

ANÁLISIS DE FALLA EN ARRANCADOR INGERSOLL RAND ST750, EMPLEADO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN WÄRTSILÄ 18V34SG

Analysis of failure in starter Ingersoll Rand ST750, employee in engines of combustion Wärtsilä 18V34SG

RESUMEN

Este trabajo busca identificar causas de falla frecuente en piñones de ataque del arrancador neumático Ingersoll Rand ST750. Se realizaron pruebas químicas, metalográficas y mecánicas; cálculos para comprobación geométrica, de operación, y comportamiento mecánico, validados con el software Cosmos. Efectos asociados con las fallas son: desgaste, rayado, picado, corrosión, rotura estática; originados por inapropiada operación como: desalineamiento, lubricación deficiente, humedad en red de aire. Se comprobaron adecuados diseño y factores de seguridad; sin embargo, se recomiendan: nuevo diseño del sistema de transmisión, buenas prácticas de montaje, operación y mantenimiento para prolongar la vida útil de sus elementos.

PALABRAS CLAVES: *Análisis de falla, fallas en piñones.*

ABSTRACT

This work looks for to identify causes of frequent failure in drive pinions of the pneumatic starter Ingersoll Rand ST750. Were made chemical, metallographic and mechanical tests; calculations for geometric confirmation, of operation, and mechanical behavior, validated with the software Cosmos. Effects associated with the failure are: wear away, lined, dive, corrosion, plows static; originated by inappropriate operation like: non alignment, faulty lubrication, moisture in net of air. Were proven appropriate design and factors of security; however, new design of the transmission system, good assembly, operation and maintenance practices are recommended to prolong the useful life of its elements.

KEYWORDS: *Failure analysis, failures in pinions*

1. INTRODUCCIÓN

Para la empresa Colombia Energy Operators dedicada a la generación de energía eléctrica, resulta fundamental disminuir al máximo las paradas por ejecución de acciones correctivas de mantenimiento. Los arrancadores neumáticos de las máquinas Wärtsilä 18V34SG generan problemas debido principalmente a la destrucción periódica de algunas de sus partes como es el caso del piñón de ataque. Para determinar las causas probables de ocurrencia, se realizó un análisis de falla que involucró aspectos dimensionales, metalúrgicos y mecánicos.

2. CONTENIDO

2.1 Material y Ensayos: Se recibió un conjunto de piñones fallados en servicio, Ver figura 1. A uno de estos se le caracterizó y además se le comprobó su diseño. También fue suministrado por la empresa, el histórico de fallos, datos técnicos del arrancador neumático, y algunos datos técnicos y de operación del motor de combustión interna, requeridos más no suficientes para el estudio contemplado.

CARLOS ANDRÉS PÉREZ T.

Ingeniero Mecánico.
Candidato a M. Sc
Prof. del Depto de Ing. Mecánica
Universidad de Ibagué (Colombia)
carlos.perez@unibague.edu.co

EVER ANDRÉS OSPINA E.

Ingeniero Mecánico
Planeador de mantenimiento
centralizado zona caribe
Wärtsilä Colombia S.A. (Colombia)
ever.ospina@wartsila.com

GERMÁN ALBERTO JOVEL R.

Ingeniero Mecánico
Ingeniero de control en montajes
industriales
HL Ingenieros S.A. (Colombia)
german_jovel@yahoo.com



Figura 1. Piñón con picado superficial y diente fracturado.

Se midió una dureza superficial de 555 HB, y una en el núcleo de 285 HB. Con el análisis metalográfico se evidenció la formación de una microgrieta al borde del diente, que nucleó posteriormente en una macrogrieta que dio inicio a la falla del material. Ver figura 2.

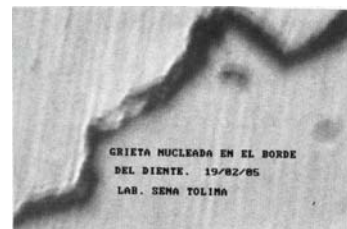


Figura 2. Microgrieta nucleada en el borde del diente. (250 X)

Se evidencia que se trata de un acero de medio carbono y media aleación, con tratamientos térmicos de bonificado, esto debido a la formación de la cementita globulizada y la presencia de laminillas de martensita. Ver figura 3.

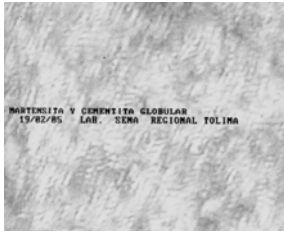


Figura 3. Carburos intermetálicos y laminillas de martensita.

Un ensayo de espectrofotometría ayudó a identificar el material de fabricación. Ver Tabla 1.

Elemento	Porcentaje en peso
Mn	0,640
Ni	1,817
Mo	0,244
Cr	0,813

Tabla 1. Resultados del ensayo de espectrofotometría.

Los resultados son comparados con las normas europeas para aceros aleados, pues de acuerdo al fabricante, el piñón fue elaborado en un acero 40NiCrMo6 ó 1.6565, según norma DIN 17210/17200. Ver tabla 2.

Elemento	Porcentaje en peso
C	0,38 – 0,43
Si	0,15 – 0,35
Mn	0,60 – 0,80
Ni	1,65 – 2,00
Mo	0,20 – 0,30
Cr	0,70 – 0,90

Tabla 1. Composición química del acero DIN 40NiCrMo6

Por sus propiedades mecánicas y composición química, el acero es similar a un AISI/SAE 4340 bonificado.

2.2 Descripción del sistema: Motor de combustión interna Wártsilä con 18 cilindros en V a gas natural, que emplea dos arrancadores neumáticos idénticos tipo turbomotor. Ver figuras 4 y 5.

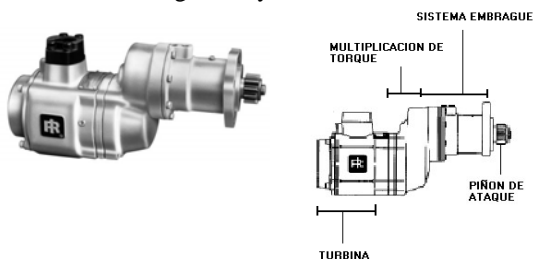


Figura 4. Esquema general del arrancador neumático.

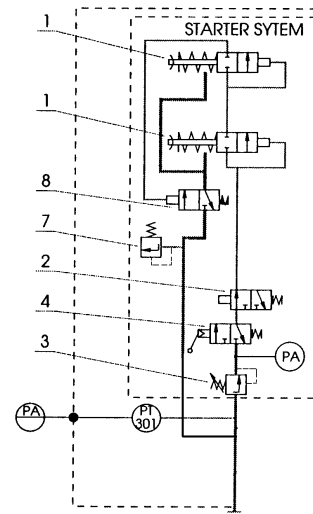


Figura 5. Circuito neumático principal del sistema de arranque. Fuente: Manual de Instalación y Mantenimiento para los Arrancadores Tipo Turbina Serie ST750.

Una vez los dos piñones de ataque entran en contacto con el volante de la máquina, el aire llega a la válvula de arranque (8), esta conmuta y pone en funcionamiento los arrancadores para vencer el torque resistivo del motor de combustión interna. Cuando la máquina alcanza las 150 r.p.m. en su cigüeñal, el sistema de control envía una señal a la válvula solenoide (4) para interrumpir el suministro de aire, que inactiva los arrancadores neumáticos, retornándolos a su posición inicial mediante la acción de un resorte dispuesto para tal fin.

2.3 Desarrollos Preliminares: Se debió realizar el modelamiento en Solid Edge 11, de algunas piezas (uno de estos se muestra en la figura 6), para hallar sus masas, centros de gravedad y momentos de inercia y se usaron los resultados de un análisis experimental de presión en cilindros¹, necesarios para determinar el torque resistivo que deben vencer los arrancadores.

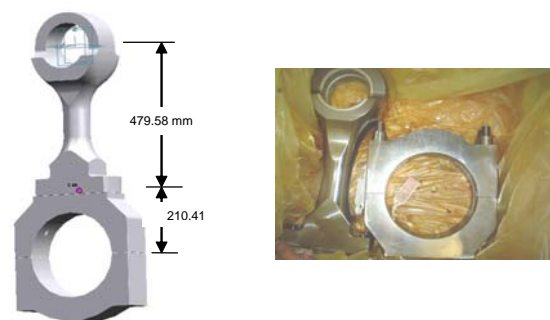


Figura 6. Modelamiento del conjunto biela en Solid Edge 11.

¹ Realizado por SINGESI, empresa nacional dedicada al desarrollo de técnicas de mantenimiento predictivo.

2.4 Cálculo del torque resistivo: El par de inercia o resistivo a vencer por los arrancadores está compuesto por el torque de gas y el torque de inercia. Inicialmente se plantea el análisis para un solo cilindro y luego se incluye el efecto de los 18 cilindros en V, tomando como referencia el ángulo de desfase entre igniciones (40°).

Torque de gas: Inicialmente se estudia el efecto de la presión del gas desde el pistón hacia el cigüeñal, suponiendo que las partes móviles carecen de peso.

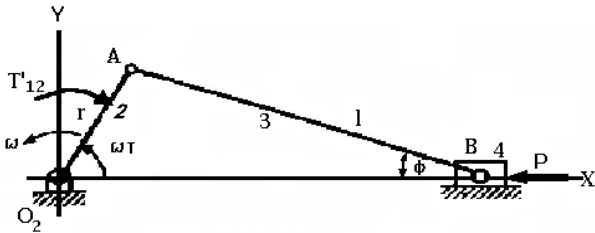


Figura 7. Relaciones geométricas entre biela y manivela.

A partir de la configuración básica y de relaciones entre el ángulo de manivela (ωt) y el ángulo de biela (ϕ) (Ver figura 7) se derivaron expresiones para la velocidad, aceleración y momento de torsión entregado al cigüeñal por la fuerza de los gases como sigue:

$$\dot{x} = -r\omega \left(\text{Sen} \omega t + \frac{r}{2l} \text{Sen} 2\omega t \right)$$

$$\ddot{x} = -r\alpha \left(\text{Sen} \omega t + \frac{r}{2l} \text{Sen} 2\omega t \right) - r\omega^2 \left(\text{Cos} \omega t + \frac{r}{l} \text{Cos} 2\omega t \right)$$

$$T_{21} = Pr \text{Sen} \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \text{Cos} \omega t \right) \hat{k}$$

Para aproximar el análisis al caso real, se efectuó una disposición de la masa de la biela dinámicamente equivalente a la biela original.

Torque de Inercia: Se define la posición del pasador de manivela A, mediante el siguiente vector posición:

$$R_A = r \text{Cos} \omega t \hat{i} + r \text{Sen} \omega t \hat{j}$$

Derivando dos veces se obtiene la aceleración:

$$A_A = (-r\alpha \text{Sen} \omega t - r\omega^2 \text{Cos} \omega t) \hat{i} + (r\alpha \text{Cos} \omega t - r\omega^2 \text{Sen} \omega t) \hat{j}$$

Rescribiendo la expresión que define la aceleración en las partes con movimiento alternativo, se tiene que:

$$A_B = \left[-r\alpha \left(\text{Sen} \omega t + \frac{r}{2l} \text{Sen} 2\omega t \right) - r\omega^2 \left(\text{Cos} \omega t + \frac{r}{l} \text{Cos} 2\omega t \right) \right] \hat{i}$$

Como $F=m.a$, La fuerza de inercia de las partes giratorias será:

$$-m_A A_A = m_A r \left(\alpha \text{Sen} \omega t + \omega^2 \text{Cos} \omega t \right) \hat{i} + m_A r \left(-\alpha \text{Cos} \omega t + \omega^2 \text{Sen} \omega t \right) \hat{j}$$

Por su parte, la expresión para las fuerzas de inercia en las partes con movimiento alternativo es:

$$-m_B A_B = \left[\begin{matrix} m_B r \alpha \left(\text{Sen} \omega t + \frac{r}{2l} \text{Sen} 2\omega t \right) \\ + m_B r \omega^2 \left(\text{Cos} \omega t + \frac{r}{l} \text{Cos} 2\omega t \right) \end{matrix} \right] \hat{i}$$

Momento de torsión de inercia

Se considera la componente tangencial de la fuerza de inercia en el punto A, y la componente de fuerza perpendicular a la superficie de deslizamiento de la corredera. Ver figura 7. El momento de torsión de inercia de masa es expresado mediante la siguiente ecuación.

$$T_{21}^r = \left[\begin{matrix} - \left(-m_B \ddot{x} \text{Tan} \phi \right) x \hat{k} \\ + \left(m_A r \alpha_A \text{Cos} \omega t \hat{j} - m_A r \alpha_A \text{Sen} \omega t \hat{i} \right) r \hat{k} \end{matrix} \right]$$

$$T_{21}^r = (\text{masa movimiento alternativo}) + (\text{masa en A})$$

Realizando las respectivas sustituciones y aplicando algunas identidades trigonométricas, finalmente se obtiene la ecuación que define el momento de torsión de inercia de masa que se ejerce sobre el cigüeñal.

$$T_{21}^r = \left[\begin{matrix} -m_B r^2 \alpha \text{Sen} \omega t \left(\text{Sen} \omega t + \frac{r}{l} \text{Sen} 2\omega t \right) \\ - \frac{m_B r^2 \omega^2}{2} \left(\frac{r}{2l} \text{Sen} \omega t + \text{Sen} 2\omega t \right. \\ \left. + \frac{3r}{2l} \text{Sen} 3\omega t \right) \end{matrix} \right] N^* m \hat{k} + \left[\sqrt{(m_A r^2 \alpha \text{Cos} \omega t)^2 - (m_A r^2 \alpha \text{Sen} \omega t)^2} \right] N^* m \hat{k}$$

$$+ 41,553 N^*m + 94,937 N^*m$$

En la ecuación anterior están implícitos los efectos de los principales elementos que constituyen el conjunto móvil principal de la máquina, como son el pistón, biela, manivela, eje de levas y cigüeñal, los cuales por su masa no pueden ser despreciados dentro del análisis. Las constantes que aparecen al final de la ecuación,

corresponden al efecto del momento de inercia del cigüeñal y eje de levas respectivamente. Al realizar la superposición de torque en todos los cilindros, se incluye el efecto del dámper y del acople.

Con las ecuaciones anteriores, y considerando el ángulo de desfase entre cilindros (40°), se tabularon los valores del torque de gases (ver figura 8) y torques de inercia (ver figura 9) para los 18 cilindros a 50 r.p.m del cigüeñal, y se graficaron superponiéndolos; sin embargo, como no se tiene una posición de manivela específica en la cual se identifique el torque máximo, se hace necesario establecer un torque promedio de gases (8.383 KN.m) y un torque promedio de inercia. (2.058 KN.m).

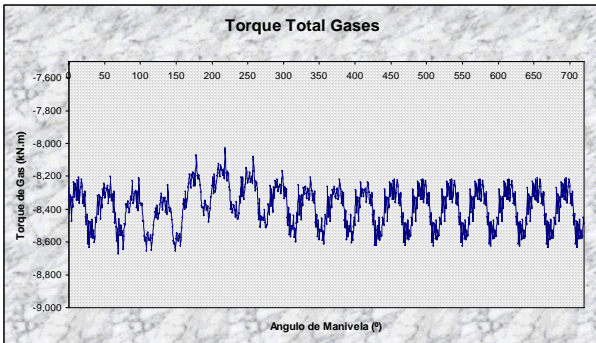


Figura 8. Torque de gases total en un ciclo completo.

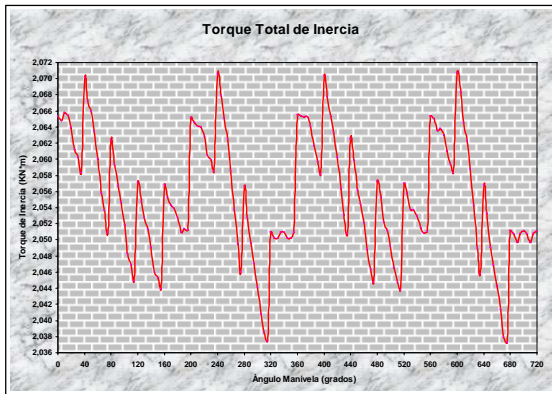


Figura 9. Torque de inercia total en un ciclo completo

El torque resistivo total a vencer por los motores de arranque es la suma del torque de gas y del torque de inercia de partes móviles. (10,441 KN.m) Ver figura 10.

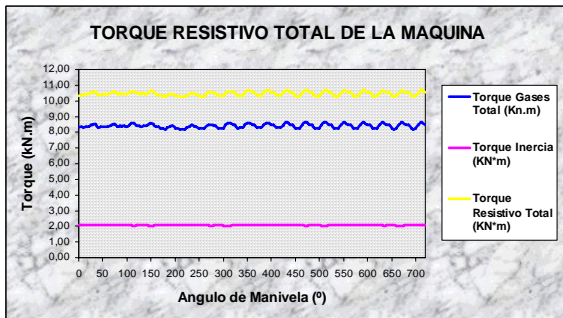


Figura 10. Torque resistivo total en la máquina de combustión.

Con las especificaciones técnicas del motor de arranque, se ha podido establecer que a una velocidad de giro en el cigüeñal de 50 r.p.m, (la misma que se empleó para tabular y graficar anteriormente) el torque entregado por este es de 6.59 KN.m (ver figura 11) Los dos arrancadores en conjunto suministran 13.18 KN.m, es decir, superan en un 20.78% el torque requerido por la maquina de combustión.

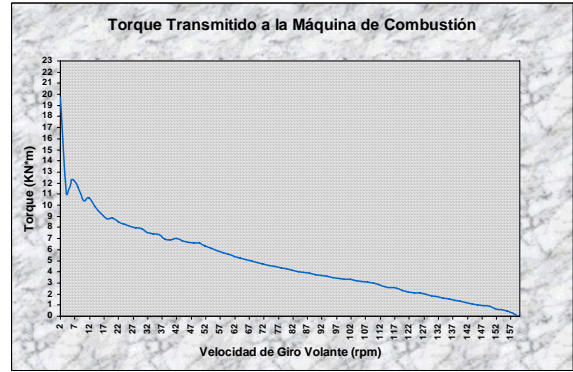


Figura 11. Torque suministrado por el arrancador en función de la velocidad de rotación del cigüeñal.

2.5 Análisis de esfuerzos Para calcular los esfuerzos por flexión y contacto se siguió la norma AGMA. Se establecieron la resistencia última, (1720 MPa) y a la fluencia (1590 MPa) en función de la dureza².

Determinación de esfuerzos por flexión y contacto.

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_f = \left(\frac{W_t \cdot K_a}{K_v} \right) \left(\frac{1.0}{F \cdot m} \right) \left(\frac{K_s \cdot K_m}{J} \right)$$

La determinación de cada uno de los factores se realizó usando gráficos y tablas del libro de Shigley, “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene el valor correspondiente del esfuerzo por flexión

$$\sigma_f = \frac{(6860 N)(1)}{0.87} \frac{1.0}{(28.1 mm)(4 mm)} \frac{(1)(2.0)}{0.30}$$

$$\sigma_f = 467.67 MPa$$

Esfuerzo por contacto

$$\sigma_c = C_p \left[\frac{W_t \cdot C_a}{C_v} \frac{C_s}{F \cdot d} \frac{C_f \cdot C_m}{I} \right]^{1/2}$$

Una vez determinados los valores correspondientes a cada una de los factores, son sustituidos en la ecuación anterior y se obtiene el valor del esfuerzo por contacto,

$$\sigma_c = (191) \left[\frac{(6860 N)(1)}{0.87} \frac{(1)}{(28.1)(56)} \frac{(2.0)(1)}{0.15} \right]^{1/2}$$

$$\sigma_c = 1561.19 MPa$$

² SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R.. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta edición. México: Mc Graw-Hill. 1990. p. 860.

Esfuerzo admisible por flexión

$$\sigma_{f,adm} = \frac{S_i K_L}{K_T K_R}$$

Para un acero bonificado con dureza superficial 555 HB, $S_i=500$ MPa. Sustituyendo valores se obtiene:

$$\sigma_{f,adm} = \frac{(500 MPa)(1)}{(1)(1)}$$

$$\sigma_{f,adm} = 500 MPa$$

Esfuerzo admisible por contacto

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R}$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$\sigma_{c,adm} = \frac{1500.(1.0)(1.0)}{(1.0)(1.0)}$$

$$\sigma_{c,adm} = 1500 MPa$$

Factores de seguridad debido a la flexión y al debilitamiento superficial del piñón:

$$F.S = \frac{\sigma_{f,adm}}{\sigma_f}$$

$$F.S = \frac{\sigma_{c,adm}}{\sigma_c}$$

$$F.S = \frac{500 MPa}{467.67 MPa}$$

$$F.S = \frac{1500 MPa}{1561.19 MPa}$$

$$F.S = 1.07$$

$$F.S = 0.96 \approx 1.00$$

Se observa que los factores de seguridad están muy cercanos al umbral inseguro de operación de la pieza. Esto se evidencia en el picado superficial del diente y la fractura súbita del mismo.

En el desarrollo del trabajo se demostró que al usar una corrección positiva del dentado del piñón de acuerdo a las normas GOST, los factores de seguridad incrementan.

Simulación de esfuerzos y deformaciones por elementos finitos

Primero se simuló con el software Matlab 6.5. La solución obtenida permitió determinar y visualizar una deformación localizada en la zona de aplicación de la carga y en las áreas aledañas a la raíz del diente; sin embargo, en el resultado de simulación de esfuerzos, este no exhibe claramente la zona de altos esfuerzos en la raíz del diente. Además, se obtuvieron valores ligeramente superiores a los valores teóricos calculados. El esfuerzo por contacto presentado es aproximadamente 2.0×10^9 Pa y el esfuerzo por flexión es 0.58×10^9 Pa.

Finalmente, con los resultados obtenidos con el software de elementos finitos COSMOS 2.85, se comprobaron y compararon los valores obtenidos tanto por el modelo matemático como por el programado en Matlab.

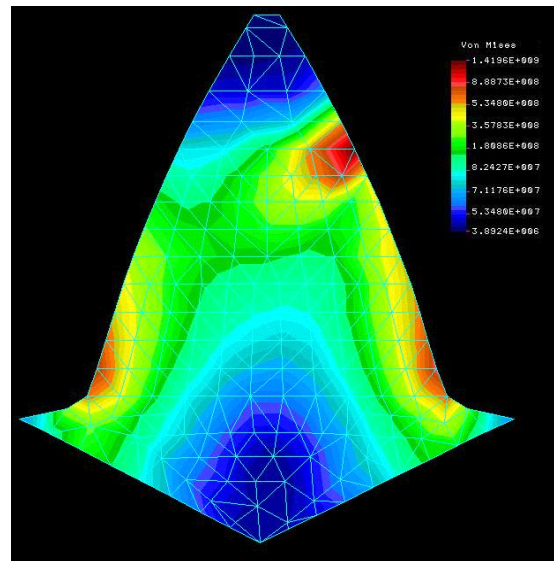


Figura 12 Simulación de esfuerzos en diente del piñón. (COSMOS)

En la figura 12 se observa la simulación de esfuerzos de deformación obtenidos en el diente del piñón. Se aprecian claramente las zonas de mayor concentración de esfuerzo. El valor del esfuerzo por contacto es de aproximadamente 1420.6 MPa, que es mucho más cercano al valor calculado con el modelo teórico.

3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se determinaron importantes características del material de fabricación del piñón: Tipo de material, tratamiento térmico, dureza superficial, entre otras. Estas toman relevancia si se considera la fabricación nacional de dichas piezas.

Los piñones de ataque en su gran mayoría presentan la acción combinada de diferentes fallas que se originan básicamente debido a condiciones inapropiadas de operación, tales como desalineamiento, ausencia total de lubricación en la transmisión, entre otras.

Las principales fallas evidenciadas en el dentado de los piñones de ataque en son: desgaste normal y excesivo, rayado ligero, picado destructivo, rotura estática y rotura por sobrecarga.

Los dos motores de arranque empleados en conjunto, poseen suficiencia para suministrar el torque necesario para vencer la resistencia de la máquina de combustión durante el arranque.

Se calcularon los esfuerzos para un piñón con dientes corregidos, empleando las normas GOST. Se observó un ligero incremento en los factores de seguridad, al compararlos con los factores de seguridad obtenidos por diseño bajo criterio AGMA.

Dentro del trabajo de campo, se encontró que la red de aire presenta ingreso de mezcla agua-aceite, a los arrancadores. Esto se debe a la inoportuna eliminación del condensado en el tanque pulmón por medio del purgador manual existente en cada tanque.

ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Fabricación nacional de las piezas con nuevas propiedades mecánicas a fin de aumentar sus esfuerzos admisibles.

Concienciar al personal para llevar a cabo las actividades de desarme, cambio de partes y posterior armado del arrancador de acuerdo con los procedimientos establecidos para ello.

Realizar un detallado seguimiento de cada uno de los arrancadores a fin de identificar cuales presentan una determinada falla en particular.

Evitar el funcionamiento del arrancador con piñones de ataque que presenten un desgaste excesivo (pérdida del perfil original del diente).

Utilizar la técnica de mantenimiento predictivo por vibraciones en cada uno de los arrancadores, para corroborar fallas como el desalineamiento en la transmisión piñón-cremallera, presente ya sea en el eje o en la carcasa del motor neumático; siendo la desalineación de la carcasa el problema mas viable debido al desmonte frecuente de los arrancadores de su sitio de operación.

Lubricar de la transmisión piñón-cremallera con un lubricante Mobilgear OGL 007 comercializado por la empresa Exxon Mobil de Colombia, con una frecuencia inicial de 5 a 10 arranques que posteriormente será ajustada de acuerdo al comportamiento que presente el lubricante.

Corregir el dentado en la transmisión, tallando con corrección positiva el piñón y con corrección negativa la cremallera a fin de conservar la distancia entre centros y la geometría del alojamiento de las ruedas.

Instalar un purgador automático tipo boya en cada uno de los tanques pulmón.

4. BIBLIOGRAFÍA.

[1] SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición. México: Mc Graw-Hill. 1990.

[2] SHIGLEY, Joseph E. Teoría de máquinas y mecanismos. Segunda Edición. México: Mc Graw Hill. 1986.

[3] BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON, E. Russell. Mecánica de Materiales. Segunda Edición. Bogotá: Mc Graw Hill, 1993.

[4] NORTON, Robert L. Diseño de Maquinaria. México: Mc Graw Hill. 1995.

[5] SMITH, William F. Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de materiales. Tercera edición. Madrid: Mc Graw Hill. 1998.

[6] AVNER, Sydney H. Introducción a la metalurgia física. Segunda Edición. México: Mc Graw Hill, 1988.

[7] MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas hidráulicas. Segunda edición. México: Harla, 1982.

[8] CARNICER, Enrique. Aire Comprimido: Teoría y Cálculo de las Instalaciones. Madrid: Paraninfo. 1991.

[9] ALBARRACIN, Pedro. Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz: Fallas en dientes de engranajes. Segunda Edición. Bucaramanga: Litochoa 1993.

[10] FANDIÑO, Jesús A. Confrontación de métodos para el diseño y cálculo de engranes cilíndricos con perfil de evolvente. Trabajo de Grado (Ingeniero Mecánico). Universidad de Ibagué. Programa de Ingeniería Mecánica. Ibagué, 2001., 883 p.

[11] Informe de Análisis y Ensayo Metalográfico de Materiales (N° 2013), realizado en el laboratorio de ensayo de materiales del Sena Regional Tolima.

[12] Manual de Instalación y Mantenimiento para los Arrancadores Tipo Turbina Serie ST750.

[13] Manual de operación y mantenimiento de los motores de combustión interna WÄRTSILÄ 18V34SG.

[14] <http://www.ingersollrand.com/engine-start-systems> (10-10-2005)