

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS DE FALLAS ATÍPICAS OCURRIDAS EN MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, TANTO ESTACIONARIOS COMO MÓVILES, DEL ECUADOR

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

BELEN SOLEDAD BURGOS TAFUR

bsbtafur@hotmail.com

EDWIN PATRICIO FREIRE SALAZAR

edwinfreire@gmail.com

DIRECTOR: Ing. JUAN ANTONIO SERRANO

juan.serrano@epn.edu.ec

Quito, Julio 2008.

DECLARACIÓN

Nosotros, Burgos Tafur Belén Soledad y Freire Salazar Edwin Patricio, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional.

Burgos Tafur Belén Soledad

Freire Salazar Edwin Patricio

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Burgos Tafur Belén Soledad y Freire Salazar Edwin Patricio, bajo nuestra supervisión.

Ingeniero Juan Antonio Serrano
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ingeniero Jorge Escobar
Colaborador

Ingeniero Washington Altuna
Colaborador

DEDICATORIA

A mi madre Mariana y a mi padre Bolívar que siempre han estado a mi lado en los momentos difíciles y dolorosos así como en mis logros y alegrías.

Belén Burgos

A mis padres y hermanos, por estar siempre junto a mí apoyándome en las malas y buenas situaciones por las que hasta hoy mi vida ha sido único partícipe.

Edwin Patricio

AGRADECIMIENTO

A mi Madre Mariana por ser un ejemplo de vida y superación. A mi Padre Bolívar por todo el amor y sustento que me ha dado. A Janeth por su cariño incondicional durante toda mi vida. A mis Hermanos Steven y Alex, por su amistad y por brindarme la oportunidad de compartir el cariño de nuestros padres. A Pamela, por el soporte ofrecido durante mi época estudiantil. A Edwin que me enseñó que todavía existe el afecto desinteresado. A todos mis amigos, familiares y personas que no recuerdo que de una u otra forma han ayudado a que llegue hasta este punto en mi vida.

Al Ingeniero Juan Antonio Serrano, por la ayuda prestada como director de este proyecto de titulación, por ser un gran profesor y un gran amigo. A los ingenieros Jorge Escobar y Washington Altuna, quienes han contribuido en la realización del presente proyecto. A los profesores y personal de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Belén Burgos

A mis padres, Elena y Patricio quienes con su apoyo incondicional en todo momento hicieron posible la culminación de esta etapa académica. A mis hermanos, Santiago y Bryan por su generosidad inigualable y amistad sincera. A Belén por su apoyo y dedicación aportada a este proyecto, uno de tantos que alcanzaremos juntos.

Al Ingeniero Juan Antonio Serrano, quien ha colaborado de manera incondicional con la realización de este proyecto, así como con su amistad y confianza durante toda la carrera. A los ingenieros Jorge Escobar y Washington Altuna, quienes han sido parte de mi formación profesional y colaboradores del presente proyecto.

Edwin Patricio.

CONTENIDO

CAPÍTULO 1	1
TEORÍA DEL MOTOR Y LAS PRINCIPALES FUERZAS QUE EN ÉL ACTÚAN. 1	1
1.1 ANÁLISIS GENERAL.....	1
1.1.1 ANÁLISIS DE FUERZAS EN MOTORES USANDO MASAS PUNTUALES (SISTEMAS DINÁMICOS).....	3
1.1.2 FUERZAS DE GAS Y PARES DE TORSIÓN DE GAS	4
1.2 FUERZAS Y ESFUERZOS ACTUANTES EN BIELAS.....	7
1.3 FUERZAS Y ESFUERZOS ACTUANTES EN PISTONES.....	9
1.4 FUERZAS Y ESFUERZOS ACTUANTES EN CIGÜEÑALES	11
 CAPITULO 2	 13
DESARROLLO DE LA TEORÍA DE FRACTURA	13
2.1 FRACTURA	13
2.2 FRACTURA FRÁGIL	14
2.3 FRACTURA DÚCTIL	16
2.4 FATIGA.....	19
2.4.1 TEORIAS DE FALLA EN FATIGA	19
2.4.2 FRACTURA POR FATIGA	26
2.5 ESTUDIO DE LA FATIGA COMO CONSECUENCIA Y NO COMO CAUSA	28
 CAPITULO 3	 30
CIGÜEÑALES, FALLAS ATÍPICAS	30
3.1 CIGÜEÑALES	30
3.2 FALLAS ATÍPICAS EN CIGÜEÑALES.....	31
3.2.1 EJEMPLO 1.....	32
3.2.1.1 DESCRIPCIÓN	32
3.2.1.2 ANÁLISIS	32
3.2.1.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA	38
3.2.2 EJEMPLO 2.....	40
3.2.2.1 DESCRIPCIÓN	40

3.2.2.2 ANÁLISIS	41
3.2.2.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA	47
CAPITULO 4.....	50
BIELAS, FALLAS ATÍPICAS	50
4.1 BIELAS.....	50
4.2 FALLAS ATÍPICAS EN BIELAS	52
4.2.1 EJEMPLO 1.....	52
4.2.1.1 DESCRIPCIÓN	52
4.2.1.2 ANÁLISIS	53
4.2.1.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA	58
4.2.2 EJEMPLO 2.....	60
4.2.2.1 DESCRIPCIÓN	60
4.2.2.2 ANÁLISIS	60
4.2.2.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA	69
CAPITULO 5.....	72
PISTONES, FALLAS ATÍPICAS	72
5.1 PISTONES	72
5.2 FALLAS ATÍPICAS EN PISTONES.....	74
5.2.1 EJEMPLO 1.....	74
5.2.1.1 DESCRIPCIÓN	74
5.2.1.2 ANÁLISIS	76
5.2.1.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA	88
5.2.2 EJEMPLO 2.....	93
5.2.2.1 DESCRIPCIÓN	93
5.2.2.2 ANÁLISIS	93
5.2.2.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA	95
CAPITULO 6.....	97
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	97
6.1 CONCLUSIONES.....	97
6.2 RECOMENDACIONES.....	98

BIBLIOGRAFÍA	99
CONSULTAS WEB.....	101

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Composición química	38
Tabla 4.1 Composición química del componente en estudio (% en peso).....	64
Tabla 5.1 Descarte de hipótesis mediante inspección	76
Tabla 5.2 Monitoreo de Nitritos y pH en el agua de la unidad averiada	84
Tabla 5.3 Contenido de impurezas en el aceite de lubricación	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Análisis de fuerzas en motores	1
Figura 1.2 Mecanismo del motor de combustión interna con masas puntuales equivalentes	3
Figura 1.3 Diagramas de cuerpo libre.	5
Figura 1.4 Geometría del mecanismo	7
Figura 1.5 Diagrama de fuerzas	8
Figura 1.6 Fuerzas actuantes sobre el pistón.....	10
Figura 1.7 Diagrama de Cuerpo Libre del Pistón	10
Figura 1.8 Diagrama de cuerpo libre de un cigüeñal de un solo codo.....	11
Figura 2.1 Marcas de río en un material frágil.....	14
Figura 2.2 Marcas de V Chevron en un material frágil	15
Figura 2.3 Fisura en un material dúctil y frágil.....	17
Figura 2.4 Mecanismos de fractura dúctil.....	17
Figura 2.5 Fractura dúctil.....	18
Figura 2.6 Resistencia versus número de ciclos	19
Figura 2.7 Análisis dinámico para aceros dúctiles.....	20
Figura 2.8 Teoría de Goodman Modificado	24
Figura 2.9 Teoría de Goodman Modificado para los cortantes	25
Figura 2.10 Fractura por fatiga con líneas de playa	27
Figura 2.11 Fractura por fatiga con estricciones	27
Figura 3.1 Partes constitutivas del cigüeñal	30
Figura 3.2 Movimientos del cigüeñal	30
Figura 3.3 Posición del muñón de biela fracturado.	33
Figura 3.4 Superficie de fractura del pedazo desprendido del cigüeñal	34
Figura 3.5 Detalle de la superficie de fractura del cigüeñal.....	34
Figura 3.6 Esquema de la falla por fatiga.....	35
Figura 3.7 Microestructura del cigüeñal.	36
Figura 3.8 Microestructura del cigüeñal.	36
Figura 3.9 Esquema del Sistema Electroquímico	40
Figura 3.10 Cigüeñal del motor fallado.....	41
Figura 3.11 Rayaduras ubicadas en el cigüeñal.....	42

Figura 3.12 Rayaduras ubicadas en las chaquetas de bancada.....	42
Figura 3.13 Picadura eléctrica en el recubrimiento antifricción producido por alta corriente (15X).....	44
Figura 3.14 Picadura eléctrica en el recubrimiento antifricción producido por baja corriente (15X).....	44
Figura 3.15 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 1..	45
Figura 3.16 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 4..	45
Figura 3.17 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 5..	46
Figura 3.18 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número10.	46
Figura 3.19 Ubicación de picaduras individuales en el cigüeñal.	47
Figura 4.1 Partes constitutivas de la biela.....	50
Figura 4.2 Movimientos de la biela.....	51
Figura 4.3 Biela doblada	53
Figura 4.4 Bielas no afectadas	54
Figura 4.5 Pistones y bulones no afectados.....	54
Figura 4.6 Perno del pie de biela.....	55
Figura 4.7 Perno del pie de biela y cojinetes de biela	55
Figura 4.8 Conjunto averiado	55
Figura 4.9 Tapa de biela del conjunto averiado.....	56
Figura 4.10 Representación esquemática de la biela.....	56
Figura 4.11 Configuraciones de deformación por pandeo de la biela,	57
Figura 4.12 Biela fracturada	60
Figura 4.13 Deformación macroscópica de la biela fallada.	61
Figura 4.14 Esquema de deformación	62
Figura 4.15 Sección fallada de la biela.....	62
Figura 4.16 Microestructura en corte transversal.	65
Figura 4.17 Descripción esquemática de la superficie de fractura.	65
Figura 4.18 Superficie de fractura frágil.	66
Figura 4.19 Superficie de fractura dúctil.....	66
Figura 4.20 Zona de posible inicio de la fractura. (Escala: barra blanca 0,1 mm)	67
Figura 4.21 Configuración de deformación por pandeo de la biela tipo doble empotramiento	68
Figura 5.1 Pistón	72

Figura 5.2 Brazo de biela en el bloque de cilindros.....	74
Figura 5.3 Distribución del motor.....	75
Figura 5.4 Empaque de cabezote averiado.....	79
Figura 5.5 Corrosión externa en la camisa dañada.....	81
Figura 5.6 Esquema de líneas de venteo para el sistema de enfriamiento	83
Figura 5.7 Presencia de metales en el aceite de lubricación	87
Figura 5.8 Partes de pistón con rayaduras.....	88
Figura 5.9 Evidencias de corrosión externa en las camisas.....	90
Figura 5.10 Pernos del pie de biela rotos por estiramiento	90
Figura 5.11 El pie de las bielas que se desacoplaron del cigüeñal están con los pernos rotos dentro	91
Figura 5.12 Cilindro con evidencia de recalentamiento.....	92
Figura 5.13 Pistón averiado.....	93

RESUMEN

Los motores de combustión interna son máquinas susceptibles a fallas y averías en su funcionamiento. Existen dos tipos de fallas: típicas y atípicas.

Cada elemento del motor de combustión interna está dispuesto a fallar de manera diferente. En forma general dichos elementos fallan debido a problemas de ensamble inadecuado, desgaste, falta de lubricación, fatiga, sobreesfuerzos, mala combustión, entre otros; a este tipo de fallas se las llama típicas.

En el siguiente proyecto se efectúa la investigación de las fallas que no se encuentran dentro del grupo anteriormente mencionado, a éstas se las conoce como atípicas. El proyecto involucra la recopilación de información teórica necesaria para comprender a que se debe y por que ocurre la falla atípica en algún elemento de la máquina.

El análisis se ha realizado en cigüeñales, bielas y pistones con un exhaustivo estudio técnico del siniestro que ocasionó la vería del motor, para posteriormente encontrar la falla atípica suscitada.

Se estudian dos fallas atípicas en cigüeñales, la primera obedece a la corriente eléctrica que fuga de un generador debido al desbalanceo de sus fases; la segunda se refiere al mal tratamiento térmico realizado al material del cigüeñal.

Golpe hidráulico es la falla atípica encontrada en bielas, la misma que en un caso ocasionó que la biela se doble y que en otro provocó que ésta se rompa.

Por otro lado se consideran como fallas atípicas en pistones; en primer lugar al atascamiento del pistón debido a la mala calidad del agua del sistema de refrigeración, y en segundo lugar a la sobrerrevolución de un motor generada por un cambio inadecuado de marcha.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto mantiene como fin el Análisis De Fallas Atípicas Ocurridas En Motores De Combustión Interna, Tanto Estacionarios Como Móviles, Del Ecuador además de demostrar que en muchas ocasiones la fatiga es consecuencia y no causa de falla.

Se han desarrollado seis ejemplos con los que se demuestran cinco tipos diferentes de fallas atípicas ocurridos en cigüeñales, bielas y pistones. Los ejemplos de los que se habla en el proyecto de titulación se han obtenido de casos reales ocurridos en el Ecuador al mismo tiempo que no se mencionan nombres ni lugares por cuestiones de confidencialidad con los involucrados.

Con el objetivo de determinar la falla atípica, el estudio de cada ejemplo se ha realizado utilizando básicamente inspección visual y análisis dimensional; no obstante en los ejemplos que se ha necesitado de mayor investigación para encontrar la falla, se utilizó adicionalmente otros tipos de análisis tales como el metalográfico, químico, tintas penetrantes, etc.

Por medio del proyecto se pretende introducir en un campo de la ingeniería muy poco explorado y desarrollado en el país. Las conclusiones y recomendaciones pretenden afianzar los conceptos desarrollados a lo largo del proyecto

CAPÍTULO 1

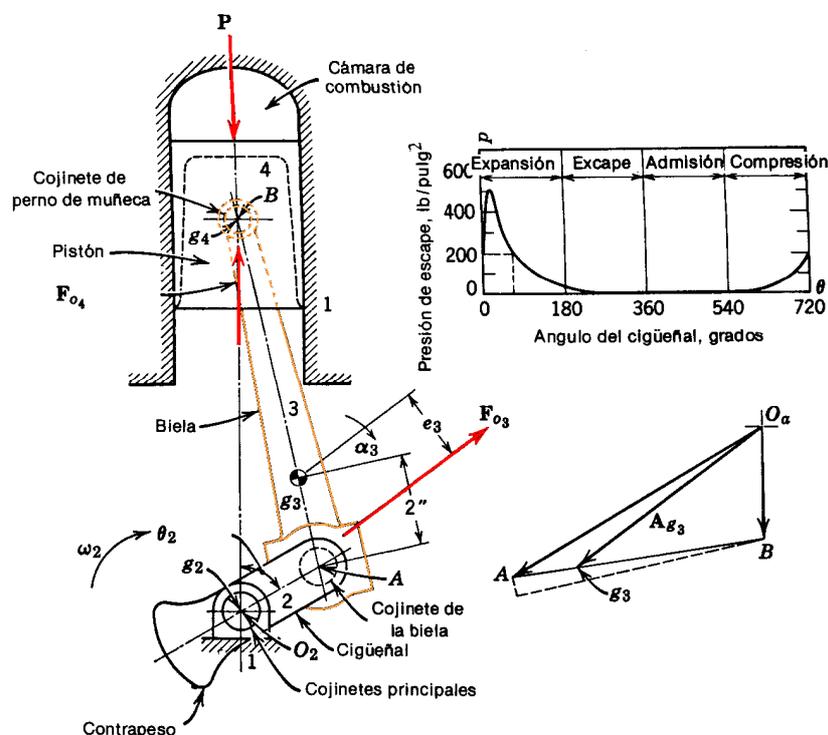
TEORÍA DEL MOTOR Y LAS PRINCIPALES FUERZAS QUE EN ÉL ACTÚAN

1.1 ANÁLISIS GENERAL

El motor es una máquina que permite la transformación de energía térmica en energía mecánica mediante complejos sistemas de admisión de combustible y de movimiento, tal es el caso del mecanismo cigüeñal – biela – pistón, que en este caso constituye el tema principal de estudio.

Se efectúa a continuación un análisis general que luego será detallado para los elementos anteriormente descritos.

Figura 1.1 Análisis de fuerzas en motores



Fuente: Mecanismos y Dinámica de Maquinaria; Hamilton H. Mabie

Fuerzas de Inercia :

$$F_{o4} = M_4 A_B = \frac{W_4}{g} A_B = 360 lb$$

$$F_{o3} = \frac{W_3}{g} A_{g3}$$

$$e_3 = \frac{I_{3\alpha_3}}{F_{o3}}$$

Fuerza del gas :

$$P = pA_p$$

Momento de Inercia de la biela : I_3

Del polígono de aceleración :

A_A

A_{g3}

A_B

α_3

Donde:

A_A = Vector $O_a - A$

A_{g3} = Vector $O_a - g_3$

A_B = Vector $O_a - B$

α_3 = Aceleración angular de la biela

I = Momento de inercia.

p = presión ejercida por los gases.

P = Carga del gas estático.

F_{o4} = Carga dinámica que actúa en el pistón.

F_{o3} = Carga dinámica que actúa en la biela.

F_{o2} = Fuerza de inercia en el cigüeñal que es igual a cero, ya que el cigüeñal está balanceado de tal manera que el centro de masa se localiza en el eje de rotación O_2 .

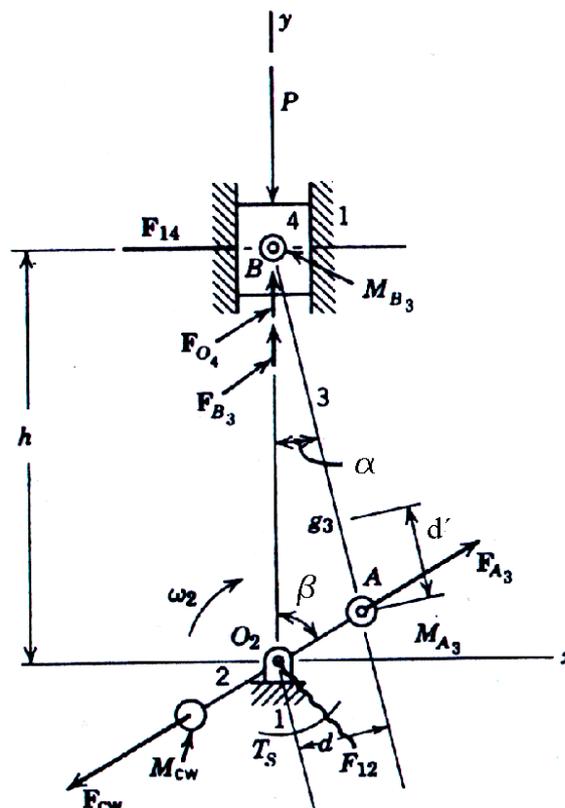
Al analizar lo mencionado anteriormente, A_{g2} es igual a cero debido a que el cigüeñal se encuentra balanceado de manera aproximada. Aunque la fuerza de gravedad también actúa en el mecanismo, generalmente no es tomada en cuenta ya que los pesos de las partes móviles son pequeños comparados con las cargas principales.

1.1.1 ANÁLISIS DE FUERZAS EN MOTORES USANDO MASAS PUNTUALES (SISTEMAS DINÁMICOS)

El estudio de las fuerzas que actúan en los principales elementos de un motor de combustión interna se lo hace en pistones, bielas y cigüeñales.

Los sistemas dinámicamente equivalentes de dos masas, son altamente aplicados en el análisis de motores de pistón, en especial con relación a bielas; si bien es cierto las aplicaciones del método se hacen con aproximaciones de pequeño error, la simplificación del análisis del motor hace que este método sea el usado.

Figura 1.2 Mecanismo del motor de combustión interna con masas puntuales equivalentes



Fuente: Mecanismos y Dinámica de Maquinaria; Hamilton H. Mabie

A continuación se muestra un mecanismo de motor de combustión interna con masas puntuales para reemplazar la biela. M_{A3} está localizada en el eje del muñón de biela del cigüeñal y M_{B3} en el eje del bulón; por lo tanto, la carga

dinámica de la biela está representada por los vectores F_{B3} ; ($F_{B3} = M_{B3} A_B$) y F_{A3} ; ($F_{A3} = M_{A3} A_A$). Cuando la velocidad de la manivela es uniforme, F_{A3} siempre está en forma radial hacia afuera en la línea O_2A .

La fuerza M_{CW} es añadida al contrapeso con el propósito de introducir una fuerza inercial F_{CW} , cuyo objetivo es balancear la fuerza de inercia de la masa de la biela F_{A3} . De esta manera, las masas que giran con el cigüeñal están balanceadas para poner el centro de masas de la combinación en O_2 , de modo que no exista fuerza que actúe en los cojinetes principales.

Todas las fuerzas que se ejercen sobre la biela están ubicadas en los extremos de la misma (en A y en B), por lo que el elemento se encuentra sometido a tensión, compresión y flexión.

1.1.2 FUERZAS DE GAS Y PARES DE TORSIÓN DE GAS

La fuerza de gas está directamente relacionada con la presión que se genera debido a la combustión de la mezcla aire - combustible. Si se asume que F_g = fuerza del gas, P_g = presión del gas, A_p = área del pistón y B = diámetro interior del cilindro, la cual es igual al diámetro del pistón; se tiene:

$$F = A * P \quad (1.1)$$

donde

F = Fuerza

A = Área

P = Presión

Aplicando a este caso, se tiene:

$$F_g = \pm P_g * A_p \vec{i} \quad (1.2)$$

$$F_g = \pm \frac{\pi}{4} P_g * B^2 \vec{i} \quad (1.3)$$

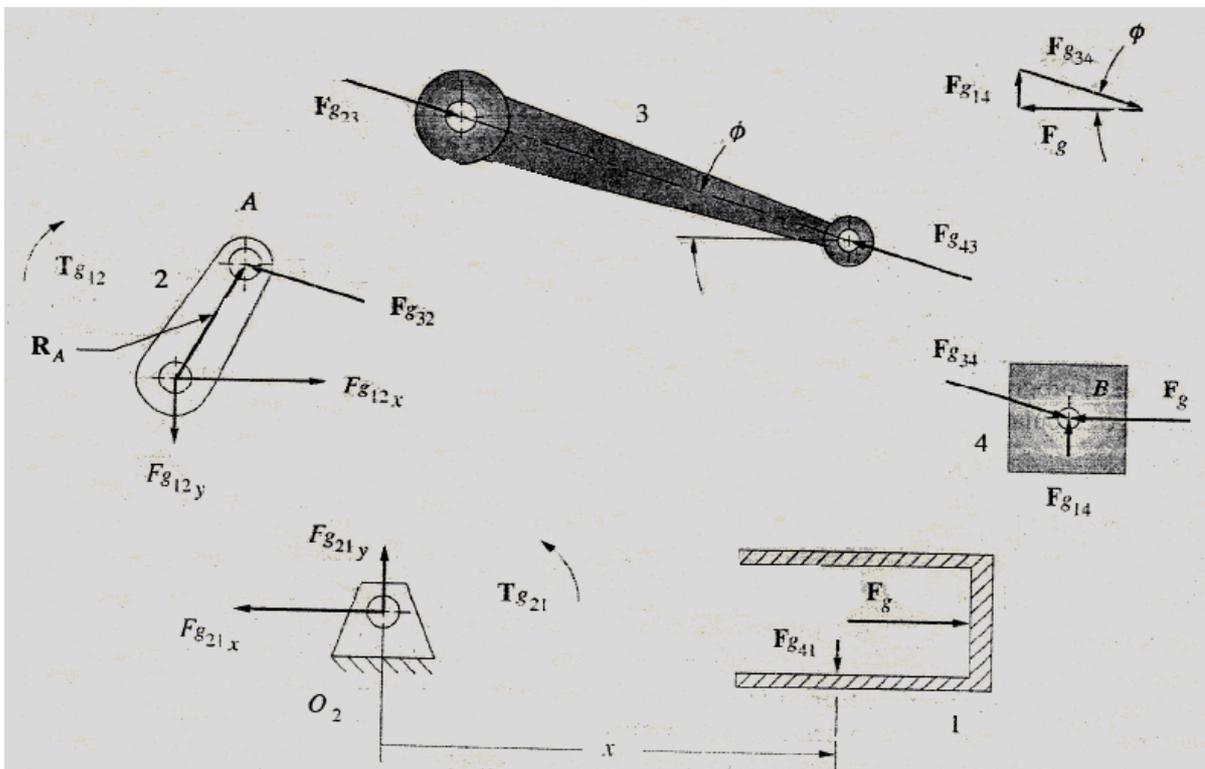
El signo del vector depende de la orientación del motor en el sistema de coordenadas escogido, es por ésto que puede ser positivo o negativo.

Por otro lado, el sistema de fuerzas concurrentes en el punto B es:

$$F_{g14} = F_g \tan \phi \vec{j} \quad (1.4)$$

$$F_{g34} = -F_g \vec{i} - F_g \tan \phi \vec{j} \quad (1.5)$$

Figura 1.3 Diagramas de cuerpo libre.



Fuente: Diseño de Maquinaria; Norton Robert L.

De los diagramas de cuerpo libre de la Figura 1.3 se tiene que:

$$F_{g41} = -F_{g14}$$

$$F_{g43} = -F_{g34}$$

$$F_{g23} = -F_{g14}$$

$$F_{g32} = -F_{g23}$$

$$F_{g32} = -F_{g34} = F_g \vec{i} + F_g \tan \phi \vec{j} \quad (1.6)$$

El par de torsión de gas se debe a la fuerza del gas que actúa en un brazo respecto al centro de manivela O_2 , este brazo varía desde cero hasta un máximo, conforme gira la manivela. El par de torsión motriz T_{g21} en el eslabón 2 queda expresado de la siguiente manera:

$$T_{g21} = R_A \times F_{g32} \quad (1.7)$$

Observando el diagrama de cuerpo libre del eslabón 1, se nota que también el par de torsión puede expresarse en función de F_{g14} o F_{g41} y la distancia x , el brazo de momento instantáneo con respecto a O_2 ; por lo que:

$$T_{g12} = F_{g41} * x \vec{k} \quad (1.8)$$

Análogamente se tiene que el par de torsión T_{g21} es negativo al T_{g12} ya que el primero es la reacción al segundo.

$$T_{g21} = -T_{g12}$$

$$T_{g21} = -F_{g41} * x \vec{k} \quad (1.9)$$

$$F_{g14} = -F_{g41}$$

$$T_{g21} = F_{g14} * x \vec{k} \quad (1.10)$$

Se sabe que una expresión aproximada para el desplazamiento del pistón con una fracción de uno por ciento de error es $x \cong r \cos \omega t + l \left[1 - \left(\frac{r^2}{2l^2} \right) \text{sen}^2 \omega t \right]$, y usando la ecuación (1.10); se tiene:

$$T_{g21} = (F_g \tan \phi) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \vec{k} \quad (1.11)$$

Por medio de la geometría de la Figura 1.4, se tiene la siguiente

relación $\tan \phi = \frac{q}{u} = \frac{r \operatorname{sen} \omega t}{l \cos \phi} = \frac{r \operatorname{sen} \omega t}{l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2}}$ operando y reemplazando en la

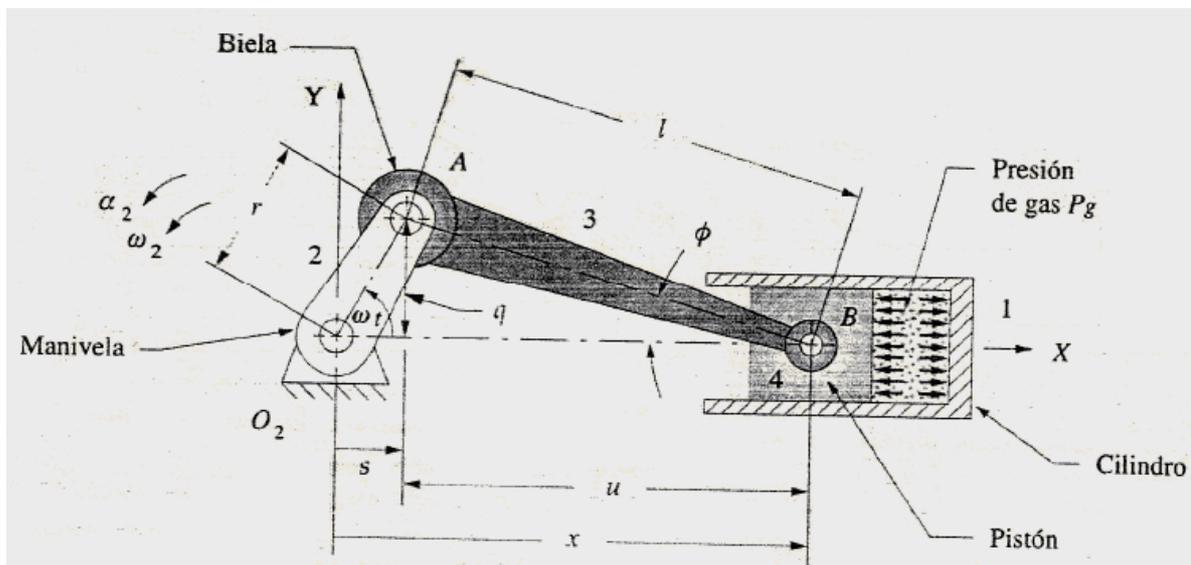
ecuación (1.11) se obtiene:

$$T_{g21} \cong F_g \left[\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \operatorname{sen}^2 \omega t \right) \right] \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \vec{k} \quad (1.12)$$

$$T_{g21} \cong F_g r \operatorname{sen} \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t \right) \quad (1.13)$$

Para propósitos de diseño, esta última ecuación es la más adecuada.

Figura 1.4 Geometría del mecanismo



Fuente: Diseño de Maquinaria; Norton Robert L.

1.2 FUERZAS Y ESFUERZOS ACTUANTES EN BIELAS.

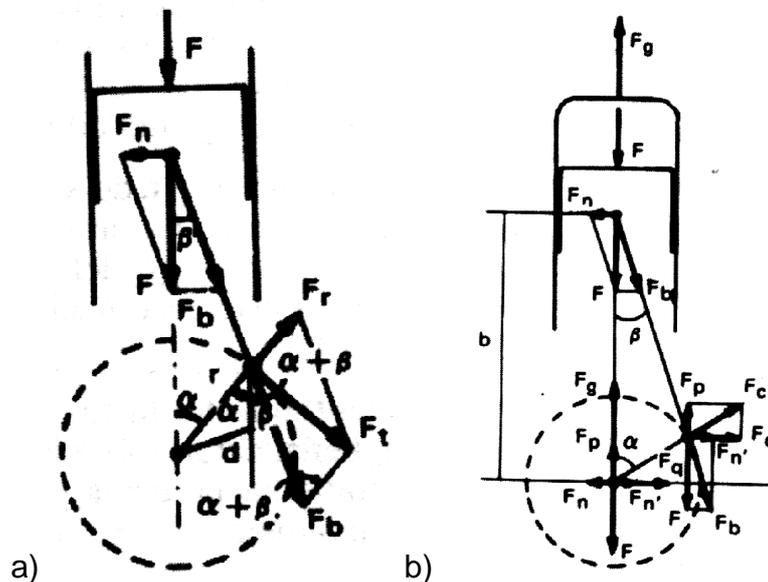
Se denomina biela a una pieza que se encuentra sujeta en uno de sus extremos a un émbolo o pistón que realiza un movimiento en línea recta, y en el otro extremo a un cigüeñal, siendo capaz de transformar un movimiento alternativo en un

movimiento de rotación, y viceversa. La biela está construida de acero forjado de gran resistencia mecánica a la tensión.

Básicamente la biela recibe la fuerza generada de la combustión de la mezcla aire – combustible, que es transmitida por el pistón, por lo que la más alta presión de compresión origina la mayor fuerza de compresión, debido a que el área de incidencia sobre el pistón es siempre la misma; por ende la fuerza recibida por el pistón, es la que ocasiona el máximo esfuerzo de compresión sobre el área transversal de la biela (Figura 1.5a). En consecuencia el lado superior la biela, por parte del pistón en la etapa de expansión recibe el máximo esfuerzo.

En lo que se refiere a la conexión con el cigüeñal, la biela recibe la fuerza del codo del mismo (Figura 1.5b). Esta fuerza es de tracción, en la etapa de admisión, cambiando a compresión en la etapa de compresión, expansión y escape.

Figura 1.5 Diagrama de fuerzas
a) pistón empieza a bajar b) pistón está bajando



Fuente: Mecanismos y Dinámica de Maquinaria; Hamilton H. Mabie

Como resultado se reciben esfuerzos de compresión y tracción según su posición sobre el área transversal inferior de la biela.

1.3 FUERZAS Y ESFUERZOS ACTUANTES EN PISTONES.

Los émbolos o pistones son aquellos que durante el funcionamiento del motor desplazan la mezcla aire – combustible (motor gasolina) o solamente aire (motor diesel), desde el punto muerto inferior (PMI) hasta el punto muerto superior (PMS) en la etapa de compresión. Es necesario analizar las diferentes fuerzas a las que se encuentra sometido el pistón, es por esta razón que se procede a ejecutar el estudio de su funcionamiento e interacción con los elementos más cercanos.

El pistón está expuesto a una serie de fuerzas, por el lado de los gases la alta presión de los mismos genera fuerzas axiales y de inercia que son variables en dirección y magnitud; por otro lado, las fuerzas laterales empujan al pistón contra la pared del cilindro, ésto genera calentamiento irregular en el elemento.

La forma del pistón es compleja, en general es cilíndrico, no es completamente macizo y la parte superior o corona posee generalmente tres ranuras en las que se colocan los anillos.

En los pistones de motores de combustión interna, existen principalmente fuerzas de compresión, la que es producto de la mezcla aire- combustible en la etapa de expansión, la que realiza el cilindro, y la de la biela, en el ciclo de compresión y escape.

La fuerza efectiva que actúa sobre el pistón, (diferencia entre la fuerza generada por la presión de la mezcla aire-combustible que es quemada en la cámara de combustión y la fuerza de inercia), genera por la oblicuidad de la biela una fuerza lateral de módulo:

$$Fn = Fe * \tan(\beta) \quad (1.14)$$

Donde:

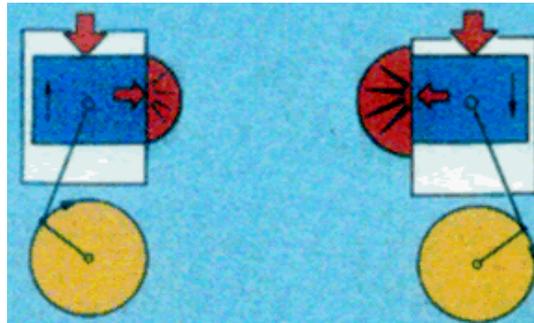
Fn: Fuerza normal a las paredes del cilindro.

Fe: Fuerza efectiva en la cabeza del pistón.

β: Oblicuidad de la biela, ángulo entre ésta y el eje vertical del cilindro en el PMS.

La fuerza normal al eje del cilindro además de generar pérdidas de potencia por fricción, es causa de desgaste sobre todo en las cercanías del PMS, y como consecuencia el funcionamiento inadecuado del sistema.

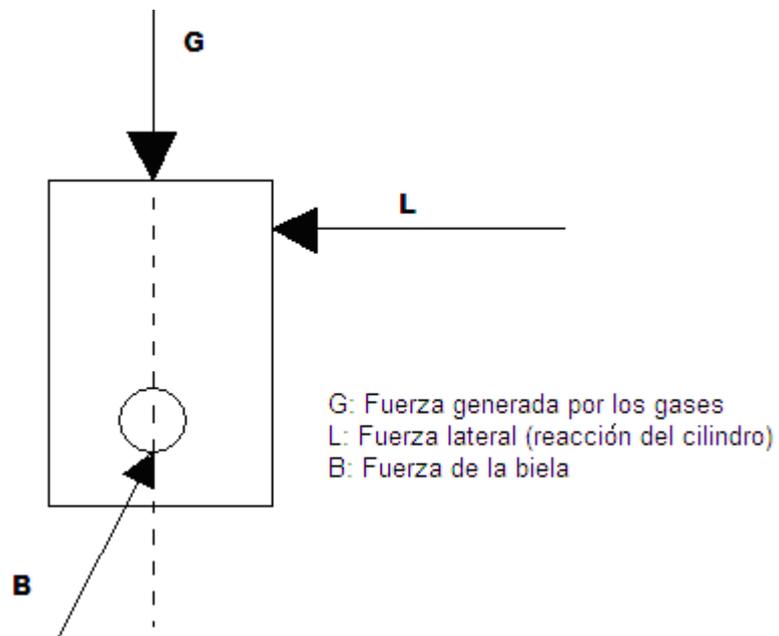
Figura 1.6 Fuerzas actuantes sobre el pistón.



Fuente: Propia

Si se considera que las fuerzas que ejercen los gases y las fuerzas laterales (radiales) a las que se encuentra sometido el pistón son constantes y que además pueden ser resumidas en una resultante, puede obtenerse el diagrama de cuerpo libre (Figura 1.7).

Figura 1.7 Diagrama de Cuerpo Libre del Pistón



Fuente: Propia

Todos los esfuerzos actuantes sobre el pistón son de compresión, para el caso de la fuerza realizada por los gases combustionados, el área actuante es la superficie superior del pistón, siendo ésta igual a:

$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \quad (1.15)$$

Donde:

A : Área superior transversal

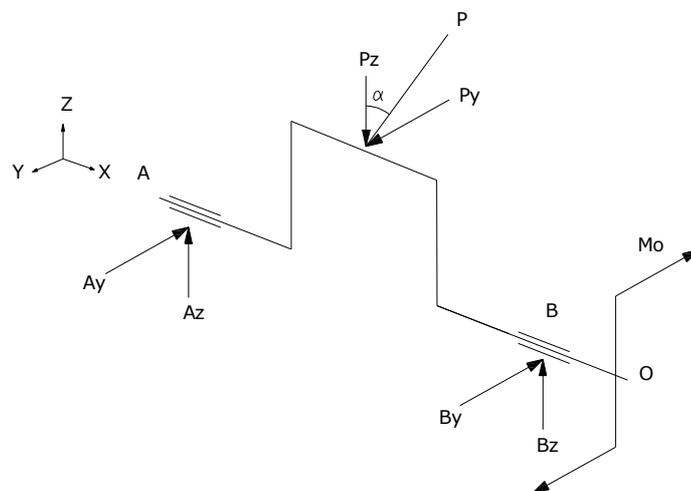
D : Diámetro del pistón

1.4 FUERZAS Y ESFUERZOS ACTUANTES EN CIGÜEÑALES

El cigüeñal es un eje con codos y contrapesos, que posee movimiento de rotación y transmite potencia.

En principio el cigüeñal está sometido a una gran fuerza centrífuga resultado de la alta rapidez a la que funciona, la misma que es anulada casi en su totalidad consecuencia del equilibrio dinámico y estático del cigüeñal, lo que de igual manera elimina las vibraciones en dicho elemento. El cigüeñal se encuentra bajo los efectos de fuerzas de compresión en las bancadas y en sus codos, así como de un momento torsor ubicado en su eje en la parte cercana a la salida del motor, es decir en el lado del volante de inercia. Las fuerzas anteriormente mencionadas se muestran en el siguiente diagrama de cuerpo libre (Figura 1.8).

Figura 1.8 Diagrama de cuerpo libre de un cigüeñal de un solo codo.



Fuente: Propia

De esta manera se puede notar que los esfuerzos producidos en el cigüeñal son de compresión en los codos y muñones, lo que en conjunto produce flexión, si se toma en cuenta la longitud del cigüeñal, los puntos de apoyo como empotramientos, y los codos como puntos de flexionamiento.

CAPITULO 2

DESARROLLO DE LA TEORÍA DE FRACTURA

2.1 FRACTURA

La fractura se produce cuando los esfuerzos aplicados exceden la resistencia del material; así por ejemplo, la localización de esfuerzos en la parte más débil del elemento no originará fractura si es que los esfuerzos son menores a la resistencia del material. En definitiva, es evidente que tanto esfuerzos como resistencia deben ser considerados en el diseño.

A pesar de que la fractura rápida es un fenómeno conocido desde hace tiempo, existe gran confusión respecto a la manera de diferenciar entre una fractura rápida dúctil de una fractura frágil. Ésto se debe a que se tiende a considerar el proceso global de deformación plástica que conduce a la fractura. Un metal puede fallar por clivaje, que es un proceso de fractura frágil, luego de una deformación macroscópica importante; de igual forma, es posible tener una deformación plástica global despreciable en un metal que falla de manera dúctil.

Esta confusión se reduce si en lugar de considerar el proceso global de deformación que precede a la fractura, se piensa en la deformación localizada en el material que rodea el vértice de la fisura durante la propagación de la misma. De este modo, una fractura frágil es aquella en la cual la fisura se propaga con muy poca deformación plástica, mientras que una fractura dúctil es aquella que progresa como consecuencia de una intensa deformación plástica asociada al extremo de la fisura.

La fractura también se provoca debido a la concentración de esfuerzos en una geometría específica, tales como en el primer hilo de una rosca dentro de una tuerca o en los dientes de un engranaje en funcionamiento. El principal problema es que las muescas concentran los esfuerzos, de modo que la resistencia del

material independientemente de su nivel, no puede sobrellevar dichos esfuerzos concentrados y lógicamente el material se fractura.

Por otro lado, considerar que casi todos los sólidos metálicos comerciales son policristalinos; además que cada grano es un arreglo compuesto de un gran número de átomos que constituyen los elementos y que estos átomos son organizados dentro de cada cristal con una estructura regular y repetitiva en las tres dimensiones, ayuda a determinar algunos aspectos importantes del metal ya que la apariencia cristalina refleja el tipo de fractura mas no su causa.

2.2 FRACTURA FRÁGIL

En forma general los metales duros y resistentes son frágiles, y los metales suaves y débiles tienen comportamiento dúctil a excepción de la fundición de hierro gris, ya que ésta contiene gran cantidad de hojuelas de grafito las cuales actúan como concentradores de esfuerzos internos y por lo tanto limitan la capacidad de deformarse o fluir.

Figura 2.1 Marcas de río en un material frágil



Fuente: Fractura de Materiales; Echeverría R.

La fractura frágil tiene velocidad de propagación extremadamente rápida (300 a 200 m/s) con muy poca deformación plástica, además este tipo de fractura es muy

inestable ya que una vez iniciada, continúa espontáneamente sin necesidad de incremento en las tensiones aplicadas.

Los materiales que presentan este tipo de fractura no absorben mucha energía, por lo tanto suelen romperse con facilidad; normalmente son dúctiles a temperatura ambiente pero frágiles a bajas temperaturas. La superficie frágil está caracterizada por dos tipos de marcas; la primera marcas de V Chevron y la segunda marcas de río.

Figura 2.2 Marcas de V Chevron en un material frágil



Fuente: Fractura de Materiales; Echeverría R.

Otros metales comunes particularmente aceros de bajo y mediano contenido de carbono que son considerados como dúctiles, son usados en aplicaciones donde se requiere deformación plástica. Si embargo, bajo algunas circunstancias estos aceros normalmente dúctiles pueden fracturarse de manera frágil; se debe resaltar que no es necesario aplicar grandes esfuerzos en el material para que ocurra la fractura frágil, ésta puede ocurrir únicamente por los esfuerzos residuales sin ninguna carga o por una combinación de esfuerzos residuales y carga.

En forma general deben existir tres condiciones simultáneas para que exista fractura frágil, éstas son:

- Concentración de tensiones.
- Tensiones de tracción.
- Falta de tenacidad a baja temperatura.

Como ya se mencionó, algunos materiales tienen características de fractura dúctil o frágil dependiendo de su temperatura, es por esta razón que se debe analizar este comportamiento. A altas temperaturas la energía Charpy V es alta, correlacionándose con el modo de fractura dúctil; a medida que la temperatura baja la energía también descende en un rango de temperaturas estrecho, y a menores temperaturas la energía absorbida tiene un valor pequeño y aproximadamente constante, esta zona corresponde a la fractura frágil.

Cuando existe un rango de temperaturas de transición de dúctil a frágil, esta temperatura es definida como la temperatura a la cual la energía Charpy V cae a la mitad de su energía superior; sin embargo no todas las aleaciones muestran transición dúctil – frágil; aquellas aleaciones que presentan estructuras cúbicas centradas en la cara incluyendo aleaciones de aluminio y cobre, permanecen dúctiles aún a temperaturas muy bajas; sin embargo aleaciones cuyas estructuras son cúbicas centradas en el cuerpo y hexagonales de alto empaquetamiento presentan este comportamiento.

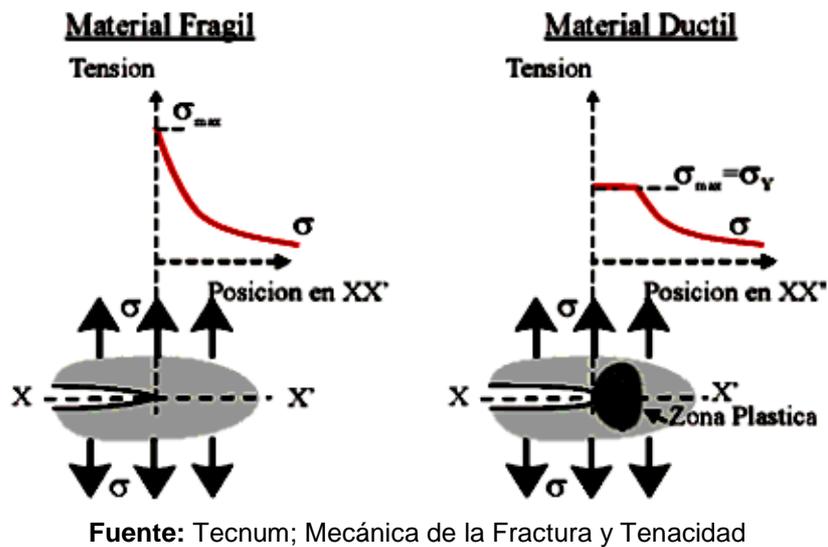
Los materiales que se han roto por fractura frágil, usualmente presentan superficie brillante y sin rugosidades; además a nivel atómico se produce la separación brusca de los planos es decir no existe desplazamiento.

2.3 FRACTURA DÚCTIL

La fractura dúctil se exhibe en materiales que puedan tener una gran deformación plástica, además la velocidad de propagación de la fisura es lenta por lo que es considerada como una fractura estable; ésto quiere decir que resiste a cualquier propagación a menos que haya incremento en las tensiones aplicadas; este tipo de fractura es típico en materiales del sistema cúbico centrado en las caras en estado de alta pureza.

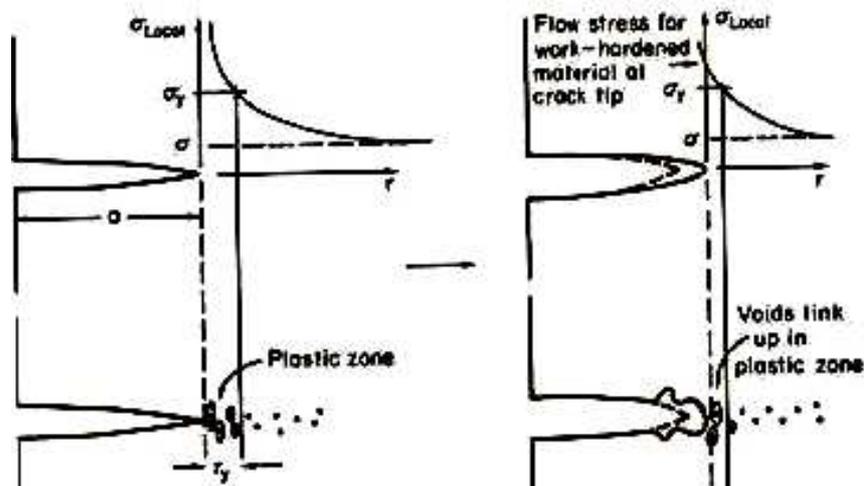
Cuando se tiene una grieta en el material, por la concentración de tensiones en la punta de la misma, se forma una zona plástica; consecuentemente se produce el redondeamiento de la punta de la grieta cuya función es reducir el efecto de concentrador de tensiones; en la Figura 2.3 se puede evidenciar lo expuesto.

Figura 2.3 Fisura en un material dúctil y frágil



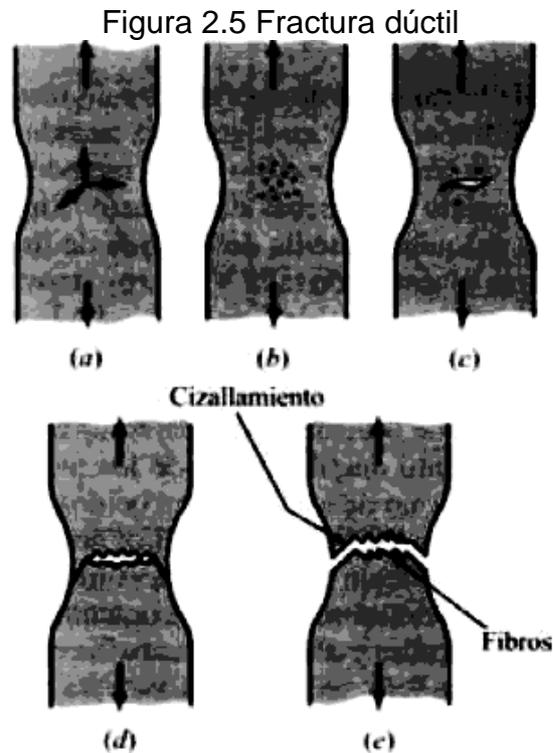
El mecanismo de fractura es sencillo de entender ya que se forman cavidades en la zona plástica que por coalescencia dan lugar al crecimiento de la grieta.

Figura 2.4 Mecanismos de fractura dúctil



La forma de fractura típica en probetas de tracción comienza con la deformación del cuello y cavidades en la zona de estrangulamiento, luego las cavidades se fusionan en una grieta y ésta se propaga hacia la superficie en dirección perpendicular a la tensión aplicada. Cuando se acerca a la superficie, la grieta

cambia su dirección a 45° con respecto al eje de tensión y resulta una fractura de cono y embudo.



Fuente: www.monografias.com/trabajos46/fracturas-mecanicas/fracturas-mecanicas.shtml

Cuando la fractura es dúctil, la superficie adopta un aspecto fibroso no brillante y con rugosidades, esto evidencia la intensa deformación plástica asociada al vértice de la fisura durante su propagación.

En resumen, las características más representativas de la fractura dúctil son:

- Gran deformación plástica en la región de la fractura dúctil.
- La fractura dúctil no está necesariamente relacionada con la dirección de los esfuerzos principales de tensión como en la fractura frágil.
- La apariencia de la fractura dúctil es gris (no brillante) y fibrosa.

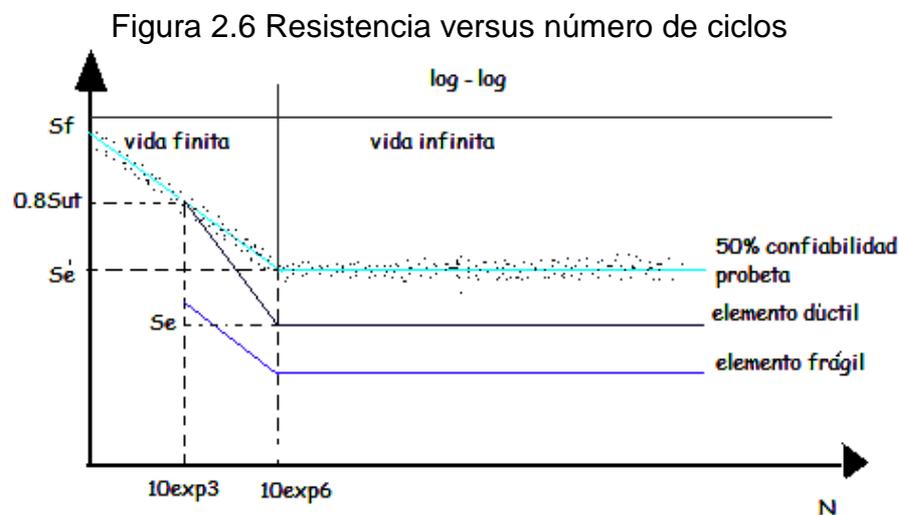
2.4 FATIGA

La fatiga es un fenómeno que ocurre cuando un elemento se encuentra sometido a esfuerzos fluctuantes cuyo valor es menor que el módulo de resistencia del material. La fatiga no existe en estructuras de ingeniería civil, ya que el esfuerzo es continuo, pero en piezas de motores que generalmente giran a altas revoluciones por minuto, pueden recibir un esfuerzo varios millones de veces en pocas horas. Los fallos producidos por fatiga constituyen la mayoría de los daños estructurales que se producen en aparatos con funcionamiento cíclico.

El daño comienza, por lo general, en el punto donde se concentra los esfuerzos y se propaga a lo largo de los planos cristalinos del metal. El término fatiga no es del todo correcto, dado que los momentos de ausencia de tensión no tienen ninguna influencia sobre el daño producido, con independencia de la duración de las pausas.

2.4.1 TEORIAS DE FALLA EN FATIGA

Cada material tiene su propia gráfica para realizar el análisis dinámico (fatiga) de un elemento, además se debe tomar en cuenta si el diseño es para vida finita (de 0 a 10^6 ciclos) o para vida "infinita" (mayor de 10^6 ciclos), pero de manera práctica se toma en cuenta a partir de 10^3 ciclos. En el caso de los aceros se tiene:



Fuente: Propia

Donde:

Sf': Resistencia a la fatiga.

Sf: Resistencia a la fatiga del elemento.

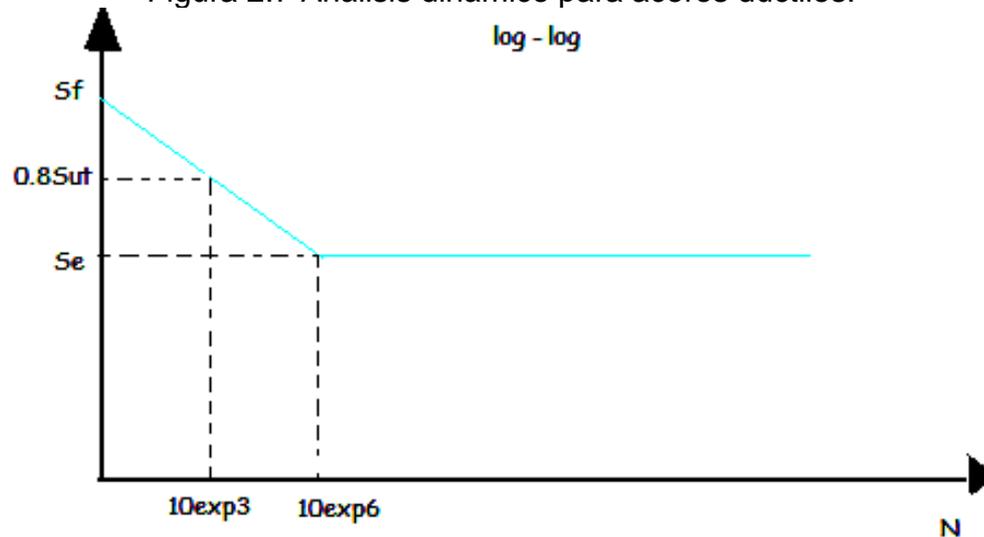
Se': Límite de resistencia a la fatiga (probeta).

Se: Límite de resistencia a la fatiga del elemento a diseñar.

N: Ciclos.

Por otro lado también se debe recalcar que existen gráficas para elementos dúctiles y para elementos frágiles. Ya que la mayoría de los elementos que tiene el motor son de materiales dúctiles el análisis en este caso es el siguiente:

Figura 2.7 Análisis dinámico para aceros dúctiles.



Fuente: Propia

$$\log S_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.8S_{ut}}{S_e} \right) \log N + \left[\log S_e + 2 \left(\log \left(\frac{0.8S_{ut}}{S_e} \right) \right) \right]$$

$$\log S_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.8S_{ut}}{S_e} \right) \log N + \log S_e + \log \left(\frac{0.8S_{ut}}{S_e} \right)^2$$

$$\log S_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.8S_{ut}}{S_e} \right) \log N + \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e}$$

$$\text{Si } b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.8S_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{y} \quad c = \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e}$$

$$\Rightarrow \log S_f = b \log N + c$$

$$\log S_f = \log N^b + \log 10^c$$

$$\log S_f = \log N^b 10^c$$

(2.1)

Para el caso de vida finita:

$$Sf = N^b 10^c$$

$$10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (2.2)$$

$$N = Sf^{1/b} 10^{-c/b}$$

Para el caso de vida infinita:

$$Sf = Se 10^6 < N < \infty \quad (2.3)$$

El límite de resistencia a la fatiga del elemento a diseñar (Se) se encuentra afectado por una serie de factores que se describirán a continuación:

$$Se = Se' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad (2.4)$$

Donde

k_a = Factor de superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de confiabilidad.

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor de concentración de tensiones.

k_f = Factor de efectos varios.

Factor de superficie k_a

Este factor se refiere al acabado superficial del elemento, de esta forma cada acabado superficial tendrá un valor diferente de k_a , una fórmula para determinar su valor es:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (2.5)$$

Donde

a,b: Valores diferentes de acuerdo al tipo de superficie.

S_{ut} : Resistencia mínima a la tensión.

Factor de tamaño k_b

Este factor es el resultado de someter a una probeta a cargas combinadas de flexión y torsión, cuyas relaciones dependen del diámetro del elemento:

$$k_b \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} & \text{in} & 0.11 \leq d \leq 2\text{in} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} & \text{mm} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \end{cases} \quad (2.6)$$

Para tamaños mayores k_b varía de 0.6 a 0.75 en flexión y torsión. En el caso de que se aplique una carga axial, no existe efecto de tamaño por lo tanto $k_b = 1$. Si el elemento no tiene sección circular, se debe calcular un diámetro efectivo en función de la geometría del elemento.

Factor de confiabilidad k_c

Por regla general ningún elemento mecánico puede tener una confiabilidad inferior al 50% ($k_b = 1$), si el diseñador desea darle mayor confiabilidad a su elemento, lo puede hacer sujetándose a la funcionalidad y desempeño del mismo.

Factor de temperatura k_d

La temperatura es un factor muy importante para que algunos materiales presenten fractura frágil o dúctil; cuando ésta sube, la resistencia a la fluencia baja, además quizá resulte cierto que no existe límite de fatiga en materiales que operen con altas temperaturas; por lo tanto, debido a la reducción en la resistencia a la fatiga, el proceso de falla depende del tiempo. Se obtiene:

$$k_d \begin{cases} = 1 & \text{si } T \leq 450^\circ C \text{ o } 840^\circ F \\ = 1 - 5.8 * 10^{-3} (T - 450) & \text{si } (450 < T \leq 550)^\circ C \\ = 1 - 3.2 * 10^{-3} (T - 840) & \text{si } (840 < T \leq 1020)^\circ F \end{cases} \quad (2.7)$$

Factor de concentración de tensiones k_e

El factor se encuentra definido por:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (2.8)$$

Siendo k_f la relación entre la resistencia de las probetas con discontinuidades y la resistencia de las probetas sin discontinuidades:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (2.9)$$

q : Sensibilidad a las ranuras o discontinuidades medidas de la sección.

k_t : Factor geométrico concentrador de tensiones.

Si el elemento se encuentra sometido a flexión y torsión, el factor de concentración de tensiones es:

$$k_e = \frac{1}{k_{ef} * k_{eT}} \quad (2.10)$$

$$k_{ef} = 1 + q(k_t - 1) \quad (2.11)$$

$$k_{eT} = 1 + q_s(k_{ts} - 1) \quad (2.12)$$

Factor de efectos varios k_f

Aquí no existen valores tabulados y se deben a efectos residuales ocasionados por laminado en frío, corrosión, etc. Generalmente k_f es igual a uno, a excepción de los engranajes en los que k_f es diferente.

Determinación del límite de resistencia a la fatiga Se' (probeta)

Para materiales dúctiles con el 50% de confiabilidad (en acero)

$$\begin{aligned} Se' &= 0.5 * Sut & si \quad Sut \leq 200 \text{ Kpsi} \\ Se' &= 40 \text{ Kpsi} & si \quad Sut > 200 \text{ Kpsi} \end{aligned} \quad (2.13)$$

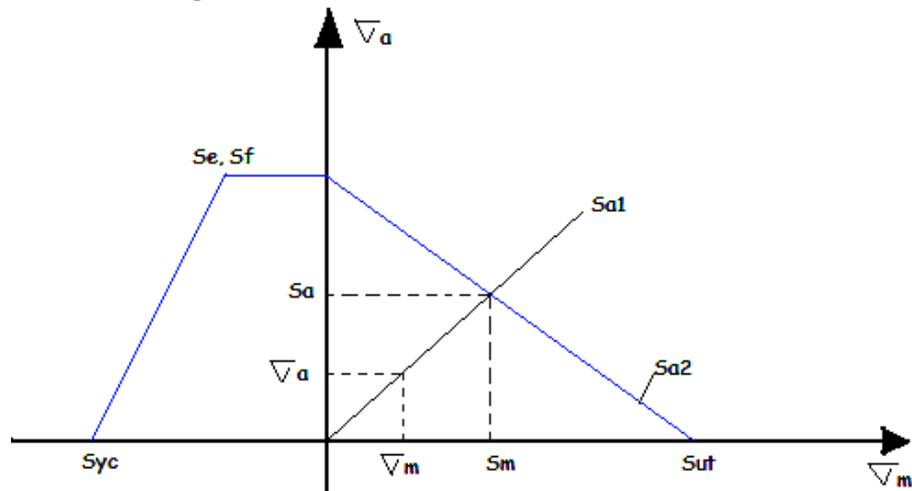
Cuando las probetas se encuentran sometidas a carga axial es decir tracción o compresión se tiene:

$$Se' = 19.2 + 0.314Suc \quad si \quad Suc > 60 \text{ Kpsi} \quad (2.14)$$

Teorías de falla en fatiga

En el caso de fatiga existen algunas teorías de falla, pero la que conviene utilizar es la teoría de Goodman Modificada; cuando se sabe que el elemento se encuentra sometido a esfuerzos normales puros (flexión, compresión, tracción) lo que se tiene es:

Figura 2.8 Teoría de Goodman Modificada



Fuente: Propia

$$S_{a1} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} S_m \quad (2.15)$$

$$S_{a2} = -\frac{S_e}{S_{ut}} S_m + S_e \quad (2.16)$$

Donde:

σ_a , σ_m : Componentes del esfuerzo aplicado

S_m : Intersección del esfuerzo la línea de teoría de Goodman modificada en el primer cuadrante.

S_{a1} : Ecuación del esfuerzo aplicado

S_{a2} : Ecuación de la teoría de Goodman modificada

S_e : Límite de resistencia a la fatiga

S_{ut} : Límite último a la tensión

Uniendo S_{a1} y S_{a2} a la expresión que se llega es:

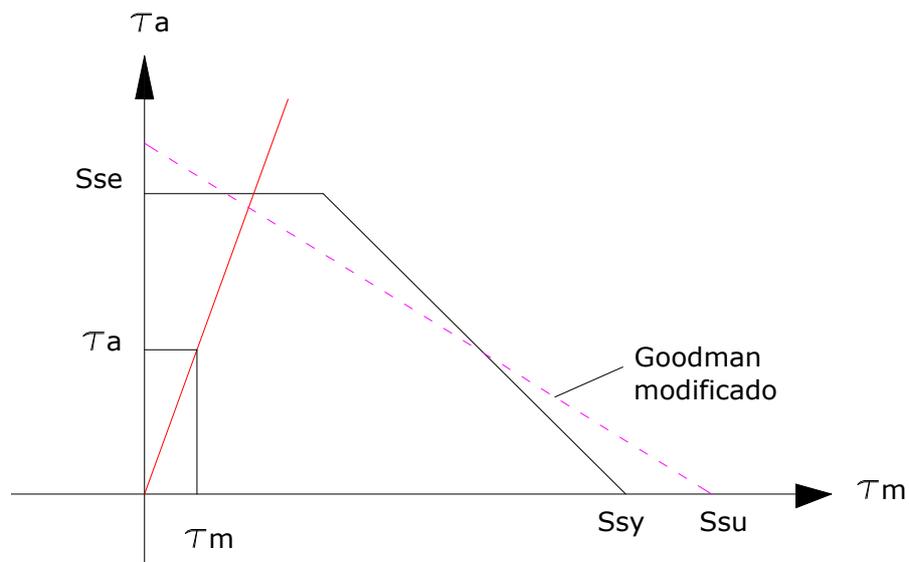
$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad (2.17)$$

Obteniendo el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad (2.18)$$

En el caso de que el elemento se encuentre sometido a torsión simple y corte recto, se tiene:

Figura 2.9 Teoría de Goodman Modificado para los cortantes



Fuente: Propia

Donde el factor de seguridad se encuentra definido por:

$$n = \frac{S_{se}}{\tau_a} \quad (2.19)$$

$S_s = \text{resistencia en corte}$

2.4.2 FRACTURA POR FATIGA

La fatiga es la respuesta de un material a las condiciones de carga dinámica, si un material ha sido sometido a esfuerzos cíclicos, éste puede fracturarse aún cuando el esfuerzo máximo en cualquiera de los ciclos sea menor que el esfuerzo de fractura del material determinado por pruebas estáticas de corta duración. La fatiga se caracteriza porque el material experimenta cambios en el tiempo, y son estos cambios los que producen fractura.

Se dice que un material ha fallado por fatiga, cuando éste experimenta una rotura independientemente de que sea frágil o dúctil. El diseño dinámico es “más importante” que el estático ya que en el primero la falla es súbita y no se detecta a simple vista.

En muchas ocasiones la fractura por fatiga, suele ser la fractura primaria; este tipo de fractura es normal cuando el elemento de una máquina ha estado expuesto a mucho tiempo de servicio.

El proceso de fractura está caracterizado por tres etapas, las cuales son:

1. Iniciación de la fisura en lugares donde haya gran concentración de esfuerzos.
2. Propagación de la fisura.
3. Fractura final, la que ocurre muy rápidamente una vez que la fisura en avance ha alcanzado un tamaño crítico o excesiva deformación plástica.

Por lo que el número total de ciclos para la fractura es igual al número de ciclos para la iniciación (N_i) más los de propagación (N_p).

$$N_r = N_i + N_p \quad (2.20)$$

Las fracturas asociadas con fatiga casi siempre inician sobre la superficie de la pieza en algún punto de concentración de tensiones; estos sitios son: rayaduras,

filetes de maquinado, rugosidades, dentados, etc. Además, cargas cíclicas pueden producir discontinuidades superficiales microscópicas las cuales actúan como concentrador de tensiones y por lo tanto iniciadores de fisuras.

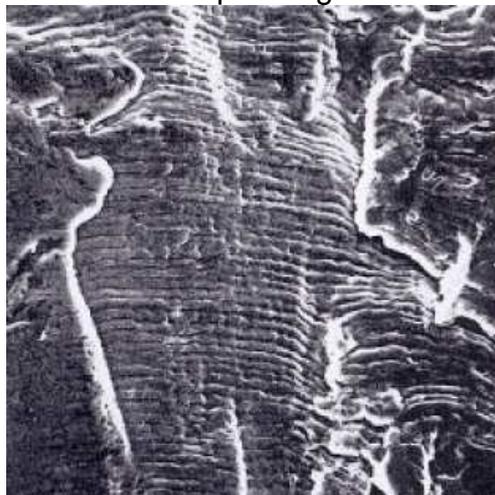
La fractura por fatiga se caracteriza por superficies que presentan líneas de playa y estriaciones; ambas indican la posición de la punta de la fisura en algún momento y aparecen como anillos concéntricos que se expanden a partir del punto o puntos de iniciación, frecuentemente dando patrón circular o semicircular; en la que cada banda de marca de playa representa un período de tiempo durante el cual la fisura ha crecido. Por otro lado las estriaciones representan la distancia de avance del frente de fisuras durante un ciclo de carga simple, además el ancho de estrías depende y se incrementa con el aumento de rango de tensiones.

Figura 2.10 Fractura por fatiga con líneas de playa



Fuente: Fractura de Materiales; Echeverría R.

Figura 2.11 Fractura por fatiga con estriaciones



Fuente: Fractura de Materiales; Echeverría R.

Se debe destacar que la presencia de marcas de playa y/o estrías en la fractura confirma que la causa ha sido por fatiga, pero, la ausencia de una o de ambas no excluye a la fatiga como causa de fractura; ya que cuando la fractura se produce rápidamente con seguridad no aparecerán marcas de playa y estrías.

2.5 ESTUDIO DE LA FATIGA COMO CONSECUENCIA Y NO COMO CAUSA

Hasta este momento se han analizado los aspectos y las consecuencias más importantes de la fatiga en los materiales; pero es evidente que el análisis se realizó considerando a la fatiga como causa más no como consecuencia.

En algunas circunstancias resulta cierto que un elemento mecánico se ha roto debido a la fatiga a la que estuvo sometido, es necesario también pensar que esta fatiga se debió a causas análogas de funcionamiento de este elemento con otros, ya que cada elemento mecánico funciona de manera recíproca en su conjunto.

Si se analiza únicamente al elemento dañado y no se toma en cuenta a los sistemas con los que mantiene relación, entonces la influencia de éstos no serán tomados en cuenta para la concepción de la falla, lo que disminuye la oportunidad de encontrar la verdadera causa del daño.

Examinar al elemento por separado incentiva a pensar que el origen de la falla únicamente se debe a la fatiga, y consecuentemente creer que el diseño y/o el material no fueron los adecuados. Por lo que, estudiar de manera individual a los elementos mecánicos que han fallado y su influencia con el entorno, aumenta la oportunidad de encontrar las verdaderas causas de los problemas de la falla.

Al mismo tiempo, otro factor que se debe considerar es que la gran mayoría de los elementos están diseñados para “vida infinita” y por lo tanto no es racional que dichos elementos fallen por fatiga. Lubricantes inadecuados, excentricidad, montajes incorrectos, fallas humanas, etc; ocasionan anomalías en el

funcionamiento de los componentes y por tanto desencadenan en fallas por fatiga; así también otros problemas como vibraciones, y/o golpes imprevistos en las máquinas o en sus elementos provocan fatiga.

Lo anteriormente descrito, muestra de manera explícita que la fatiga también puede ser declarada como consecuencia de otros factores para que un elemento falle.

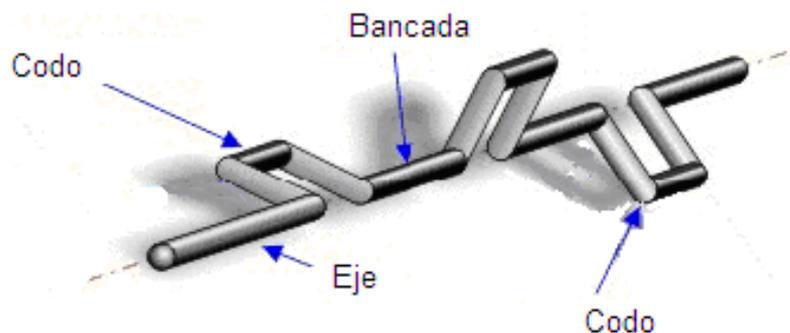
CAPITULO 3

CIGÜEÑALES, FALLAS ATÍPICAS

3.1 CIGÜEÑALES

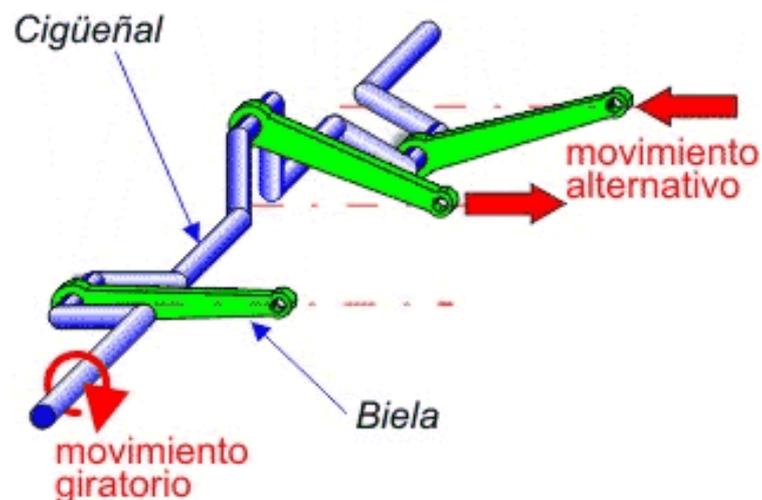
Cuando varias manivelas se asocian sobre un único eje da lugar al cigüeñal. En realidad este elemento se comporta como una serie de palancas acopladas sobre el mismo eje. Las partes básicas del cigüeñal son: eje, bancada y codo.

Figura 3.1 Partes constitutivas del cigüeñal



Fuente: www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso

Figura 3.2 Movimientos del cigüeñal



Fuente: www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso

El eje sirve de guía en el giro. Por él llega o se extrae el movimiento giratorio. El cuello está alineado con el eje y permite guiar el giro al unirlo a soportes adecuados.

El codo o muñón sirve de asiento al pie de cada una de las bielas. El brazo es la pieza de unión entre el cuello y el muñón. Su longitud determina la carrera de la biela.

Los cigüeñales son empleados en todo tipo de mecanismos que precisen movimientos alternativos sincronizados. Cuando el cigüeñal consta de varias manivelas dispuestas en planos y sentidos diferentes, el movimiento alternativo de las diversas bielas estará sincronizado y la distancia recorrida por el pie de biela dependerá de la longitud del brazo de cada manivela.

3.2 FALLAS ATÍPICAS EN CIGÜEÑALES

Los cigüeñales son los elementos móviles de motores de combustión interna con menos susceptibilidad al desgaste y a la fractura, pero no se descarta la probabilidad de que sufran algún tipo de avería, siendo las causas de falla más comunes las siguientes:

- Ensamble inadecuado.
- Fatiga.
- Pequeños radios de acuerdo en muñones de bancada y de biela.
- Incorrecto maquinado y rectificado.
- Desgaste.
- Sobreesfuerzos.
- Falta de lubricación.

En este caso se estudiarán las fallas atípicas de este elemento por medio de los siguientes ejemplos.

3.2.1 EJEMPLO 1

3.2.1.1 DESCRIPCIÓN

El análisis de falla del cigüeñal en estudio no se ha reportado en trabajos previos, por tal motivo es un caso atípico que es conveniente analizar para evitar que éste tipo de falla se presente en cigüeñales y en otros componentes mecánicos.

Las características técnicas del motor en el que se presentó la falla son:

- Duración del cigüeñal: cuatro meses
- Motor: diesel de cuatro cilindros en línea de un camión de carga 2.5 toneladas.
- Cilindrada: 2,956 cc.
- Potencia máxima: 78 HP @ 4,000 rpm.
- Par máximo: 181.3 N-m @ 2,200 rpm.

3.2.1.2 ANÁLISIS

Para demostrar que se trata de una falla atípica en cigüeñales, se han tomado en cuenta: inspección visual, análisis metalográfico de dureza y químico del elemento fallado.

3.2.1.2.1 Inspección visual

El análisis de la falla ocurrida al cigüeñal empezó realizándose la observación macroscópica de las partes y las superficies de fractura. Se identificaron los muñones de bancada (1, 3, 5, 7 y 9) y de biela del cigüeñal (2, 4, 6, 8), los cuales han sido numerados como se muestra en la figura 3.2.1.1. Como se puede observar, la falla del elemento ocurrió en el muñón de biela 2, cuando según el contador de revoluciones se habían completado aproximadamente 179×10^6 revoluciones (4 meses).

Figura 3.3 Posición del muñón de biela fracturado



Fuente: Propia

Por medio de inspección visual se valora la calidad de los acabados superficiales de mecanizado y se concluye que las superficies fueron mecanizadas y rectificadas adecuadamente según especificaciones del fabricante, además se conoce que el ensamble fue adecuado y que no existían reparaciones previas. No se evidencia presencia de desgaste.

De la figura 3.3 se puede manifestar que la falla ocurrió al lado del volante, además de que la región de falla está localizada en el sector de la unión del contrapeso con el muñón dos. Se reconoce que ésta es una de las zonas críticas del diseño, dado que se caracteriza por desarrollar los mayores esfuerzos a causa de las fuerzas cortantes y el torque transmitido, en combinación con los esfuerzos alternantes de flexión generados.

La superficie de fractura que se muestra en la figura 3.4, revela características morfológicas típicas de falla por fatiga representada por las denominadas marcas de playa. Se acepta ampliamente que estas zonas de playa se originan durante el crecimiento de una microgrieta bajo esfuerzos alternantes.

Figura 3.4 Superficie de fractura del pedazo desprendido del cigüeñal



Fuente: Propia

En la figura 3.5 se muestra la otra mitad de la fractura donde se observa que el inicio de falla tiene origen en una discontinuidad del material, en la que dicha discontinuidad generó el crecimiento de una microgrieta o microfisura superficial en la zona del radio de acuerdo, la cual avanzó hacia el interior del eje, comprometiendo una zona débil a causa de la presencia del conducto interno de lubricación.

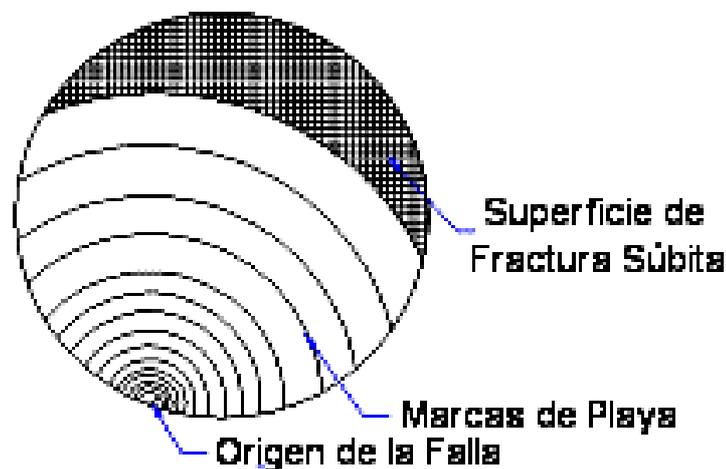
Figura 3.5 Detalle de la superficie de fractura del cigüeñal



Fuente: Propia

La representación esquemática de las marcas de playa y de la propagación de la fisura se muestra en la figura 3.6. Como ya se explicó en el capítulo dos, las imperfecciones microestructurales ayudan en el inicio de fisuras porque producen concentración de esfuerzos; en este sentido, las marcas de playa indican la posición de la fisura progresiva en un instante dado. Debido a que la sección transversal se debilita gradualmente, la fisura crece más rápido y las marcas de playa son más separadas y más grandes, de esta manera se puede identificar el origen de la falla. Finalmente se presenta una fractura súbita, el elemento se desgarró ya que la sección del eje no puede soportar las cargas aplicadas.

Figura 3.6 Esquema de la falla por fatiga



Fuente: Propia

3.2.1.2.2 Análisis metalográfico

Se realiza el análisis metalográfico de la región de fractura así como de uno de los contrapesos alejados en el extremo opuesto. Una vez realizada la preparación metalográfica y el ataque químico de dichas superficies se pudo identificar que la microestructura fue la misma en todo el cigüeñal; esta microestructura fue identificada como martensita revenida, tal como era de esperarse para un eje que requiere de una alta tenacidad. La figura 3.7 muestra la microestructura de martensita revenida, atacada con nital al 2%.

Figura 3.7 Microestructura del cigüeñal



Fuente: Propia

En la figura 3.8 se pueden apreciar regiones aisladas de austenita retenida de un color claro en una matriz de martensita revenida, atacada con nital al 2%. Las trazas de austenita son una señal de que la austenita obtenida durante la realización del temple contó con la presencia de aleantes en concentraciones suficientes para inhibir la transformación de la martensita. Debido a esto el material no presenta la dureza esperada para este tipo de elementos mecánicos. Además, no se encuentra evidencia de un tratamiento térmico de endurecimiento superficial.

Figura 3.8 Microestructura del cigüeñal



Fuente: Propia

La microestructura de martensita revenida y austenita retenida con baja dureza puede ser el resultado de dos causas fundamentales. La primera de ellas consiste en la aplicación de un tratamiento térmico inadecuado, en el que se aporta energía térmica en exceso por una temperatura de revenido muy alta o un tiempo de revenido demasiado largo. La otra razón fundamental consiste en que la aleación del acero no contiene una cantidad de carbono suficiente para que la martensita formada gane alta dureza.

3.2.1.2.3 Análisis de dureza

El valor promedio de la dureza del material realizado en distintos puntos del cigüeñal dio como resultado un valor de 26 puntos en la escala Rockwell C. Un valor de dureza de este orden implica una baja resistencia a la fluencia y por lo tanto una baja resistencia a la fatiga. En los puntos de alta concentración, los esfuerzos toman magnitudes que superan el límite de fluencia del material produciendo la deformación plástica del material y el crecimiento de la fisura. El proceso de manufactura recomendado debe incluir el temple del material seguido de revenido, que permita disminuir la fragilidad de la martensita y obtener una dureza final superior a 45 HRC.

3.2.1.2.4 Análisis químico

Se sabe que los aceros más apropiados para la construcción de elementos de máquinas como en los cigüeñales son los aceros al carbono de la serie AISI 10XX y los aceros aleados de las series AISI 41XX y AISI 43XX con contenido de carbono no menor a 0,4 %; de éstos los aceros más comúnmente utilizados son el AISI 1045, AISI 4140 y AISI 4340. La composición química del acero fue determinada mediante la técnica de espectroscopía de absorción atómica. En la tabla 3.1 se presentan los resultados.

Tabla 3.1 Composición química

VALOR	% ELEM	AISI 4140	AISI 4340
C	0.4208	0.38 – 0.43	0.38 – 0.43
Si	0.2130	0.15 – 0.35	0.2 – 0.35
Mn	0.6424	0.75 – 1.00	0.6 – 0.8
P	0.0128	<0.035	<0.035
S	0.0122	<0.040	<0.040
Cr	0.9123	0.8 – 1.1	0.7 – 0.9
Ni	0.0855	-	1.65 – 2.0
Mo	0.1073	0.15 – 0.25	0.20 – 0.30
Cu	0.1549	-	-
V	<0.001	-	-
W	<0.001	-	-
Co	0.0046	-	-

Fuente: Propia

De acuerdo a este análisis químico el acero se podría clasificar como un acero AISI 4140, pues la baja cantidad de níquel permite descartar la serie de aceros AISI 43XX, los que presentan una cantidad de níquel superior al 1.65 %.

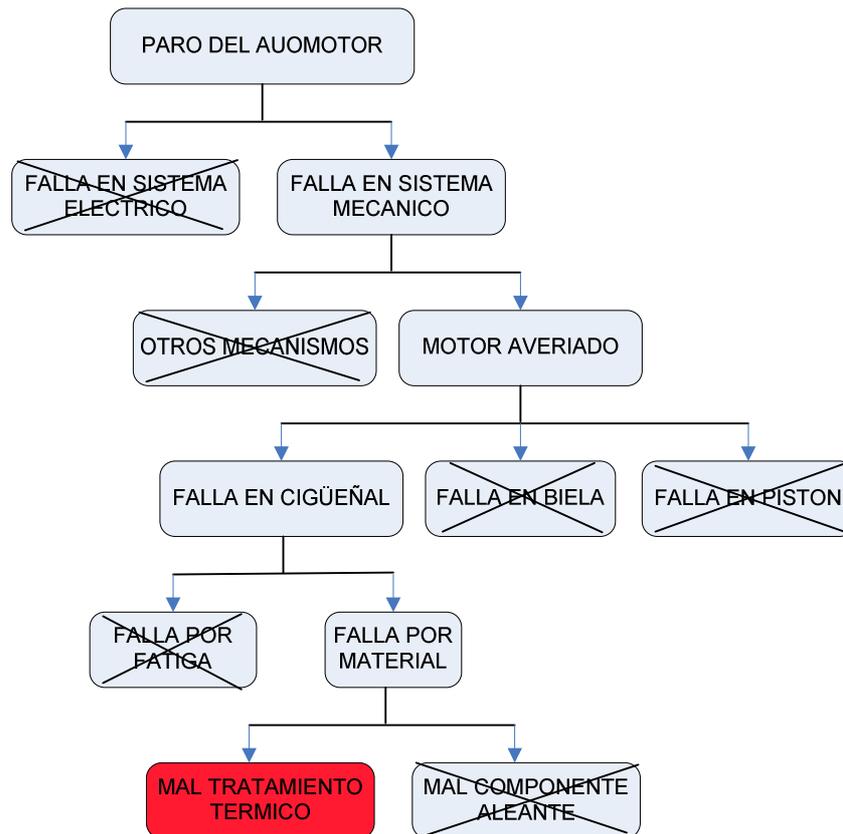
3.2.1.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA

A pesar de que la microestructura observada en el análisis metalográfico es la apropiada para resistir cargas de fatiga, la dureza de la martensita revenida no es la esperada; por lo que es conveniente realizar un tratamiento térmico de endurecimiento superficial, como la nitruración.

Como ya se mencionó anteriormente la baja dureza está directamente relacionada con un punto de fluencia bajo y por lo tanto con una baja resistencia a la fatiga. El valor de 26 puntos en la escala Rockwell C como valor de dureza promedio en el núcleo del cigüeñal equivale aproximadamente a 255 puntos en la

escala Brinell y a una resistencia de 85 kg/mm^2 , que es menor al valor límite mínimo recomendado para resistencia de cigüeñales. Por lo tanto, se concluye que el temple y posteriormente el revenido realizados sobre el cigüeñal estuvieron fuera de las normas.

Por medio del árbol de fallas siguiente se conceptualiza la secuencia de la falla atípica:



Las causas por las cuales el tratamiento de temple y luego de revenido del material al que algunos autores lo llaman de bonificado, no permitió lograr la resistencia mínima recomendada, pueden ser la elección de una temperatura de austenización demasiado alta, la elección de una temperatura de revenido muy alta o bien un tiempo de mantenimiento excesivo a la temperatura de revenido apropiada.

De los resultados del análisis metalográfico se pudo identificar la presencia de austenita retenida, cuya proporción afecta inversamente la dureza y la resistencia final.

Por ende un mal tratamiento térmico fue quien provocó la fractura del elemento mecánico por fatiga. En este caso la fatiga fue la consecuencia y no la causa de la falla.

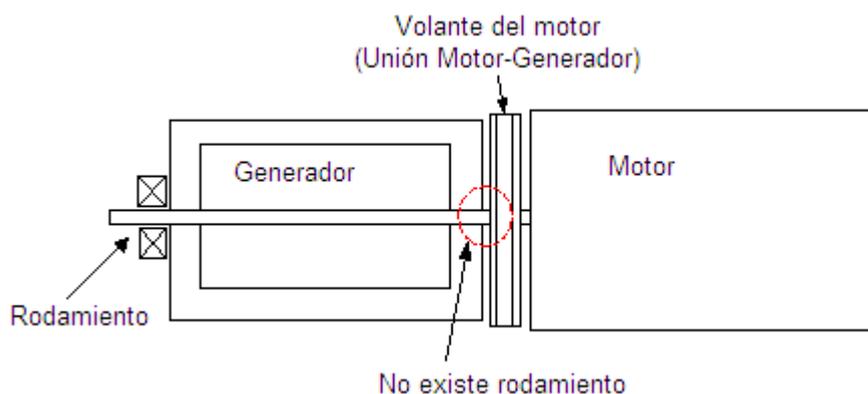
3.2.2 EJEMPLO 2

3.2.2.1 DESCRIPCIÓN

El análisis de falla del cigüeñal fue realizado en un motor de combustión interna acoplado a un generador, las características del motor son las siguientes:

- Motor: Configuración 12 cilindros en V.
- Potencia: 1 MW.
- Velocidad: 1800 revoluciones por minuto.
- Acople del generador al cigüeñal sin rodamiento.

Figura 3.9 Esquema del Sistema Electrónico



Fuente: Propia

La falla se produjo en un motor que no superaba las 1000 horas de funcionamiento en el que se observa que el cigüeñal, el bloque y dos bielas se encuentran destrozados; se procede al cambio de dichas piezas y se pone en

marcha al motor. Al cabo de 200 horas de funcionamiento la máquina se vuelve a parar, se procede a desarmar el motor y en este caso se evidencia daño en las chaquetas a más de ciertas marcas (líneas) en el cigüeñal localizadas en los sectores que están en contacto con la bancada. En las dos ocasiones, el motor se detiene por falla de presión de aceite.

3.2.2.2 ANÁLISIS

Por medio de inspección visual y análisis dimensional del elemento fallado, se pretende demostrar que ésta es una falla atípica en cigüeñales.

3.2.2.2.1 Inspección visual y análisis dimensional

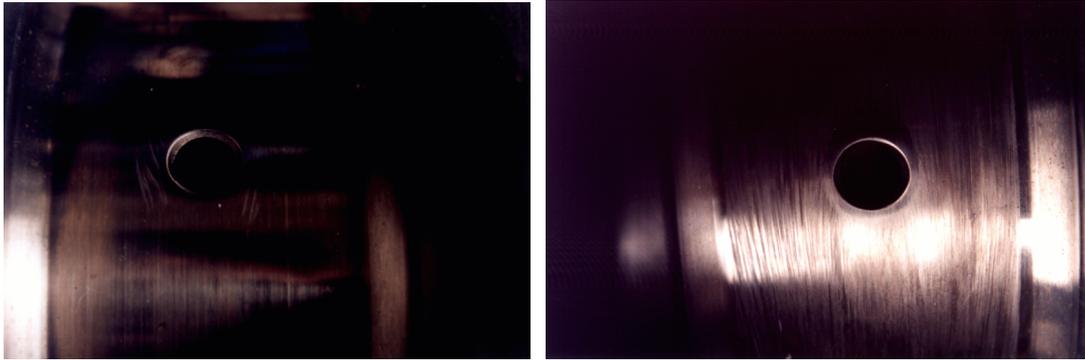
Se realizó el desarme del motor y se observó que en general sus partes se encuentran en buenas condiciones a excepción del cigüeñal, cojinetes de bancada y de un cojinete de biela. En estos elementos se evidencia la presencia de rayaduras lo que se indica en las figuras 3.10 y 3.11.

Figura 3.10 Cigüeñal del motor fallado



Fuente: Propia

Figura 3.11 Rayaduras ubicadas en el cigüeñal



Fuente: Propia

Las marcas presentes en el cigüeñal se hallan ubicadas sólo en los sitios de contacto con las chaquetas de bancada a lo largo del mismo, siendo más marcadas y en mayor número las que se encuentran cerca a la conexión con el generador. De igual forma en cuanto al estado superficial de las chaquetas de bancada, se observa que éstas se hallan más rayadas y desgastadas en función de su cercanía al generador.

Se debe mencionar que en forma general los muñones de biela no presentan dichas marcas a excepción del muñón que está más cercano al generador, pues falló la lubricación al destruirse el cojinete respectivo de bancada, además las líneas son paralelas cuando es falla por lubricación y en esta oportunidad fueron en algunos casos convergentes o divergentes.

Figura 3.12 Rayaduras ubicadas en las chaquetas de bancada



Fuente: Propia

Como ya se especificó en el capítulo uno, el cigüeñal se encuentra sometido principalmente a tres esfuerzos (compresión, flexión y torsión) y es lógico pensar que en éste se puede encontrar deformación plástica, sin embargo por medio de inspección visual se comprueba que no existe tal deformación.

En cuanto al análisis dimensional se identificó que en forma general los componentes han conservado su geometría incluso los que presentan falla; al existir rayaduras en el cigüeñal y en las chaquetas se produce desgaste prematuro en los mismos y como consecuencia sus dimensiones cambian.

Las marcas encontradas en las chaquetas y en el cigüeñal inducen a pensar que se trata de desgaste, es conocido que el desgaste tiene diferentes orígenes tales como: la mala calidad del aceite y/o el sistema de lubricación y funcionamiento inadecuado de los componentes. Tratándose de un motor que había funcionado alrededor de 200 horas, puesto en marcha luego de una reparación en el que se realiza cambio de aceite y se verifica el funcionamiento del sistema de lubricación, sólo queda en análisis el funcionamiento de los elementos mecánicos del motor.

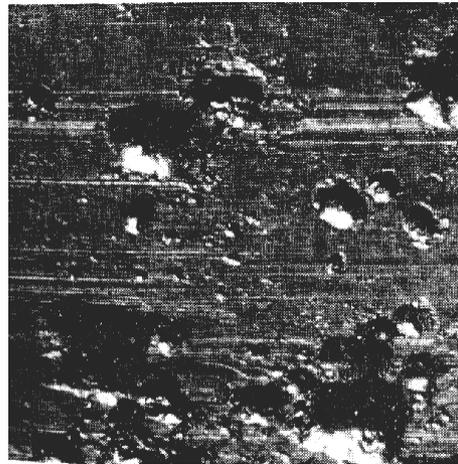
Mediante inspección se descarta desalineamiento del cigüeñal en el sistema; por lo que el siguiente paso es revisar la puesta a tierra del grupo electrógeno in situ, encontrándose que los valores obtenidos están dentro de rango.

Se observa líneas transversales a la pista de rodadura equidistantes o separadas uniformemente producidas por paso de corriente eléctrica sumado a vibración.

Generalmente el paso de corriente eléctrica a través de rodamientos y/o chaquetas produce desgaste debido a picaduras eléctricas. Estas picaduras son el resultado del chisporroteo entre el rodamiento y el eje o entre las esferas y las pistas del rodamiento dependiendo del tipo de rodamiento; este fenómeno ocurre a diferencias de potencial bastante bajas alrededor de 1 voltio. Las superficies ásperas debidas a la acción del chisporroteo pueden causar desgaste adicional, además del deterioro del lubricante y la contaminación del sistema de lubricación por residuos de chispa.

Los daños por picadura son variados, dependen del voltaje, corriente, resistencia por suciedad, etc. En la figura 3.13 se muestra el daño por picadura eléctrica producido en el recubrimiento antifricción de una chaqueta causada por alta corriente (30 amperios), mientras que la figura 3.14 muestra el daño por picadura eléctrica producido en el recubrimiento antifricción de una chaqueta causada por baja corriente (2500 micro amperios).

Figura 3.13 Picadura eléctrica en el recubrimiento antifricción producido por alta corriente (15X)



Fuente: Standard Handbook of Lubrication Engineering; James J. O'Connor

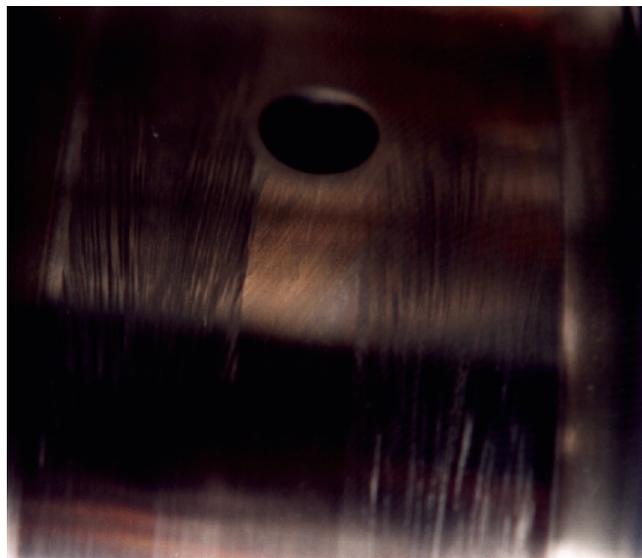
Figura 3.14 Picadura eléctrica en el recubrimiento antifricción producido por baja corriente (15X)



Fuente: Standard Handbook of Lubrication Engineering; James J. O'Connor

El tamaño de las picaduras varían en función de las magnitudes de los factores anteriormente mencionados, estos factores hacen que las picaduras tengan más o menos depresiones esféricas con superficies lisas y brillantes que dan la apariencia de metal fundido. Ligeras elevaciones de metal fundido se encuentran en la periferia de la picadura, a menos que estas se hayan desgastado por el movimiento y entonces se obtengan como resultado marcas de líneas (rayaduras) en la superficie, esta afirmación se evidencia en la figura 3.15

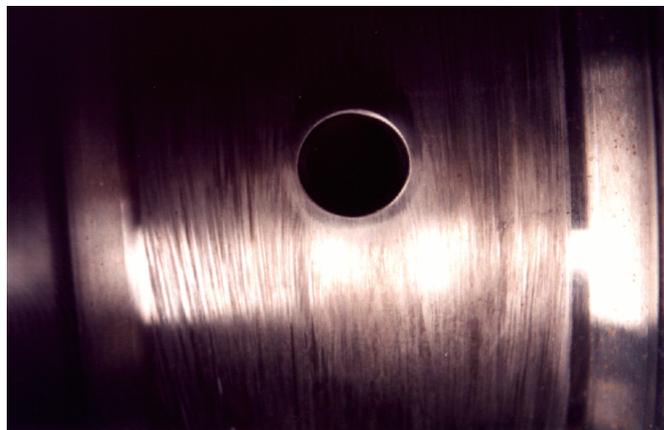
Figura 3.15 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 1



Fuente: Propia

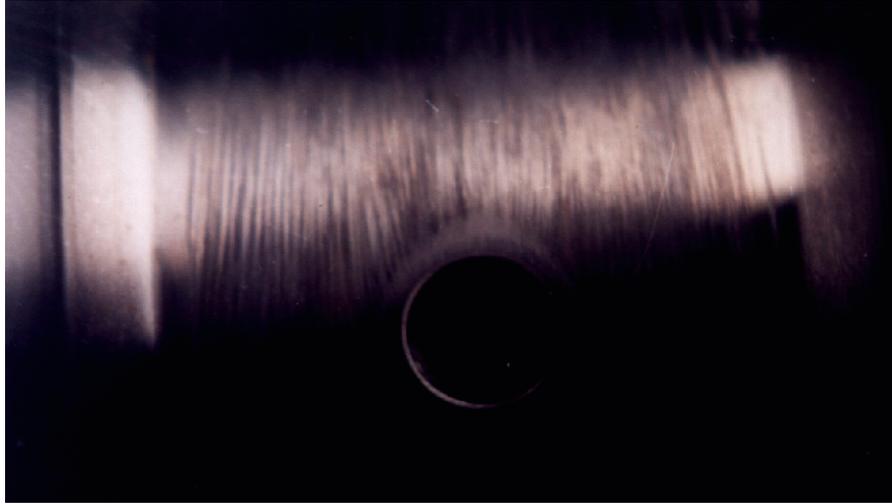
Nótese la convergencia y zona central en que no existe daño.

Figura 3.16 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 4



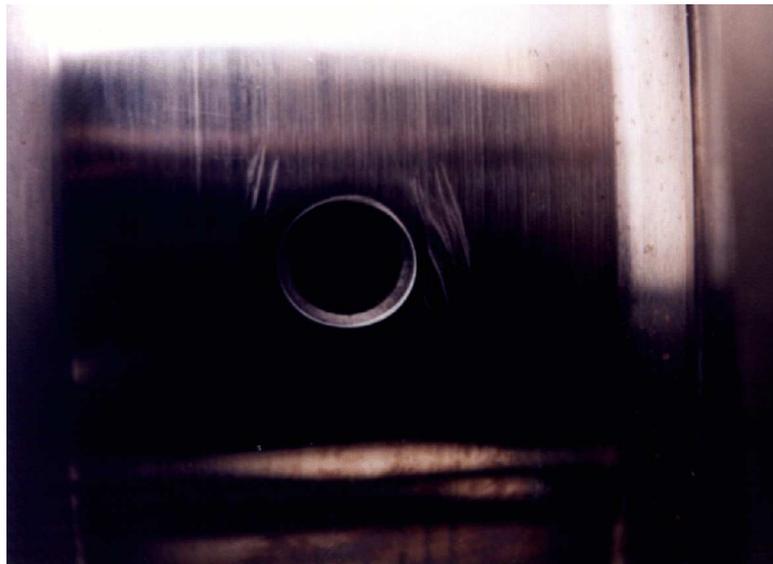
Fuente: Propia

Figura 3.17 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 5



Fuente: Propia

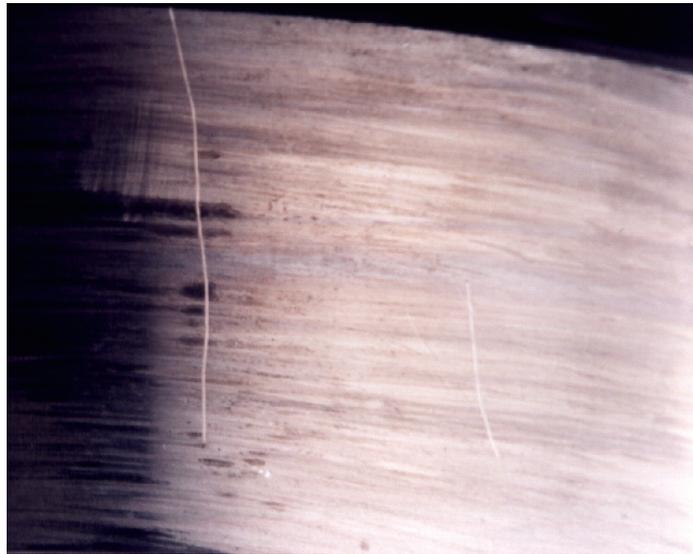
Figura 3.18 Rayaduras en el cigüeñal correspondiente a la bancada número 10



Fuente: Propia

En muchos casos picaduras continuas causan solapamiento de las mismas lo que destruye la apariencia característica de picadura por corriente eléctrica; en este punto la identificación debe ser realizada examinando el área alrededor de la zona de picadura, donde debido al continuo trabajo de los elementos mecánicos se producen marcas de rayadura; de esta manera a menudo se encuentra picaduras individuales (ver figura 3.19).

Figura 3.19 Ubicación de picaduras individuales en el cigüeñal



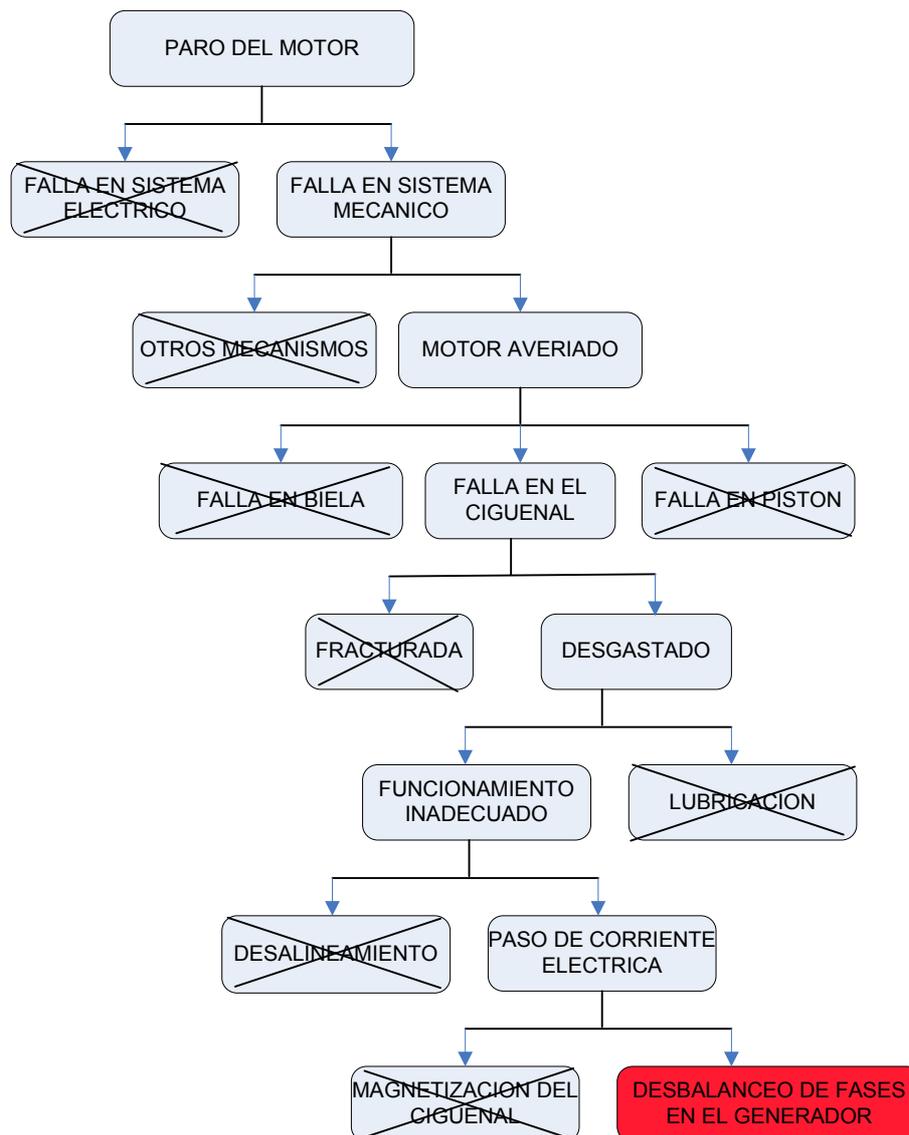
Fuente: Propia

Al revisar las tres fases del generador se encuentra un desbalanceo, esto quiere decir que una de las fases no estaba haciendo buen contacto, de tal manera la carga se descarga por el rodamiento del generador y por el cigüeñal.

Con lo anteriormente expuesto se manifiesta que la falla comienza debido al arco eléctrico producido entre el rodamiento del generador y el eje del mismo, la corriente eléctrica se propagó a lo largo del cigüeñal afectando de manera más fehaciente a las partes del cigüeñal y cojinetes de bancada más cercanos al generador.

3.2.2.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA

Al concluir el desarrollado los puntos necesarios para llegar a conceptualizar la falla, es importante realizar un esquema de las causas que pudieron haber originado el paro del motor, cuyo objetivo es explicar con claridad la falla atípica de este ejemplo.



Por medio del árbol lógico de fallas se manifiesta que:

La falla atípica que ocasiona el paro del motor es el desbalanceo de las fases del generador. Este fenómeno fuerza a que la corriente eléctrica desbalanceada se descargue a tierra tanto por las bancadas del cigüeñal como por el rodamiento del generador.

El arco eléctrico ocasiona picadura en el material mientras que el movimiento del cigüeñal ayuda a que tales picaduras se transformen en rayaduras sobre el elemento; de esta forma el desgaste se pone en evidencia y el transporte de

material por medio del aceite lubricante también. El transporte de material hace que se pierda el acabado superficial de la chaqueta y consecuentemente la lubricación hidrodinámica disminuye, lo cual desemboca en la paralización del motor por disminución de presión de aceite.

Se debe explicar que este fenómeno fue más severo en las chaquetas de bancada más cercanas al generador ya que a medida que se aleja del mismo las fugas de corriente disminuyen. Por otro lado cabe señalar que el daño en la chaqueta de biela es consecuencia de la mala lubricación sobre ésta, ya que el aceite no podía llegar a lubricar dicha chaqueta debido a la disminución de presión de aceite.

Cuando el motor se detiene a las 1000 horas, la fase que hacía mal contacto había desarrollado alta resistividad; ésto ayudó a que en la segunda puesta a marcha del motor, la corriente no fluya por su correcta dirección y exista mayor flujo de la misma por el cigüeñal haciendo que el tiempo necesario para que se pare el motor por falla eléctrica sea menor (200 horas).

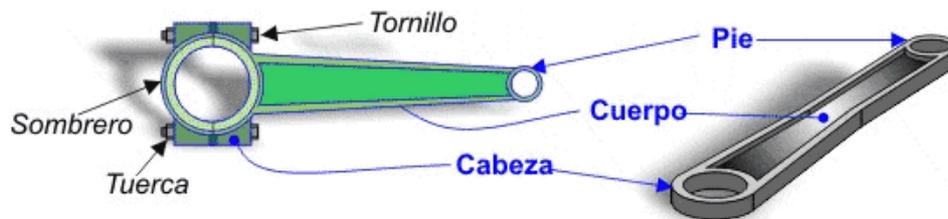
CAPITULO 4

BIELAS, FALLAS ATÍPICAS

4.1 BIELAS

Una biela consiste en una barra rígida diseñada para establecer uniones articuladas en sus extremos. Permite la unión de dos operadores transformando el movimiento rotativo de uno (manivela, excéntrica, cigüeñal) en el lineal alternativo del otro (émbolo), o viceversa.

Figura 4.1 Partes constitutivas de la biela



Fuente: www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso

Desde el punto de vista técnico se distinguen tres partes básicas: cabeza, pie y cuerpo.

La cabeza de biela es el extremo que realiza el movimiento rotativo. Está unida mediante una articulación a un elemento excéntrico (excéntrica, manivela, cigüeñal) dotado de movimiento giratorio.

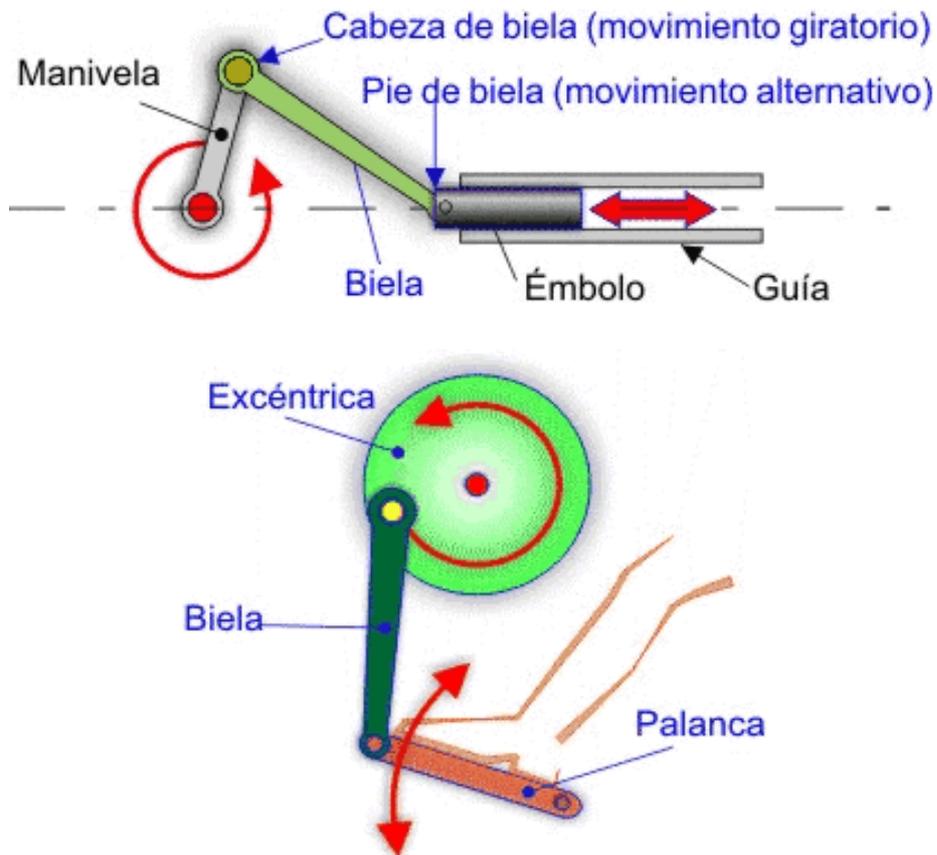
El pie de biela es el extremo que realiza el movimiento alternativo. El hecho de que suele estar unida a otros elementos (normalmente un émbolo) hace que también necesite de un sistema de unión articulado.

El cuerpo de biela es la parte que une la cabeza con el pie. Está sometida a esfuerzos de tracción, compresión y flexión; y su forma depende de las características de la máquina a la que pertenezca.

Las bielas empleadas en aplicaciones industriales suelen fabricarse en acero forjado y la forma se adaptará a las características de funcionamiento. En las máquinas antiguas solía tomar forma de "S" o "C" y sección constante. En las

actuales suele ser rectilínea con sección variable, dependiendo de los esfuerzos a realizar.

Figura 4.2 Movimientos de la biela



Fuente: www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecanoso

Desde el punto de vista tecnológico, una de las principales aplicaciones de la biela consiste en convertir un movimiento giratorio continuo en uno lineal alternativo, o viceversa. La amplitud del movimiento lineal alternativo depende de la excentricidad del elemento al que esté unido. Este elemento suele estar asociado siempre a una manivela (o también a una excéntrica o a un cigüeñal). La biela se emplea en multitud de máquinas que precisan de la conversión entre movimiento giratorio continuo y lineal alternativo. Son ejemplos claros: trenes con máquina de vapor, motores de combustión interna en general empleados en automóviles, motos o barcos; máquinas movidas mediante el pie (máquinas de coser, ruedas, piedras de afilar).

4.2 FALLAS ATÍPICAS EN BIELAS

Las bielas, son los elementos móviles de motores de combustión interna con un grado medio de susceptibilidad a la fractura, pero no se descarta la probabilidad de que sufran algún tipo de avería, por lo general cuando esto ocurre, en la mayoría, se fracturan por fatiga debido al uso normal al que son sometidos, las fallas típicas de estos elementos son:

- Falta de lubricación.
- Defectos en el material.

En este caso se estudiarán las fallas atípicas de este elemento en ejemplos relevantes.

4.2.1 EJEMPLO 1

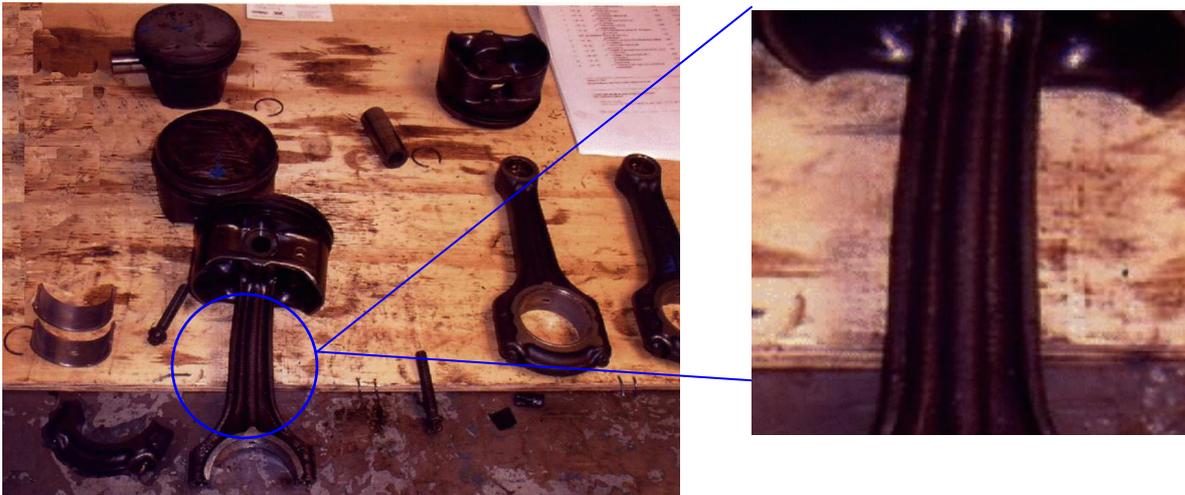
4.2.1.1 DESCRIPCIÓN

El análisis de falla de biela fue realizado en un motor de automóvil de combustión interna de las siguientes características:

- Motor de automóvil tipo sedan a gasolina sobrecargado con compresor.
- Cilindrada: 2034 cc, 4 cilindros en línea.
- Potencia: 120 HP @ 5750 rpm.
- Torque: 185 N-m @ 3500 rpm.

Esta falla ocasionó la paralización del motor; al desarmarlo se observa que una de las bielas está pandeada, como se muestra a en la figura 4.3, esto impide el libre movimiento de la máquina.

Figura 4.3 Biela doblada



Fuente: Propia

Las condiciones operativas observadas en el tablero de instrumentos del vehículo previo al paro del motor estaban dentro de parámetros normales, lo cual indicaba que el motor se hallaba en buenas condiciones. Debido al corto tiempo de funcionamiento del motor posterior al incidente, las partes afectadas fueron mínimas, como ya se indicó anteriormente una biela se averió.

4.2.1.2 ANÁLISIS

Para demostrar que se trata de una falla atípica en bielas, se han tomado en cuenta inspección visual y análisis dimensional del elemento fallado.

4.2.1.2.1 Inspección visual y análisis dimensional

A partir de las partes del motor recibidas que se muestran en las figuras 4.4 – 4.9, se realiza el desarme del conjunto biela, bulón y pistón. Sobre todo el conjunto y en particular en la biela fallada se realiza inspección visual detallada a fin de obtener información necesaria para vislumbrar la falla del motor.

Figura 4.4 Bielas no afectadas



Fuente: Propia

Figura 4.5 Pistones y bulones no afectados



Fuente: Propia

Figura 4.6 Perno del pie de biela



Fuente: Propia

Figura 4.7 Perno del pie de biela y cojinetes de biela



Fuente: Propia

Figura 4.8 Conjunto averiado



Fuente: Propia

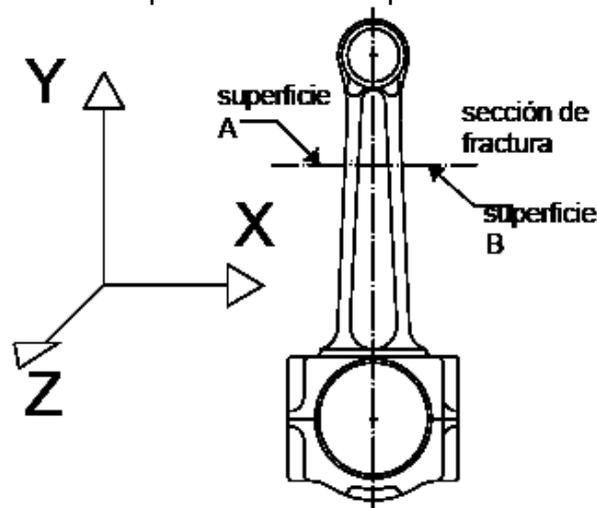
Figura 4.9 Tapa de biela del conjunto averiado



Fuente: Propia

Se puede observar que la biela se encuentra pandeada en el plano XY perpendicular al eje de giro (ver figura 4.10).

Figura 4.10 Representación esquemática de la biela.



Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica; J.E. Shigley

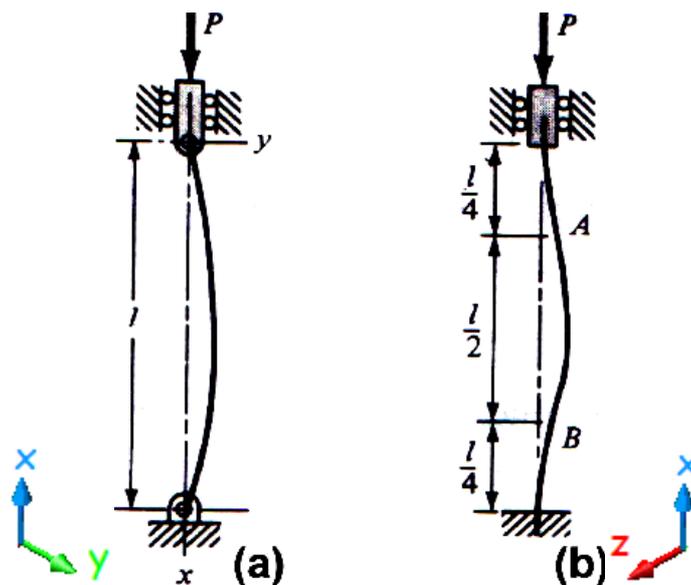
La configuración de deformación sigue un patrón con tres puntos bases que son la zona de doblado, y los dos extremos donde la pieza se articula con el muñón de cigüeñal y con el bulón pistón.

En cuanto al análisis dimensional se identificó que las dimensiones y la geometría del conjunto biela, bulón y pistón, estuvieran de acuerdo a lo especificado en el manual del fabricante.

Los esfuerzos más importantes a los que se halla sometido la biela según sus ciclos de carga son compresión y flexión; este tipo de combinación de cargas induce al pandeo de la biela, falla que es considerada en el diseño de la misma.

De acuerdo al tipo de articulación que existe entre bulón y muñón de cigüeñal, se tienen dos tipos de configuraciones de deformación potencial por pandeo que dependen del plano en el que se dé el fenómeno, estas configuraciones son las siguientes: (a) con los dos extremos articulados, o (b) con los dos extremos empotrados (Ver figura 4.11).

Figura 4.11 Configuraciones de deformación por pandeo de la biela, (a) extremos articulados, (b) extremos empotrados



Fuente: Mecánica de Materiales; S.P. Timoshenko

Por medio del análisis visual realizado, se conoce que la distorsión sufrida en el elemento fue en el plano X-Y, perpendicular al eje de giro sobre el muñón de cigüeñal, consecuentemente la configuración de deformación por pandeo de la biela es la de extremos articulados (figura 4.11a); lo cual indica que la misma colapsó, debido a una carga de compresión según su eje longitudinal, lo cual es consistente con las condiciones de trabajo del componente en el plano considerado.

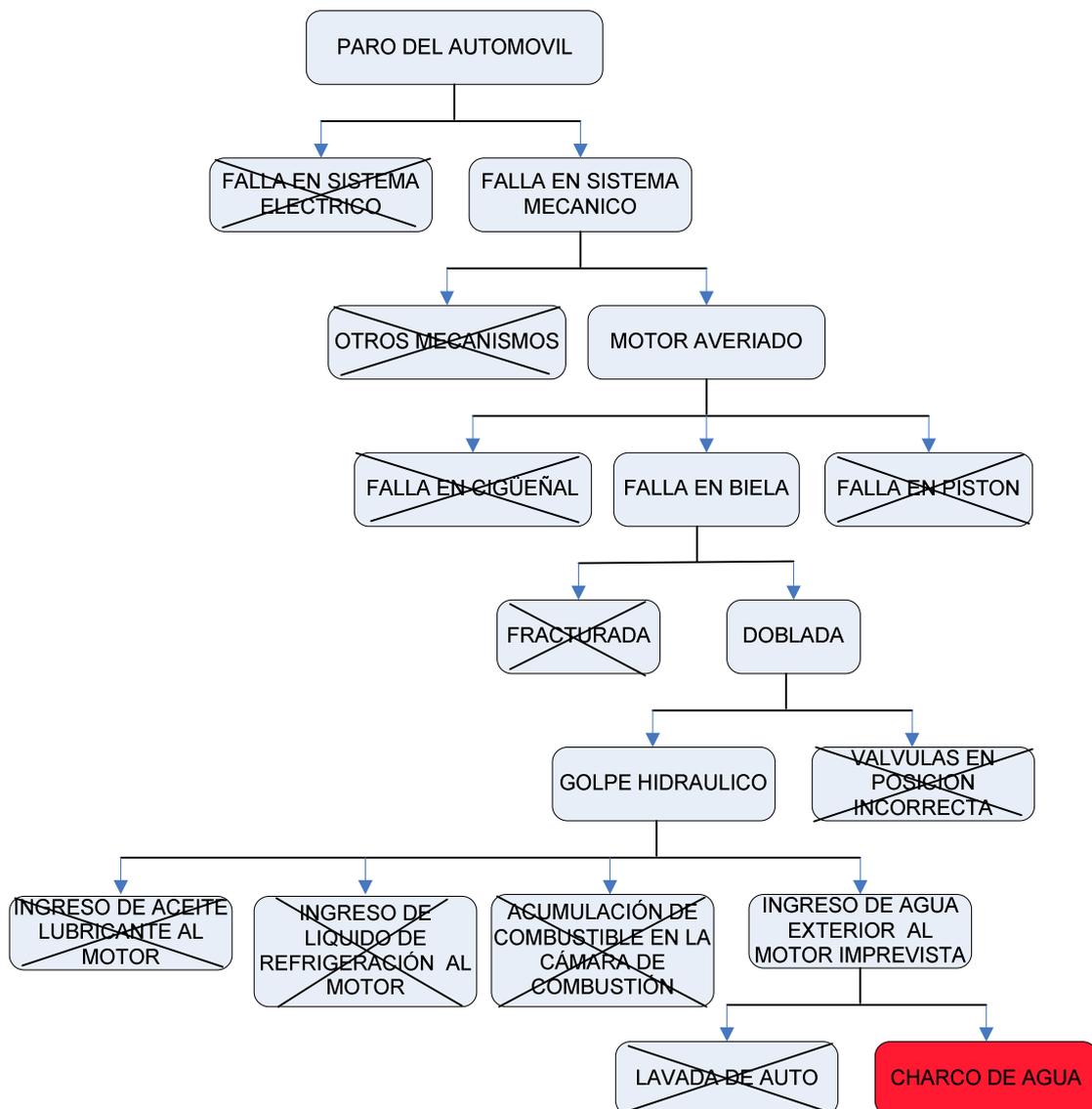
Este fenómeno tiene lugar cuando se supera la carga crítica de pandeo que está en función del momento de inercia I , longitud del elemento L y módulo de elasticidad del material E .

Al deformarse la biela, el límite de fluencia del material ha sido superado, y posteriormente se produjo el pandeo plástico del mismo; de esta forma, la falla en estudio tuvo lugar debido a que en este régimen de solicitaciones, la carga crítica de pandeo es proporcional al módulo tangente E' , es decir, a la relación instantánea de la tensión con la deformación, la cual es menor que el módulo de elasticidad E .

Puesto que la biela cumple con todos los requerimientos del fabricante, se afirma que la falla en estudio es atribuible a una sobrecarga externa, la cual fue proporcionada por la fuerza generada de un volumen considerable de fluido incompresible (agua) que ingresó a la cámara de combustión.

4.2.1.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA

Después de haber desarrollado todos los puntos necesarios, es importante realizar un esquema de las causas que pudieron haber originado el paro del motor, cuyo objetivo es explicar de manera ilustrativa la falla atípica de este ejemplo.



Como se indica en el árbol lógico de fallas se puede manifestar que:

La falla atípica que ocasionó el paro del motor fue un sobre esfuerzo que superó el límite elástico del material, que posteriormente provocó el pandeo plástico de la biela, variando bruscamente su geometría. La naturaleza de esta falla fue provocada por ingreso indebido de agua a la cámara de combustión, conocido como golpe hidráulico.

4.2.2 EJEMPLO 2

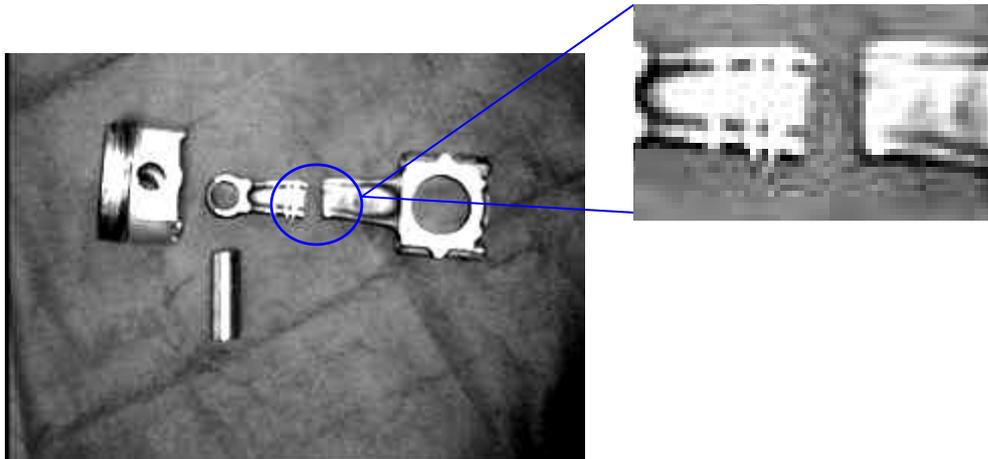
4.2.2.1 DESCRIPCIÓN

Se cuenta con una biela fracturada que pertenece un motor móvil de combustión interna de las siguientes características:

- Motor de automóvil tipo sedan.
- Cilindrada: 1389 cc, 4 cilindros en línea.
- Potencia: 88.7 HP @ 6000 rpm.
- Torque: 116.13 N – m @ 3000 rpm.

El conjunto se muestra en la figura 4.12.

Figura 4.12 Biela fracturada



Fuente: Propia

4.2.2.2 ANÁLISIS

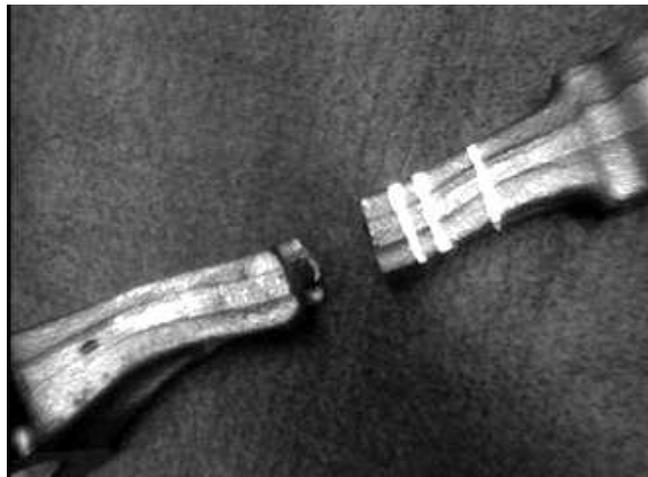
Para demostrar que se trata de una falla atípica en bielas, se han tomado en cuenta inspección visual y análisis dimensional, tintas penetrantes y análisis metalográfico del elemento fallado.

4.2.2.2.1 Inspección visual y análisis dimensional

Se procede al desarme del conjunto biela, bulón y pistón, y por medio de inspección visual detallada se conoce que la biela del motor de automóvil está fracturada en el tercio medio de su longitud, y su fractura presenta un comienzo frágil que finaliza con marcas de playa características de fractura por fatiga. Se observa que la biela se encuentra deformada plásticamente en el plano XY perpendicular al eje de giro (Z).

En la figura 4.13 se aprecia la biela deformada en el plano X Y.

Figura 4.13 Deformación macroscópica de la biela fallada

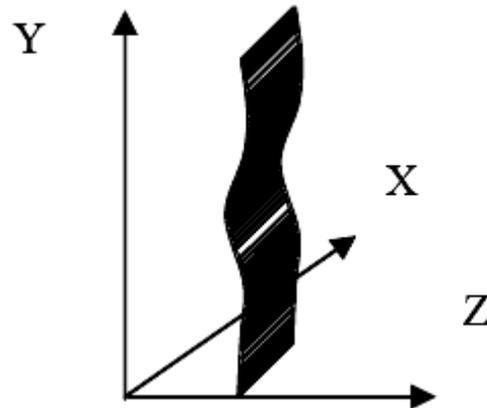


Fuente: Propia

El estado superficial de la muestra es bueno, encontrándose en algunas zonas pliegues de material de poca profundidad, propios del proceso de conformado, que debido a su escasa longitud no constituyen defectos severos. A su vez, se observa en la superficie cierta deformación plástica, que podría deberse a un proceso de granallado posterior al conformado.

Tres son los puntos de referencia para la deformación de la biela, dicha deformación sigue el patrón de distorsión que va desde el centro, zona de fractura, y las adyacencias de los extremos donde la pieza se articula con el bulón y el muñón del cigüeñal como esquemáticamente se aprecia en la figura 4.14.

Figura 4.14 Esquema de deformación



Fuente: Propia

A su vez, se determinaron las especificaciones técnicas del fabricante de la pieza fallada, comprobándose que se encuentran dentro de tolerancias. Del cálculo del área de la sección y de los momentos de inercia se obtuvieron los siguientes resultados: $A=165\text{mm}^2$, $I_z=14.575\text{ mm}^4$, $I_x=1.308\text{ mm}^4$

En la figura 4.15 se puede ver la sección de la biela y la superficie de fractura.

Figura 4.15 Sección fallada de la biela



Fuente: Propia

4.2.2.2.2 Ensayo de tintas penetrantes

El ensayo fue realizado a fin de determinar la existencia de algún defecto superficial que pudiera haber promovido la falla del componente. Este ensayo se

realiza sobre la superficie de la biela según norma ASTM sección 3, utilizando un juego de removedor, tinta y revelador. En los resultados no se detectaron fisuras superficiales, ni en forma general defectos superficiales apreciables de origen que puedan haber actuado como concentradores de tensión y que hayan disminuido la capacidad de carga del mismo por debajo de las condiciones de diseño.

4.2.2.2.3 Análisis microestructural

Este análisis comprende la verificación del cumplimiento de la composición química requerida por el fabricante según su especificación, determinación de dureza, análisis metalográfico y microscopía óptica. Con el objetivo de conocer la microestructura del material, se prepararon probetas metalográficas del componente fallado, comprobándose que la microestructura del material correspondía con lo establecido por el fabricante.

La dureza del material de la biela se midió en la escala Vickers (HV1kg) a fin de verificar el cumplimiento de la dureza establecida por el fabricante. Se tomaron mediciones de dureza distribuidas en distintos puntos de la superficie de la biela y en un corte transversal de la misma. Las mediciones cercanas al pie de la biela, dieron como resultado durezas de entre 250-265 HV, mientras que el valor promedio fue de 255 HV. A su vez, las mediciones realizadas sobre el corte transversal cercano a la sección de la falla dieron como resultado valores de dureza de entre 260-285 HV, cuyo valor promedio fue 275 HV. El rango de dureza establecido por el fabricante es de 217-255 HV, con un límite de fluencia mínimo de 470 MPa y una resistencia a la tracción de entre 720-850 MPa.

Además, sobre una de las superficies de fractura de la sección fallada que se encontraba en buen estado de conservación, se realizó análisis por microscopía óptica, a fin de determinar características de la falla en estudio.

El análisis químico se efectuó por espectroscopía; obteniendo la composición porcentual en peso de los elementos aleantes de la biela, cuyos resultados se observan en la Tabla 4.2.2.1. Este material corresponde a un acero de la norma

SAE 1141 ($S_y = 78$ kN), identificado como acero resulfurado para ser tratado térmicamente por temple y revenido.

Tabla 4.1 Composición química del componente en estudio (% en peso).

C	0,425	Ni	0,090
Mn	1,366	Mo	0,015
Si*	0,286	Cu*	0,47
S*	0,083	Ti	<0,005
P*	0,018	Al*	0,036
Cr	0,144		

Fuente: Propia

Al analizar la composición química, se verifica que el material no cumple con lo especificado por el fabricante, debido a que presenta un exceso en el contenido de azufre y cobre, cuyos límites máximos permitidos son 0,045 y 0,40, respectivamente. En forma general el exceso de azufre y cobre podría generar defectos en el proceso de fabricación que afectan de manera directa a la ductilidad y resistencia al impacto del material, sin embargo, en la falla del elemento en estudio no se detectaron fisuras o defectos de conformado, que podría haber producido el exceso de azufre y cobre.

Por otro lado, el análisis metalográfico efectuado por microscopía óptica, permitió caracterizar la estructura como formada por ferrita y perlita con un tamaño de grano 6-7 (ASTM). En la figura 4.16 se observa la microestructura del material. El estado microestructural observado es consistente con lo requerido por el fabricante.

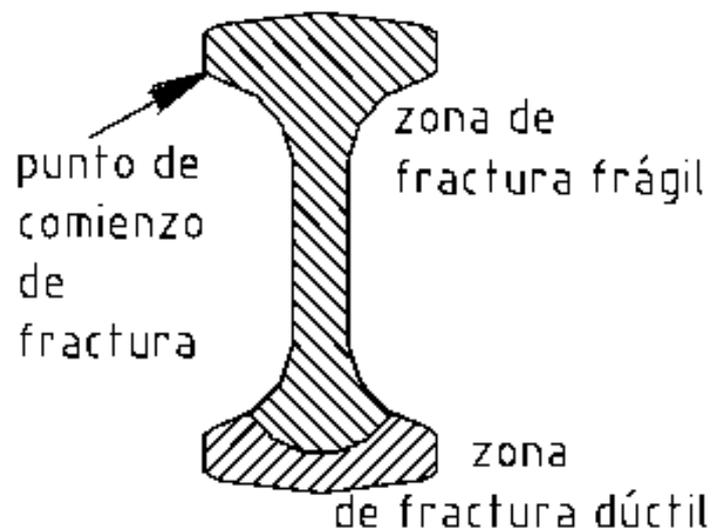
La fractura se observó a través de microscopía (Figura 4.16). En la Figura 4.17 se observa un esquema de las distintas zonas identificadas sobre la superficie de rotura.

Figura 4.16 Microestructura en corte transversal



Fuente: Propia

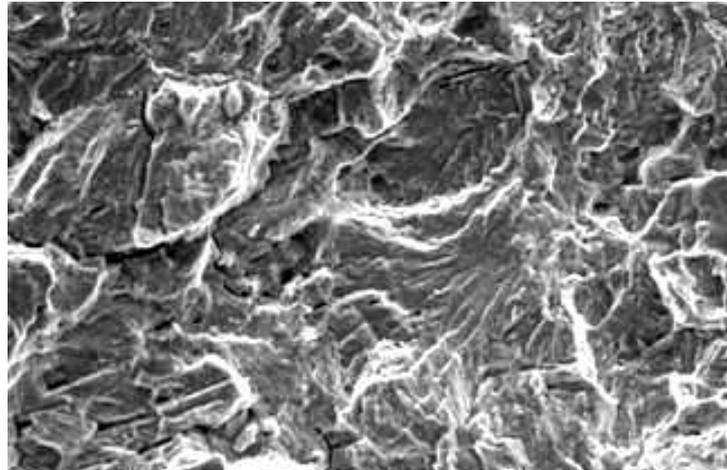
Figura 4.17 Descripción esquemática de la superficie de fractura



Fuente: Propia

En una zona de la sección de falla se observó una superficie de fractura del tipo frágil donde la rotura se produjo por clivaje. En la figura 4.18 se observa una microscopía característica de dicha zona.

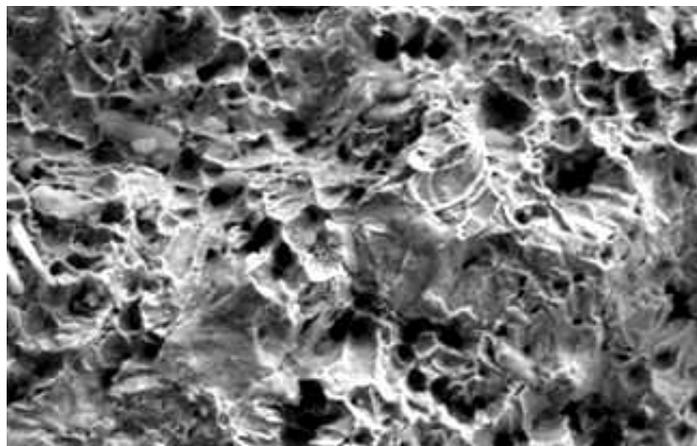
Figura 4.18 Superficie de fractura frágil



Fuente: Propia

En la figura 4.19 se ve una microscopía de la superficie de fractura del tipo dúctil, correspondiente a la zona indicada como tal en la figura 4.17, observándose la presencia de microorificios. En esta región también se detectaron labios de corte en la periferia del perfil, asociados a una rotura por tensiones tangenciales, es decir del tipo dúctil.

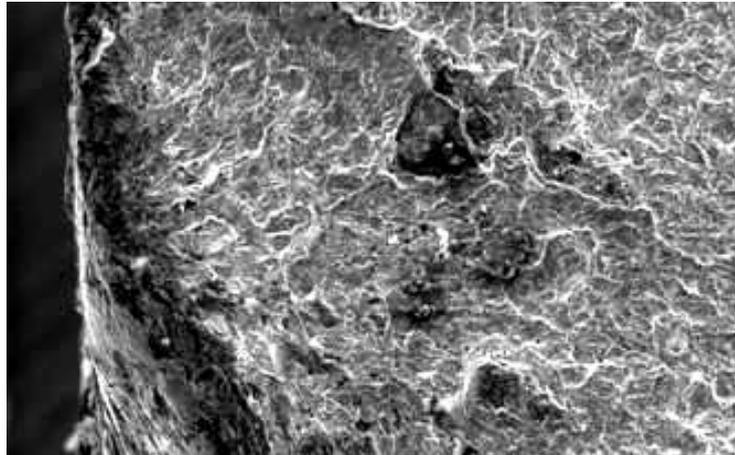
Figura 4.19 Superficie de fractura dúctil



Fuente: Propia

La figura 4.20, muestra la zona de posible comienzo de la fractura, localizada según lo indicado en la figura 4.17.

Figura 4.20 Zona de posible inicio de la fractura



Fuente: Propia

Con el estudio anteriormente realizado se comprobó que en la biela existió fractura frágil y dúctil, localizadas en diferentes zonas de la misma; por lo que el siguiente paso es realizar un análisis del mecanismo para concretar el tipo de falla de manera más efectiva.

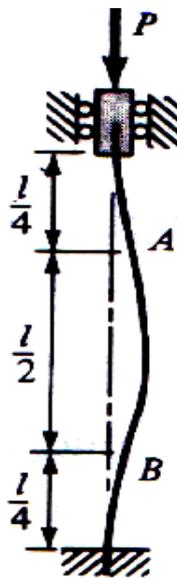
4.2.2.2.4 Análisis del Mecanismo

De acuerdo a las características de funcionamiento del mecanismo de biela-manivela, el elemento en estudio se encuentra sometido a ciclos de carga, donde las sollicitaciones más significativas son de compresión combinadas con flexión; este tipo de esfuerzos fluctuantes hace que la mayoría de falla de estos componentes sea el pandeo, a pesar de que este tipo de falla ya es considerado en el diseño de la biela.

Como en el ejemplo uno de este capítulo, existen dos posibilidades de deformación por pandeo según el plano en el que se haya producido el fenómeno. Por medio del análisis visual, se concluyó que el plano de falla era el X-Y perpendicular al eje de giro del cigüeñal (Z), con una configuración deformada del

mismo tipo al de falla por pandeo asociada a una condición de vínculo de doble empotramiento (figura 4.21) Condiciones que indicarían que la misma colapsó, debido a una carga de compresión según su eje longitudinal, lo cual es consistente con las condiciones de trabajo del componente en el plano considerado.

Figura 4.21 Configuración de deformación por pandeo de la biela tipo doble empotramiento



Fuente: Mecánica de Materiales; S.P. Timoshenko

De igual manera que en el ejemplo uno, para que esta biela falle se debe superar la carga crítica de pandeo que está en función del momento de inercia y de la longitud de pieza y del módulo de elasticidad del material. A partir del cálculo del área y del momento de inercia de la sección, en el plano de interés, se puede calcular la carga crítica de pandeo para esa configuración de vínculo, según la ecuación (4.1) es:

$$P_{cr} = 4\pi^2 EI / L^2 \quad (4.1)$$

$$P_{cr} = 4\pi^2 210000N/mm^2 * 1308mm^4 / (115mm)^2$$

$$P_{cr} = 819kN$$

$$E_{cr} = P_{cr} / A_{transversal}$$

$$E_{cr} = 819kN / 165mm^2$$

$$E_{cr} = 4.96kN / mm^2$$

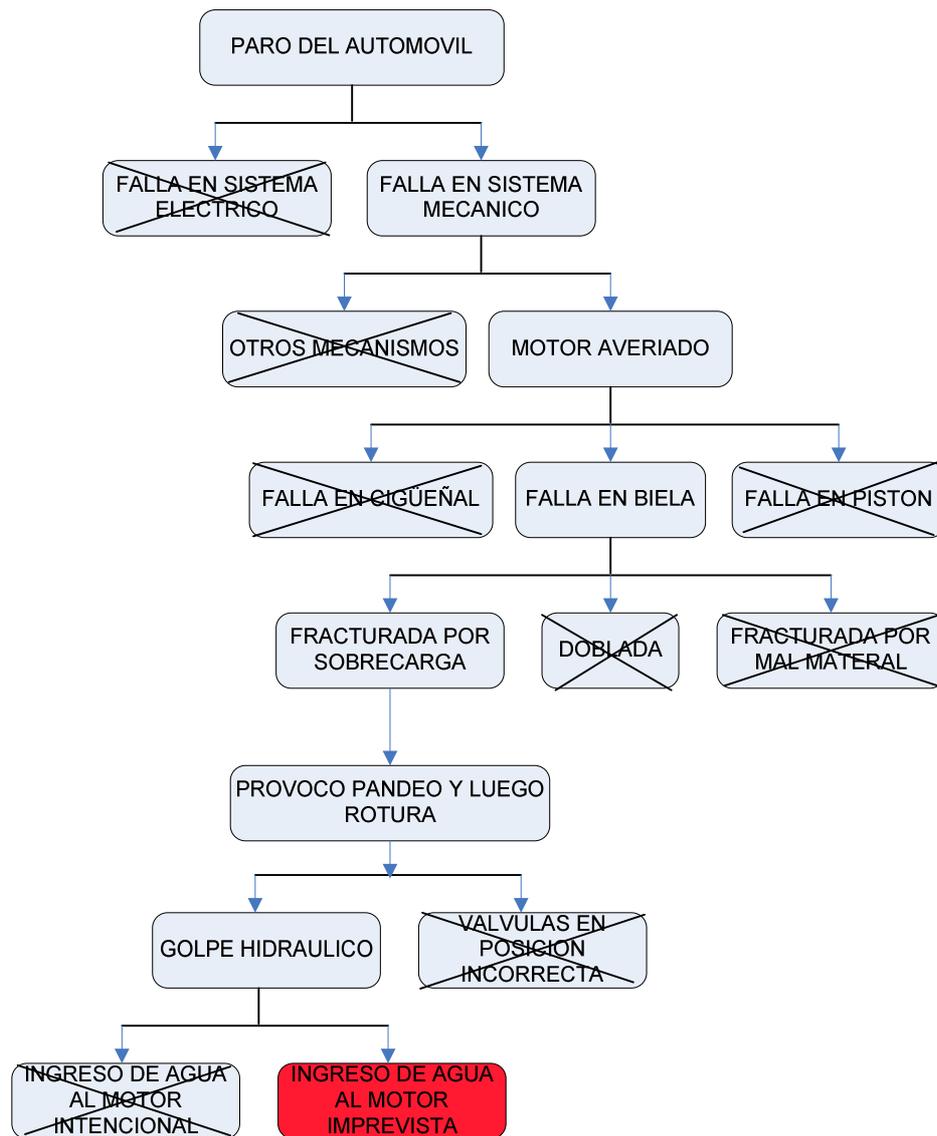
$$E_{cr} = \text{Esfuerzo crítico}$$

Este esfuerzo es mucho mayor que los 0.47 kN/mm² que producen la fluencia del material, para esta sección; esto indica que el componente superó la tensión de fluencia del material, y posteriormente se produjo el pandeo del mismo. De esta forma, la falla en estudio se habría producido por pandeo plástico que tuvo lugar debido a que en este régimen de solicitaciones, la carga crítica de pandeo es proporcional al módulo tangente (E'), es decir, a la relación instantánea de la tensión con la deformación, el cual es mucho menor que el módulo de elasticidad E, por lo que una vez superado el límite elástico la carga crítica de pandeo disminuye. Esto ocurre sin necesidad de alcanzar grandes deformaciones, por lo que la deformación plástica acumulada previamente al pandeo puede ser pequeña.

Dado que la biela cumple con los requerimientos dimensionales y con el módulo de elasticidad establecidos por el fabricante, se puede afirmar que la falla en estudio es atribuible a una sobrecarga externa. Debido al pandeo, el componente varió bruscamente su geometría para dejar de cumplir con los requerimientos mecánicos básicos de su diseño, alcanzando una condición en la que el elemento ya fallado se fracturó por las solicitaciones impuestas por el mecanismo. Se debe destacar que el pandeo es un modo de falla no común de este tipo de elementos mecánicos.

4.2.2.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA

Con la información recolectada se tiene una idea más clara de la falla atípica mostrada en este ejemplo, sin embargo, es conveniente realizar un esquema de las causas que pudieron haber originado el paro del motor, para de esta manera poder explicar de manera ilustrativa la falla atípica de este caso.



Al examinar los requerimientos establecidos por el fabricante de la biela y los resultados obtenidos del análisis, se observa que la microestructura es correcta, como se puede ver en la figura 4.16, correspondiéndose con un tratamiento térmico de temple y revenido como ya se especificó.

Por otro lado, en cuanto a la dureza, se detectó que la misma es levemente superior a las especificaciones del fabricante, considerándose que esta leve diferencia podría deberse a un efecto de endurecimiento por la deformación plástica sufrida en el proceso de deformación y rotura posterior a la falla del

material. La dureza determinada tiene asociada una resistencia a la tracción de alrededor de 900 MPa.

Por medio del análisis de inspección visual se observaron fisuras intergranulares, que se generaron durante el proceso de fractura posterior a la falla que se pueden deber al exceso de azufre y cobre, pero no se considera que dicho exceso haya sido la causa de la falla del componente por la pequeña desviación que se tiene con respecto al límite.

La rotura se originó en uno de los bordes de la pieza (figura 4.17), propagándose un frente de fractura con características frágiles (figura 4.18) disminuyendo notablemente la sección resistente. Debido a la buena ductilidad que posee el material utilizado, la última parte de la fractura se produjo con deformación plástica, observándose una superficie de fractura dúctil (figura 4.19), en el extremo opuesto de la sección.

Al realizar el árbol lógico de fallas y con la información recopilada, se manifiesta que la falla atípica del motor ocasionó el paro del vehículo ya que un sobre esfuerzo, en este caso, el ingreso de agua a la cámara de combustión provocó la fractura de la biela originadas por las altas cargas que se generan en la carrera de compresión cuando el pistón se encuentra con el fluido incompresible.

CAPITULO 5

PISTONES, FALLAS ATÍPICAS

5.1 PISTONES

El pistón es el elemento móvil que se desplaza en el interior del cilindro; recibe directamente la fuerza de expansión de los gases durante la combustión, que le obliga a desplazarse con un movimiento lineal alternativo entre sus dos posiciones extremas (PMS - PMI).

El pistón es el elemento encargado de transmitir a la biela la fuerza producida en el interior del cilindro durante la expansión de los gases, así como evitar fugas de gases y el paso de aceite a la cámara de combustión. Conducir parte del calor producido en la combustión y transmitirlo a las paredes del cilindro para evacuarlo al sistema de refrigeración es otra de sus funciones.

Figura 5.1 Pistón



Fuente: Propia

El pistón tiene forma de vaso invertido y se pueden distinguir dos partes: cabeza y falda. La cabeza lleva unas ranuras o gargantas donde se alojarán los segmentos. El pistón tiene un diámetro ligeramente inferior al del cilindro. La cabeza puede ser plana o con formas especiales para conseguir en parte la turbulencia de aire, como ocurre en los motores diesel. La falda lleva un taladro pasante, cuya

longitud corresponde al diámetro del pistón. En este taladro se introduce el bulón o perno, que servirá para acoplar el pistón y la biela.

Debido a los esfuerzos que tiene que soportar un pistón (rozamientos laterales y temperaturas), los materiales empleados en su construcción deben reunir las siguientes características:

- Estructura robusta, sobre todo en las zonas de mayor esfuerzo, la cabeza y el bulón.
- Tener el menor peso, para evitar golpeteos laterales y los esfuerzos de inercia.
- Resistente al desgaste, a las altas temperaturas y a los agentes oxidantes o corrosivos.
- Tener gran conductibilidad térmica.

Los pistones se fabrican con aleaciones ligeras. Pueden ser de fundición de hierro, aunque en la actualidad son poco utilizados, porque presentan el problema de su mayor peso, que afecta a los esfuerzos de inercia.

Si estos pistones se montan ajustados, al calentarse se agarrotarían a las paredes del cilindro y el motor se remordería; pero si se montan con mucha holgura, cabecearían en frío. Para evitar esto, algunos modelos antiguos de pistones se construyen con la falda de mayor diámetro que la cabeza y se practican en la falda dos ranuras, una horizontal y otra vertical.

La ranura horizontal limita la transmisión de calor de la cabeza a la falda. La vertical, hace que al dilatarse la falda, ésta no se roce con el cilindro. Otro sistema de fabricar el pistón es con la falda ligeramente ovalada y con el diámetro mayor perpendicular al eje del bulón, que es donde se produce el mayor esfuerzo. De esta forma al dilatarse se ajusta perfectamente por igual en toda la superficie del cilindro. En algunos pistones se colocan unos injertos de acero en los alojamientos de bulón para controlar la dilatación.

5.2 FALLAS ATÍPICAS EN PISTONES

Los pistones, son los elementos móviles de motores de combustión interna con un mayor grado de susceptibilidad a fallar debido a que están en contacto directo con las grandes presiones y temperaturas elevadas, producto de la combustión de la mezcla aire – combustible; las fallas típicas en estos elementos se dan por:

- Falta de lubricación.
- Defectos en el material.
- Errores en el montaje.
- Mala combustión y/o temperatura alta de la misma.

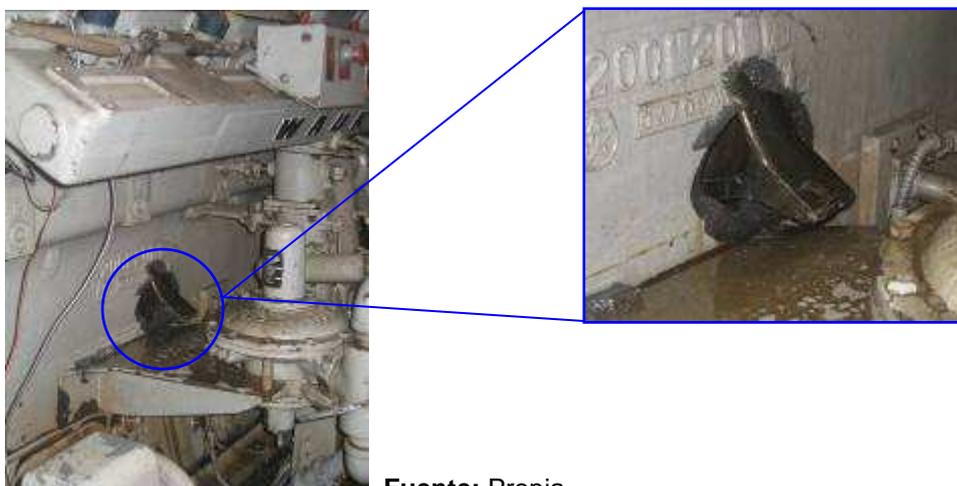
En este caso se estudiarán las fallas atípicas de este elemento en ejemplos relevantes que constituyen la base para la descripción, análisis y estudio de las mismas.

5.2.1 EJEMPLO 1

5.2.1.1 DESCRIPCIÓN

Al realizar la inspección del motor, se encuentra roto el bloque de cilindros exhibiéndose exteriormente parte del brazo de biela del cilindro izquierdo número tres (3L), como se muestra a continuación en la figura 5.2.

Figura 5.2 Brazo de biela en el bloque de cilindros

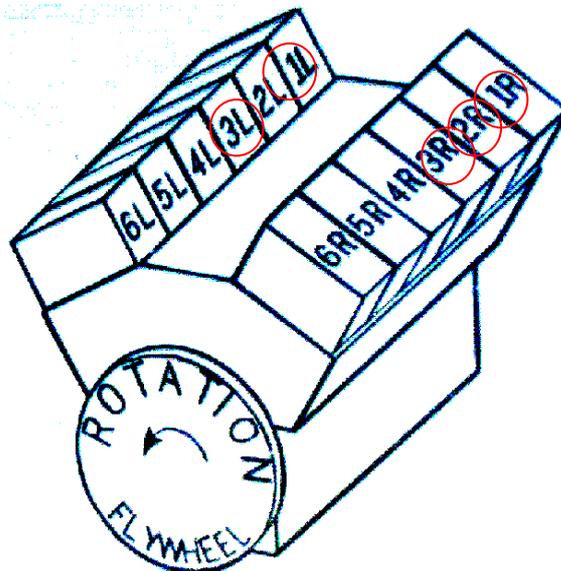


Fuente: Propia

Las características del motor en estudio son:

- Motor estacionario a gas natural para generación eléctrica.
- Configuración 6 cilindros en V.
- Potencia: 1.05 MW.
- Temperatura de agua: 171 °F.
- Temperatura de aceite: 168 °F.
- Presión de aceite: 64 psi.
- Velocidad: 1203 rpm.

Figura 5.3 Distribución del motor



Fuente: Propia

Al proceder a desarmar el motor, se encontraron varias averías en diferentes partes del mismo, estos daños se describen a continuación:

- Trizaduras y orificios en el bloque de cilindros producto del golpe recibido de la biela L3.
- Rotura de la camisa y pistón del cilindro L3.
- Sopladura del empaque del cabezote del cilindro L6.
- Torcedura de válvulas del cilindro L1.

- Rotura de camisa y pistón del cilindro L1.
- Presencia de óxido en los cilindros L-2, L-5, y L-6.
- El múltiple de escape presenta huella del líquido en el interior.
- Torcedura de válvulas de los cilindros R-1 R-2.
- Rotura de camisas y pistones de los cilindros R1 y R3.
- Tapas del cárter fisuradas.
- Dos contrapesas del cigüeñal se hallan en el cárter (1 y 3).

5.2.1.2 ANÁLISIS

Aparentemente resulta muy complicado sacar conclusiones de la causa que originó este incidente, pero por medio de pruebas físicas, inspecciones visuales y análisis químicos se pretende demostrar que ésta es una falla atípica en pistones.

5.2.1.2.1 Inspección visual

Existen hipótesis que pueden ser descartadas o aprobadas por medio de inspección visual, reportes de mantenimiento, etc. A continuación se menciona cuales son las hipótesis descartadas y sus causas:

Tabla 5.1 Descarte de hipótesis mediante inspección

Hipótesis eliminada	Causa de eliminación
Pernos de pie de biela zafados.	Por medio de inspección visual se verificó que los pernos de biela se encontraban estirados, y tenían partes tanto en la biela como en el pie de biela.

Continuación

Hipótesis eliminada	Causa de eliminación
 	  <p data-bbox="357 1182 1273 1223">Pernos de pie de biela estirados y ubicación de sus fragmentos.</p>
<p data-bbox="225 1249 596 1346">Rotura de los pernos de pie de biela por fatiga.</p>	<p data-bbox="619 1249 1410 1397">Al observar los elementos, se confirmó que los pernos han pasado el límite de fluencia y presentan fractura dúctil.</p>
	 <p data-bbox="564 1839 1066 1879">Pernos de pie de biela fracturados.</p>

Continuación

Hipótesis eliminada	Causa de eliminación
Atascamiento del pistón por falla del sistema de lubricación.	Verificación de valores registrados de: Temperatura de agua: 171 ℉. Temperatura de aceite: 168 ℉. Presión de aceite: 64 psi. Niveles de aceite y agua normales. Los valores obtenidos están dentro de los rangos aceptables.
 <p data-bbox="692 1200 940 1234">Pistón atascado.</p>	
Ingreso de agua a los cilindros por medio de fisura en el cabezote.	En la prueba hidrostática se verifica que la presión se mantuvo, por lo que se descarta la existencia de fisuras en el cabezote.
Atascamiento del pistón debido a falla en el sistema de lubricación.	El sistema de lubricación del motor se encontraba en buenas condiciones, así lo evidencia los registros de mantenimiento y las evidencias físicas encontradas luego del siniestro. Por lo que se descarta la hipótesis.
Falla del empaque del cabezote debido a su mala calidad del material.	El material cumple especificaciones del fabricante.
Falla del empaque del cabezote debido a falla en el torque de ajuste.	En los registros se indica que el cabezote fue ajustado con el torque indicado en el manual del fabricante.

5.2.1.2.2 Análisis del ingreso de agua a los cilindros

Es indudable que existió ingreso de agua a los cilindros ésto se comprueba por medio de inspección visual, sin embargo, el objetivo es determinar la causa de este incidente, lo cual se realiza a continuación:

5.2.1.2.2.1 Falla de empaques del cabezote

Las dos hipótesis de falla del empaque del cabezote ya fueron descartas por simple inspección, por lo tanto se concluye que los empaques se averiaron posterior al siniestro.

Figura 5.4 Empaque de cabezote averiado



Fuente: Propia

5.2.1.2.2.2 Análisis de la rotura de la camisa

La rotura de la camisa se dio debido a una falla del material de las camisas o por medio de picaduras y corrosión en la parte externa de la camisa; a continuación se procede a analizar cada una de estas opciones.

5.2.1.2.2.2.1 Falla del material

El fabricante del motor tiene especificaciones técnicas de todos sus componentes; en este caso, se especifica que las camisas sean fabricadas por medio de fundición centrífuga y con aleaciones de cromo y fósforo, además la superficie

exterior puede ser cromada o con recubrimiento de fosfato (material anticorrosivo), evitando la cavitación y corrosión, para una mayor durabilidad.

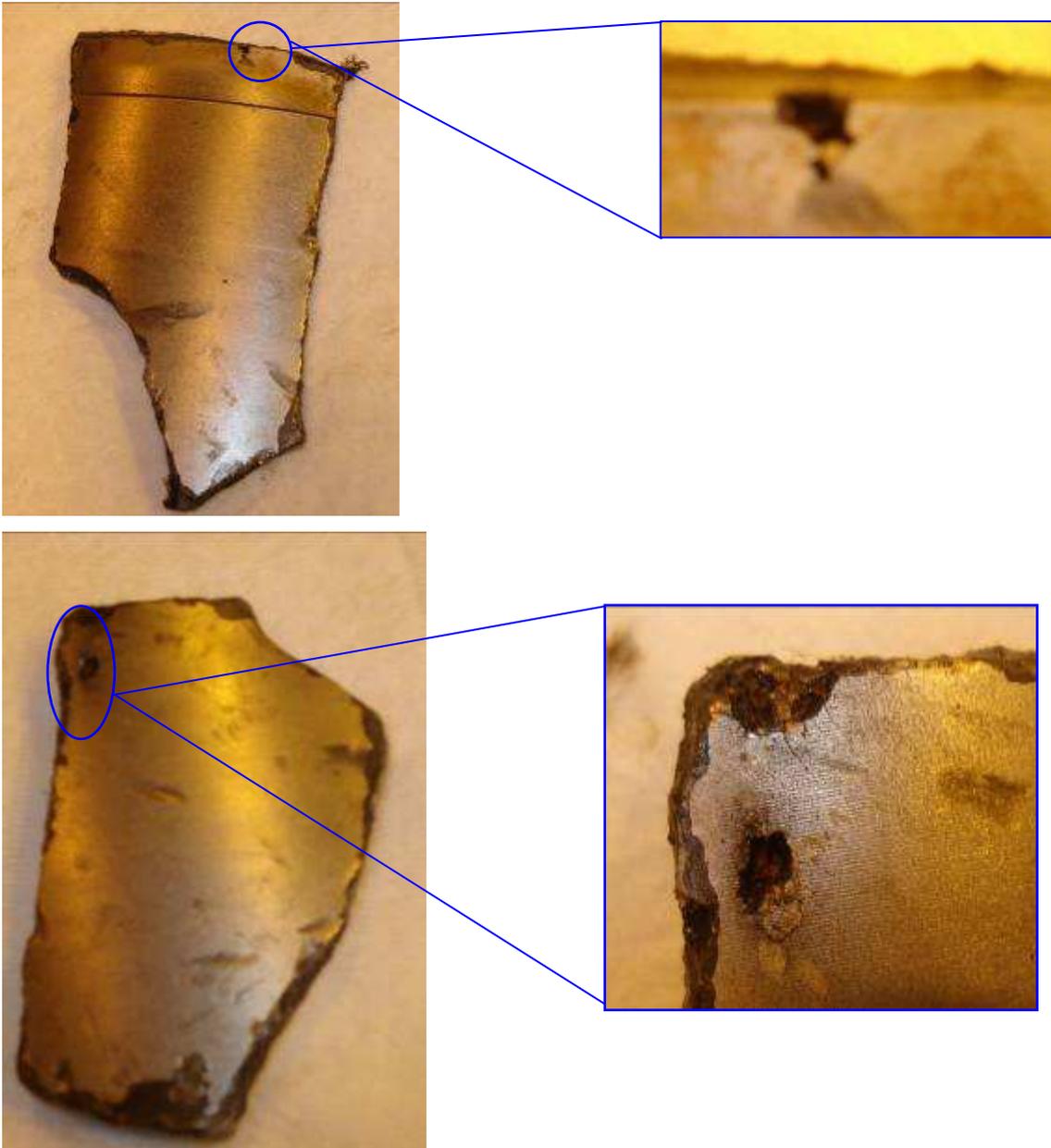
Para determinar si el material de la camisa destrozada cumple con la composición química requerida por el fabricante en su especificación, se realizó el análisis químico del material en estudio. A fin de caracterizar la microestructura del material, se extrajo muestras representativas de la camisa rota para realizarles análisis metalográfico; a su vez, se verifica si la microestructura del material corresponde con lo establecido en la especificación del fabricante.

Ésto indica que tanto la composición química como la microestructura de la camisa es adecuada según los requerimientos del fabricante, demostrando que el lote de camisas no estuvo en malas condiciones y por lo tanto, se descarta la posibilidad de falla del material de la camisa.

5.2.1.2.2.2.2 Picaduras y corrosión en la parte externa de la camisa

Como es conocido los problemas de corrosión obedecen a diferentes causas, ésta es la razón por la que se producen diferentes tipos de corrosión. En el caso específico del ejemplo, se evidencia corrosión externa en diferentes partes de la camisa, lo cual se puede apreciar en la figura 5.5, por lo tanto se discurren tres eventos que pueden ocasionar corrosión en las camisas, éstos son: cavitación en el sistema de agua de enfriamiento, corrosión en el sistema de agua de enfriamiento y la calidad de agua de enfriamiento fuera de los parámetros normales; a continuación se procede al análisis de las hipótesis anteriormente mencionadas.

Figura 5.5 Corrosión externa en la camisa dañada



Fuente: Propia

5.2.1.2.2.2.1 Cavitación en el sistema de agua de enfriamiento

La cavitación es un proceso que sucede debido a que los cambios de presión en el líquido causan la creación de burbujas de vapor durante el punto bajo de presión en el ciclo, la burbuja colapsa permitiendo que un chorro de líquido se impacte contra la superficie. La repetición de este proceso en el paso del tiempo ocasiona la erosión del material.

La presión del líquido refrigerante, vibraciones y presurización en el sistema junto a la camisa presenta pequeñas fluctuaciones de presión muy por debajo de los valores requeridos para la creación de burbujas de vapor; por lo que el análisis debe enfocarse a los accesorios como sistema de presurización para saber si es que la presión que éste produce, es la necesaria para evitar la generación de burbujas de vapor.

El mal funcionamiento del sistema de refrigeración puede generar partículas de vapor en el sistema de enfriamiento, provocando en las paredes de las camisas cavitación. Los reportes de funcionamiento de la bomba indican que ésta se encontraba trabajando a la presión necesaria e indicada por el fabricante, conjuntamente al desarmarla y revisarla se comprueba que ésta se halla en buen estado; por lo tanto se descarta la cavitación en el sistema de agua de enfriamiento.

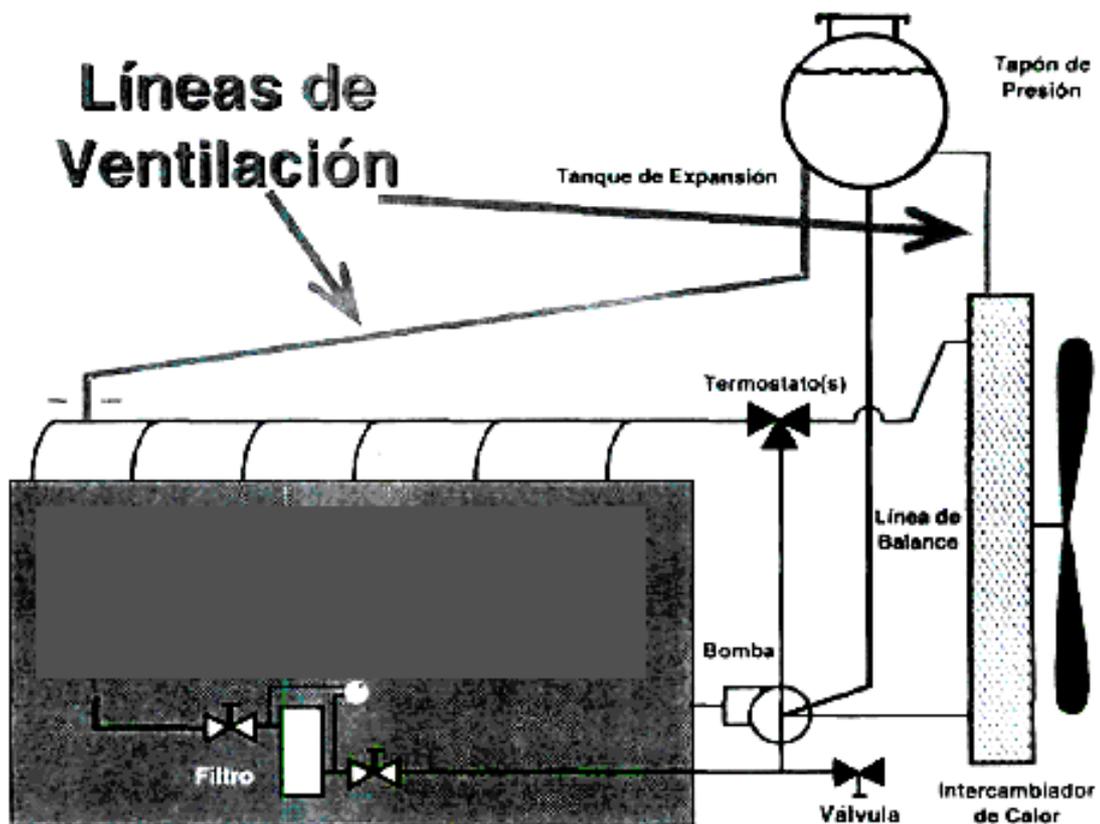
5.2.1.2.2.2.2.2 Corrosión en el sistema de agua de enfriamiento

El mal funcionamiento de la bomba de refrigeración puede introducir partículas de aire en el sistema de enfriamiento, pero como ya se menciona en el párrafo anterior, la bomba se encuentra en buen estado; además se debe considerar que otros gases diferentes al aire como sulfuro de hidrógeno pueden quedar atrapados en el agua y acelerar la corrosión. Para evitar este suceso, el motor cuenta con líneas de ventilación en cada punto elevado del sistema de enfriamiento con el fin de ventilar cualquier cantidad de aire y/o gases que pudieran haber quedado atrapados en el sistema.

En este caso se tiene un tanque de expansión el cual se puede mirar en la figura 5.6 que funciona cuando el sistema sobrepasa los 7 psi, ya que si es que el aire y/o gases no se ventilan hacia el exterior del sistema de enfriamiento, se produce corrosión en el sistema y sobrecalentamiento del motor.

Por el análisis anteriormente descrito se concluye que no existió corrosión en el sistema de refrigeración debido al mal funcionamiento de la bomba o por atrapamiento de gases en el mismo.

Figura 5.6 Esquema de líneas de venteo para el sistema de enfriamiento



Fuente: Propia

5.2.1.2.2.2.3 Corrosión originada por agua de refrigeración fuera de los parámetros normales

El agua de refrigeración debe cumplir parámetros técnicos para evitar la corrosión en los elementos refrigerados, consiguientemente resulta ilógico pensar que se puede utilizar agua sin tratamiento para refrigeración. A continuación se describen la cantidad de nitritos encontrados en el agua de refrigeración.

Tabla 5.2 Monitoreo de Nitritos y pH en el agua de la unidad averiada

RADIADOR PRINCIPAL		RADIADOR AUXILIAR	
NITRITOS (ppm)	pH	NITRITOS (ppm)	pH
360	8.7	360	8.7
720	9	1080	8.7
900	9	1080	8.7
1080	9.5	720	10
1080	9	1440	9.5
900	8.3	1260	9.5
900	9.5	1620	9.5
720	8.5	1080	8.5
360	10	540	10
180	7.7	360	10
720	8.5	1800	9.5
180	6.5	900	10
360	7.7	1080	10
720	9.5	900	8.7
180	6.5	540	8.3
360	6.8	1620	9.5
900	8.3	1800	9.5
360	8.1	1080	9
540	8.1	1260	9
900	8.7	900	10
360	8.1	900	8.5
180	7.1	1080	9
180	6.5	180	6.5
540	7.7	1800	9
900	9	1260	9.5
180	10	180	10

Fuente: Propia

Los niveles de nitritos aceptados por el fabricante están alrededor de 800 a 2500 partes por millón, pero sin embargo en la tabla 5.2 existen valores que están por debajo de este rango, evidenciando la mala calidad del agua y por lo tanto la formación de corrosión. En cuanto al pH, se hallan ciertos valores que no están dentro del intervalo de aceptabilidad del fabricante, por lo que también han ayudado a la formación de corrosión.

Por medio del estudio anteriormente realizado se finiquita que la corrosión producida en la camisa del motor se produjo debido a la mala calidad del agua de refrigeración.

Con lo anteriormente expuesto, se asevera que existió corrosión en la camisa; esta afirmación constituye un aspecto muy importante para poder concluir cual es la falla atípica que se presentó en este motor.

5.2.1.2.3 Atascamiento del pistón

Se conoce que en el funcionamiento de un motor de combustión interna todos los procesos deben estar debidamente controlados, de lo contrario existe una gran probabilidad de que el mal funcionamiento de uno de éstos ocasione problemas muy graves como el paro total del motor. En este caso, las posibles causas que ocasionaron el atascamiento del pistón son la mala lubricación del pistón o detonaciones en el cilindro; a continuación se procede a explicar estas dos hipótesis:

5.2.1.2.3.1 Detonaciones en el cilindro

Si existe detonaciones en un motor de combustión interna, existe la posibilidad de que debido a la gran fuerza que se produce se desprenda una parte de la corona de pistón; pero en este tipo de motores se cuenta con un “Módulo de control de detonaciones” (en inglés llamado DSM Detonation Sensing Module) cuyo objetivo es que al detectar excesiva detonación, corrige el ángulo de avance de la chispa por tres ocasiones y si no mejora la situación apaga el motor.

Al comprobar el funcionamiento del DCM según reportes de funcionamiento, se encontró que éste se hallaba en perfectas condiciones, por lo que se descarta que el pistón se haya atascado por detonaciones en el cilindro.

5.2.1.2.3.2 Mala lubricación del pistón

La lubricación es un aspecto muy importante para la actividad del motor, por lo que es conveniente considerar que el atascamiento del pistón pudo haberse dado debido a la mala lubricación del pistón; la ineficiencia en la lubricación obedecería básicamente a la falla del sistema de lubricación (hipótesis que ya fue descartada a simple inspección) o a la deficiencia de la película de aceite en el cilindro, los cuales se analizan a continuación:

5.2.1.2.3.2.1 Deficiencia en la película de aceite en el cilindro

Si el agua de sistema de enfriamiento no es la adecuada, puede producir corrosión en los elementos que han sido enfriados y consecuentemente pequeñas fisuras que facilitan el ingreso de líquido refrigerante hacia el interior de la camisa y posteriormente la mezcla del agua con el aceite lo que ocasionaría una emulsión cuyos beneficios de lubricación son limitados y por lo tanto aumentan el desgaste en los elementos. Lo anteriormente enunciado se demuestra por medio del análisis químico del aceite en el que se encontró lo siguiente:

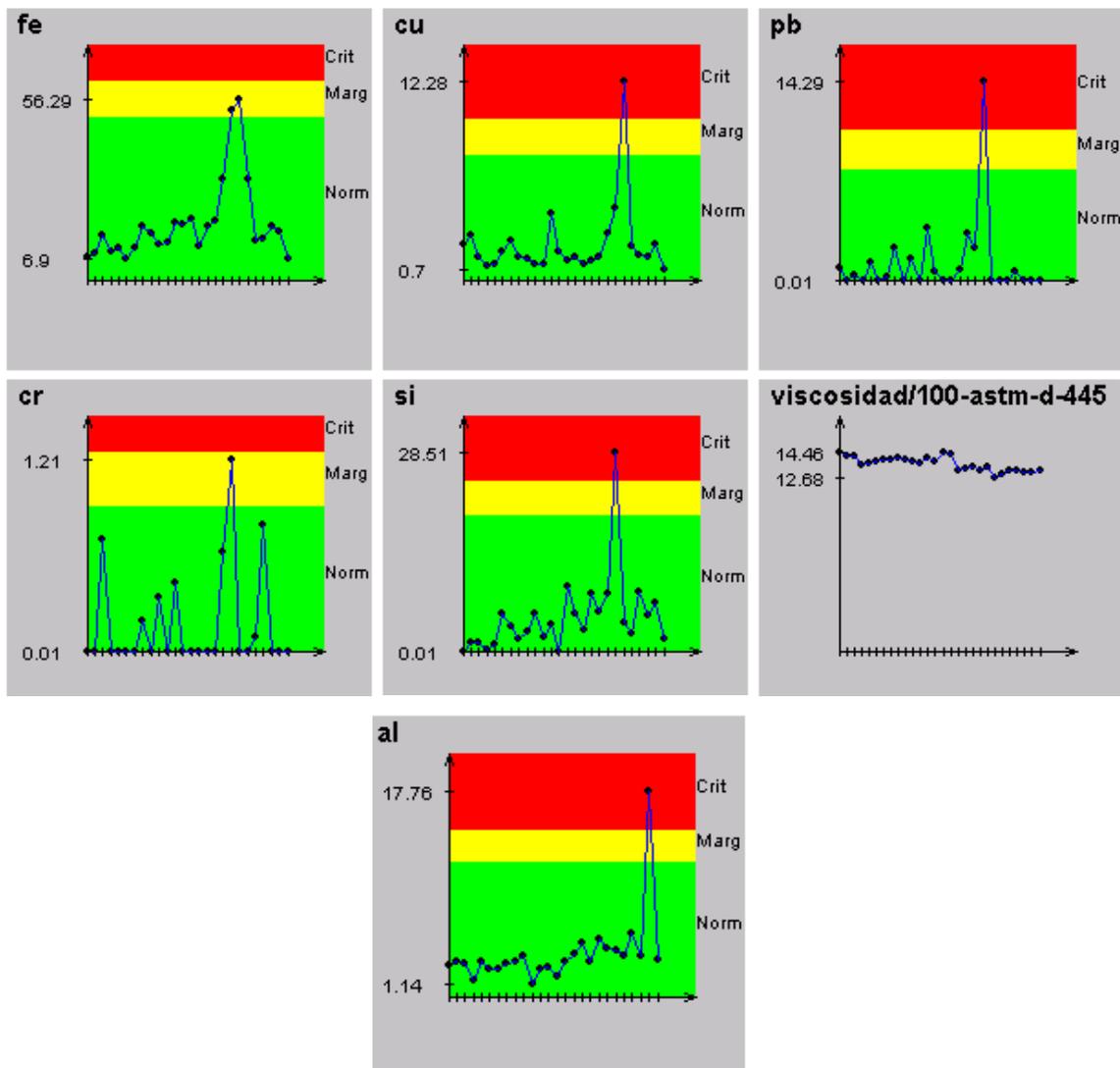
Tabla 5.3 Contenido de impurezas en el aceite de lubricación

Análisis de Aceite										
Fecha	Ago-07	May-07	Feb-07	Dic-06	Oct-06	Ago-06	May-06	May-06	Ene-06	Nov-05
HOLLIN	0.00	0.06	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
OXIDACION	0.07	0.10	0.08	0.08	0.09	0.08	0.06	0.14	0.11	0.11
SULFATACION	0.06	-	-	-	-	-	-	-	-	-
%AGUA	0.00	0.00	0.11	0.00	0.00	0.14	0.00	0.13	0.00	0.14
%GLYCOL	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
NITRACION	0.06	0.05	0.11	0.10	0.13	0.13	0.08	0.20	0.14	0.15

El % permisible de agua es de 0.01

Fuente: Propia

Figura 5.7 Presencia de metales en el aceite de lubricación



Fuente: Propia

En los resultados obtenidos se observa que existe gran cantidad de elementos químicos en cantidades elevadas que degradan al lubricante y lógicamente son el resultado de una mala lubricación y por lo tanto del desgaste de ciertos elementos.

Consecuentemente, se concluye que la mala lubricación del pistón se debe a la mala calidad del aceite lubricante lo que ocasionó la deficiencia de la película en el cilindro.

5.2.1.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA

La mala calidad del agua de refrigeración ocasionó corrosión en el sistema y especialmente en la camisa lo que produjo fisuras en la misma, estos sucesos causaron que el agua y el aceite lubricante se mezclen obteniéndose la emulsión de la mezcla lo que disminuye la capacidad de lubricación en el sistema y produce desgaste en los elementos. Como el proceso de corrosión avanza rápidamente, se desprendió un pedazo de la camisa lo cual atascó al pistón e hizo que los pernos de biela se estiren y luego se rompan.

Con lo expresado anteriormente se comprueba que ésta es una falla atípica en pistones ocurrida por el atascamiento del mismo.

Partes de camisa con rayaduras y pegado de aluminio de los pistones, como se muestran en las siguientes figuras.

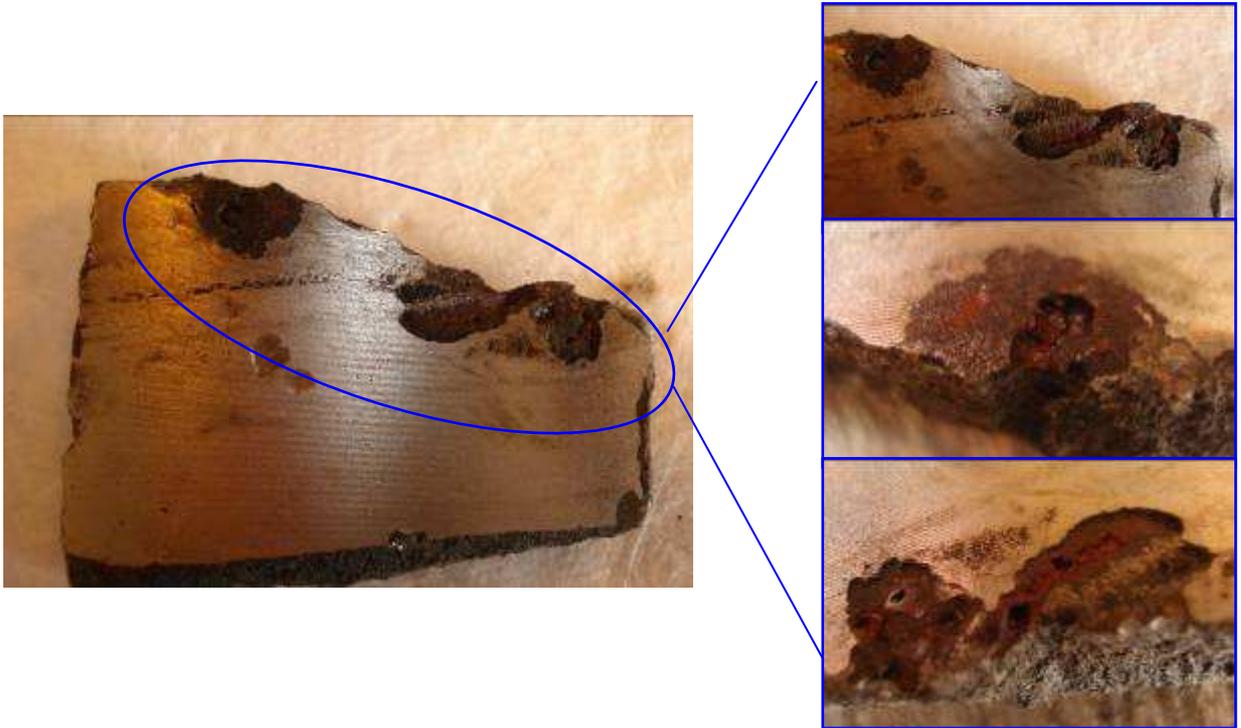
Figura 5.8 Partes de pistón con rayaduras





Fuente: Propia

Figura 5.9 Evidencias de corrosión externa en las camisas



Fuente: Propia

Figura 5.10 Pernos del pie de biela rotos por estiramiento





Fuente: Propia

Figura 5.11 El pie de las bielas que se desacoplaron del cigüeñal están con los pernos rotos dentro

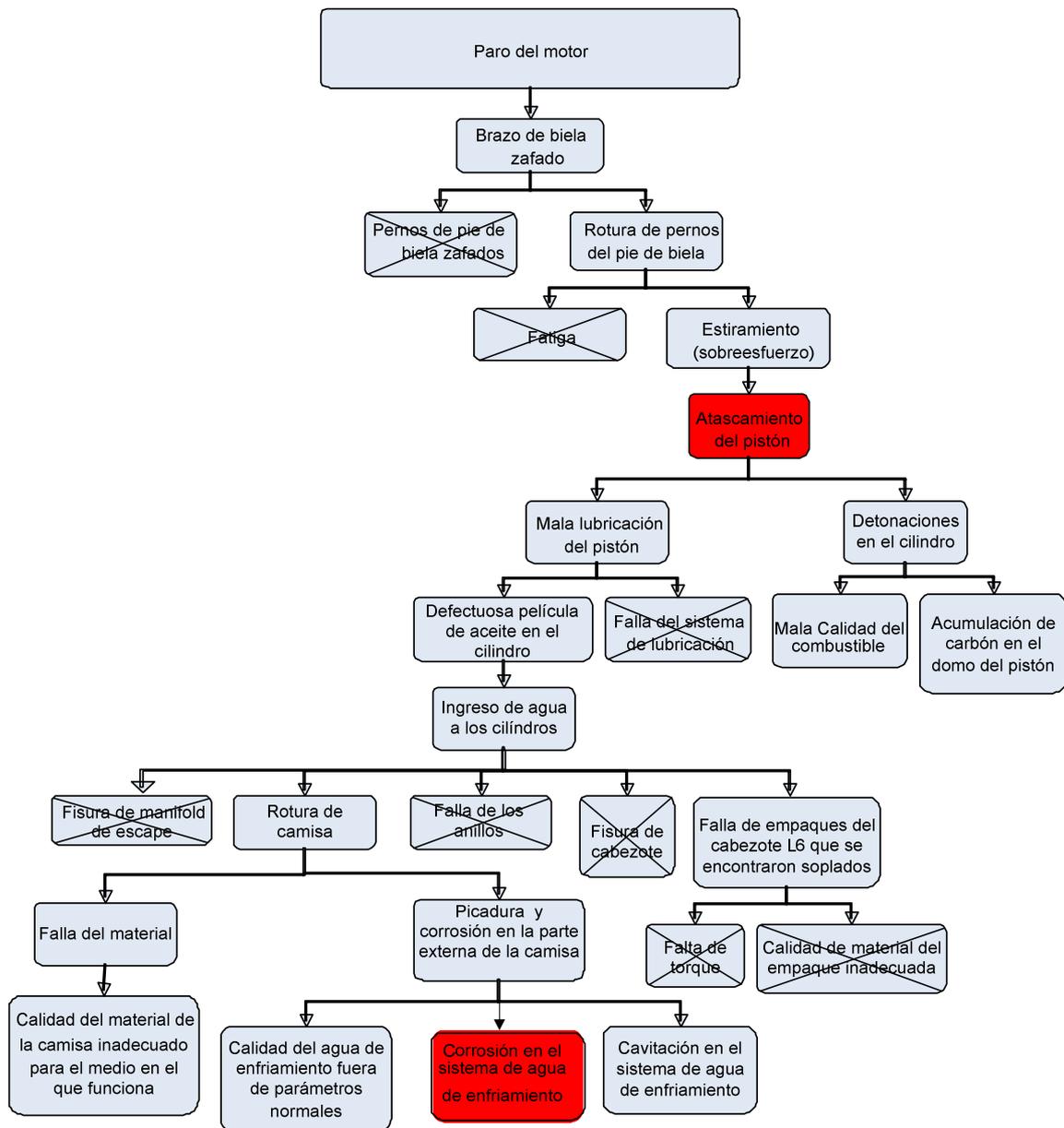


Fuente: Propia

Figura 5.12 Cilindro con evidencia de recalentamiento



Fuente: Propia



5.2.2 EJEMPLO 2

5.2.2.1 DESCRIPCIÓN

El análisis de primera vista indica que el motor se detuvo debido a que el pistón falló por una causa atípica que a continuación, mediante distintos análisis, se encontrará.

Figura 5.13 Pistón averiado



Fuente: Propia

El pistón pertenece a un motor de las siguientes características:

- Motor: Cuatro cilindros en línea 16 válvulas.
- Cilindrada: 1970 cc.
- Potencia máxima: 109 HP @ 6,300 rpm.
- Par máximo: 179 N-m @ 3,700 rpm.

5.2.2.2 ANÁLISIS

Para demostrar que se trata de una falla atípica en pistones, se han tomado en cuenta inspección visual, análisis dimensional del elemento fallado y análisis del estado del motor mediante escaneo electrónico de la E.C.M. (por sus siglas en el idioma inglés).

5.2.2.2.1 Inspección visual y análisis dimensional

A partir de las partes del motor averiadas y en especial de los pistones, se puede determinar que éstos sufrieron su principal daño en la parte superior, aparentemente por un golpe proporcionado por algún elemento mecánico, por el momento desconocido.

Al analizar las válvulas se observa que todas las válvulas de admisión y las de escape se encuentran rotas, con esto se da a entender que los pistones chocaron contra las válvulas.

Al observar el motor desarmado se comprueba que los árboles de levas y todos los resortes de válvulas estaban en buenas condiciones operativas, por lo que una falla por parte de éstos queda descartada.

La única causa restante para que una o varias válvulas fallen en las condiciones del ejemplo, es por sobre revolución del motor. En estas circunstancias se facilita a que las válvulas se abran y cierren a velocidades tan elevadas que los resortes de recuperación no alcancen a cerrarlas a pesar de que el pistón está subiendo hacia el punto muerto superior (PMS), consecuentemente las válvulas “flotan” y colisionan contra este elemento.

Para comprobar la sobrerrevolución del motor se hizo necesario el análisis del computador central del automóvil con el objetivo de conocer su historial.

5.2.2.2.2 Análisis del estado del motor mediante escaneo electrónico

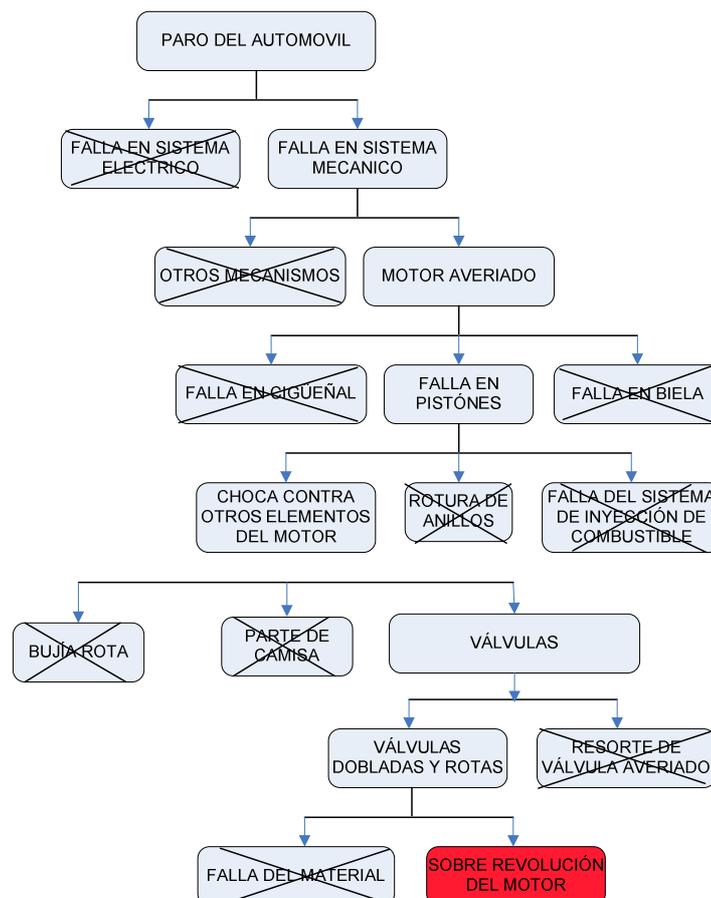
Se acude a este análisis ya que los autos con sistema de inyección electrónica están comandados por una unidad central de procesos que controla y regula todas las operaciones electrónicas del sistema, y también almacena en su memoria el historial de averías. Esta computadora controla la sobrerrevolución del motor ya que cuando éste llega al valor límite superior, el computador central

automáticamente corta el suministro de combustible impidiendo que el motor se sobrevolucione.

El computador central de operaciones del automóvil en cuestión indica que las últimas revoluciones por minuto registradas fueron de aproximadamente 9500, siendo 6200 revoluciones por minuto las especificadas como límite superior para el corte de combustible.

5.2.2.3 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA FALLA

Con la información recolectada se tiene una idea clara de la falla atípica ocurrida, sin embargo, es conveniente realizar un esquema de las causas que pudieron haber originado el paro del motor para de esta manera se pueda explicar la falla atípica suscitada.



Al realizar todos los análisis pertinentes el descarte de causas se torna menos complejo, sobre todo si se empieza por el hecho de que los pistones chocaron

contra las válvulas debido a que éstas “flotaron” consecuencia de una gran sobrerrevolución. Dicha sobrecarga se debió a un mal uso de la caja de velocidades, explicar este mal uso es hallar la raíz de la falla atípica de éste ejemplo.

Después de relacionar las desmultiplicaciones de las diferentes marchas de la caja de cambios con las revoluciones del motor, se obtuvo que el conductor intentó cambiar de tercera cuando el motor estaba en 6200 revoluciones por minuto y posiblemente ya cortado el combustible, a cuarta, pero por error cambió a segunda, lo que ocasionó por la inercia y velocidad del vehículo que a pesar de estar cortado el combustible el motor llegue a 9200 revoluciones por minuto como indica el módulo de control electrónico (E.C.M. por sus siglas en el idioma inglés).

Lo anteriormente descrito es consecuencia de un mal hábito de conducción (cambio apresurado de marchas) o que los recorridos de la palanca de cambios de velocidades sean muy cortos (cajas de cambios deportivas de poco desplazamiento de la palanca).

De esta manera se concluye que la falla atípica suscitada en este motor de combustión interna fue consecuencia de una sobrerrevolución en el motor, provocada por una mala operación del sistema de transmisión del vehículo (conducción deportiva errónea).

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Por medio del presente proyecto de titulación se da a conocer ciertas fallas ocurridas en el país que en forma general no se presentan en los motores de combustión interna.
- Cada elemento que forma parte de un motor de combustión interna, está sujeto a presentar fallas diferentes, sin embargo dentro de estas fallas es necesario diferencia entre fallas típicas y atípicas.
- Generalmente las fallas típicas en motores de combustión interna son evitadas mediante mantenimiento preventivo de la máquina, por otro lado las fallas atípicas resultan mucho más complicadas de evitar.
- Se afirma que en muchas ocasiones la fatiga es consecuencia y no causa de falla ya que la fatiga de un elemento puede deberse al mal funcionamiento de los otros elementos que se hallan acoplados con el primero, o a condiciones inadecuadas de operación de la máquina.
- La composición química y los tratamientos térmicos posteriores de un material, son de vital importancia para el diseño y funcionamiento de los elementos mecánicos; al tratarse del diseño de cigüeñales los factores anteriormente mencionados tienen extrema importancia debido al tipo de esfuerzos al que se halla sometido el cigüeñal.
- El fenómeno de arco eléctrico entre un cojinete y un eje tiene diversos orígenes, sin embargo este fenómeno genera desgaste por picadura en ambos elementos lo que facilita la posibilidad de falla.

- Los efectos que se producen por golpe hidráulico son la fractura y la deformación plástica de elemento; estos efectos dependen generalmente de la cantidad de líquido que se comprime, de la fuerza de compresión y de la resistencia mecánica del elemento.
- La mala composición química del agua de refrigeración origina problemas muy graves en los elementos refrigerados ya que los desgasta y posteriormente los induce a la fractura.
- El fenómeno de sobrerrevolución, ocurre cuando el conductor intenta cambiar de una marcha media mientras el motor está a las revoluciones por minuto máximas permitidas y posiblemente ya cortado el combustible; a una marcha alta, pero por error cambia a una baja. Lo que ocasiona que el motor sobrerrevolucione debido a la inercia y velocidad del vehículo, a pesar de que el suministro de combustible haya sido cortado.

6.2 RECOMENDACIONES

- Para conceptualizar la falla atípica se debe realizar el análisis técnico del elemento fallado; este análisis debe incluir por lo menos inspección visual y análisis dimensional, de esta manera se pretende evitar errores.
- Para determinar la causa real de falla ocurrida en un motor de combustión interna, no se debe dejar de analizar todos los elementos y sistemas que se encuentran junto al elemento fallado; ignorarlos disminuye la capacidad de encontrar la verdadera causa de falla.

BIBLIOGRAFÍA

- ALONSO, José; Técnicas del Automóvil MOTORES; Editorial Paraninfo, España, 2000.
- AMERICAN SOCIETY FOR METALS, "Metals Handbook – Vol. 10 Failure Analysis and Prediction;" 8th. Ed., Taylor Lyman Editor, Ohio, 45, 291, 1964.
- BHAUMIK, S.K. RANGARAJU, R. KATASWAMY M.A. BHASKARAN, T. A. ARAMESWARA, M. A; Fatigue fracture of crankshaft of an aircraft engine. Engineering Failure Analysis; Vol. 9, Issue 3, p.255- 263, 2002.
- CHANGLI, W., CHENGJIE, Z. DEPING, W; Analysis of an unusual crankshaft failure. Engineering Failure Analysis; Vol. 12, Issue 3. p. 465-473. 2005.
- CHIEN, W. Y. PAN, J. CLOSE, D. HO, S; Fatigue analysis of crank shaft sections under bending with consideration of residual stresses International Journal of Fatigue; Vol. 27, Issue 1, p. 1-19, 2005.
- DIETER G. E; Mechanical Metallurgy; 3rd. Ed., McGraw-Hill; New York, 242-331. 1986.
- DONALD J. WULPI; Understanding How Components Fail; American Society For Metals; United States of America; 1985
- ECHEVERRÍA R; Fractura de Materiales; Universidad Nacional de COMAHUE; Argentina; 2003.
- GERE J. M, S. P. TIMOSHENKO; Mecánica de Materiales, 2^o Ed., Grupo Editorial Iberoamérica; México, 621. 1986.

- HAMILTON H. MABIE; Mecanismos y Dinámica de Maquinaria; Editorial Limusa; México; 1990.
- HERMAN J.C, V. LEROY; Influence of residual elements on steel processing, and mechanical properties; Metal Working and Processing, Cleveland, October 1996.
- JAMES J O`CONNOR, JHON BOYD; Standard Handbook of Lubrication Engineering; McGraw-Hill Book Company; United States of America; 1968.
- JHON V. B; Ingeniería de los materiales; Editorial Addison Wesley Iberoamericana; México; CODIGO 620.112/J65i; 1994.
- NORTON ROBERT L; Diseño de Maquinaria, McGraw-Hill, México, 2005.
- PANDEY R. K; Failure of diesel-engine crankshafts. Engineering Failure Analysis; Vol. 10, Issue 2, p. 65- 175, 2003.
- SHIGLEY J. E., C. R. MISCHKE; Diseño en Ingeniería Mecánica, 5th. Ed., McGraw-Hill; México, 135,1994.
- SILVA, F. S; Analysis of a vehicle crankshaft failure. Engineering Failure Analysis; Vol. 10, Issue 5, p. 05- 616, 2003.
- TAYLOR; The internal Combustion Engine in Theory and Practice. The MIT Press; 1968.
- TECNUM; Mecánica de la Fractura y Tenacidad; Capitulo VI; 2006.
- ZHIWEI YU, XIAOLEI XU; Failure analysis of a diesel engine crankshaft. Engineering Failure Analysis; Vol. 12, Issue 3, p. 487-495, 2005.

CONSULTAS WEB

- www.fain.uncoma.edu.ar/materias/ensayos_no_destructivos/Catedra_END/3-Defectologia/Fractura_de_Materiales.pdf
- www.fi.uba.ar/materias/6716/Modos%20de%20falla%20en%20componentes%20estructurales_1.pdf
- www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso
- [www.tema6\[1\].pdf](#)
- www.unalmed.edu.co/~cpgarcia/mecanicas2.PDF
- www.w3.org/TR/html4/loose.dtd