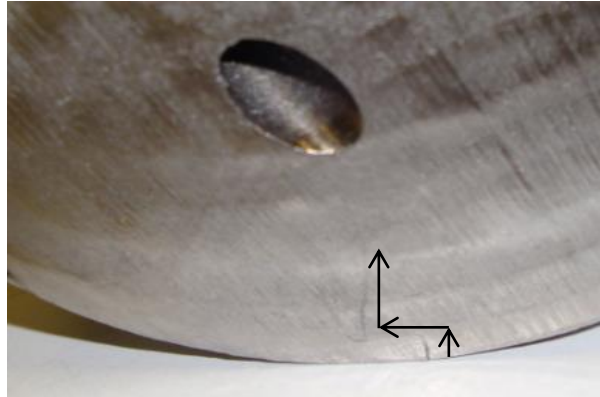


Figura 5.5 Profundidad de la grieta.

La Figura 5.6 muestra varias descripciones físicas que se detectaron en esta parte de la fractura como son en fenómeno de marcas de playa, el patrón Chevron, el cambio de coloración en el material y la magnitud de la cavidad donde se desprendió la contraparte del cigüeñal Figura 5.7.

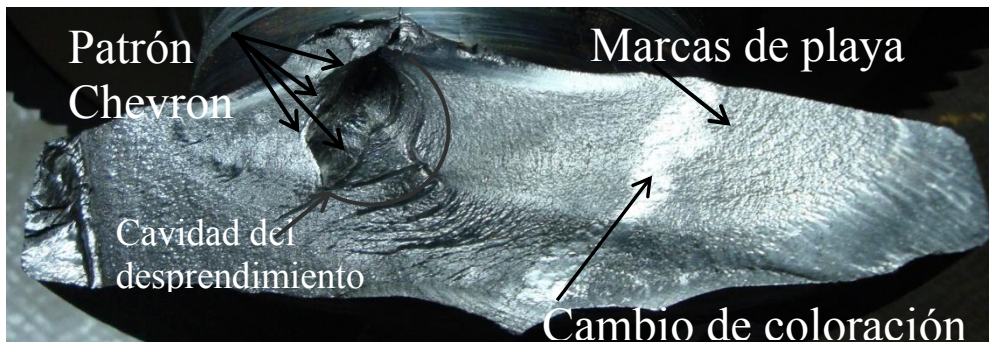


Figura 5.6 Descripciones de los fenómenos presentes en la fractura.



Figura 5.7 Contraparte de la fractura.

De la Figura 5.8 se muestra como se harán los cortes de la pieza completa. Esta será seccionada como la pieza A, B y C.

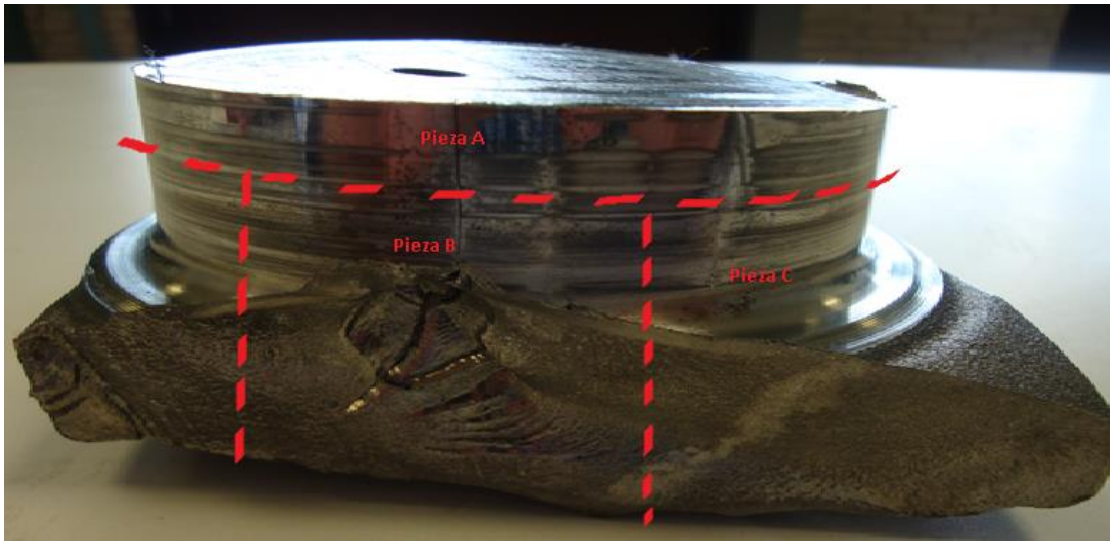


Figura 5.8 Seccionamiento de la pieza.

De donde la pieza A Figura 5.9, se utilizara para realizar un muestreo de las durezas en el material en el eje X tanto en el Y. Donde se espera tal similitud en las mediciones. Para que este proceso de la medición de dureza se realice, se tuvo que pulir las dos caras de la Pieza A hasta que quedaran limpias y aptas para la actividad.

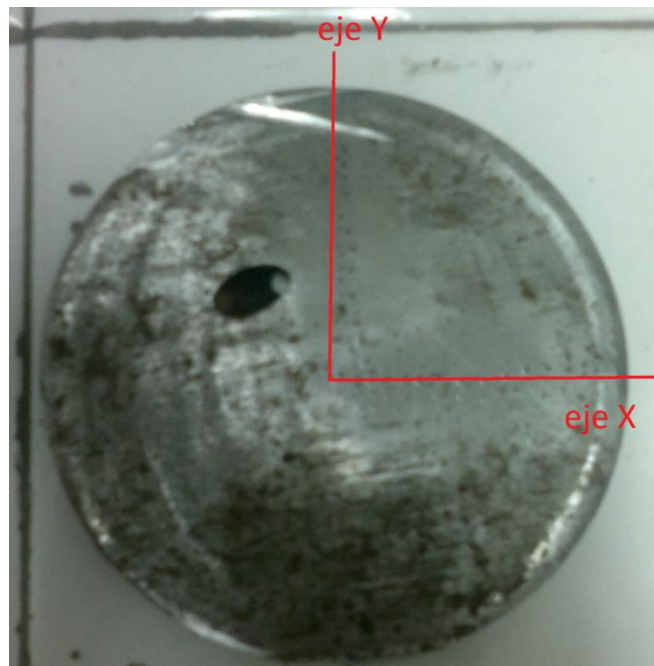


Figura 5.9 Pieza A.

5.2 MEDICIÓN DE DUREZA AL MATERIAL DEL CIGÜEÑAL

Tabla 5.2 Resultados de dureza en las escalas HRC y HRF en el eje X.

Número de prueba	HRC	HRF
1	75.2	89.7
2	80	92.1
3	---	92.4
4	77.4	90.8
5	76.2	90.2
6	76.4	90.3
7	78.4	91.3
8	79.4	91.8
9	78.2	91.2
10	78.4	91.3
11	72.4	88.2
12	74.5	89.3
13	77.8	91.0
14	76.0	90.1
15	---	107.9

Tabla 5.3 Resultados de dureza en las escalas HRC y HRF en el eje Y.

Número de prueba	HRC	HRF
1	76.4	90.3
2	75.4	89.8
3	78.4	91.3
4	78.2	91.2
5	74.8	89.5
6	75.8	90.0
7	75.6	89.9
8	76.0	90.1
9	76.4	90.3
10	74.5	89.3
11	74.8	89.5
12	67.1	85.1
13	---	92.2
14	---	102.9
15	---	---

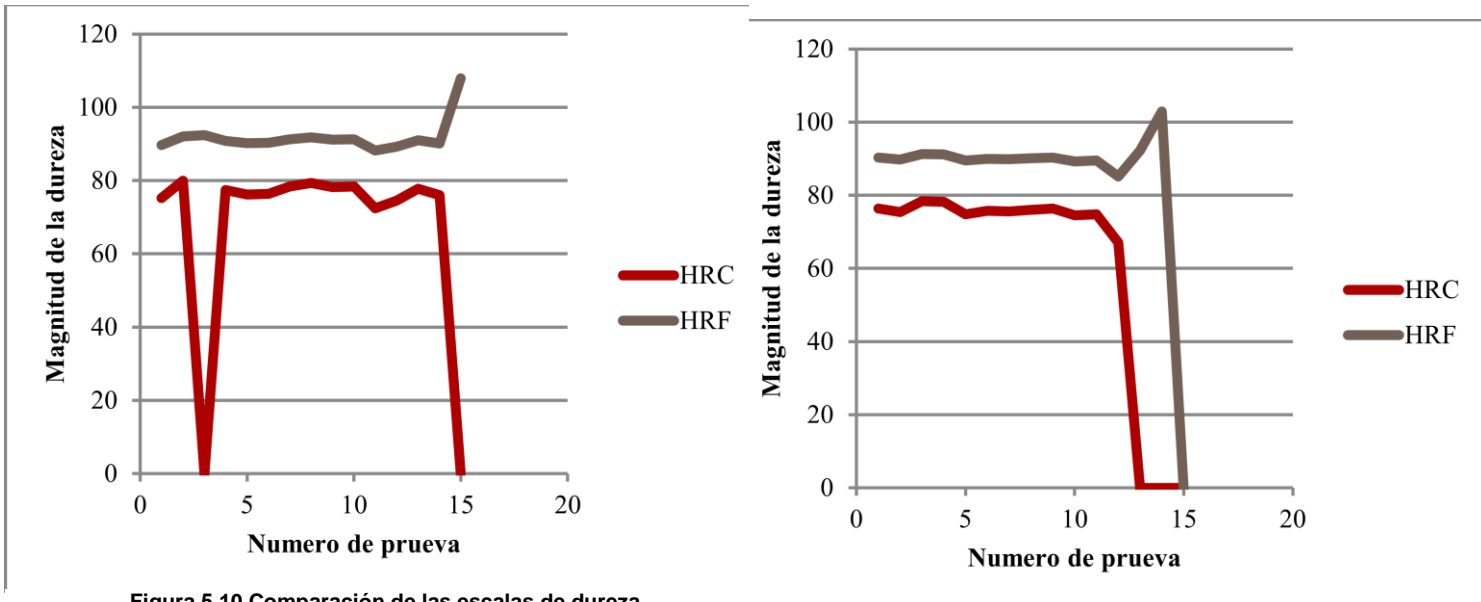


Figura 5.10 Comparación de las escalas de dureza.

5.3 PRUEBA DE LÍQUIDOS PENETRANTES

La aplicación del líquido penetrante sirve para visualizar a gran escala el tamaño de la grieta y si existen posibles poros, lo que indicaría que en la composición química del material existen incrustaciones de materiales cerámicos, y postulando así una hipótesis del hecho de que si esto fuera verdad, la causa de falla en el cigüeñal sería el proceso de fabricación. El líquido penetrante utilizado para realizar esta prueba se muestra en la Figura 5.12.



Figura 5.12 Líquidos penetrantes SKL-WP2 Water Washable Visible Dye Penetrant.

En la Figura 5.13 se muestra una parte del cigüeñal cercana a la fractura, donde se puede observar la aplicación del líquido penetrante para localizar las la grietas y los poros que se generaron.

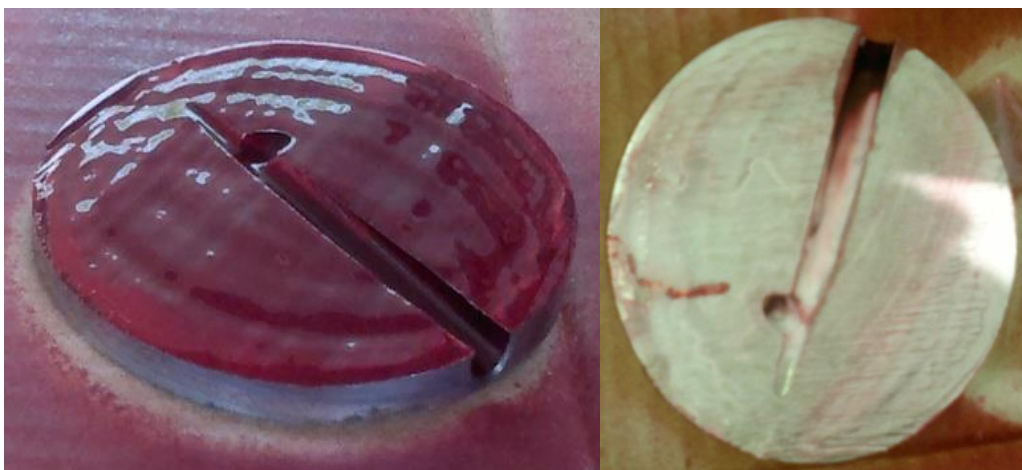


Figura 5.13 Aplicación del líquido penetrante y fisura con poros.

5.4 RESULTADOS MICRO- ESTRUCTURALES

En la Figura 5.14 se muestra los primeros resultados que se pretenden dar a conocer en este capítulo, como son límites de grano remarcados con color amarillo así como los poros o inclusiones que se encuentran en los mismos.

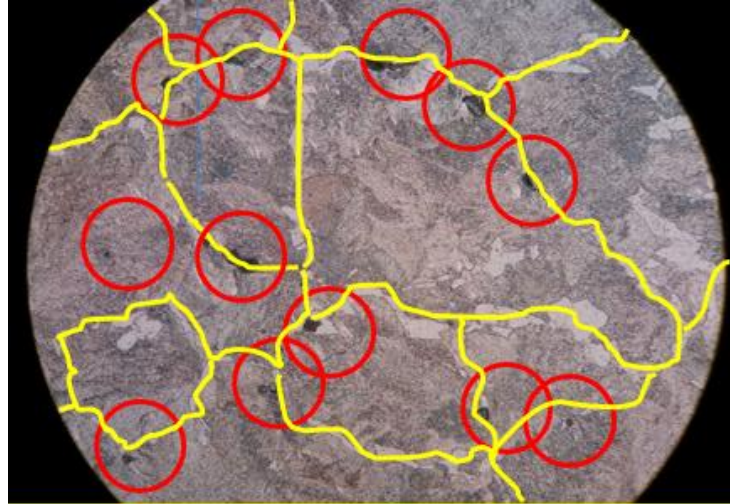


Figura 5.14 Límites de grano e inclusiones en el material.

En el Microscopio Electrónico de Barrido (MEB) Figura 5.15, se pueden observar con más detalle los límites de grano y las inclusiones que se generaron por ser un material defectuoso proveniente de donde este elemento fue fundido y fabricado.

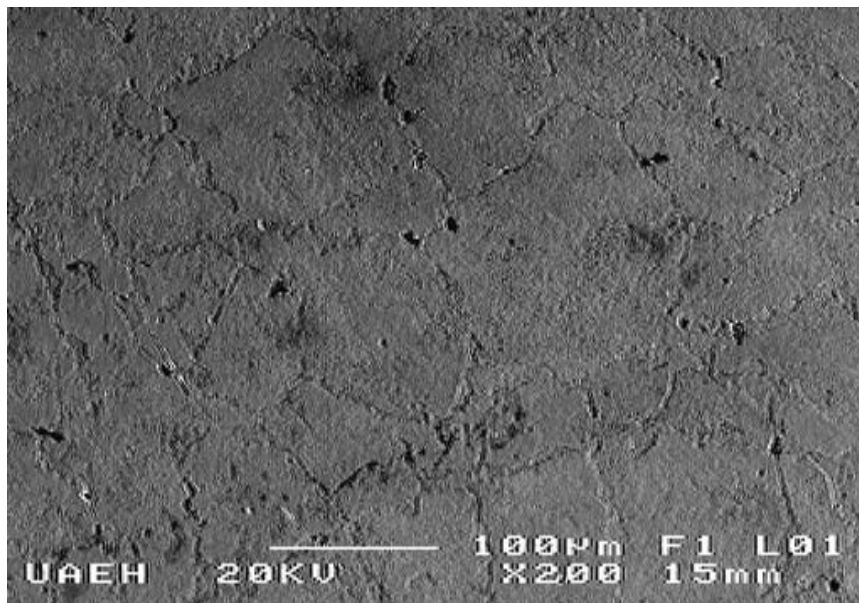


Figura 5.15 Vista con el MEB.

En la Figura 5.16 se muestra los primeros resultados con el equipo de Espectrometría de Dispersión de Energía de Rayos X (EDS), en donde se observan los límites de grano con mayor claridad y las dimensiones de los poros e inclusiones que aparecen en los límites de grano.

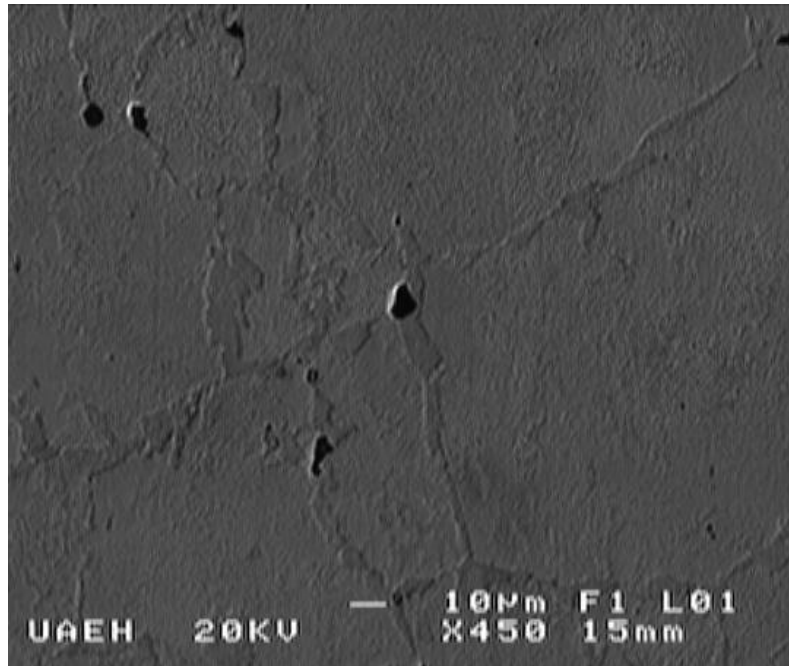
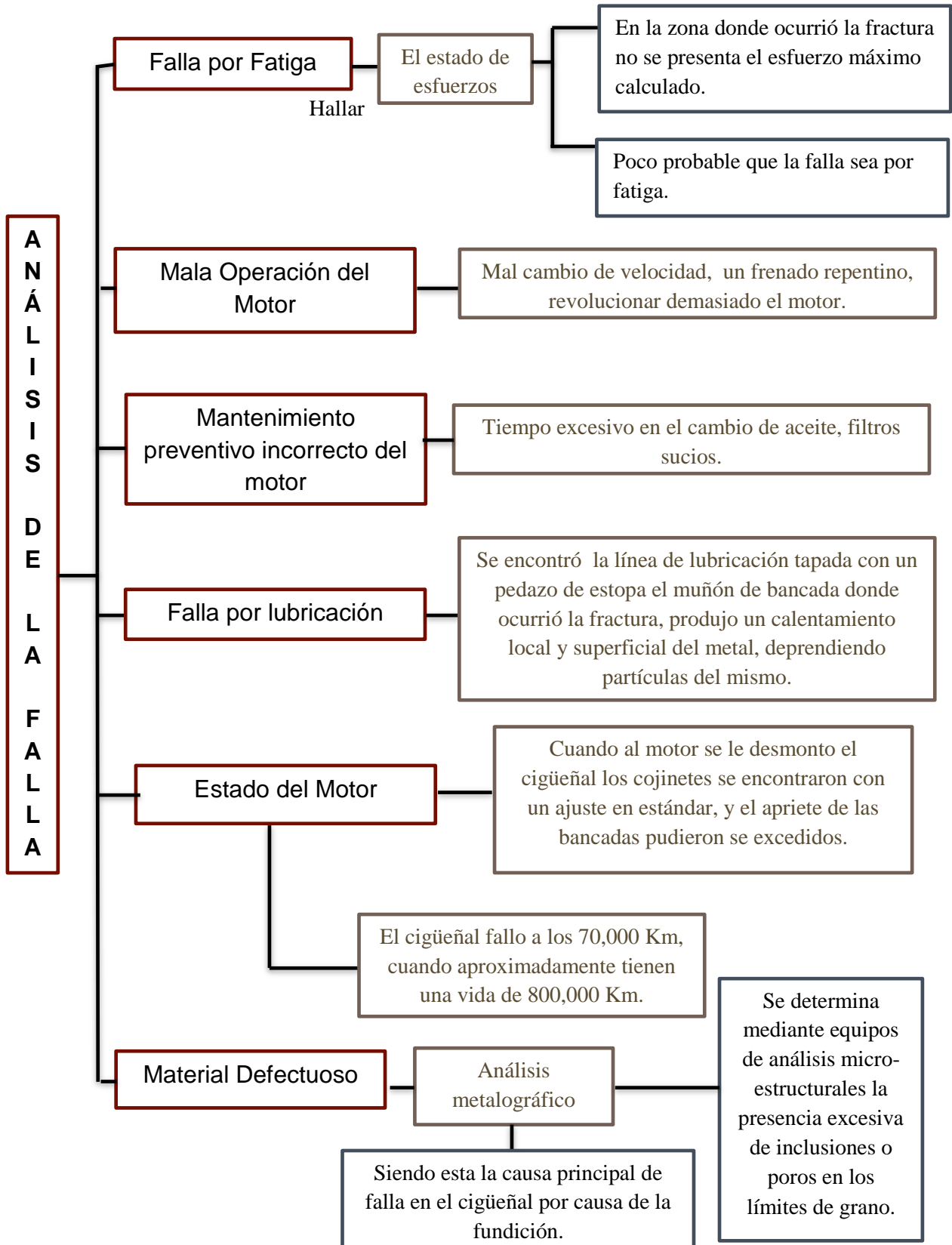


Figura 5.16 Vista detallada con el EDS.

ANÁLISIS DE LA FALLA

El esquema que se muestra en la página siguiente se puntualizan las posibles causas que ocasionaron la fractura y falla del cigüeñal.

Tomando como antecedentes de la falla, el kilometraje que la unidad tenía recorrida, el estado en el que se encontraron los cojinetes, vena de lubricación del tercer muñón de bancada tapada con un pedazo de estopa, un mal cambio de velocidad causada por el conductor, el mantenimiento preventivo incorrecto de la unidad, etc. Mientras tanto, no se ha hablado nada sobre el material del cigüeñal, sin embargo, es la causa principal de la falla en este elementó.



CONCLUSIONES

Con los estudios numéricos que se realizaron en la presente investigación, se logró de forma satisfactoria determinar los resultados de esfuerzos, y factores de seguridad que se presentan en los radios, muñones de bancada y de biela, así como en la vena de lubricación con que cuenta el cigüeñal. La curva presión vs ángulo de cigüeñal se determinaron las fuerzas tangenciales y radiales que se ejercen sobre los muñones de biela del cigüeñal, estas fuerzas se utilizaron para realizar análisis estático, dinámico y transitorio.

Mediante un estudio macro y micro estructural se realizaron las mediciones de dureza en la sección donde el cigüeñal se fracturó, seguido de una prueba de líquidos penetrantes donde se determinaron poros y grietas que se generaron en el instante de la falla del elemento.

En los estudios micro estructural con la ayuda de herramientas como el microscopio óptico, Microscopio Óptico de Barrido (MEB) y Espectrometría de Dispersión de Energía de Rayos X (EDS) se observaron la presencia de poros e inclusiones en la fabricación del material que compone al cigüeñal, siendo esta una de las causas principales de la fractura del cigüeñal cuando este se encontraba en operación a cierta temperatura.

A partir de los resultados obtenidos se puede concluir que los niveles de esfuerzo, tanto para un escenario estático como dinámico, indican que la causa de la falla no se debió a una condición en la que se haya excedido la carga para la que fue diseñado el cigüeñal. Por otro lado, el análisis micro estructural muestra la presencias de inclusiones que indican un proceso de manufactura deficiente, siendo está deficiencia, la causa principal de la falla.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Eva Marco Esteban, Juan Carlos García Prada. 2010. Metodología para el análisis a fatiga mediante el código Pro Engineer; aplicación a un eje ferroviario.
2. R. A. Goytisol Espinosa, J. G. Noa Águila, N. Arzola de la Peña, L. Castellanos González. 2005. Evaluación de la fractura por fatiga del cigüeñal de un motor Diesel. Ingeniería mecánica 2 (2005) 23-28.
3. Jairo Antonio Valdés, John Jairo Coronado, 2006. Comparación y estudio de la fractura del cigüeñal de un motor de cuatro cilindros en línea. Scientia et Technica Año XII, UTP. ISSN 0122-1701.
4. Training book. 2008.
5. Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8ª Ed.). México: Mc Graw Hill. 2008.
6. W. Y. Chien, J. Pan, D. Close, S. Ho., 2004. Fatigue analysis of crankshaft sections under bending with consideration of residual stresses. International Journal of Fatigue 27 (2005) 1-19.
7. A. Ktari, N. Haddar, H.F. Ayedi, 2011. Fatigue fracture expertise of train engine crankshafts. Engineering Failure Analysis 18 (2011) 1085-1093.
8. Robert L. Norton. Diseño de maquinaria. (4ª Ed.). México: Mc Graw Hill. 2009.
9. Gue cevil, Riza Gurbuz. 2013. Evaluation of fatigue performance of a fillet rolled diesel engine crankshaft. Engineering Failure Analysis 27 (2013) 250-261.
10. Aleksandar Milasinovic, Ivan Filipovic, Zdravko Milovanomic, Darko Knezevic. Determination of the engine torque of a four cylinder four stroke diesel engine on the basis of harmonic analysis of the crankshaft angular velocity. ISSN 1333-1124. UDC 621.436:629.351

Apéndice A1. Análisis dinámico de mecanismos con Inventor



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA





SEP
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA

Dirección General de Educación Superior Tecnológica

Instituto Tecnológico de Pachuca

Otorga la presente

Constancia

A: Víctor Hugo Cruz Velázquez

Por su destacada participación como Asistente en el Taller
Análisis dinámico de mecanismos con Inventor
 Llevado a cabo como parte de las Actividades del XIX Congreso Internacional de Ingeniería
 Mecánica de la SOMIM en esta Institución.

Pachuca de Soto, Pgo. a 24 de septiembre de 2013



M. en C. Glorina Edith Palacios Almón

Directora del Instituto Tecnológico de Pachuca



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
 DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
 SUPERIOR TECNOLÓGICA
 DIRECCIÓN
 INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

Apendice B1. Reconocimiento, Analisis de cargas variables en un cigüeñal de motor diesel.



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

Otorga el presente

Reconocimiento

a

Ing. Victor Hugo Cruz Velázquez

Por su participación con la ponencia

Análisis de cargas variables en un cigüeñal de motor Diesel
en el IV CONGRESO INTERNACIONAL DE INGENIERÍA INDUSTRIAL, "CAD/CAM/CAE"
celebrado del 5 al 7 de noviembre del presente en esta Institución.

Pachuca de Soto, Hgo., a 7 de noviembre de 2014.



[Handwritten Signature]
M. EN C. GLORIA EDITH PALACIOS-ALMÓN
DIRECTORA DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA



Apendice C1. Certificado de SolidWorks Associate.



Apendice D1. Certificado, "Caracterización y Desarrollo de Materiales Compuestos".



Universidad Autónoma del Caribe

La Maestría en Ingeniería Mecánica
y la Facultad de Ingeniería

Certifican que:

Víctor Hugo Cruz Velázquez

participó en calidad de asistente al Curso

Caracterización y Desarrollo de Materiales Compuestos

Realizado del 20 al 24 de octubre de 2014, con una duración de 30 horas.
Dado en Barranquilla, Colombia a los 6 días del mes de marzo de 2015.

Natalia Ruiz Rodgers

NATALIA RUIZ RODGERS
Vicerrectora de Docencia

Jesús David Pantolija Mercado

JESUS DAVID PANTOLIJIA MERCADO
Secretario General

Mauricio Márquez

MAURICIO MÁRQUEZ
Coordinador Maestría

Ricardo Mendoza

RICARDO MENDOZA
Docente Facilitador

Apéndice E1. Artículo, "Análisis de fatiga al cigüeñal del motor MWM- ACTEON 4.12 TCE"

MEMORIAS DEL XX CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
24 al 26 DE SEPTIEMBRE, 2014 JURQUILLA, QUERÉTARO, MÉXICO

ANÁLISIS DE FATIGA AL CIGÜEÑAL DEL MOTOR MWM-ACTEON 4.12 TCE

Luis Manuel Palacios Pineda, Victor Hugo Cruz Velázquez, Mario E. Rodríguez Castillo, Erika O. Ávila Dávila

División de Estudios de Posgrado e Investigación
Instituto Tecnológico de Pachuca
Carretera México-Pachuca km 87.5, Col. Venta Prieta
C. P. 42080, Pachuca, Hidalgo, MEXICO
Teléfonos: (771) 711 3073, 771 3140. Extensión 139
palacios@itpachuca.edu.mx

RESUMEN

Se presenta el análisis de fatiga de un cigüeñal del motor diésel MWM ACTEON 4.12 TCE, este componente sufrió una fractura prematura durante su operación. Se obtienen las fuerzas que ejercen los componentes ensamblados sobre el cigüeñal y se presentan los resultados del análisis estructural en condiciones estáticas y dinámicas. Se utiliza la técnica de cargas no proporcionales de amplitud constante para obtener el efecto de la fluctuación de las fuerzas en cada uno de los pistones. Se obtiene la distribución de esfuerzos considerando la fluctuación de cada una de las cuatro fuerzas ejercida por los pistones y se obtiene el valor del factor de seguridad por fatiga en la zona donde se presentó la grieta.

ABSTRACT.

An engine crankshaft fatigue analysis is presented. This is a MWM ACTEON 4.12 TCE diesel engine component that has presented an early failure during its operation. Forces action on the crankshaft are obtained and their influence on the component stress state are derived for both static and dynamic conditions. Non proportional load technic is used in order to obtain the four cylinders combined effect on fatigue. Stress distribution is derived considering the force fluctuation for each piston, fatigue safety factor is found on the failure zone.

NOMENCLATURA

F_g : Fuerza de los gases.
 T_2 : Torque producido por la explosión de los gases.
 L_1 : Longitud de la biela.
 L_2 : Longitud de la manivela.
 F_x y F_y : Componentes resultantes al descomponerse la fuerza de la biela.
 θ : Angulo que define la posición de la manivela.
 σ' : Esfuerzo de Von Mises
 n : Factor de seguridad
 S_y : Limite de resistencia a la fluencia del material
 σ_a : Esfuerzo altemante
 σ_m : Esfuerzo medio
 S_e : Limite de resistencia a la fatiga
 S_{ut} : Limite de resistencia ultima a la tensión
 K_f : Factor de modificación a la fatiga
 K_a : Factor de la modificación de la condición superficial
 K_d : Factor de la modificación a la temperatura
 K_e : Factor de confiabilidad
 σ : Esfuerzo
 $[D]$: Matriz de rigidez elástica
 $\{\varepsilon^{el}\}$: Vector de deformación elástica
 $\{\varepsilon\}$: Vector total de deformación
 $\{\varepsilon^{th}\}$: Vector de deformación térmica
 σ_0 : Esfuerzos principales ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)
 σ_i : Vector de esfuerzos para la carga e_i
 σ_j : Vector de esfuerzos para la carga e_j
 σ_e : Esfuerzo de Von Mises o Esfuerzo Equivalente
 $\sigma_{i,j}$: Diferencia de esfuerzos
 E_x : Módulo de Young's en la dirección x
 ν_{xy} : Relación de Poisson's mayor
 ν_{yx} : Relación de Poisson's menor
 G_{xy} : Módulo cortante en el plano xy

σ_T : Intensidad de esfuerzo
 $\sigma_{T,j}^d$: Esfuerzo cortante provisional
 $\sigma_{T,j}^e$: Esfuerzo cortante máximo

1. INTRODUCCIÓN

Los motores de combustión interna son los más usuales en los automóviles y camiones para producir la fuerza necesaria para mover la carga y su propio peso. El cigüeñal es el componente principal de un motor, está sometido durante su operación a cargas repetidas por la compresión de los gases que actúan en el pistón de cada cilindro, estas cargas generan efectos de flexión, torsión y cortante, generando estados triaxiales de esfuerzos que cambian con el tiempo y las consecuencias de estas fuerzas repetidas a altas revoluciones producen el desgaste en el material de los componentes que están en contacto [1].

A menudo se encuentra que los elementos de máquinas fallan por esfuerzos repetidos y fluctuantes, por lo que es muy común que estos elementos estuvieran expuestos a esfuerzos por debajo de su límite de fluencia y más aún por debajo de la resistencia última del material. La característica de estas condiciones consiste en que los esfuerzos fueron repetidos un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga [2].

La fractura de un cigüeñal de una motocicleta, la cual solo tenía 91 días en servicio siendo el segundo cigüeñal que se fracturaba bajo las mismas condiciones de operación. Se determinó que el material de los cigüeñales suministrados por la firma manufacturera, no satisfacía los requerimientos de resistencia de los motores. En la Figura 1 se muestra la grieta de fractura en el muñón de biela [3].

En este trabajo se presenta el análisis de fatiga de un cigüeñal con fractura en el muñón de bancada No. 3, este cigüeñal pertenece a los motores de la familia MWM de Acteon (figura 1).

El objetivo del presente trabajo es obtener el factor de seguridad, considerando las fluctuaciones de las fuerzas que actúan sobre el componente, en la zona de la fractura. Lo anterior se realiza con la finalidad de iniciar el análisis de causa raíz de la falla.



Figura 1. Cigüeñal fracturado MWM-Acteon 4.12 TCE

2. GEOMETRÍA Y CONDICIONES DE FRONTERA

La fuerza de la combustión de los gases es aplicada en el pistón este a su vez transmite esa fuerza a la biela produciendo un torque de salida en el cigüeñal. Teniendo como dato la fuerza de compresión de los gases se pueden estimar las fuerzas ejercidas en todo el mecanismo y principalmente las que actúan en los muñones de biela del cigüeñal.

Con las mediciones realizadas en el laboratorio como (figura 3) se realiza el modelo del cigüeñal en CAD.



Figura 3. Medición de la longitud del primer segmento fracturado.

MEMORIAS DEL XX CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
24 al 26 DE SEPTIEMBRE, 2014 JURIQUILLA, QUERÉTARO, MÉXICO

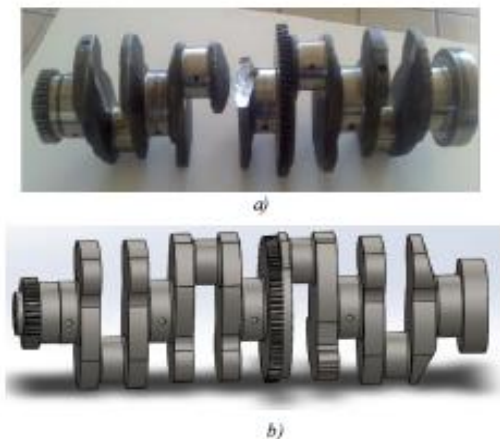


Figura 4. Cigüeñal a) fotografía del componente, b) modelo CAD

Las características principales del motor MWM se muestran en Tabla I, estas son de gran importancia para realizar los cálculos cinéticos y cinemáticos del componente.

Tabla I. Características del motor MWM [4]

Datos del motor	Descripción
Tipo de motor	Cilindros verticales, 4 tiempos
Diámetro del cilindro	105 mm
Carrera del pistón	137 mm
Potencia	150 cv 105 kW
Par	500 N*m @ 1900 RPM
Orden de encendido	1-3-4-2
Presión máxima de los gases	20 bar = 2000 Kpa

El material del cigüeñal es un SAE 1048, es un material empleado para elementos mecánicos donde se requieren propiedades mecánicas más elevadas y frecuentemente llevan un tratamiento térmico de endurecimiento y se utiliza en una amplia gama de aplicaciones donde las piezas se someten a cargas dinámicas.

Tabla II. Composición química del material SAE 1048.

Material	C	Mn	P	S	Si
1048	0.43-0.52	1.05-1.40	0.040	0.050	0.10-0.25

En la tabla II se muestra la composición química del material del cigüeñal, mientras que en la tabla III se muestra sus propiedades mecánicas.

Tabla III. Propiedades mecánicas del acero SAE 1048

Característica	Valor
Módulo de Young	2.1E5 Mpa
Relación de Poisson	0.28 - 0.30
Esfuerzo a la fluencia	451.6 Mpa
Esfuerzo último a la fluencia	756.4 Mpa
Límite de resistencia a la fatiga	271.2 Mpa

Es necesario la determinación de las fuerzas que actúan sobre el componente mecánico, la figura 5 se muestra el diagrama de la configuración del mecanismo manivela-corredera, con la nomenclatura correspondiente.

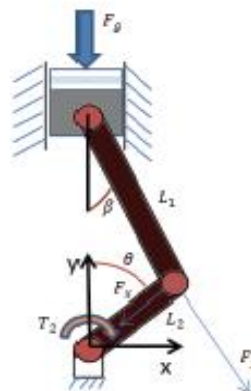


Figura 5. Configuración del mecanismo manivela-corredera.

La fuerza de las componentes F_y y F_x varían conforme va cambiando el ángulo θ , estas son empleadas para establecer las condiciones de frontera en cada uno de los análisis realizados y para cada uno de los pistones.

Las figuras análisis de fatiga como se muestra en la Figura 6, las magnitudes de las fuerzas son calculadas cuando el ángulo $\theta \approx 7^\circ$.

Para el motor que se está analizando existen curvas características que muestran la variación de la presión considerando diferentes regímenes de operación [4], mismas que se presentan en la figura 6.

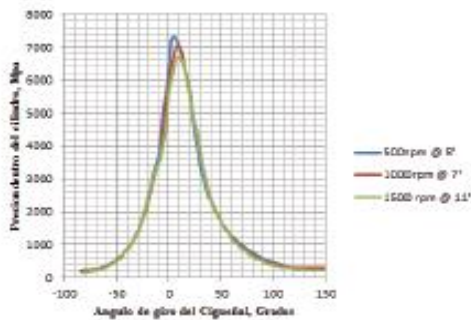


Figura 6. Diagrama de presión contra el ángulo de giro del cigüeñal [4].

En esta curva se representa la magnitud de la fuerza que ejerce el pistón 1 sobre el cigüeñal, por lo tanto, serán las mismas magnitudes en los pistones 3, 4 y 2 respectivamente. Considerando un desfase angular de 180°. La configuración del cigüeñal entre los codos: 0, 180, 180, 0° con esto se proporciona la secuencia requerida de ángulos de carrera de potencia en: 0, 180, 360 y 540° [6].

A partir de esta información, y con la posición del cigüeñal al ángulo establecido en la figura 6, se procede con la determinación de las componentes de la fuerza ejercida por el pistón. Lo anterior considera la configuración geométrica del cigüeñal, biela y pistón. La figura 7 muestra el vector de la fuerza máxima que ejerce el pistón durante la operación del motor.

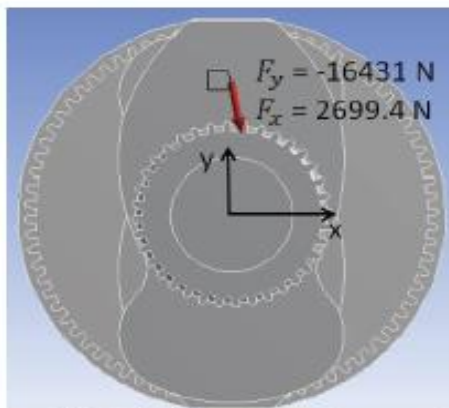


Figura 7. Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 7^\circ$ y opera a 1000 rpm.

Mientras tanto la figura 7 se muestra las magnitudes de las componentes F_y y F_x cuando el ángulo $\theta \approx 5^\circ$, es decir, el motor está operando a 500 rpm.

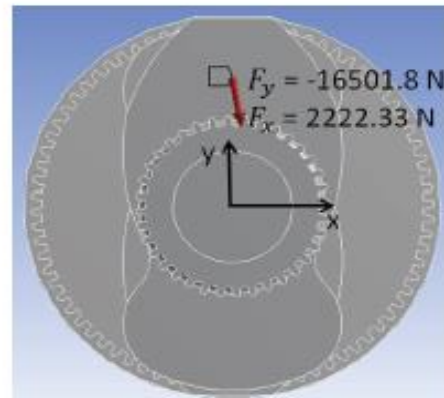


Figura 8. Magnitudes de las componentes F_x y F_y cuando $\theta \approx 5^\circ$ y opera a 500 rpm.

3. FACTOR DE SEGURIDAD POR CARGA ESTÁTICA

El esfuerzo de Von Mises está relacionado con los esfuerzos principales y es calculado con la siguiente expresión [5]:

$$\sigma' = \sigma_e = \left(\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Esta ecuación se utiliza a menudo en los trabajos de diseño, ya que permite a cualquier estado de esfuerzo tridimensional arbitraria a ser representado como el único valor de esfuerzo positivo. De tal modo que para el esfuerzo general se puede predecir la fluencia con ecuación (3).

$$\left(\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{\frac{1}{2}} \geq S_y \quad (3)$$

Las ecuaciones dadas indican que una situación del esfuerzo complejo se puede presentar por medio de un solo valor, el esfuerzo de Von Mises, el cual se puede comparar con la resistencia a la fluencia del material. Resultando en la ecuación (4).

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (4)$$

4. FACTOR DE SEGURIDAD POR CARGA DINÁMICA

En esta sección se considerara la aproximación del análisis con carga no proporcional de amplitud constante con el tipo de esfuerzo repetido como se representan en la figura 13 [5].

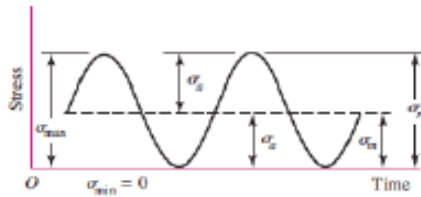


Figura 13. Representación gráfica del Esfuerzo Repetido.

Para definir este tipo de análisis se debe calcular el factor de intensidad modificador de la fatiga K_f [2].

$$K_f = K_a K_d K_e \quad (5)$$

Con las formulas correspondientes de cada factor de modificación se obtiene el valor $K_f = 0.7171$ el cual se define por las condiciones de operación del elemento a analizar. Para realizar el cálculo de fatiga se calcula el esfuerzo con la siguiente expresión:

$$\sigma = [D] \{ \varepsilon^{el} \} \quad (6)$$

Donde $\{ \varepsilon^{el} \}$ se calcula por:

$$\{ \varepsilon^{el} \} = \{ \varepsilon \} - \{ \varepsilon^{th} \} \quad (7)$$

En este análisis no se considera $\{ \varepsilon^{th} \}$. La ecuación (3) puede ser invertida para obtener $\{ \varepsilon \}$ quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$\{ \varepsilon \} = [D]^{-1} \{ \sigma \} \quad (8)$$

Donde la matriz de rigidez $[D]^{-1}$ estará dada por:

$$[D]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E_x & -\nu_{xy}/E_x & -\nu_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{yx}/E_y & 1/E_y & -\nu_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{zx}/E_z & -\nu_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} \end{bmatrix} \quad (9)$$

Así como los esfuerzos principales $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ son calculados a partir de los componentes de esfuerzos por la ecuación:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_o & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_o & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_o \end{bmatrix} = 0 \quad (10)$$

Los esfuerzos principales son marcados como σ_1, σ_2 y σ_3 . Los esfuerzos principales son ordenados de tal manera que σ_1 es más positivo a tensión y σ_3 es más negativo a compresión.

Otra de las formulaciones que se utilizan para el análisis de fatiga es que combina los efectos del esfuerzo a lo largo de muchos ciclos que implican todos los componentes a tensión en un punto de la estructura.

Deben calcularse todos los posibles rangos de esfuerzos y mantener un registro de las veces de iteraciones, utilizando una técnica conocida como el método de rango de conteo "flujo de lluvia" calculando principalmente un vector de diferencias de tensión [5].

$$\sigma_{i,j} = \sigma_i - \sigma_j \quad (11)$$

Después calcula la intensidad de esfuerzo basándose en $\sigma_i(i,j)$ con la ecuación siguiente:

$$\sigma_i = MAX (|\sigma_1 - \sigma_2| |\sigma_2 - \sigma_3| |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (12)$$

Posteriormente determina el esfuerzo cortante provisional:

$$\sigma_{i,j}^d = \frac{\sigma_i(i,j)}{2} \quad (13)$$

Siguiendo con el cálculo del esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_{i,j}^c = K_e \sigma_{i,j}^d \quad (14)$$

Donde K_e es determinado por el tipo de análisis en este caso elástico con valor de $K_e = 1.0$ [5].

El fenómeno de la falla por fatiga se analiza por medio de tres métodos principales, vida útil considerando el esfuerzo, la vida útil considerando la deformación unitaria y la mecánica de la fractura, en este trabajo se presentaran resultados del primer método el cual obedece la curva S-N empírica. Donde se empleara la teoría Goodman [5]. La ecuación que se relaciona con esta teoría es la siguiente:

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

Mediante la teoría mencionada se determinaran resultados como concentraciones de esfuerzos, deformaciones, y factor de seguridad del cigüeñal, teniendo como objetivo obtener el factor de

seguridad por carga proporcional y no proporcional de amplitud constante.

5. RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados obtenidos del análisis de fatiga realizado al cigüeñal, primero considerando carga estática y posteriormente considerando carga dinámica.

5.1. Carga estática

Bajo las condiciones de frontera establecidas, los primeros resultados obtenidos en el análisis estático aplicando las fuerzas en el pistón 1 la figura 8 muestra el esfuerzo de Von Mises del muñón de bancada número uno con mayor valor de esfuerzo de von Mises, con un valor de 21.51 Mpa.

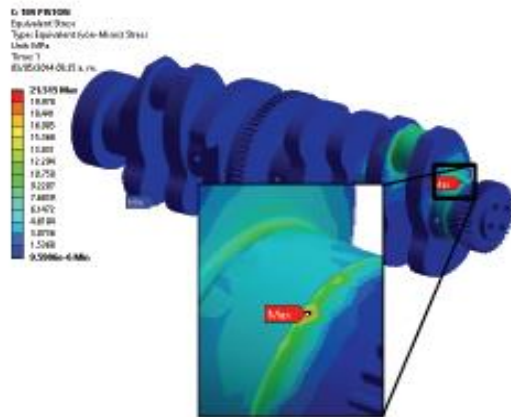


Figura 8. Concentración de esfuerzo en el radio del muñón de bancada número uno.

Mientras tanto en el mismo pistón se tiene una deformación total máxima de 8.91 µm como se visualiza en la figura 9. Esta deformación máxima es ocasionada por el momento que se produce al aplicar las fuerzas en el primer pistón como se estableció en las condiciones de fronteras.

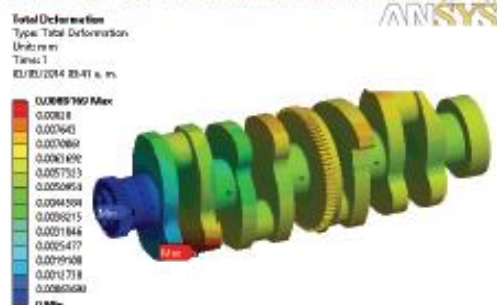


Figura 9. Deformación total máxima del cigüeñal.

En la Figura 10 se puede observar la distribución del factor de seguridad por carga estática bajo el criterio de falla de Mises-Hencky, el factor de seguridad tiene un valor mínimo de 5.08.

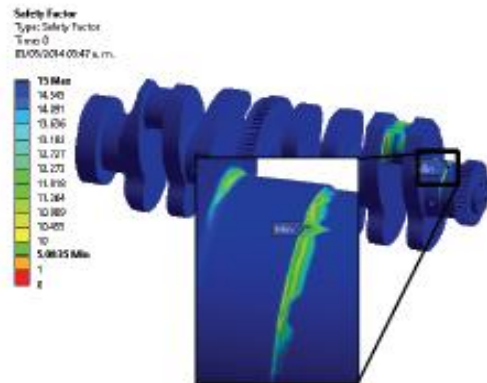


Figura 10. Factor de Seguridad del análisis estático con la Teoría de Goodman.

De la misma manera se presentan los resultados de la fuerza que se aplica en el muñón de biela número tres, este presenta un valor máximo de von Mises con 14.78 Mpa. Como se muestra en la Figura 11.

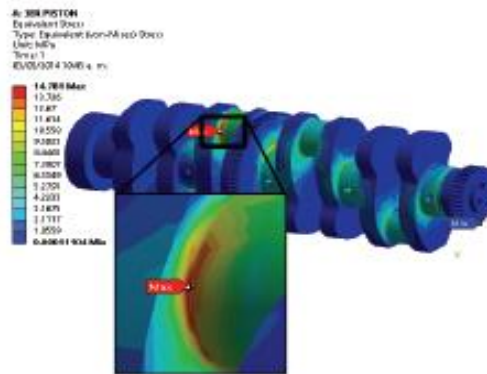


Figura 11. Concentración de Esfuerzo en el radio del muñón de biela número tres.

Teniendo un factor de seguridad mínimo de 7.39 bajo la teoría de Mises-Hencky, como se visualiza en la Figura 12, y nuevamente da como resultado un factor de seguridad mayor comparado con el análisis anterior.

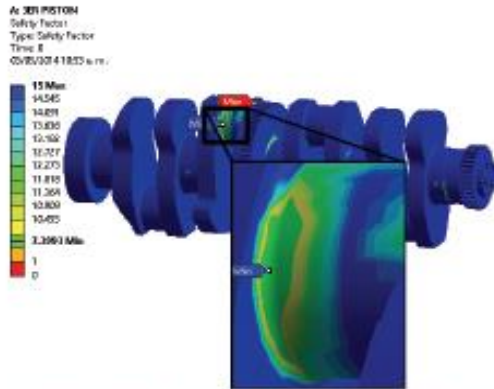


Figura 12. Factor de Seguridad mínimo de l análisis estático con carga en el muñón de bula número tres.

5.2. Carga dinámica

El análisis de fatiga considera la teoría de falla de Goodman. Teniendo en cuenta que para realizar un tipo de análisis con carga no proporcional es necesario considerar al mismo tiempo el efecto de fluctuación de la carga en cada una de los pistones. Considerando su retraso respectivo en el tiempo.

Se ha tomado en cuenta el orden de encendido respecto al ángulo de fase de cada explosión 0, 180, 180 y 0° respectivamente.

Con las condiciones establecidas anteriormente y definidas en el análisis numérico, se obtiene el resultado del esfuerzo máximo que se presenta bajo condiciones de esfuerzo repetido en la figura 14 con un valor de 55.39 Mpa. Cabe recordar que en esta etapa ya se ha realizado la corrección de esfuerzo medio para cada una de las cargas de los cuatro pistones.

En la Figura 15 se puede visualizar el factor de seguridad bajo la teoría de falla de Goodman dando como resultado 1.97. El resultado de este análisis se considera cuando el cigüeñal gira a 1000 rpm.

En la Figura 16 se muestra el factor de seguridad bajo la misma teoría de falla cuando el cigüeñal gira a 500 rpm dando como resultado un valor de factor de seguridad de 2.38.

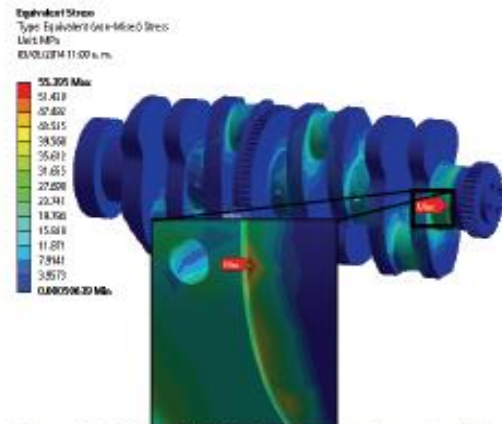


Figura 14. Esfuerzo de Von Mises concentrado en el análisis con carga no proporcional.

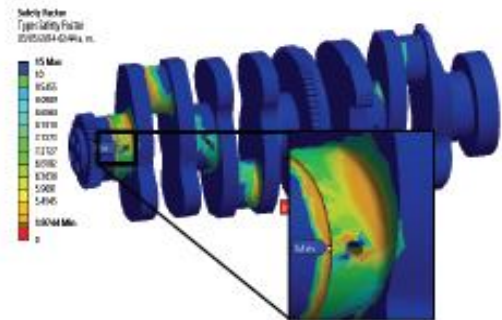


Figura 15. Factor de Seguridad a 1000 rpm con un $\theta \approx 7^\circ$.

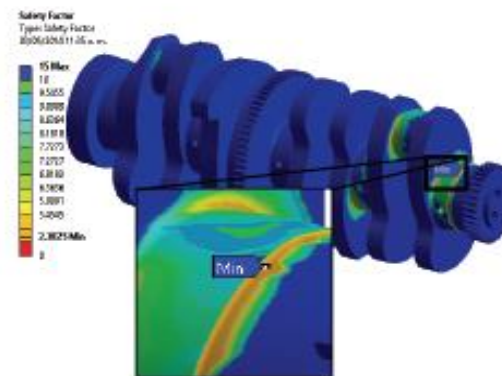


Figura 16. Factor de seguridad a 500 rpm con un $\theta \approx 5^\circ$.

En la figura 17 se muestra el resultado del factor de seguridad mínimo de 1.78 que presenta el cigüeñal cuando este gira a 1500 rpm.

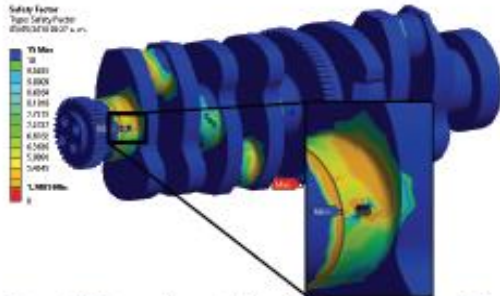


Figura 17. Factor de seguridad a 1500 rpm con un $\theta \approx 11^\circ$.

En la tabla IV se muestra un resumen del valor del factor de seguridad para fatiga, se muestran los valores mínimos encontrados en toda la pieza.

Tabla IV. Comparación de los factores de seguridad obtenidos.

Condición	Carga Dinámica Goodman
500 rpm @ $\theta \approx 5^\circ$	2.38
1000 rpm @ $\theta \approx 7^\circ$	1.97
1500 rpm @ $\theta \approx 11^\circ$	1.78

A partir de ahora la obtención de resultados se centra en la zona donde se presentó la fisura. En la figura 18 se determina el factor de seguridad mínimo de 5.57 en la sección de la fractura del cigüeñal, en la condición de operación de 500 rpm.

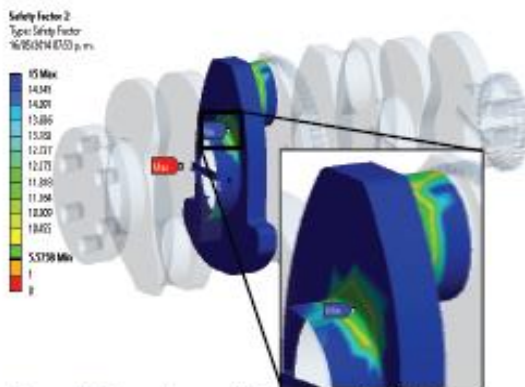


Figura 18. Factor de seguridad en la sección de la fractura del cigüeñal.

En la Figura 19 se presenta el factor de seguridad mínimo de 5.09 en la sección de la fractura del cigüeñal, en la condición de operación de 1000 rpm.

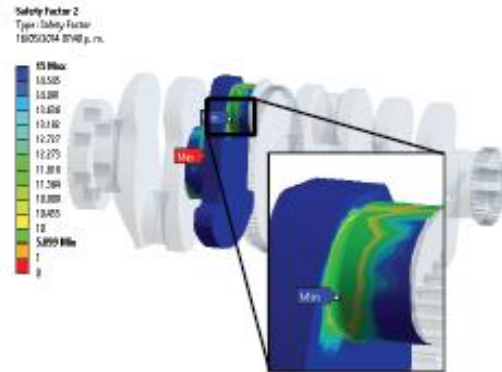


Figura 19. Factor de seguridad en la sección de la fractura del cigüeñal.

En la Figura 20 se presenta el factor de seguridad mínimo de 4.77 en la sección de la fractura del cigüeñal, en la condición de operación de 1500 rpm.

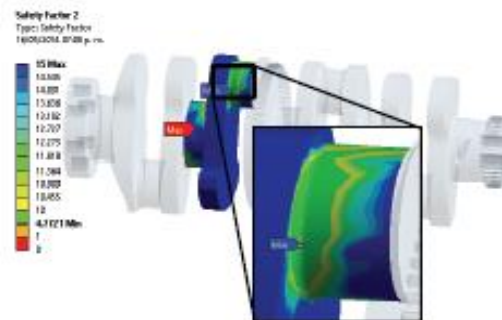


Figura 20. Factor de seguridad en la sección de la fractura del cigüeñal.

Tabla V. Comparación de los factores de seguridad obtenidos en la sección de la fractura del cigüeñal.

Condición	Carga Dinámica Goodman
500 rpm @ $\theta \approx 5^\circ$	5.57
1000 rpm @ $\theta \approx 7^\circ$	5.09
1500 rpm @ $\theta \approx 11^\circ$	4.77

La tabla V muestra la variación del factor de seguridad para carga estática para diferentes condiciones de operación del cigüeñal.

CONCLUSIONES

A partir de los resultados obtenidos puede notarse que a medida que aumentan la velocidad angular de la pieza el requerimiento de resistencia es mayor (tabla IV). Adicionalmente, puede observarse que, en lo que respecta a la zona de la fractura se han obtenido factores de seguridad para carga dinámica sensiblemente mayores.

A partir de lo anterior puede concluirse que la cause de la falla no ha ocurrido durante la operación normal del eje, es probable que la falla fue ocasionada durante la operación anormal del componente. Es importante mencionar que este análisis permitirá orientar la búsqueda de la causa raíz de la falla.

REFERENCIAS

- [1] Jairo Antonio Valdés, John Jairo Coronado, 2006. *Comparación y estudio de la fractura del cigüeñal de un motor de cuatro cilindros en línea*. Scientia et Technica Año XII, UTP. ISSN 0122-1701.
- [2] Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8ª Ed.). México: Mc Graw Hill. 2008.
- [3] R. A. Goytisolo Espinosa, J. G. Noa Águila, N. Arzola de la Peña, L. Castellanos González. 2005. *Evaluación de la fractura por fatiga del cigüeñal de un motor Diesel*. Ingeniería Mecánica 2 (2005) 23-28.
- [4] Training book. AC/TEON 2008
- [5] Ansys, Theory reference, Swanson Inc. 2013.
- [6] Robert L. Norton. *Diseño de maquinaria*. (4ª Ed.). México: Mc Graw Hill. 2009.
- [7] Taylor Fayette Charles, *The Combustion Engine in Theory and Practice*, First MIT Press paperback, 1977.