

# INVESTIGACIÓN DE LA FALLA DE UN EJE PIÑÓN CONECTADO A UNA EXTRUSORA DE DOBLE TORNILLO

## FAILURE INVESTIGATION OF THE GEAR SHAFT CONNECTED TO A DOUBLE-SCREW EXTRUDER

FERNANDO CASANOVA

*Profesor de la Universidad del Valle, Escuela de Ingeniería Mecánica, fesanova@univalle.edu.co*

JOHN JAIRO CORONADO

*Profesor de la Universidad del Valle, Escuela de Ingeniería Mecánica, johncoro@univalle.edu.co;*

Recibido para revisar Febrero 11 de 2009, aceptado Septiembre 8 de 2009, versión final Septiembre 15 de 2009

**RESUMEN:** Se investigó la causa de falla a un eje piñón de un reductor conectado a una extrusora utilizada en la producción de polipropileno biorientado. El eje se fracturó en el cuñero cerca de la zona de cambio de sección. Se realizaron ensayos de tracción y dureza, análisis metalográfico y microscopia electrónica de barrido (SEM). Además, se efectuó el modelamiento con elementos finitos para determinar el estado de esfuerzos y se realizó el análisis de vida a fatiga del eje. Se encontró que la causa de falla fue por fatiga debido al alto contenido de inclusiones no metálicas de sulfuro de manganeso en el material lo cual ocasionó disminución en la resistencia a la fatiga del eje.

**PALABRAS CLAVE:** Eje piñón, análisis de falla, inclusiones, fatiga.

**ABSTRACT:** Failure analysis of a gear-shaft of a gear-box was conducted. The gear-box is connected to an extruder which is used in the production of bioriented polypropylene. The shaft fractured in a key slot next to a change section zone. Hardness and tension tests, microstructural analysis and scanning electron microscopy (SEM) were carried out on the fractured material. Besides, finite element modeling to obtain the stress state and analysis of fatigue life of the shaft was realized. We concluded that the cause of failure was fatigue, due to the high content of non-metallic inclusions of manganese sulfide in the material resulting in a decrease of the fatigue resistance of the shaft.

**KEYWORDS:** Gear shaft, failure analysis, inclusions, fatigue.

### 1. INTRODUCCIÓN

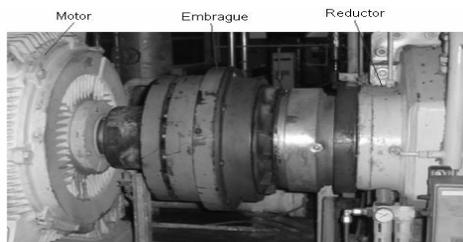
Los engranajes son elementos mecánicos diseñados para transmitir movimiento y potencia mecánica en distintas partes de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y la menor se denomina piñón. Un eje es una barra metálica sólida o hueca usualmente cilíndrica, usado para transmitir potencia o movimiento. Los ejes operan bajo un amplio rango de condiciones de servicio, incluyendo ambientes corrosivos [1] y también pueden presentar excesivo desgaste [2]. Los ejes pueden estar sometidos a una variedad de cargas como:

tracción, compresión, torsión, flexión o una combinación de ellas. Se fabrican de varios materiales de acuerdo a su aplicación, pero los aceros al carbono son los más utilizados [3]. La fatiga es la causa más común de falla de los ejes y se pueden presentar a partir de imperfecciones metalúrgicas o de diseño [4].

Un eje piñón perteneciente a un reductor de una extrusora de doble tornillo se fracturó después de seis años de operación. La extrusora es accionada por dos motores eléctricos que transmiten potencia a un eje el cual a su vez transmite la potencia a un tren de engranajes y estos transmiten el movimiento a los tornillos de extrusión. La pieza analizada es un eje piñón el

cual recibe la potencia en sus dos extremos por medio de cuñeros (chaveteros) y la entrega en la zona central por medio de un engranaje helicoidal. De acuerdo a las especificaciones del fabricante, el eje-piñón está fabricado de acero AISI 4340.

Cada uno de los motores tiene una potencia de 560 KW a 1500 rpm. El torque es transmitido por medio de un embrague neumático el cual limita el torque a un máximo de 5272 Nm. Los tornillos operan a una velocidad máxima de 250 rpm y mínima de 25 rpm. La velocidad de operación normal del eje está comprendida entre 1200 y 1300 rpm, pero se puede presentar una velocidad mínima de 800 rpm. La rata de alimentación de material a la extrusora oscila entre 3800 y 2500 Kg/h. En la Figura 1 se muestra el embrague neumático el cual acopla el motor con el eje del reductor.



**Figura 1.** Acople entre el eje y el motor  
**Figure 1.** Coupling between shaft and motor

En este estudio se propone determinar la causa raíz de la falla de un eje usado en la industria de polímeros, para disminuir el riesgo de fallas similares en el futuro, debido al alto costo que representa para las empresas manufactureras.



(a)



(b)

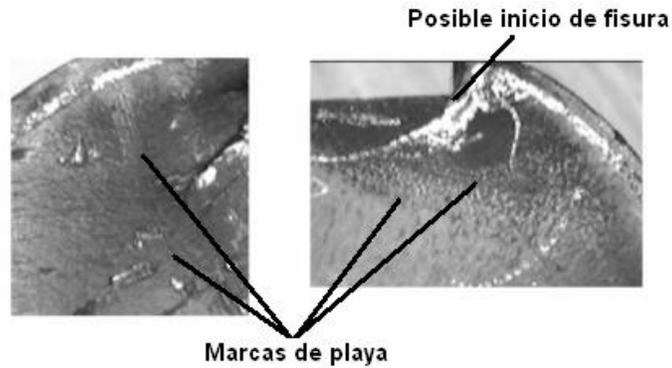
**Figura 2.** a) Eje fracturado y b) superficie de fractura  
**Figure 2.** a) Fracture shaft and b) fracture surface

## 2. METODOLOGÍA

Se realizó inspección visual de la pieza fracturada, pruebas de tracción y dureza sobre el material del eje, determinación de esfuerzos, modelamiento con elementos finitos para obtener los esfuerzos en el sitio de la falla, análisis de vida a fatiga, análisis metalográfico y análisis de la superficie de fractura utilizando microscopia electrónica de barrido (SEM).

### 2.1 Inspección visual

En la Figura 2 (a) se muestra el eje después de la fractura y en la Figura 2 (b) se observa que la fractura se presentó en la zona del chavetero cerca al cambio de sección y sobre la sección transversal del eje (a 90° del eje longitudinal). Además, se puede observar una pequeña zona de fractura final y el chavetero cizallado después de la fractura. Se encontró oxido sobre la superficie de fractura, lo cual es solamente posible si la fisura ha existido por un tiempo suficiente para que el proceso de oxidación ocurra, es decir la fisura se propagó en un periodo de tiempo. En la Figura 3 se muestran marcas de playa que convergen hacia una de las aristas del chavetero indicando la posible localización de inicio de la fisura. Otro aspecto que se observó durante la inspección visual fue que en el fondo del chavetero existe un redondeo con un radio muy pequeño de aproximadamente 0.74 mm.



**Figura 3.** Evidencia de propagación de la fractura por fatiga  
**Figure 3.** Evidence of fatigue crack propagation

No se detectó presencia de material extraño que pudiera afectar negativamente la pieza. Así mismo en la superficie del eje no se encontró surcos o corrosión u otro síntoma de que el ambiente haya dañado la pieza. En el catalogo de la máquina están especificadas las tolerancias para alineación de las piezas, las cuales se cumplen en cada montaje. Debido al tipo de acople y a la disposición en línea del motor con el eje, se espera que la transmisión sea de torque puro y no se transmitan esfuerzos de flexión al eje. Si se presenta alguna desalineación se espera que el acople no transmita momento flector al eje, la desalineación podría presentarse por ejemplo debido a la flexión en el eje en la zona entre los dos rodamientos (parte dentada del eje) bajo el efecto de la carga transmitida por los engranajes. La única carga de flexión a la que va estar sometido el eje es el peso propio y del embrague. También se puede presentar flexión debido a vibraciones que no se detectaron en las mediciones realizadas durante el mantenimiento predictivo.

## 2.2 Pruebas Mecánicas

Se maquinaron probetas para ensayos de tracción con un diámetro de 5 mm y una longitud de 40 mm, bajo la Norma ASTM E 8. La resistencia a la tracción ( $S_{ut}$ ) promedio fue de 982.76 MPa (142.82 Ksi). Esta resistencia corresponde a la resistencia a la tracción del acero AISI 4340 templado y revenido a 1200 °F [5]. Las cuatro muestras presentaron un coeficiente de variación de 0.88 %.

Adicionalmente se realizó medición de dureza Brinell bajo la norma ASTM E10-01. Se realizaron 7 mediciones donde se obtuvo un valor de dureza promedio de HB 319 con una desviación estándar de 7 %. Esta dureza corresponde a un acero revenido a una temperatura aproximada de 1200°F, lo cual está de acuerdo con las mediciones de resistencia de las pruebas de tracción.

## 2.3 Determinación de cargas y esfuerzos

Los esfuerzos de flexión generados por el peso propio del eje y el embrague son bajos debido a la relación con el tamaño del eje y la corta distancia que existe entre el motor y el reductor. El torque en el eje varía según la rata de alimentación de material y está limitado por el embrague neumático a un valor de 5272 Nm. Con este valor de torque y el diámetro del eje (0.1 m) se calculó el esfuerzo cortante nominal en el eje:

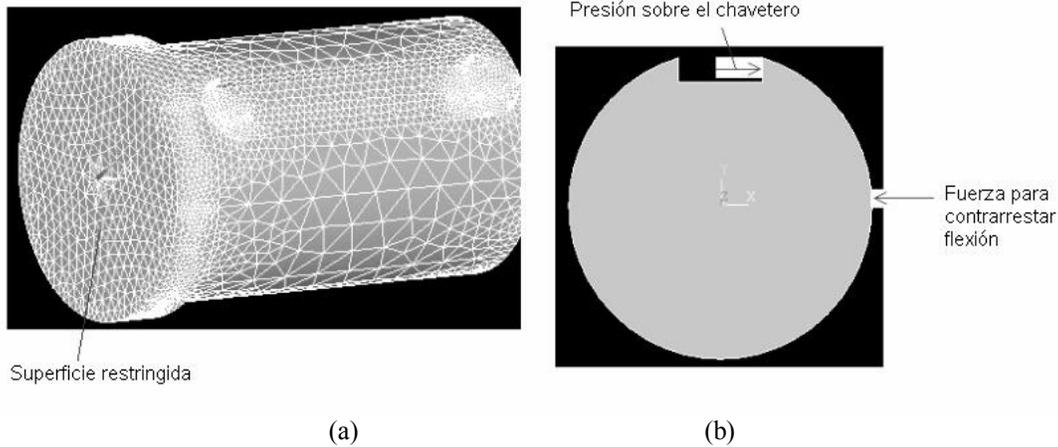
$$\tau = \frac{16 * T}{\pi d^3} \quad (1)$$

Donde: T es el torque y d es el diámetro, reemplazando se tiene:  $\tau = 26.85$  MPa. Este esfuerzo es muy bajo comparado con la resistencia a la fluencia del acero AISI 4340 laminado en caliente: 56 ksi (385 MPa) [5]. Para este elemento en particular se debe tener en cuenta la concentración de esfuerzos debido al chavetero y al cambio de sección. Para determinar los concentradores de esfuerzo se realizó un modelo con elementos finitos. El torque fue aplicado por medio de una presión

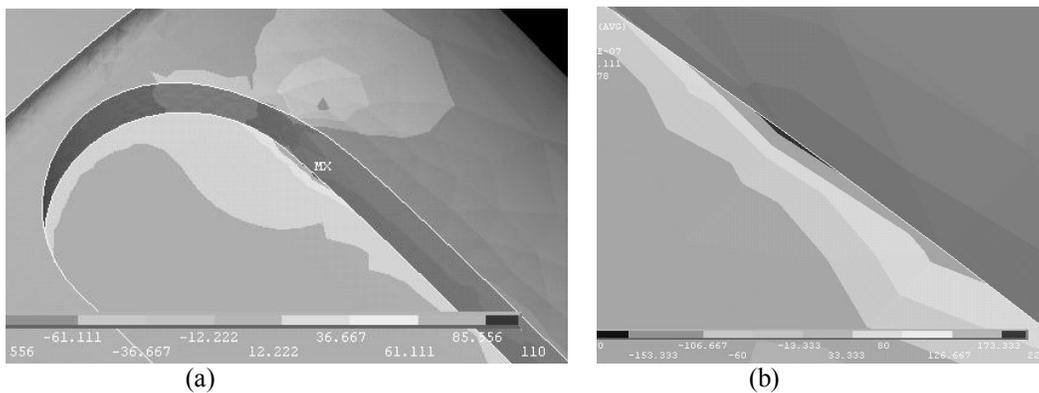
uniforme en el chavetero. Para evitar la flexión que genera dicha carga, se aplicó una fuerza distribuida de magnitud equivalente a la presión aplicada sobre el área del chavetero, en dirección opuesta y concéntrica con la línea central del eje. En la Figura 4 (a), se muestra el modelo con el refinamiento en la zona de interés y el área con las restricciones como condición de borde. En la Figura 4 (b) se muestran también las cargas aplicadas. La independencia de la distancia a la condición de borde se verificó usando previamente un modelo de una barra lisa sin concentradores y fue comparado con la solución analítica. El tamaño de los elementos en la zona de mayor refinamiento fue de 1 milímetro de lado aproximadamente, el criterio de

convergencia fue de 2% de variación con respecto al esfuerzo anterior y se usaron tetraedros de 10 nodos.

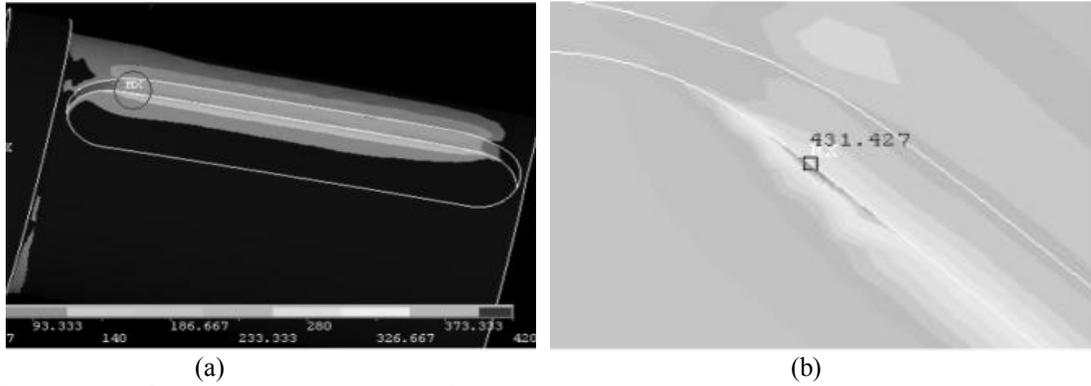
En la Figura 5 (a) se muestran los resultados de esfuerzo cortante, se observa que el máximo valor se presenta en la raíz del chavetero donde se inició la fisura. Se obtuvo un valor de esfuerzo cortante de 110 MPa, obteniéndose un concentrador de esfuerzos de 4.09. En la Figura 5 (b) se muestran los resultados de esfuerzo axial con un valor máximo de 220 MPa. En la Figura 6 se muestran los resultados de esfuerzo equivalente de Von Mises, en esta figura se muestra que la concentración se presenta justamente en el sitio donde inicio la fisura.



**Figura 4.** Modelo de elementos finitos (a) condición de borde y (b) cargas aplicadas  
**Figure 4.** Finite element model (a) boundary conditions and (b) applied loads



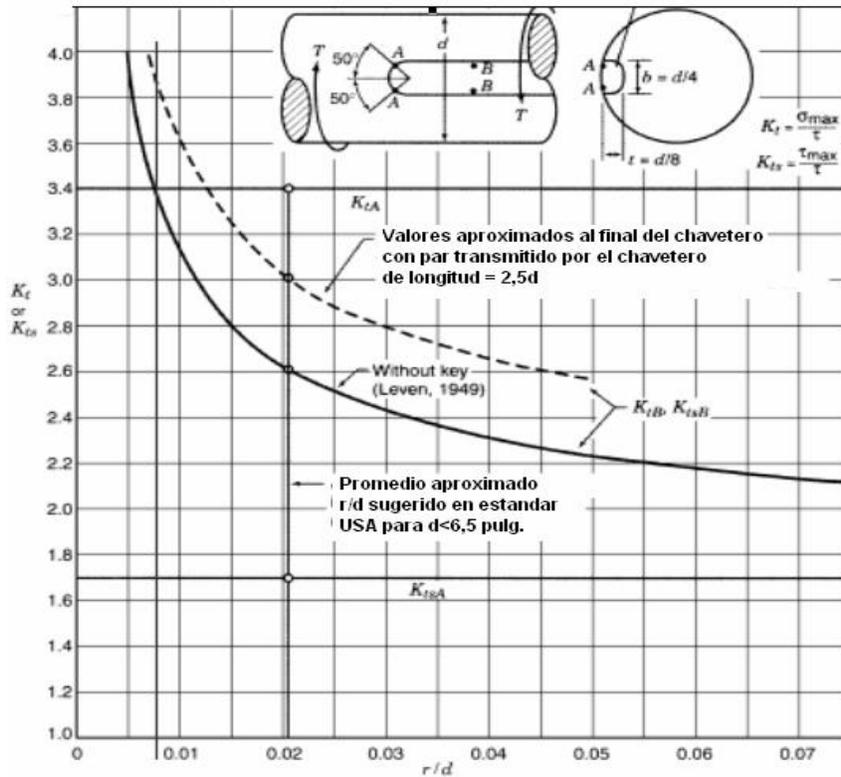
**Figura 5.** (a) Esfuerzo cortante y (b) esfuerzo axial  
**Figure 5.** (a) Shear stress and (b) normal stress



**Figura 6.** (a) Distribución del esfuerzo de Von Mises (b) detalle en la zona de concentración de esfuerzos  
**Figure 6.** (a) Distribution of Von Mises stress (b) detail of the stress concentration zone

Los resultados del modelo de elementos finitos fueron consistentes con lo reportado en la literatura [6]. En la Figura 7 se muestran los factores de concentración de esfuerzos para dos casos: eje con chavetero sometido a torque y eje con chavetero sometido a torque con el torque transmitido por medio del chavetero. Puesto que el radio en la raíz del chavetero es 0.74 mm y el diámetro de eje es 100 mm, la relación  $r/d$  es

0.0074. Usando esta relación en la Figura 7 se encuentra un factor de concentración de 3.4 para el caso de torque sin tener en cuenta la presión en el chavetero y aproximadamente un factor de 4 para el caso de torque aplicado como una presión en el chavetero. El valor del concentrador de esfuerzos obtenido con el modelo (4.09) se aproxima al valor obtenido en el gráfico de la Figura 7.



**Figura 7.** Factor de concentración de esfuerzos en un chavetero [6]  
**Figure 7.** Stress concentration factor in a key slot [6]

## 2.4 Análisis a fatiga

Calculados los valores de esfuerzo máximo es necesario tener claro que la velocidad de rotación del sistema y la rata de alimentación de material extruido varían en el tiempo, ocasionando cambios en el torque del sistema. Es posible, que aún teniendo una velocidad constante se presente variación de torque de manera similar a lo reportado por Ping y Guang [7] quienes en el análisis de falla en un eje intermedio del reductor de una extrusora, realizaron mediciones de torque y encontraron que a velocidad constante el torque fluctúa. Debido a que en este caso no se ha realizado mediciones de torque y no se sabe que orden sean las variaciones para una velocidad constante, se realizaron los cálculos a fatiga con la fluctuación de torque debido a la variación de velocidad.

El sistema tiene una variación de la velocidad entre 1300 y 800 rpm, existe una relación de 1.625 entre la velocidad máxima y la mínima. Tomando el torque como proporcional a velocidad de giro, debe existir una relación similar entre el torque máximo y mínimo y a su vez entre el esfuerzo máximo y mínimo. Se usa el esfuerzo de Von Mises de manera similar a los cálculos realizados por Ping y Guang [7]. El máximo valor del esfuerzo de Von Mises obtenido en el modelo de elementos finitos fue de 431.4 MPa por tanto el esfuerzo mínimo será:

$$S_{\min} = \frac{S_{\max}}{1.625} = 265.47 \text{ MPa} \quad (2)$$

Los valores de esfuerzo medio ( $S_m$ ) y alterno ( $S_a$ ) respectivamente están dados por:

$$s_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = 348.43 \text{ MPa} \quad (3)$$

$$s_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} = 82.96 \text{ MPa} \quad (4)$$

Se consideró además el efecto del peso del embrague neumático (383 Kg), el cual debido al giro del eje produce un esfuerzo alterno por flexión. Existe una distancia entre apoyos (distancia entre los rodamientos) de 0.658 m, lo

cual genera un momento flector de 618 Nm y un esfuerzo alterno de:

$$s_a = \frac{32 * M}{\pi d^3} \quad (5)$$

Reemplazando se tiene  $S_a = 6.29$  MPa. Considerando el factor de concentración de 4 se tiene que el esfuerzo alterno es: 25.18 MPa. Al sumar los dos esfuerzos alternos: uno debido al torque y el otro debido a la flexión se tiene:  $S_a = 108.14$  MPa. Como criterio de falla se utilizará el parámetro [7,8]:

$$\sigma_{alt} = Se \left[ 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right] \quad (6)$$

Donde  $Se$  es la resistencia a la fatiga de la pieza la cual a su vez se puede calcular aproximadamente como:

$$S_e = S_e' * K_a * K_b / K_f \quad (7)$$

Donde:  $S_e'$  se conoce como limite de fatiga del material y se puede calcular como:  $S_e' = 0.5 * S_{ut}$  [9]. Aunque se debe aclarar que esta relación de 0.5 entre el limite de fatiga y la resistencia a la tracción, no es constante y puede variar entre 0.6 y 0.3 [10].  $K_a$  es el factor que afecta la resistencia a la fatiga por efecto del acabado superficial y  $K_b$  es el factor del tamaño de la pieza respectivamente.  $K_f$  es el factor debido a concentración de esfuerzos, debido a que del modelo de elementos finitos se obtienen los esfuerzos afectados por el factor de concentración de esfuerzos no se debe tener en cuenta este factor para reducir la resistencia a la fatiga. Se desprecia también el efecto de la sensibilidad a entalla del material la cual es aproximadamente 1 para materiales de alta resistencia como el AISI 4340 [9].

El factor de superficie  $K_a$  para una pieza maquinada y con una resistencia a la tracción de 142820 psi es aproximadamente 0.68 [9]. El factor de tamaño  $K_b$  esta dado por:

$$K_b = 1.189 d^{-0.097} \quad (8)$$

Donde  $d$  es el diámetro en milímetros, reemplazando se tiene:  $K_b = 0.76$ . Con los anteriores valores la resistencia a la fatiga:  $S_e = 253.9$  MPa. Reemplazando en el parámetro  $\sigma_{alt}$  se tiene:

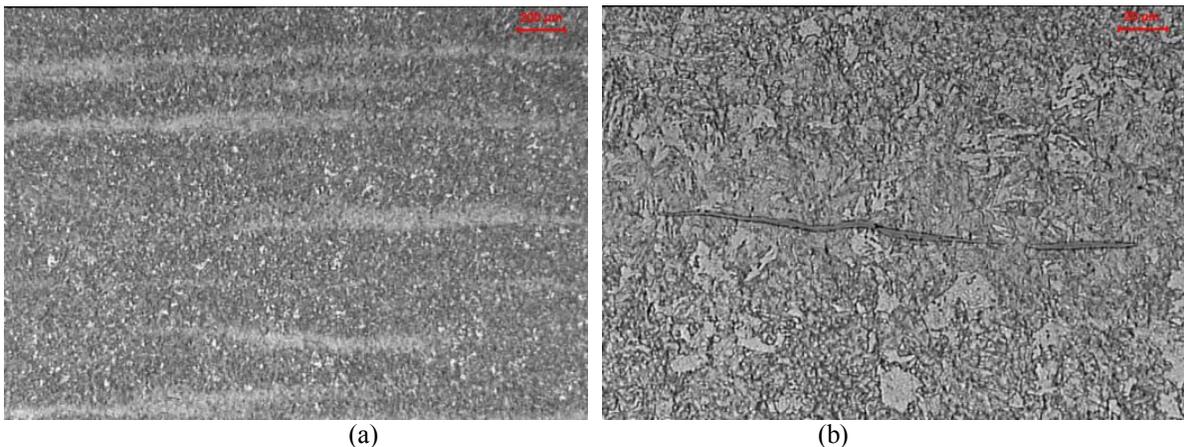
$$\sigma_{alt} = Se \left[ 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right] = 163.9 \text{ MPa} \quad (9)$$

Según Ping y Guang [7], la pieza falla si  $S_a > \sigma_{alt}$  sin embargo en este caso ocurre lo contrario por lo tanto la pieza no debería fallar a fatiga. Se tiene un factor de seguridad de: 1.51. Sin embargo es posible que en este caso la resistencia a la fatiga del material no sea  $S_e' = 0.5 \cdot S_{ut}$ , sino tenga un valor menor por ejemplo  $0.35 \cdot S_{ut}$ , el cual corresponde al límite menor de resistencia a la fatiga [10]. Esa disminución de la resistencia de fatiga puede deberse por ejemplo a imperfecciones en el material, como poros o inclusiones no metálicas. Si se repite el cálculo con un factor de 0.35 se observa que el factor de seguridad se reduce a 1.06 y dada cualquier inexactitud en el cálculo de esfuerzos o sus fluctuaciones existe el riesgo de fatiga. Por otro lado es posible que la variación de torque y por tanto de esfuerzos no sea como aquí se consideró (igual a la variación de velocidad) sino que a velocidad constante se presenten fluctuaciones de torque como en el caso reportado por Ping y Guang [7], en donde se obtiene relación entre torque máximo y torque mínimo de hasta 2.22

la cual es mayor a la que aquí se consideró (1.625). Si se repiten los cálculos de factor de seguridad considerando una variación entre esfuerzo máximo y mínimo de 2.22 y un límite de fatiga de  $0.35 \cdot S_{ut}$ , se obtiene valor de  $FS = 0.84$  caso en el cual la falla por fatiga es inevitable.

## 2.5 Análisis Metalográfico

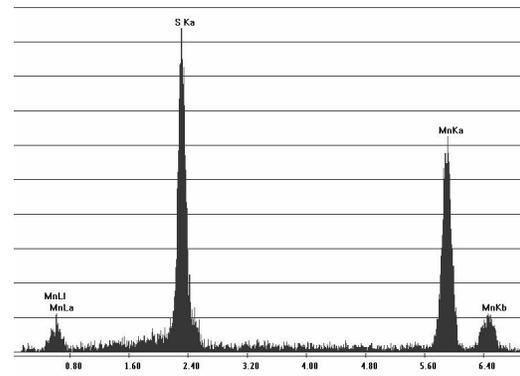
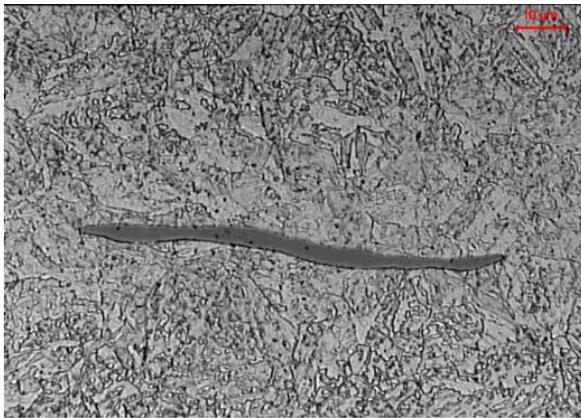
Para determinar imperfecciones en el material que pueden disminuir la resistencia a la fatiga, se realizó un análisis metalográfico. En la Figura 8 (a) se muestra la micrografía del eje, se puede observar bandas claras correspondientes a zonas con una composición diferente a la del resto del material. Al hacer un acercamiento en una de esas zonas, se encontró una alta cantidad de inclusiones alineadas (Figura 8 (b)), estas bandas están orientadas longitudinalmente con respecto al eje debido al proceso de conformado [11]. La microdureza de las bandas claras usando carga de 300 gf fue de  $385 \pm 11.8$  HV y de las regiones adyacentes fue de  $312 \pm 12.2$  HV. La microestructura presentó pocas características aciculares, formada por ferrita, carburos globulares, austenita retenida, inclusiones no metálicas y martensita revenida. Esta microestructura probablemente proviene de un revenido a alta temperatura, que no es muy común en los aceros AISI 4340 en los cuales es más usual presentar una microestructura principalmente acicular (martensita revenida).



**Figura 8.** Sección longitudinal del eje (Nital 3%) (a) bandas claras y (b) magnificación de las bandas  
**Figure 8.** Longitudinal section of the shaft (Nital 3%) (a) white bands and (b) high magnification of the bands

En la Figura 9 (a) se muestra una inclusión y en la Figura 9 (b) se muestra el microanálisis químico (EDS), formado por picos de

manganeso y azufre. Los resultados indican que las inclusiones son de sulfuro de manganeso.

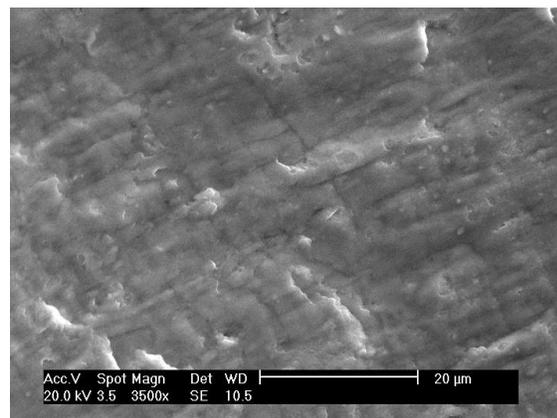
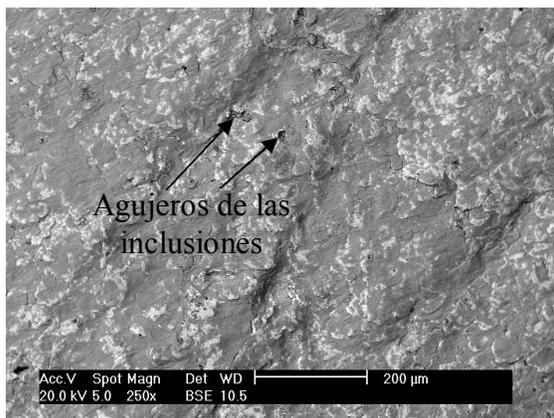


**Figura 9.** (a) Detalle de la inclusión (b) EDS de la inclusión de sulfuro de manganeso  
**Figure 9.** (a) High magnification of the inclusion (b) EDS of manganese sulfide inclusion

### 2.6 Análisis de la superficie de fractura

Con ayuda de la microscopía electrónica de barrido también se logró detectar las impurezas presentes en el acero. En la Figura 10 (a) se muestra la zona de fractura donde se puede

observar agujeros dejados por las inclusiones desprendidas de la matriz. En la Figura 10 (b) se observan estrías producto de la propagación de la fisura lo cual confirma que la falla fue por fatiga.



**Figura 10.** SEM en la superficie de fractura del eje (a) agujeros dejados por las inclusiones y (b) estrías de fatiga  
**Figure 10.** SEM of the fracture surface of the shaft (a) holes left by the inclusions (b) fatigue striations

### 3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las inclusiones son constituyentes extraños que afectan la distribución de esfuerzos a escala microscópica y pueden contribuir a la nucleación de grietas. En la literatura, se reportan aceros de

alta resistencia presentaron un límite de fatiga 32% menor en la dirección transversal que el límite de fatiga en la dirección longitudinal, debido a la direccionalidad de inclusiones alargadas en la dirección longitudinal [12].

También se encontraron evidencias de fisuras generadas a partir de inclusiones intermetálicas en aleaciones de aluminio. En otro trabajo, muestras de acero AISI 4340 conteniendo inclusiones de  $\text{MnO-SiO}_2\text{-Al}_2\text{O}_3$  presentaron nucleación de fisuras por fatiga causado por desprendimiento entre las inclusiones y la matriz [13]. La forma aguda de las inclusiones presentadas en el presente trabajo aumenta la concentración de esfuerzos y debido a la alineación entre ellas, fácilmente pueden propagar fisuras, disminuyendo considerablemente la resistencia a la fatiga del eje.

En el análisis de esfuerzos se encontró que existe una componente importante de esfuerzo axial lo cual explica la dirección de propagación de la fisura. La observación de las marcas de playa indica que el punto de inicio de la fisura está en la raíz del chavetero el cual es el punto de máxima concentración de esfuerzos. En el análisis de vida en fatiga se encontró que a pesar de la alta concentración de esfuerzos ( $K_t = 4$ ) la pieza no fallaría por fatiga si tuviera una resistencia a la fatiga de  $0.5 \cdot S_{ut}$  la cual es común en muchos aceros, sin embargo si la resistencia a la fatiga es tan baja como  $0.35 \cdot S_{ut}$ , el factor de seguridad es prácticamente 1, lo cual indica que existe riesgo de falla por fatiga. Esa disminución en la resistencia a la fatiga ( $0.35 \cdot S_{ut}$ ) puede ser ocasionada por la alta cantidad de inclusiones de sulfuro de manganeso presentes en el acero y confirmada con microanálisis químico. Es importante controlar la calidad del material del eje, por ejemplo con procesos de fundición al vacío, el número de inclusiones puede ser reducido considerablemente, incrementando el límite de fatiga.

#### 4. CONCLUSIONES

No se encontró evidencia de esfuerzo flexor por causa diferente al peso propio de los elementos (embrague acople), por tanto se puede concluir que la falla fue principalmente por efecto del torque. Tampoco se encontró falla en elementos como rodamientos o engranajes. La superficie de fractura muestra características de fatiga por lo

tanto se descarta que la falla haya sido por sobrecargas.

Aunque existe un alto concentrador de esfuerzos, si el material tuviera la resistencia a la fatiga esperada, no habría fallado. Sin embargo debido a la cantidad de impurezas en el material es posible que la resistencia a la fatiga del material se haya disminuido. El valor del concentrador de esfuerzos puede ser reducido ampliando el radio en el fondo del chavetero ( $R > 0.74$  mm).

La causa más probable de la falla es la alta cantidad de inclusiones de sulfuro de manganeso en el material, algunas de esas inclusiones cerca al sitio de concentración de esfuerzos pueden servir como núcleos de fisuras.

#### 5. REFERENCIAS

- [1] CEBALLOS, W. F. GÓMEZ, A. L., CORONADO, J. J. Sinergia entre alta rugosidad superficial y ambiente corrosivo en el comportamiento a la fatiga del acero SAE 1045, *Dyna*, 154, 91-100, 2008.
- [2] CORONADO, J. J., RIVAS, J. S. GÓMEZ, A. L. Estudio tribológico en chumaceras y ejes de molino de caña de Azúcar, *Dyna*, 144, 1-8, 2004.
- [3] DAS, G., RAY, A. K. GHOSH, S. DAS, S. K. AND BHATTACHARYA, D. K. Fatigue failure of boiler feed pump rotor shaft, *Engineering failure analysis*, 10, 725-732, 2003.
- [4] BHAUMIK, S. K. RANGARAU, R. PARAMESWARA, M. A. VENKATASWAMY, M. A. BHASKARAN T. A. AND KRISHNAN, R. V. Fatigue failure of a hollow power transmission shaft. *Engineering failure analysis*, 9, 457-467, 2002.
- [5] DEUTSCHMAN, A. MICHELS, W. AND WILSON, C., *Diseño de Máquinas*, CECSA. Primera edición, México, 1995.

- [6] PETERSON'S, P. W. Stress Concentration Factors, John Wiley & Sons. Second edition, USA, 1997.
- [7] PING, J. AND GUANG, M. Investigation on the Failure of the Gear Shaft Connected to Extruder, Engineering Failure Analysis, 15, 420-429, 2008.
- [8] ERYU, I. EREKE, M. AND KSENLİ, A. Failure Analysis of the Suspension Spring of a Light Duty Truck, Engineering Failure Analysis, 14, 170-178, 2007.
- [9] SHIGLEY, J. AND MITCHELL, L. Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, 6a edición, México, 1985.
- [10] FUCHS, H. AND STEPHENS, R. Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons, New York, 1980.
- [11] AVNER, S. Introducción a la Metalurgia Física, McGraw-Hill, 2ª edición, México, 1988.
- [12] SCHIJVE, J. Fatigue of Structures and Materials, Kluwer Academic Publishers, 1st edition, Netherlands, 2001.
- [13] SURESH, S. Fatigue of Materials, Cambridge University Press. Cambridge, Second edition, 1998.