

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE PALAS HIDRAULICAS
KOMATSU PC4000-6 EN LA MINERA BARRICK-
LAGUNAS NORTE**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

VICTOR DANIEL ARMAULIA SANCHEZ

PROMOCION 2008 - II

LIMA-PERU

2012

*A la sabiduría y comprensión de mi madre,
a la inteligencia y consejos de mi padre,
a la eterna amistad y compañía de mi hermano.*

TABLA DE CONTENIDO

PROLOGO		1
CAPITULO I	INTRODUCCION	
1.1	INFORMACION GENERAL DE LA EMPRESA MINERA BARRICK MISQUICHILCA S.A., OPERACION LAGUNAS NORTE	3
1.1.1	Perforación y carga de mineral	5
1.1.2	Chancado de mineral	6
1.1.3	Dosificación de mineral	8
1.1.4	Lixiviación de mineral	8
1.1.5	Planta de Procesos	9
1.1.6	Fundición	9
1.2	PALA HIDRAULICA MODELO PC4000-6	9
1.3	MANTENIMIENTO PREDICTIVO	14
1.4	OBJETIVOS	14
CAPITULO II	CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA PALA HIDRAULICA KOMATSU PC4000-6	
2.1	MOTOR CUMMINS MODELO QSK60	16
2.2	CAJA DE ENGRANAJES	18
2.3	SISTEMA HIDRAULICO	20
2.3.1	Sistema Hidráulico de Giro	20
2.3.1.1	Cremallera de Giro	21

2.3.1.2	Motores Hidráulicos y Reductores de Giro	23
2.3.2	Sistema Hidráulico de Tracción	25
2.3.2.1	Motores Hidráulicos y Reductores de Tracción	26
2.3.2.2	Carrilería	27
2.3.3	Sistema Hidráulico de Implementos de Carga	28
2.3.3.1	Bloques principales de válvulas	29
2.3.3.2	Cilindros Hidráulicos	31
2.3.4	Sistema de Refrigeración	32
2.3.4.1	Motores Hidráulicos	35
2.3.4.1	Paneles de enfriamiento	35

CAPITULO III TECNICAS PREDICTIVAS DE MEDICION APLICADAS EN LA PALA HIDRAULICA PC4000-6

3.1	ANALISIS DE INFORMACION DEL SISTEMA DE MONITOREO DEL MOTOR DIESEL	36
3.1.1	Componentes del Sistema de Monitoreo del Motor Diesel	37
3.1.2	Funciones del Sistema de Monitoreo del Motor Diesel	37
3.2	ANALISIS DE MUESTRAS DE ACEITE	38
3.2.1	Motor Diesel	40
3.2.2	Caja de Engranajes	41
3.2.3	Sistema Hidráulico de Giro	42
3.2.4	Sistema Hidráulico de Tracción	44
3.2.5	Mandos finales de las Ruedas Dentadas	46
3.3	TERMOGRAFIA	48

3.3.1	Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Giro	49
3.3.2	Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Tracción	49
3.3.3	Cilindros hidráulicos del Sistema Hidráulico de Carga	50
3.3.4	Líneas de retorno de los paneles de enfriamiento del aceite hidráulico hacia el tanque	50
3.4	MEDICION DE LOS COMPONENTES DE LA CARRILERIA	51
3.5	MEDICION DE JUEGO AXIAL DE LA CREMALLERA DE GIRO	51
3.6	VERIFICACION TECNICA	52
3.6.1	Verificación Técnica del Motor Diesel	53
3.6.2	Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Giro	54
3.6.3	Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Tracción	55
3.6.4	Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Carga	55
3.6.5	Verificación Técnica del Sistema de Refrigeración	56
CAPITULO IV CASOS HISTORICOS		
4.1	ANALISIS DE INFORMACION DEL SISTEMA DE MONITOREO DEL MOTOR DIESEL	58
4.2	ANALISIS DE MUESTRAS DE ACEITE	60
4.2.1	Motor Diesel	60
4.2.2	Caja de Engranajes	63
4.2.3	Sistema Hidráulico de Giro	65
4.2.4	Sistema Hidráulico de Tracción	67
4.2.5	Mandos Finales de las Ruedas Dentadas	69
4.3	TERMOGRAFIA	71

4.3.1	Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Giro	71
4.3.2	Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Tracción	72
4.3.3	Cilindros hidráulicos del Sistema Hidráulico de Carga	75
4.3.4	Líneas de retorno de los paneles de enfriamiento del aceite hidráulico hacia el tanque	79
4.4	MEDICION DE LOS COMPONENTES DE LA CARRILERIA	81
4.5	MEDICION DE JUEGO AXIAL DE LA CREMALLERA DE GIRO	83
4.6	VERIFICACION TECNICA	85
4.6.1	Verificación Técnica del Motor Diesel	85
4.6.2	Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Giro	86
4.6.3	Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Tracción	86
4.6.4	Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Carga	87
4.6.5	Verificación Técnica del Sistema de Refrigeración	88
CAPITULO V	PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO	
5.1	REDUCCION DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE ACEITE DEL MOTOR DIESEL MODELO QSK60	90
5.2	AUMENTO DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE LOS TURBOCARGADORES DEL MOTOR DIESEL MODELO QSK60	94
5.3	REDUCCION DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE ACEITE DE REDUCTORES DEL SISTEMA HIDRAULICO DE GIRO	102
5.4	AUMENTO DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE CILINDROS HIDRAULICOS DE VOLTEO Y CREACION DE ACTIVIDAD ESTANDAR DE PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD EN LOS CILINDROS HIDRAULICOS	105

5.5	AUMENTO DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE CADENAS DE LA CARRILERIA	110
5.6	PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO	113
CAPITULO VI JUSTIFICACION ECONOMICA		
6.1	INDICADOR DE DISPONIBILIDAD	115
6.2	INDICADOR DE COSTO POR PERDIDA DE PRODUCCION (K)	118
6.3	BENEFICIOS DE LA IMPLEMENTACION DEL PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO	120
CAPITULO VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		
7.1	CONCLUSIONES	122
7.2	RECOMENDACIONES	123
BIBLIOGRAFIA		126
ANEXOS		127

PROLOGO

El presente informe ha sido desarrollado en base a la información recolectada durante el ejercicio laboral realizado en la empresa Minera Barrick Misquichilca S.A., en su operación Lagunas Norte, por lo que es justo expresar el agradecimiento hacia esta empresa así como también hacia los compañeros de trabajo y a las personas jerárquicamente superiores.

En el Capítulo I, se brinda información acerca de la empresa minera Barrick Gold Corporation y se explica brevemente el proceso de obtención del oro y plata desde la extracción del mineral del tajo para la operación Lagunas Norte. Adicionalmente se explica el concepto de Mantenimiento Predictivo y se presentan los objetivos del presente informe.

En el Capítulo II, se presentan las características técnicas de los sistemas y componentes principales de la pala hidráulica modelo PC4000-6.

En el Capítulo III, se presentan las técnicas predictivas de medición de parámetros aplicadas en los sistemas y componentes principales de la pala hidráulica, así como los valores normales de trabajo de los mismos.

En el Capítulo IV, se presentan los casos históricos de fallas detectadas con las técnicas predictivas explicadas en el capítulo anterior.

En el Capítulo V, se presenta el programa de mantenimiento predictivo, que resulta del mejoramiento del procedimiento de algunas actividades del plan de mantenimiento preventivo con el fin de mantener el equipo dentro de los rangos normales de operación.

En el Capítulo VI, se realiza el cálculo de la justificación o beneficio económico para un aumento de disponibilidad operativa de la pala hidráulica, planteado como objetivo al implementar el plan de mantenimiento predictivo.

En el Capítulo VII, se presentan las conclusiones de la implementación del mantenimiento predictivo en la pala hidráulica, y las recomendaciones para su adecuada ejecución.

CAPITULO I INTRODUCCION

1.1 INFORMACION GENERAL DE LA EMPRESA MINERA BARRICK MISQUICHILCA S.A., OPERACION LAGUNAS NORTE

La empresa Minera Barrick Misquichilca S.A., operación Lagunas Norte, pertenece a Barrick Gold Corporation, la cual es una minera multinacional dedicada a la extracción de oro. Su sede principal se encuentra ubicada en la ciudad de Toronto, Canadá. En el Perú tiene dos operaciones mineras: Pierina y Lagunas Norte, ubicadas en los departamentos de Ancash y La Libertad respectivamente.

La mina Lagunas Norte se ubica específicamente en el distrito de Quiruvilca, provincia de Santiago de Chuco, en la zona norte del país a una altura entre 3700 y 4200 metros sobre el nivel del mar, a 140 kilómetros de distancia de la ciudad de Trujillo, capital de La Libertad.

El yacimiento minero es a tajo abierto con diseño tipo andenería y con altura de bancos de diez metros, e inició sus operaciones el segundo trimestre del 2005, significando una inversión de US\$ 340 millones. La mina tiene una vida útil esperada de 10 años en adelante, debido a la cantidad de reservas existentes y a la implementación de nuevas tecnologías para alcanzar la máxima eficiencia en el proceso de obtención del oro y plata.

La Figura 1.1 muestra el ciclo de producción realizado en la mina, cuyos procesos serán explicados posteriormente.

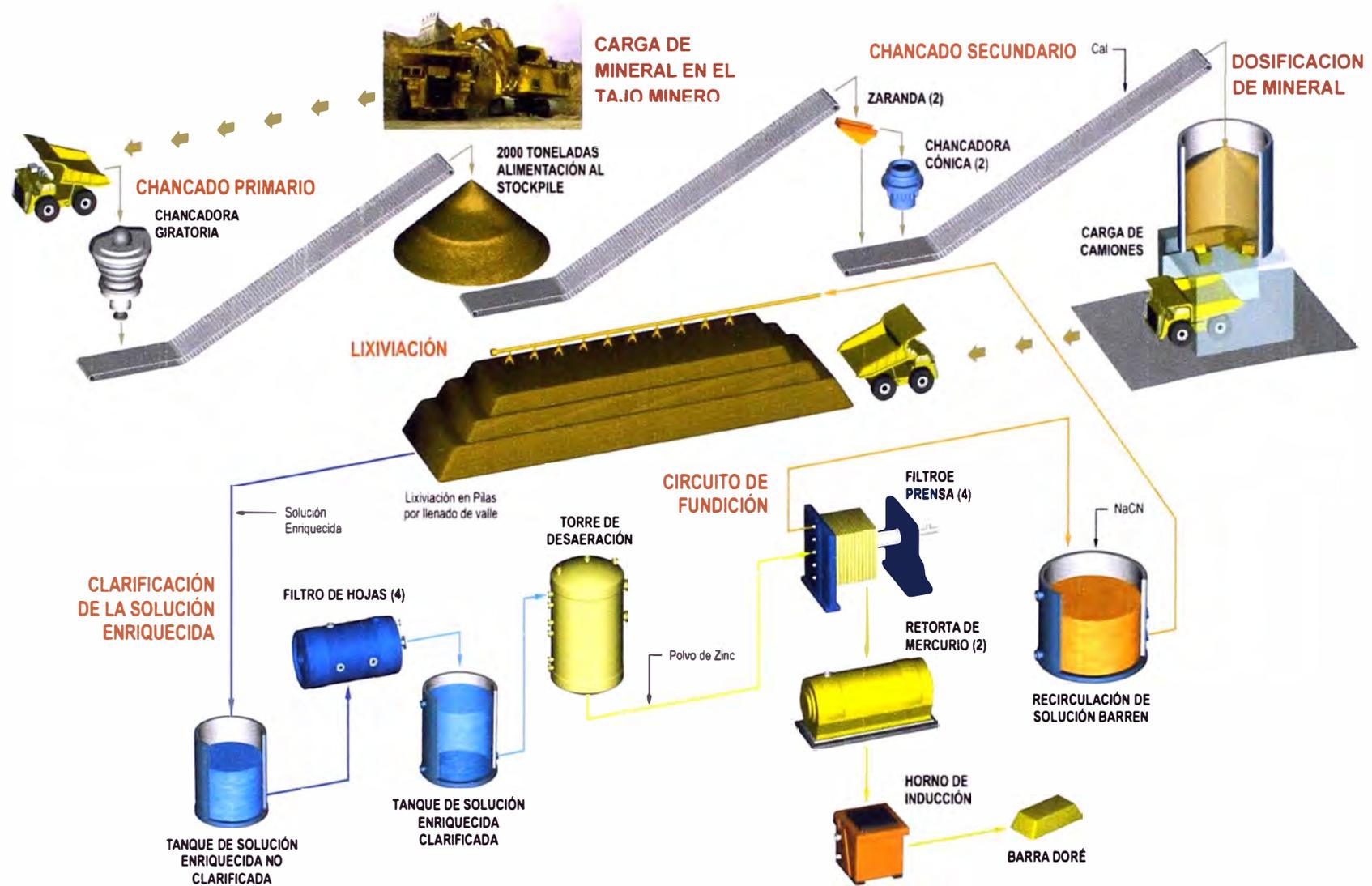


Figura 1.1. Ciclo de Producción realizado en la mina Barrick – Lagunas Norte

A continuación se va a describir brevemente las etapas del proceso de extracción y obtención del oro y plata.

1.1.1 Perforación y carga de mineral

Para obtener el mineral, se utilizan máquinas perforadoras que realizan perforación de 10.5 metros de profundidad donde se colocan explosivos para realizar las voladuras. El material minado es cargado por las palas hidráulicas y los cargadores frontales en las tolvas de los camiones mineros de capacidad nominal de 190 toneladas, para luego ser transportado hasta la estación de chancado de mineral. Diariamente se transportan más de 80,000 toneladas métricas entre mineral y material estéril, el cual es utilizado para la construcción de vías.

El área de Operaciones tiene los siguientes equipos principales a su cargo para el proceso de perforación, carga y transporte del mineral:

➤ **Perforadoras modelo SKS12**

Fabricante: Reedrill

Función principal: Perforación de suelo

Cantidad: Cuatro

➤ **Palas Hidráulicas modelo PC4000-6**

Fabricante: Komatsu

Función principal: Carga de mineral a los camiones modelo 730E

Cantidad: Dos

➤ **Cargadores Frontales modelo WA1200-3**

Fabricante: Komatsu

Función principal: Carga de mineral a los camiones modelo 730E

Cantidad: Dos

➤ **Camiones Eléctricos modelo 730E**

Fabricante: Komatsu

Función principal: Transporte de mineral

Cantidad: Quince

➤ **Tractores de Cadenas modelo D375A-5**

Fabricante: Komatsu

Función principal: Acumulación de mineral

Cantidad: Seis

➤ **Cargadores de Llantas modelo WD600**

Fabricante: Komatsu

Función principal: Acumulación de mineral

Cantidad: Dos

1.1.2 Chancado de mineral

En esta etapa el mineral pasa por la estación de Chancado Primario que consta principalmente de una chancadora de tipo giratoria de marca Metso, de capacidad de chancado aproximado de 3,000 toneladas por hora, en el cual las rocas son reducidas en dimensión hasta menos de 15 centímetros. Luego, el mineral es transportado por una faja hacia una pila de almacenamiento principal, para posteriormente ser depositado en otra faja

transportadora mediante los alimentadores vibratorios, y llevado hacia la estación de Chancado Secundario que consta principalmente de dos zarandas de dos etapas en las cuales se realiza la separación de mineral por tamaño, de tal forma que las rocas de menor tamaño pasan directo a las fajas y las rocas de mayor tamaño pasan por las chancadoras de tipo cónicas marca Metso, de capacidad de chancado aproximado de 2,000 toneladas por hora, lugar en el cual las rocas serán nuevamente reducidas de dimensión hasta un tamaño menor de 4 centímetros. Diariamente se realiza el chancado de aproximadamente 30,000 toneladas de mineral.

El área de Procesos tiene los siguientes equipos principales a su cargo para el proceso de chancado y transporte de mineral:

➤ **Chancadora de tipo giratoria**

Fabricante: Metso

Función principal: Reducir el tamaño del mineral

Cantidad: Una

➤ **Fajas Transportadoras**

Fabricante: Phoenix

Función principal: Transporte del mineral

Cantidad: Cinco

➤ **Alimentadores Vibratorios**

Fabricante: Metso

Función principal: Dosificación de mineral a la faja transportadora

Cantidad: Cuatro

➤ **Zarandas de dos etapas**

Fabricante: Metso

Función principal: Selección de mineral por tamaño para chancado

Cantidad: Dos

➤ **Chancadoras de tipo cónicas**

Fabricante: Metso

Función principal: Reducir el tamaño del mineral

Cantidad: Dos

1.1.3 Dosificación de mineral

El mineral, ya reducido de tamaño, es llevado por una faja transportadora hacia una estructura de almacenamiento en una estación de dosificación de mineral, en la cual, a través de tres compuertas hidráulicas automáticas, se deposita una carga aproximada de 190 toneladas de mineral en la tolva de los camiones mineros que luego transportarán este mineral hacia las canchas de lixiviación.

1.1.4 Lixiviación de mineral

En las canchas de lixiviación se aplica al mineral, por método de goteo, una solución lixivante de cianuro de sodio disuelta en agua para retener el oro y la plata contenidos en el mineral. Posteriormente, mediante un sistema de tuberías, la solución rica en oro y plata que ha sido almacenada en pozas, es dirigida hacia la Planta de Procesos.

1.1.5 Planta de Procesos

La solución rica en oro y plata es bombeada hacia el “Tanque de Solución no Clarificada”, luego pasa por el proceso de Clarificación en el cual la solución es filtrada en los Filtros de Hojas y enviada hacia el “Tanque de Solución Clarificada”. Posteriormente se extrae el oxígeno de la solución en una Torre Desaeradora y se le añade polvo de zinc para lograr la precipitación de los metales preciosos.

1.1.6 Fundición

La solución resultante del proceso anterior ingresa a los Filtros Prensa, de los cuales se extrae un precipitado que luego es secado en las retortas de mercurio y posteriormente fundido en los hornos de inducción eléctrica (dos en cantidad), obteniéndose finalmente las barras de Doré (aproximadamente 40% de oro y 60% de plata). La solución sobrante del proceso de filtrado, es enviada hacia el proceso de lixiviación a través de un circuito cerrado.

1.2 PALA HIDRAULICA MODELO PC4000-6

Se define como pala hidráulica a una máquina autopropulsada sobre cadenas, equipada con un cucharón frontal acoplado a un sistema de brazo articulado, cuyos movimientos son accionados mediante cilindros hidráulicos para cumplir las funciones de carga, elevación, transporte y descarga de material de acuerdo a lo requerido por el operador de la maquinaria.

Este equipo ha sido diseñado bajo los estándares propios del fabricante Komatsu y bajo las normativas internacionales de seguridad y medio ambientales vigentes.

Este equipo debe ser utilizado específicamente para cumplir la función de carga de material y debe ser operado únicamente por personal especializado y debidamente certificado por el fabricante y autorizado por la empresa para la cual labore.

Estructuralmente el equipo está dividido en las siguientes partes:

Cuerpo transportador: Contiene principalmente a los motores hidráulicos y los reductores del sistema hidráulico de tracción, y la carrilería.

Superestructura: Contiene principalmente al Motor Diesel, Caja de Engranajes, bombas y bloques de válvulas principales, motores hidráulicos y reductores del sistema hidráulico de giro, y componentes del sistema de refrigeración.

Brazo articulado: Contiene los cuerpos del brazo, los cilindros hidráulicos del sistema de carga.

En la Figura 1.2 se muestra la disposición de las partes y componentes principales de la pala hidráulica, y en la Tabla 1.1 se hace la descripción de lo indicado en la figura.

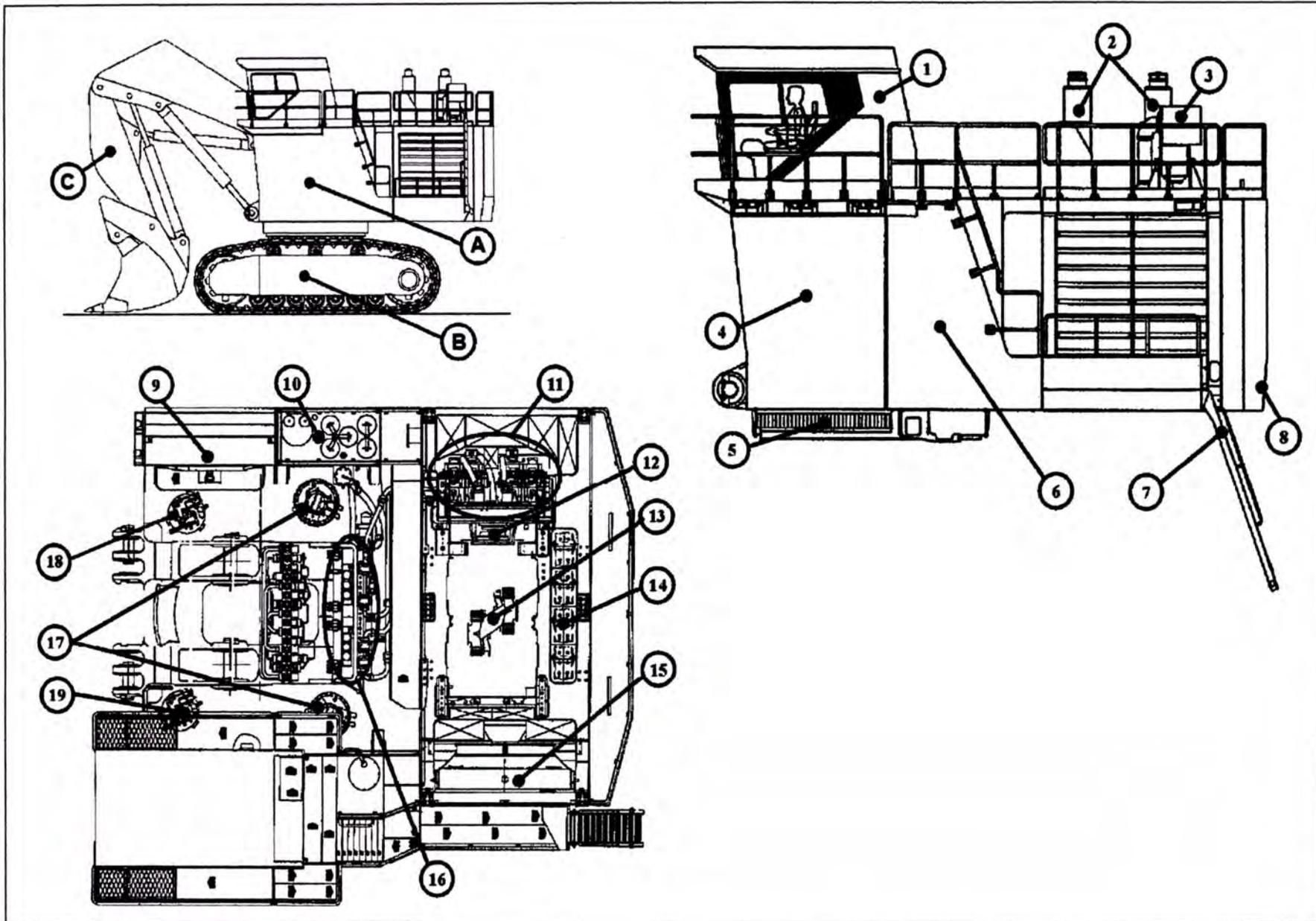


Figura 1.2. Disposición de partes y componentes principales de la pala hidráulica modelo PC4000-6.

Tabla 1.1. Descripción de partes y componentes principales de la pala hidráulica modelo PC4000-6.

DESCRIPCION DE PARTES	
A	Superestructura
B	Cuerpo transportador
C	Brazo articulado
1	Cabina del operador
2	Ductos para el escape de gases de combustión del motor Diesel
3	Filtros de aire de admisión al motor Diesel
4	Cuarto de control eléctrico
5	Cremallera de giro
6	Tanque de combustible
7	Escalera de acceso al equipo
8	Contrapeso
9	Paneles de enfriamiento del aceite hidráulico
10	Tanque de aceite hidráulico
11	Caja de engranajes con las bombas acopladas
12	Acople flexible
13	Motor Diesel
14	Banco de baterías
15	Panel de enfriamiento de refrigerante del motor Diesel
16	Válvulas de alivio y filtros de alta presión
17	Motores hidráulicos y reductores del Sistema de Giro
18	Sistema central de engrase
19	Sistema de engrase de la cremallera de giro

Funcionalmente el equipo consta de los siguientes subsistemas principales e imprescindibles para su funcionamiento:

Tren de Potencia: Encargado de la generación y distribución de la energía requerida para el funcionamiento del equipo. Está conformado por el Motor Diesel y la Caja de Engranajes.

Sistema Hidráulico de Giro: Encargado de generar el giro de la superestructura del equipo de acuerdo a los requerimientos del operador. Está conformado por la cremallera de giro, los motores hidráulicos y los reductores.

Sistema Hidráulico de Tracción: Encargado de generar el traslado del equipo de acuerdo a los requerimientos del operador. Está conformado por los motores hidráulicos, los reductores y los componentes de la carrilería.

Sistema Hidráulico de Implementos de Carga: Encargado de ejecutar los movimientos necesarios para la carga y descarga del mineral contenido en el cucharón. Está conformado por los bloques principales de válvulas y los cilindros hidráulicos.

Sistema de Refrigeración: Encargado de mantener la temperatura del refrigerante del Motor Diesel y del aceite hidráulico dentro del rango normal de trabajo. Está conformado por los paneles intercambiadores de calor y ventiladores accionados por motores hidráulicos.

En los siguientes capítulos se explicará con más detalle el funcionamiento de los subsistemas mencionados y las técnicas de Mantenimiento Predictivo que se realizan en ellos.

1.3 MANTENIMIENTO PREDICTIVO

El Mantenimiento Predictivo se origina debido a la necesidad de realizar un monitoreo más efectivo de los parámetros más importantes para la vida útil de un equipo, de forma tal que se pueda optimizar el tiempo de cambio de componentes y predecir fallas que puedan ocasionar paradas prolongadas de los equipos afectando su disponibilidad y aumentando los costos asociados a ello.

El Mantenimiento Predictivo está basado en la determinación del estado de la máquina en operación. El concepto se basa en que las máquinas darán un tipo de aviso antes de que se produzca la falla, y éste tipo de mantenimiento trata de percibir los síntomas para luego tomar las acciones pertinentes.

Los síntomas se perciben mediante ensayos no destructivos, como pueden ser análisis de aceite, análisis de desgaste de partículas, medición de temperaturas, termografía, etc.

1.4 OBJETIVOS

El presente informe tiene por finalidad resaltar los beneficios del uso de técnicas predictivas realizadas en el seguimiento del estado de los sistemas principales de la pala hidráulica modelo PC4000-6, y presentar un programa de Mantenimiento Predictivo que genere la evolución del sistema de gestión de mantenimiento que actualmente se tiene en la empresa, de tal forma que se mejore la disponibilidad de

los equipos y se logre la reducción de costos por mantenimiento correctivo y por pérdidas de producción al tener inoperativos los equipos de carga.

CAPITULO II

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA PALA HIDRAULICA KOMATSU PC4000-6

En el presente capítulo se describirán las características de los componentes y sistemas principales del equipo.

2.1 MOTOR CUMMINS MODELO QSK60

En la Figura 2.1 se muestra el motor de combustión interna modelo QSK60, el cual tiene una potencia nominal de 2,000HP y posee doble etapa de turboalimentación con control electrónico Quantum para su sistema de combustible, este sistema ofrece un control electrónico completo del motor con inyección de alta presión y adicionalmente un sistema de gestión de parámetros de funcionamiento del motor a los cuales se accede mediante el software Insite CENSE.

A continuación se presentan las principales características del motor.

- **Potencia SAE J1995: 2,000HP**
- **Torque: 9,000 N.m**
- **Velocidad del motor: 1900RPM**
- **Doble etapa de turboalimentación con postenfriamiento e interenfriamiento.**
- **Diámetro y carrera del pistón de 159mm y 190mm respectivamente.**
- **Cilindrada de 60 litros.**

- Motor de 4 tiempos de ignición y 16 cilindros para la combustión dispuestos en dos bancos.
- Orden de encendido: 1R-1L-3R-3L-2R-2L-5R-4L-8R-8L-6R-6L-7R-7L-4R-5L.
- Relación de compresión de 14.5:1.

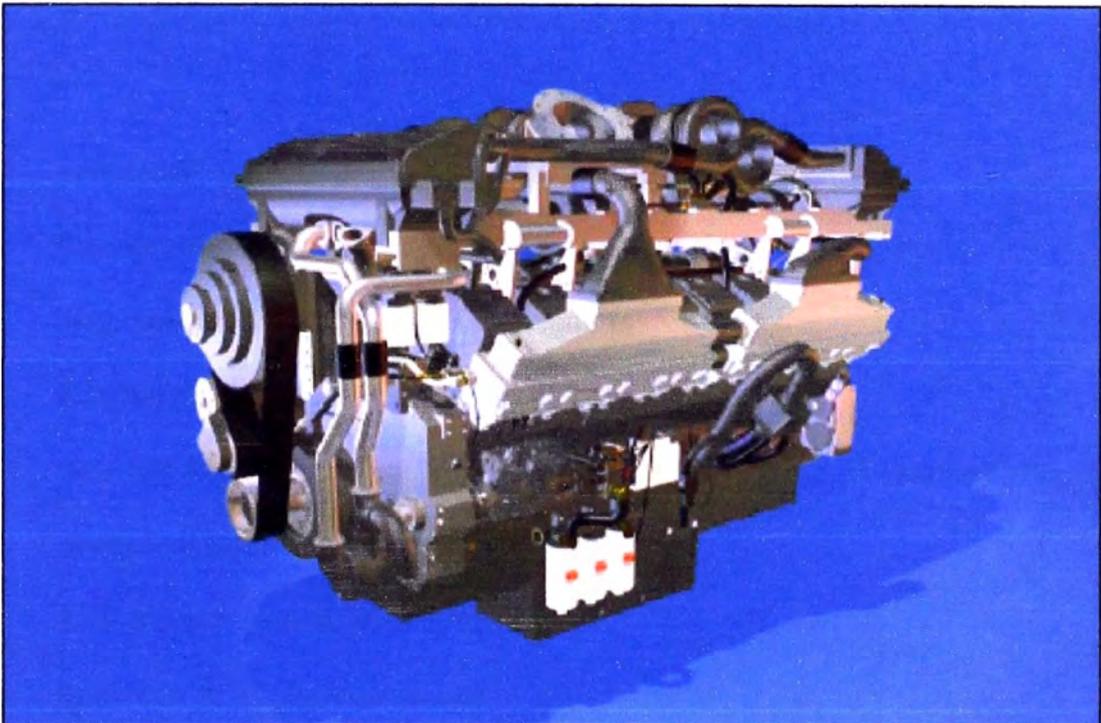


Figura 2.1. Motor Diesel modelo QSK60

En la siguiente Tabla 2.1 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en la lubricación de los componentes internos del motor Diesel:

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del aceite Shell Rimula R4 15W40

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	15.5cSt
Punto de inflamación	230°C
Punto de fluidez	-30°C

2.2 CAJA DE ENGRANAJES

Este componente se encarga de distribuir la energía proveniente del motor Diesel, a través del eje y acople flexible, hacia las bombas que presurizarán y enviarán el flujo de aceite hidráulico hacia los motores y cilindros hidráulicos de los sistemas.

En la Figura 2.2 se puede apreciar al componente y la ubicación de las bombas acopladas al mismo, cuyas características principales se brindan a continuación:

➤ **Bombas N° 1 al 4, de pistones axiales**

Función: Presurizar el aceite suministrado a los sistemas hidráulicos

Flujo teórico de aceite: 1,033 Litros/minuto

➤ **Bomba N° 5, de pistones axiales**

Función: Presurizar el aceite suministrado a los motores de enfriamiento de aceite hidráulico

Flujo teórico: 214 Litros/minuto

➤ **Bomba N° 6, de pistones axiales**

Función: Presurizar el aceite suministrado al motor de enfriamiento de refrigerante del Motor Diesel

Flujo teórico: 214 Litros/minuto

➤ **Bomba N° 7, de engranajes**

Función: Presurizar el aceite del sistema de pilotaje

Flujo teórico: 138 Litros/minuto

➤ **Bomba N° 8, de engranajes**

Función: Presurizar el aceite de lubricación de la Caja de Engranajes

Flujo teórico: 138 Litros/minuto

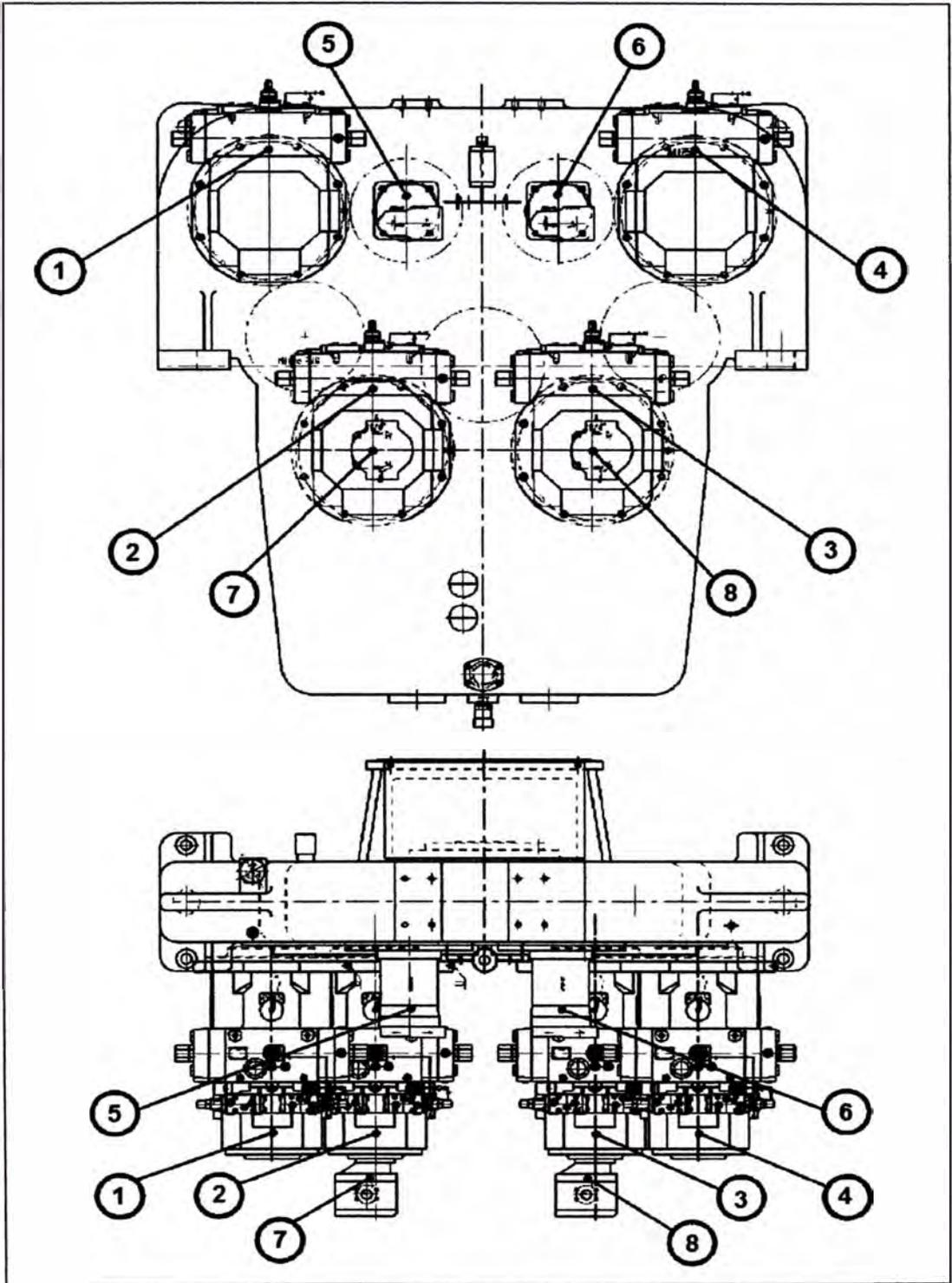


Figura 2.2. Caja de engranajes y disposición de las bombas

En la Tabla 2.2 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en la lubricación de los componentes internos de la caja de engranajes:

Tabla 2.2. Especificaciones técnicas del aceite Shell Omala S2 G 150

Parámetro	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	15cSt
Punto de inflamación	240°C
Punto de fluidez	-24°C

2.3 SISTEMA HIDRAULICO

El sistema hidráulico está compuesto por tres subsistemas principales, los cuales serán descritos a continuación:

2.3.1 Sistema Hidráulico de Giro

Se define como Sistema Hidráulico de Giro al encargado de generar el giro de la parte superior del equipo, llamada superestructura, de acuerdo a los requerimientos del operador. Para ello se cuentan con componentes principales, tales como la cremallera de giro y los motores hidráulicos y los reductores de giro, los cuales se pueden observar esquemáticamente en la Figura 2.3.

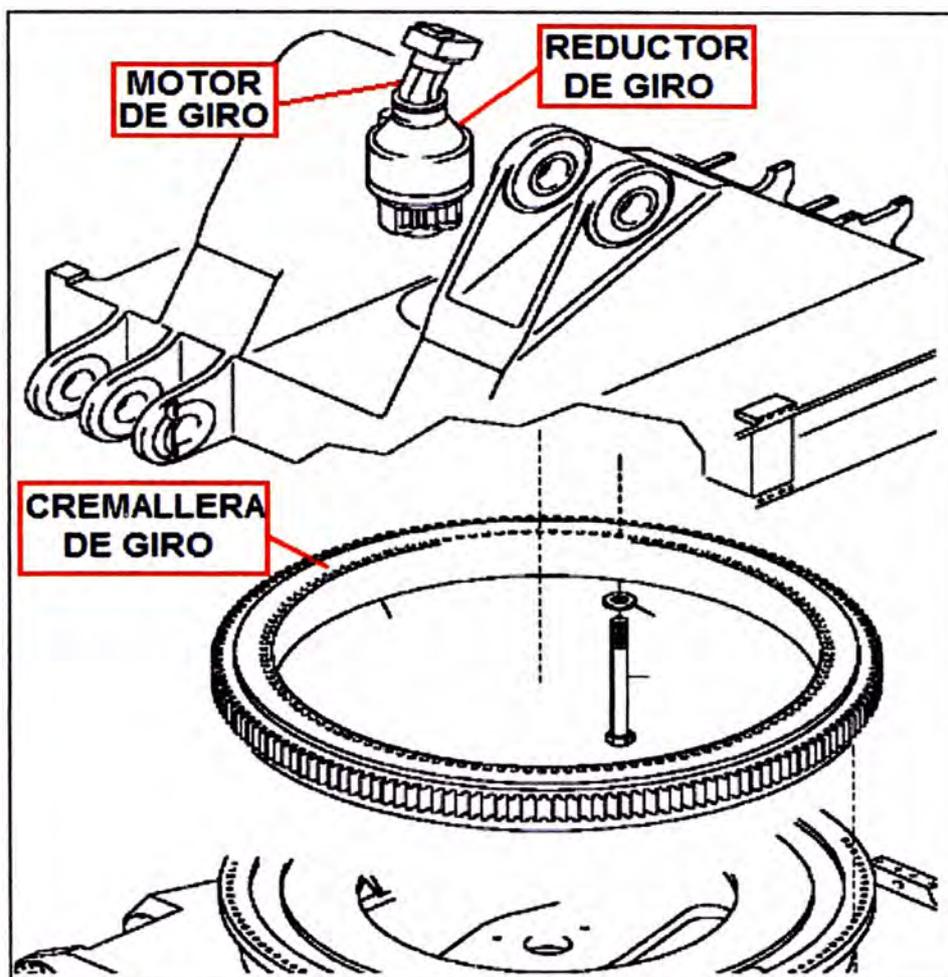


Figura 2.3. Sistema Hidráulico de Giro

A continuación se brindará una breve descripción de los componentes principales que conforman el Sistema de Giro.

2.3.1.1 Cremallera de Giro

Se trata de una cremallera acoplada a la superestructura del equipo y a los reductores de giro, los cuales transmiten la energía proveniente de los motores hidráulicos de giro para que la superestructura pueda girar y posicionarse de acuerdo a los requerimientos del operador.

La Figura 2.4 ilustra la cremallera de giro y sus principales parte internas como los rodillos y sellos.

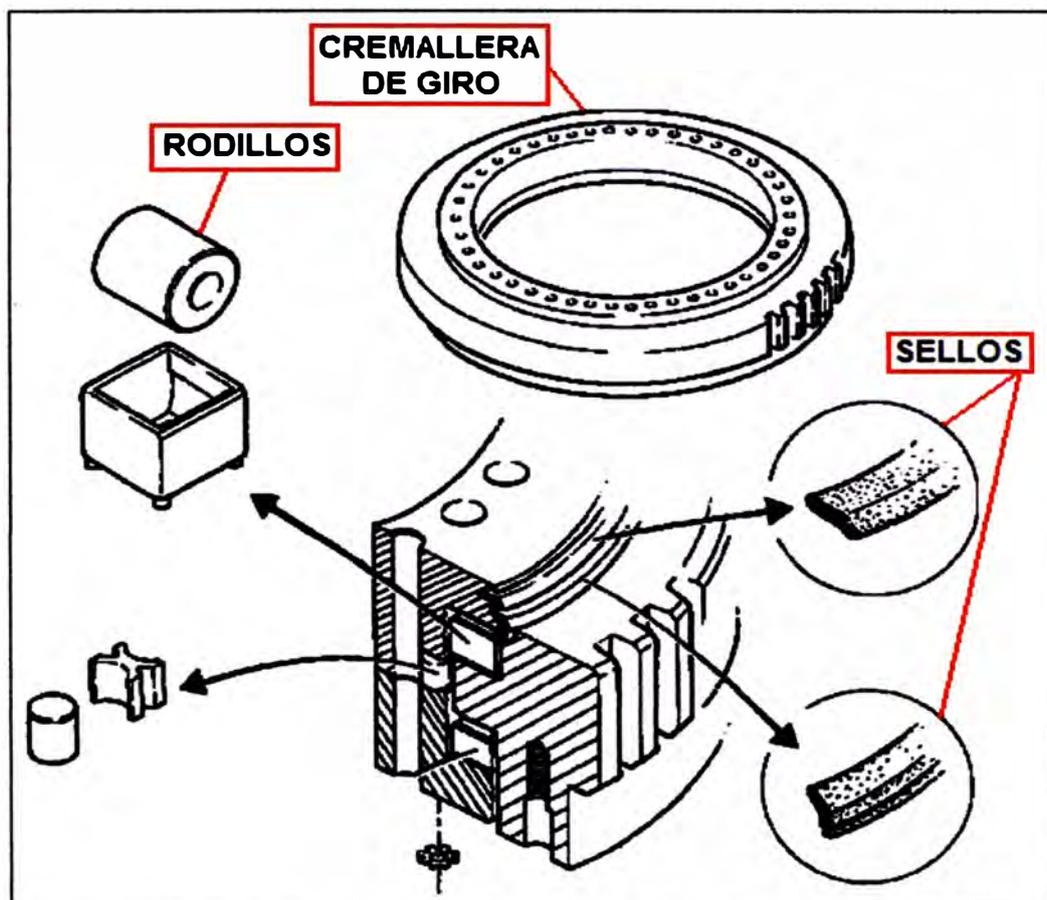


Figura 2.4. Cremallera de giro con sus principales componentes internos

En la siguiente Tabla 2.3 se indican las especificaciones técnicas de la grasa utilizada en la lubricación de los componentes internos de la cremallera así como también para el adecuado contacto con los dientes del reductor de giro:

Tabla 2.3. Especificaciones técnicas de la grasa Shell Retinax HD

Parámetro	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	15.6cSt
Rango de temperatura	-20°C a 130°C

2.3.1.2 Motores Hidráulicos y Reductores de Giro

Los motores hidráulicos son de pistones axiales y los reductores son de doble etapa e incluyen frenos multidisco. El principio de funcionamiento del conjunto se basa en que el flujo de aceite hidráulico, presurizado previamente por las bombas principales N° 1 al 4 acopladas a la caja de engranajes, es enviado y controlado por bloques de válvulas hacia los motores hidráulicos de giro, los cuales están acoplados a los reductores que se encargan de generar el giro de la superestructura a través de la cremallera de giro a la cual está acoplada. Cabe mencionar que en el equipo se cuentan con dos conjuntos de motor hidráulicos y de reductor de giro iguales en características técnicas y físicas, los cuales sólo varían en su ubicación ya que hay un conjunto en el lado derecho y uno en el lado izquierdo del equipo que funcionan simultáneamente.

En la Figura 2.5 se presenta el conjunto del motor hidráulico y el reductor de giro.

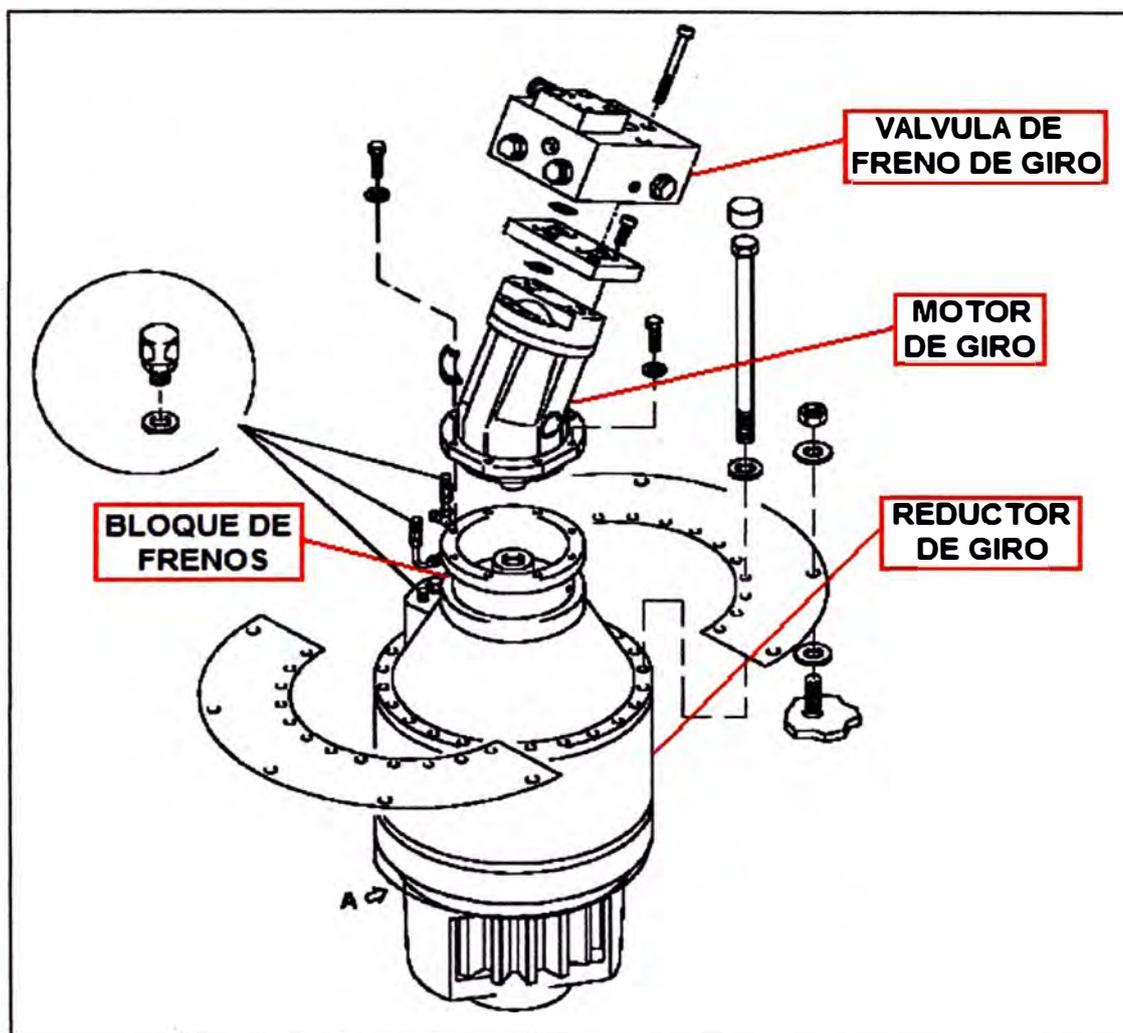


Figura 2.5. Motor hidráulico y reductor de giro

En la Tabla 2.4 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en los motores hidráulicos de giro:

Tabla 2.4. Especificaciones técnicas del aceite Shell Tellus S2 M 46

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	6.7cSt
Punto de inflamación	230°C
Punto de fluidez	-30°C

2.3.2 Sistema Hidráulico de Tracción

Se define como Sistema Hidráulico de Tracción al encargado de generar el movimiento de las cadenas impulsadas por las ruedas dentadas y así lograr el traslado del equipo de acuerdo a los requerimientos del operador. Para ello se cuentan con componentes principales, tales como los motores hidráulicos, los reductores y la carrilería, los cuales se pueden observar en la Figura 2.6.

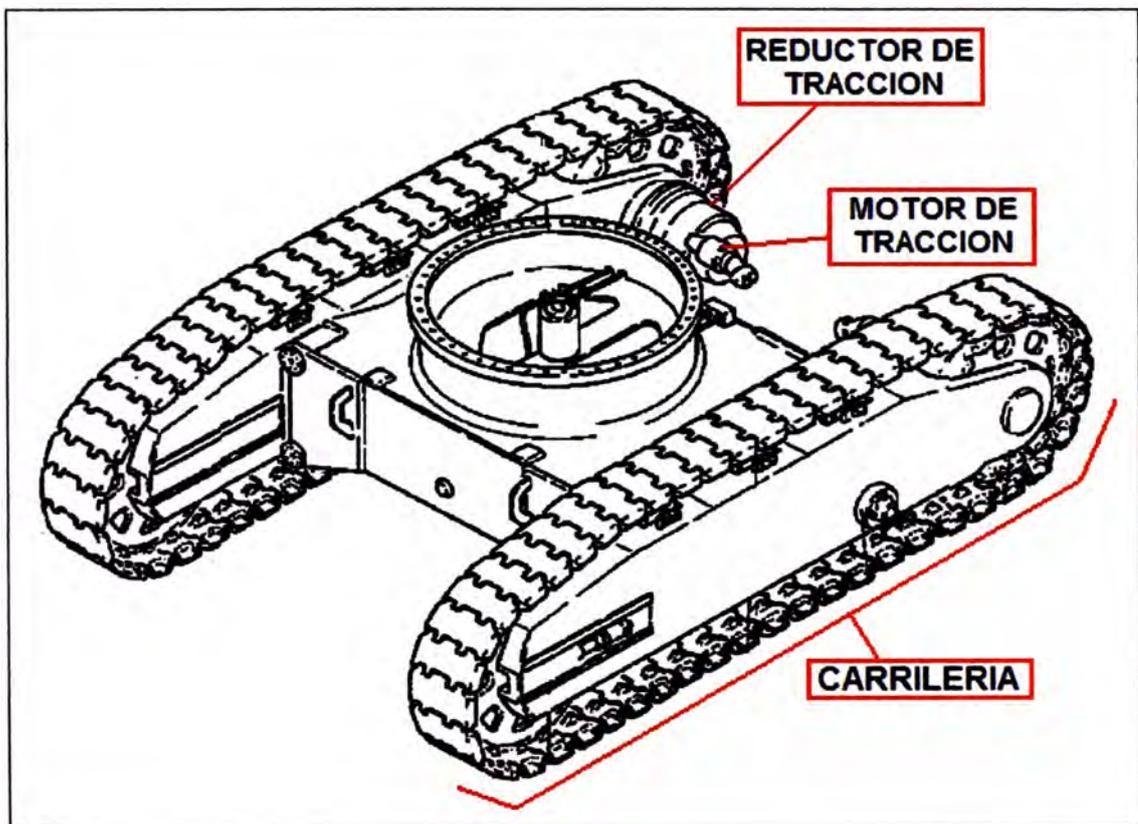


Figura 2.6. Sistema Hidráulico de Tracción

A continuación se brindará una breve descripción de los componentes principales que conforman el Sistema Hidráulico de Tracción.

2.3.2.1 Motores Hidráulicos y Reductores de Tracción

Los motores hidráulicos son de pistones axiales y los reductores son de doble etapa e incluyen frenos multidisco. El principio de funcionamiento del conjunto se basa en que el flujo de aceite hidráulico, presurizado previamente por las bombas principales N° 1 al 4 acopladas a la caja de engranajes, es enviado y controlado por bloques de válvulas hacia los motores hidráulicos de tracción, los cuales están acoplados a los reductores de tracción que se encargan de transmitir la energía hacia las ruedas dentadas para darle el movimiento a las cadenas y así lograr la traslación del equipo. Cabe mencionar que en el equipo se cuentan con dos conjuntos de motor hidráulico y de reductor de tracción iguales en características técnicas y físicas, los cuales sólo varían en su ubicación ya que hay un conjunto en el lado derecho y uno en el lado izquierdo del equipo.

En la Figura 2.7 se presenta el conjunto del motor hidráulico y reductor de tracción.

El aceite utilizado en los motores hidráulicos de tracción es el Shell Tellus S2 M 46, el mismo lubricante utilizado en los motores hidráulicos del sistema hidráulico de giro, y cuyas especificaciones técnicas se indican en la Tabla 2.4, presentada en el contenido previo.

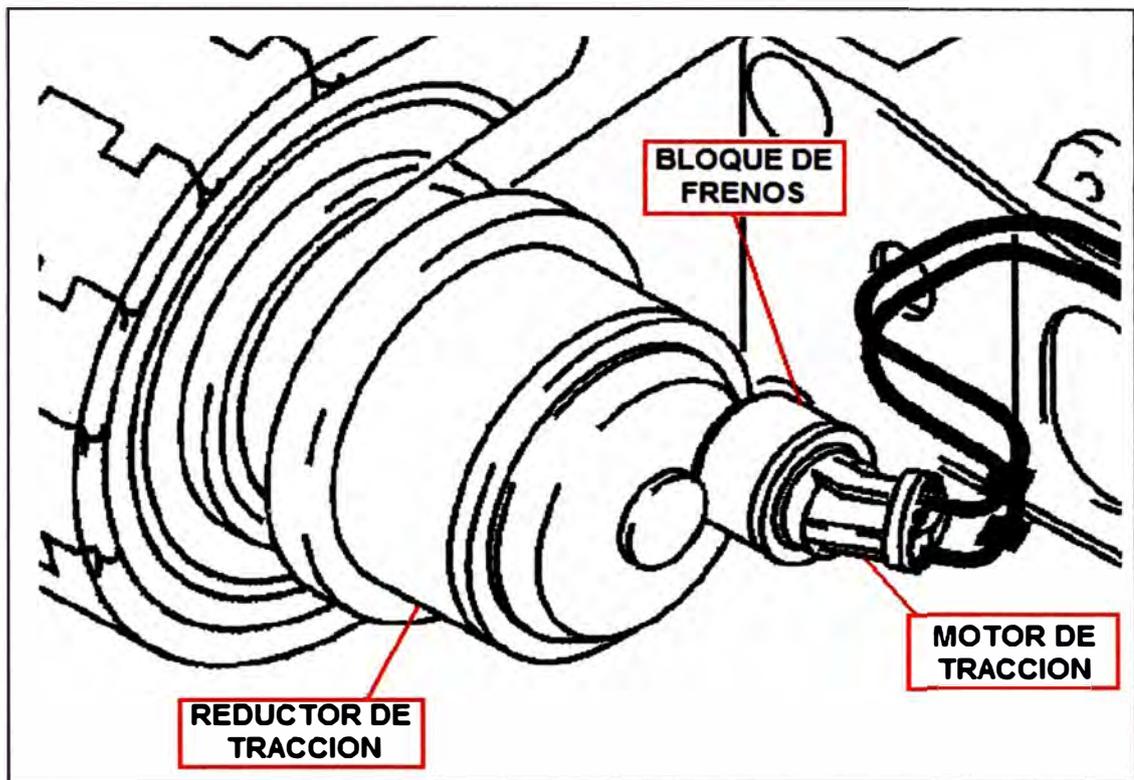


Figura 2.7. Motor Hidráulico y Reductor de Tracción

2.3.2.2 Carrilería

Se define carrilería al conjunto de componentes cuya función es impulsar y guiar el movimiento de las cadenas para lograr el traslado del equipo.

La Figura 2.8 ilustra la ubicación de los componentes principales de la carrilería.

Cabe mencionar que el acoplamiento entre el reductor de tracción y la rueda dentada es lubricado por aceite.

En la Tabla 2.5 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en la lubricación del acoplamiento del reductor de giro y la rueda dentada.

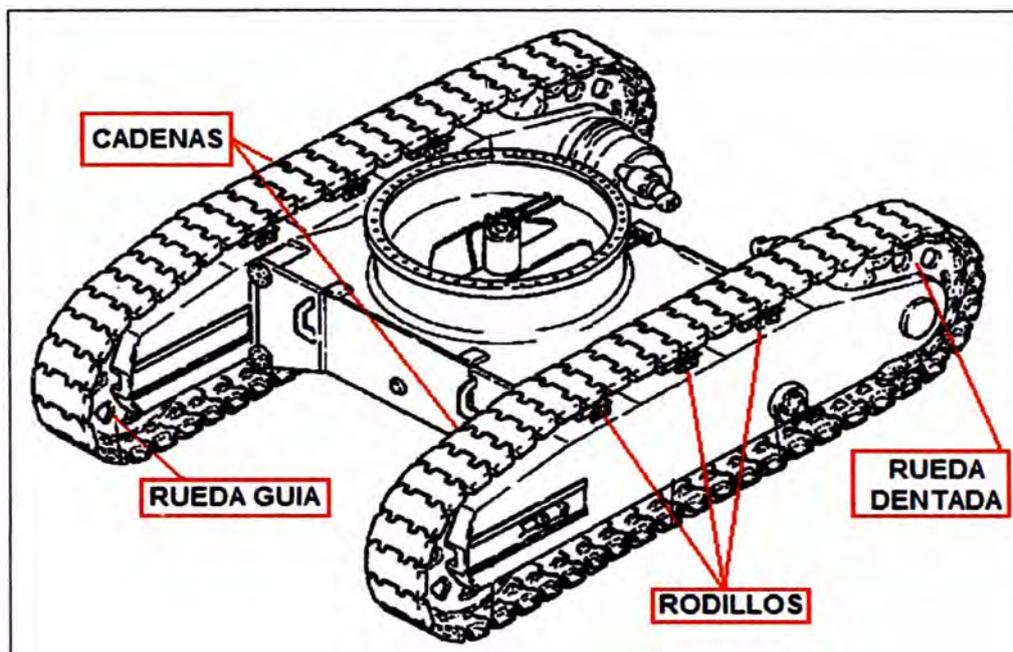


Figura 2.8. Conjunto de carrilería

Tabla 2.5. Especificaciones técnicas del aceite Shell Omala S2 G 220

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	19.4cSt
Punto de inflamación	240°C
Punto de fluidez	-18°C

2.3.3 Sistema Hidráulico de Implementos de Carga

Se define como Sistema Hidráulico de Implementos de Carga al encargado de ejecutar los movimientos necesarios de carga, elevación, transporte y descarga del mineral contenido en el cucharón, mediante el accionamiento de los cilindros hidráulicos, de acuerdo a los requerimientos del operador. Para ello se cuenta con componentes principales, tales como los bloques principales de válvulas y los cilindros hidráulicos, los cuales se pueden observar en la Figura 2.9.

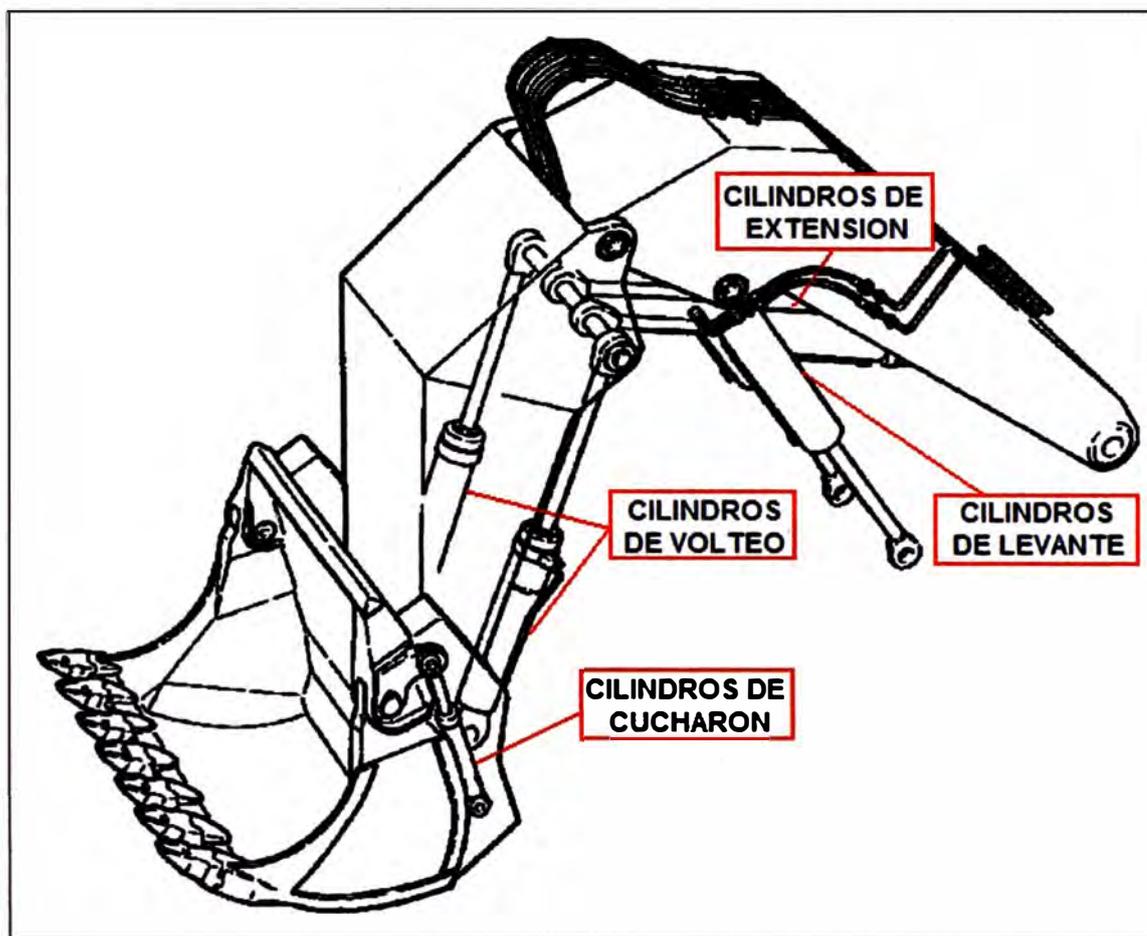


Figura 2.9. Sistema Hidráulico de Implementos de Carga

A continuación se brindará una breve descripción de los componentes principales que conforman el Sistema de Carga de mineral.

2.3.3.1 Bloques principales de válvulas

El flujo de aceite hidráulico, impulsado por las bombas principales acopladas a la caja de engranajes, es enviado y controlado por los bloques principales de válvulas, los cuales se encargan de distribuir el flujo a los diferentes sistemas hidráulicos de acuerdo al requerimiento del operador.

En el caso del sistema hidráulico de implementos de carga, el aceite hidráulico es enviado desde los bloques principales de válvulas hacia los cilindros hidráulicos.

En la Figura 2.10 se muestran los cuatro bloques principales de válvulas.

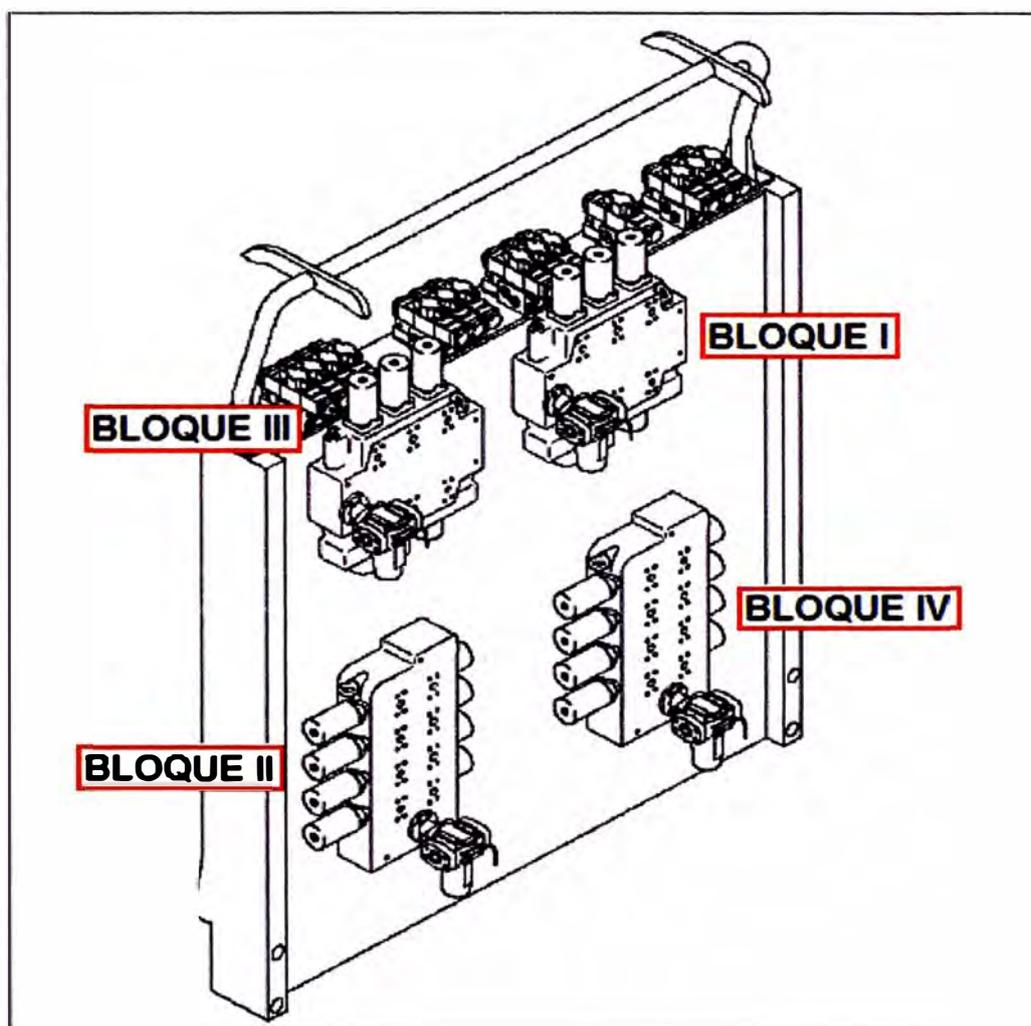


Figura 2.10. Bloques Principales de Válvulas

El aceite de trabajo de los bloques principales de válvulas es el Shell Tellus S2 M 46, cuyas especificaciones técnicas se indican en la Tabla 2.4, presentada previamente.

2.3.3.2 Cilindros Hidráulicos

Los cilindros hidráulicos utilizados en este equipo son de doble efecto debido a la posibilidad de ingreso o salida del vástago logrando un movimiento de empuje o de tracción, dependiendo únicamente de la dirección del flujo de aceite hidráulico que circula por sus cámaras independientes.

El aceite presurizado, proveniente de los bloques principales de válvulas, fluye a través de los cilindros hidráulicos para activar los movimientos de carga o descarga del mineral presente en el cucharón. En la Figura 2.9, presentada previamente, se indica la ubicación de los cilindros hidráulicos y en la Tabla 2.6 se especifica la función de cada tipo de cilindro hidráulico.

Tabla 2.6. Función de los cilindros hidráulicos

CILINDRO HIDRAULICO	FUNCION
Cilindros de Levante	Levante del brazo
	Descenso del brazo
Cilindros de Extensión	Extensión del brazo
	Retracción del brazo
Cilindros de Volteo	Volteo del cucharón para carga la de mineral
	Volteo del cucharón para descarga la de mineral
Cilindros de Cucharón	Apertura del cucharón
	Cierre del cucharón

El aceite de trabajo de los cilindros hidráulicos es el Shell Tellus S2 M 46, cuyas especificaciones técnicas se indican en la Tabla 2.4, presentada previamente.

2.3.4 Sistema de Refrigeración

Se define como Sistema de Refrigeración al encargado de evitar que las temperaturas del aceite hidráulico y del refrigerante del motor Diesel alcancen niveles de alarma que puedan comprometer el estado de los componentes mayores con los cuales trabajan.

La alarma de alta temperatura de aceite hidráulico es registrado y brindado por el sistema de monitoreo del sistema hidráulico y se activa cuando la temperatura supera los 90°C, lo cual afectaría el estado de los sellos, produciendo finalmente fugas de aceite en los componentes, mangueras y tuberías del sistema hidráulico.

La alarma de alta temperatura de refrigerante es registrado y brindado por el sistema de monitoreo del motor Diesel y se activa cuando la temperatura supera los 99°C. Cabe mencionar que la temperatura del refrigerante es una forma indirecta de monitorear la temperatura del aceite del motor Diesel, ya que ambos realizan un intercambio de calor por convección en los enfriadores de aceite, por lo tanto, la temperatura de ambos son directamente proporcionales y una alarma de alta temperatura de refrigerante es un indicador de la alta temperatura del aceite del motor Diesel, lo que de no ser corregido podría causar daños internos del motor.

El Sistema de refrigeración del motor Diesel consta de un motor hidráulico acoplado a un ventilador de aspas, el cual enfría el refrigerante con la circulación del aire a través del panel del radiador como se puede observar en la Figura 2.11.

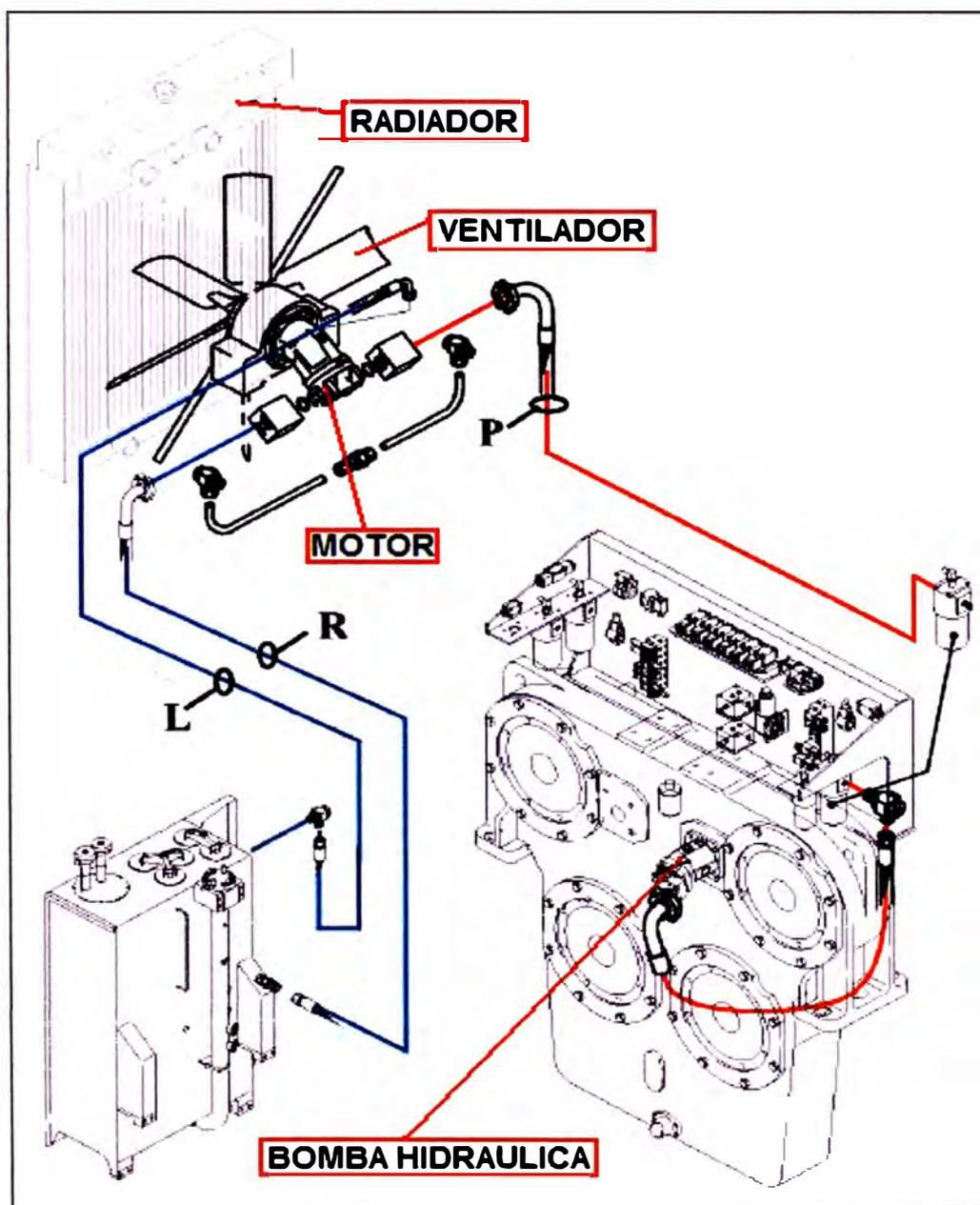


Figura 2.11. Sistema hidráulico de refrigeración del motor Diesel

El Sistema Hidráulico de refrigeración del aceite hidráulico consta de dos motores hidráulicos individualmente acoplados a un ventilador de aspas, los cuales enfrían el aceite hidráulico con la circulación del aire a través de los paneles como se puede observar en la Figura 2.12.

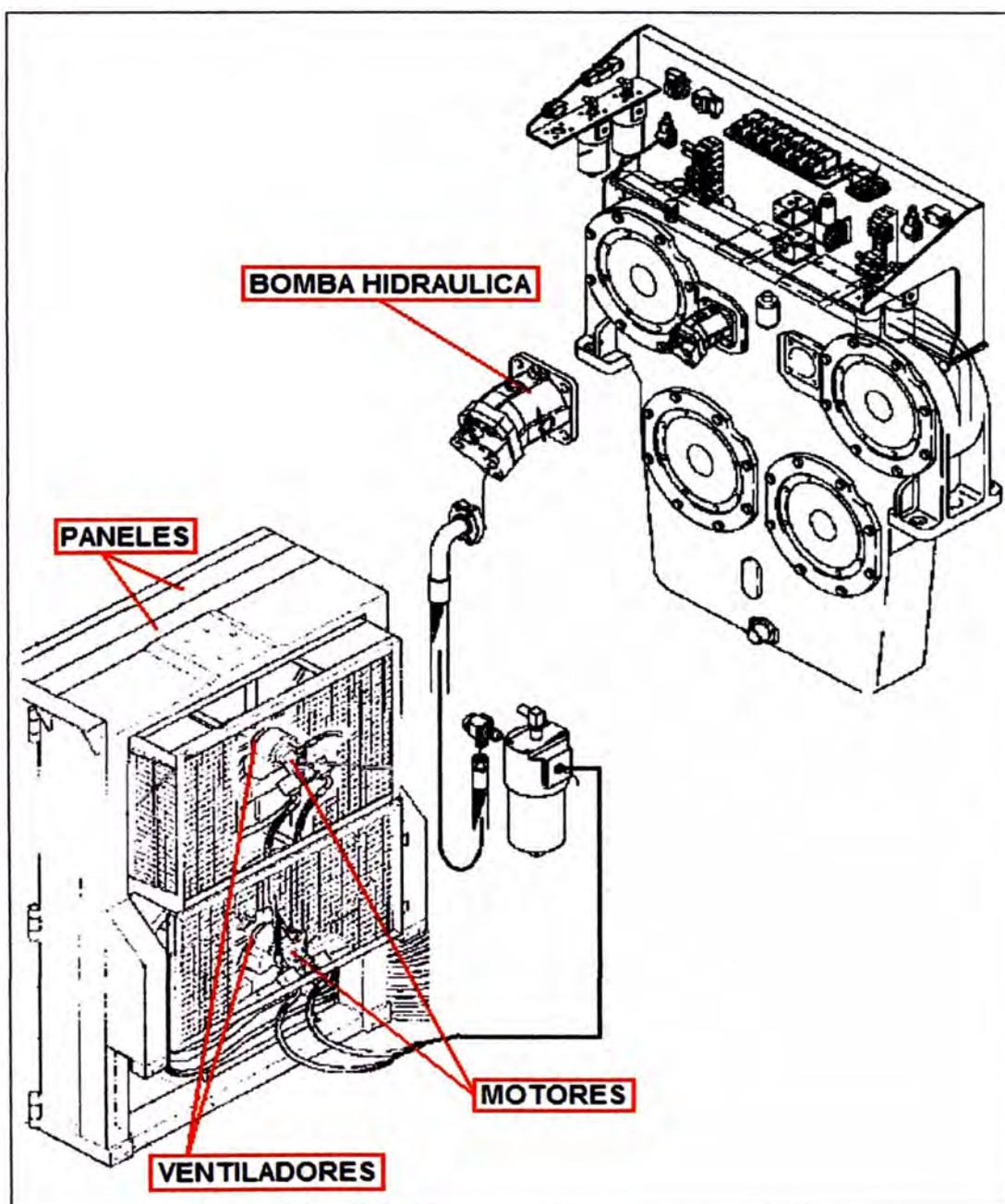


Figura 2.12. Sistema hidráulico de refrigeración del aceite hidráulico

Es este sistema se cuentan con los siguientes componentes principales:

2.3.4.1 Motores Hidráulicos

El flujo de aceite hidráulico, presurizado e impulsado por las bombas auxiliares acopladas a la caja de engranajes (Bomba N° 5 y Bomba N° 6), es enviado hacia los motores hidráulicos para su accionamiento y así generar el movimiento de los ventiladores de aspas para el enfriamiento de los paneles.

2.3.4.2 Paneles de enfriamiento

El aceite hidráulico o el refrigerante, de acuerdo al sistema de refrigeración correspondiente, circulan por los paneles de enfriamiento para su ventilación y posterior regreso al tanque principal según sea el caso.

Para el enfriamiento del refrigerante del motor Diesel se tiene un panel enfriador, conocido también como radiador, y para el enfriamiento del aceite hidráulico se tienen cuatro paneles de enfriamiento dispuestos en pares montados en una estructura, un panel encima del otro.

CAPITULO III

TECNICAS PREDICTIVAS DE MEDICION APLICADAS EN LA PALA HIDRAULICA PC4000-6

En el presente capítulo se describirán las técnicas predictivas realizadas en el equipo para la detección de anomalías y el monitoreo de la condición de los sistemas mediante la medición de sus parámetros principales de funcionamiento.

3.1 ANALISIS DE INFORMACION DEL SISTEMA DE MONITOREO DEL MOTOR DIESEL

El motor Diesel modelo QSK60 tiene un módulo electrónico de monitoreo de los parámetros principales de funcionamiento del motor, cuyos valores son recibidos mediante señales eléctricas enviadas por los sensores instalados en el motor.

La información recibida es guardada en la memoria del módulo, a la cual se puede acceder y descargar mediante el uso de una interfaz de conexión entre el módulo y una computadora, la cual debe tener instalado un programa de computación llamado "Insite Cense" (brindado por el fabricante del motor Diesel).

Con la información de los parámetros del motor se pueden realizar análisis de tendencia y diagnósticos del estado técnico del motor, con el objetivo de evitar fallas repentinas y a su vez reducir costos de mantenimiento correctivo y preventivo.

3.1.1 Componentes del Sistema de Monitoreo del Motor Diesel

El sistema de monitoreo está compuesto por los siguientes componentes:

- Un módulo electrónico de monitoreo.
- Variedad de sensores propios del motor para el monitoreo de sus parámetros principales.

Un cableado general (conocido como “harness” en la documentación del fabricante), mediante el cual se interconectan los sensores y actuadores con el módulo de monitoreo, y adicionalmente brinda la interfaz de comunicación para la computadora.

3.1.2 Funciones del Sistema de Monitoreo del Motor Diesel

El sistema realiza las siguientes funciones:

Monitorea parámetros de alta prioridad para el funcionamiento del motor.

Genera avisos de alerta para el operador y para el área de mantenimiento.

Almacena información histórica referente a los parámetros de funcionamiento del motor para su posterior análisis.

Almacena información de los eventos de falla producidos en el motor para su posterior análisis.

3.2 ANALISIS DE MUESTRAS DE ACEITE

El aceite es imprescindible para el adecuado funcionamiento de los componentes mecánicos ya que brinda los siguientes beneficios:

- Reduce la fricción entre cuerpos en contacto.
- Evita el desgaste acelerado.
- Controla la corrosión.
- Controla la temperatura interna.

Es debido a lo listado anteriormente, que el aceite que fluye por los componentes mecánicos de una máquina, contiene la información acerca de los contaminantes externos y partículas de desgaste.

El análisis de aceite es una técnica que consiste en la recolección de muestras de aceite que han sido tomadas de los componentes principales del equipo que se desean analizar, siguiendo el adecuado procedimiento de muestreo y evitando su contaminación, lo que ocasionaría resultados erróneos.

Las muestras de aceites son llevadas a un laboratorio especializado, donde pasan por un proceso en el cual dichas muestras son analizadas por un Espectrómetro Infrarrojo, que permite la determinación cualitativa y cuantitativa de los compuestos presentes en una muestra a partir del estudio de las longitudes de onda a las cuales dichos compuestos absorben la radiación infrarroja, y cuyo valor se expresa en “ppm” o “partículas por millón”. Posteriormente las muestras son analizadas por un Viscosímetro para determinar la viscosidad del aceite de la muestra.

Las actividades de análisis de muestras de aceite descritas anteriormente proporcionan información con respecto a lo siguiente:

- Calidad del lubricante
- Contaminación del lubricante
- Desgaste de la maquinaria

Posteriormente los resultados son ingresados en un programa de computación, propiedad de la empresa colaboradora del área de Ingeniería, para que la información sea analizada y así detectar las fallas potenciales y tomar las acciones correctivas o preventivas necesarias que permitan que los componentes alcancen su vida útil esperada en un estado funcionalmente adecuado.

Cabe mencionar que en el análisis de muestras de aceite hay otro parámetro que contiene información importante acerca del motor, es llamado “Número Básico Total” o conocido mayormente por las siglas TBN (en inglés *Total Base Number*). El TBN es la reserva alcalina o básica presente en los aceites que cumple la función de evitar la corrosión interna del motor al neutralizar los ácidos procedentes de la combustión y de la propia oxidación del aceite debido a las temperaturas elevadas, por lo tanto, cuanto mayor sea el contenido de azufre del combustible, mayor debe ser el TBN del aceite. La obtención del valor del TBN se realiza mediante el uso de un equipo de laboratorio llamado Potenciómetro o ph-metro, en el cual la muestra de aceite es diluida con solvente y combinada con ácido clorhídrico (HCl) hasta que se produzca la neutralización de la muestra, y de acuerdo a la cantidad y

concentración de ácido clorhídrico añadido, se realiza el cálculo del TBN. El proceso descrito anteriormente es conocido como Titración de una muestra básica o alcalina. Actualmente esta prueba no se realiza en la operación minera Lagunas-Norte, debido al riesgo a la salud que implicaría la manipulación y almacenamiento del ácido clorhídrico en las instalaciones del laboratorio de la empresa colaboradora.

En el Anexo 1 se presenta como dato informativo, una gráfica que muestra la dependencia del TBN requerido por el aceite con respecto al contenido de azufre del combustible utilizado en un motor de combustión interna.

Actualmente, en las palas hidráulicas modelo PC4000-6, se realiza el análisis de las muestras de aceite de los siguientes compartimientos o sistemas:

3.2.1 Motor Diesel

De acuerdo a los requerimientos del fabricante, para el adecuado funcionamiento del motor Diesel, se utiliza el aceite Shell Rimula R4 15W40.

En la siguiente Tabla 3.1 se indican las principales especificaciones técnicas del aceite utilizado:

Tabla 3.1. Especificaciones técnicas del aceite Shell Rimula R4 15W40

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	15.5cSt
Punto de inflamación	230°C
Punto de fluidez	-30°C

En el laboratorio se analizan las muestras de aceite tomadas del cárter del motor Diesel, conforme al procedimiento explicado previamente. Los valores de la concentración de los metales de desgaste tienen límites máximos permisibles y en el caso de la viscosidad se tiene un rango normal de operación para una muestra de aceite que ha trabajado en el equipo durante 250 horas.

En la Tabla 3.2 se muestran los límites condenatorios de los principales elementos analizados.

Tabla 3.2. Detalle de los límites permisibles del aceite del Motor Diesel

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	12.2	-	15.9
Hollín (ABS/0.1mm)	0.5	0.6	0.7
Hierro (ppm)	28	30	45
Cromo (ppm)	4	5	8
Plomo (ppm)	6	8	12
Cobre (ppm)	13	15	20

3.2.2 Caja de Engranajes

De acuerdo a los requerimientos del fabricante, para la adecuada lubricación de los engranajes y piñones internos de la caja de engranajes, y su funcionamiento, se utiliza el aceite Shell Omala S2 G 150.

En la Tabla 3.3 se indican las principales especificaciones técnicas del aceite utilizado.

Tabla 3.3. Especificaciones técnicas del aceite Shell Omala S2 G 150

Parámetro	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	15cSt
Punto de inflamación	240°C
Punto de fluidez	-24°C

En el laboratorio se analizan las muestras de aceite tomadas del receptáculo de verificación del nivel de aceite, y posteriormente se someten al procedimiento de análisis mencionado anteriormente.

En la Tabla 3.4 se muestran los límites condenatorios de los principales elementos analizados.

Tabla 3.4. Detalle de los límites permisibles del aceite hidráulico

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	12.8	-	17.3
Hierro (ppm)	30	35	50
Cromo (ppm)	4	5	10
Plomo (ppm)	4	5	8
Cobre (ppm)	25	30	50
Silicio (ppm)	22	25	40

3.2.3 Sistema Hidráulico de Giro

De acuerdo a los requerimientos del fabricante, para el adecuado funcionamiento de los motores hidráulicos de giro se utiliza el aceite Shell Tellus S2 M 46 y para los reductores de giro se utiliza el Shell Omala S2 G 220.

En la Tabla 3.5 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en los motores hidráulicos de giro.

Tabla 3.5. Especificaciones técnicas del aceite Shell Tellus S2 M 46

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	6.7cSt
Punto de inflamación	230°C
Punto de fluidez	-30°C

En la Tabla 3.6 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en los reductores de giro.

Tabla 3.6. Especificaciones técnicas del aceite Shell Omala S2 G 220

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	19.4cSt
Punto de inflamación	240°C
Punto de fluidez	-18°C

En el laboratorio se analizan las muestras de aceite hidráulico de los motores hidráulicos y reductores de giro, siguiendo el procedimiento de análisis mencionado anteriormente. Los valores de la concentración de los metales de desgaste tienen límites máximos permisibles y en el caso de la viscosidad se tiene un rango normal de operación.

En la Tabla 3.7 y en la Tabla 3.8 se muestran los límites condensorios y rangos de los principales elementos analizados en las muestras de aceite de los motores hidráulicos y de los reductores de giro respectivamente.

Tabla 3.7. Detalle de los límites permisibles del aceite del motor hidráulico de giro

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	6.5	-	8
Hierro (ppm)	13	15	30
Cromo (ppm)	3	4	8
Cobre (ppm)	20	25	60
Silicio (ppm)	10	15	25

Tabla 3.8. Detalle de los límites permisibles del aceite del reductor de giro

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	16.5	-	22.3
Hierro (ppm)	75	80	120
Cromo (ppm)	4	5	10
Cobre (ppm)	25	30	50
Silicio (ppm)	22	25	40

3.2.4 Sistema Hidráulico de Tracción

De acuerdo a los requerimientos del fabricante, para el adecuado funcionamiento de los motores hidráulicos de tracción se utiliza el aceite Shell Tellus S2 M 46 y para los reductores de tracción se utiliza el Shell Omala S2 G 220.

En la Tabla 3.9 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en los motores hidráulicos.

Tabla 3.9. Especificaciones técnicas del aceite Shell Tellus S2 M 46

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	6.7cSt
Punto de inflamación	230°C
Punto de fluidez	-30°C

En la Tabla 3.10 se indican las especificaciones técnicas del aceite utilizado en los reductores de tracción.

Tabla 3.10. Especificaciones técnicas del aceite Shell Omala S2 G 220

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C	19.4cSt
Punto de inflamación	240°C
Punto de fluidez	-18°C

En el laboratorio se analizan las muestras de aceite hidráulico de los motores hidráulicos y reductores de tracción, siguiendo el procedimiento de análisis mencionado anteriormente.

Los valores de la concentración de los metales de desgaste tienen límites máximos permisibles y en el caso de la viscosidad se tiene un rango normal de operación.

En la Tabla 3.11 y en la Tabla 3.12 se muestran los límites condinatorios de los principales elementos analizados en las muestras de aceite de los motores hidráulicos y de los reductores de tracción respectivamente.

Tabla 3.11. Detalle de los límites permisibles del aceite del motor hidráulico de tracción

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	6.5	-	8
Hierro (ppm)	13	15	30
Cromo (ppm)	3	4	8
Plomo (ppm)	3	4	10
Cobre (ppm)	20	25	60

Tabla 3.12. Detalle de los límites permisibles del aceite del reductor de tracción

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	16.5	-	22.3
Hierro (ppm)	75	80	120
Cromo (ppm)	4	5	10
Plomo (ppm)	4	5	8
Cobre (ppm)	25	30	50

3.2.5 Mandos finales de las Ruedas Dentadas

Se conoce como mando final de la rueda dentada al acople entre el reductor de tracción y la rueda dentada, y se encarga de transmitir la energía mecánica de reductor hacia la rueda dentada para que la cadena pueda ser impulsada y que se genere la traslación del equipo.

De acuerdo a los requerimientos del fabricante, para el adecuado funcionamiento del mando final de la rueda dentada, se utiliza en su lubricación el aceite Shell Omala S2 G 220.

En la Tabla 3.13 se indican las principales especificaciones técnicas del aceite utilizado en los mandos finales:

Tabla 3.13. Especificaciones técnicas del aceite Shell Omala S2 G 220

Parámetros	Valor nominal
Viscosidad a 100°C, cSt	19.4cSt
Punto de inflamación	240°C
Punto de fluidez	-18°C

En el laboratorio se analizan las muestras de aceite lubricante de la bocina del eje impulsor de las ruedas dentadas, siguiendo el procedimiento de análisis mencionado anteriormente. Los valores de la concentración de los metales de desgaste tienen límites máximos permisibles y en el caso de la viscosidad se tiene un rango normal de operación.

En la Tabla 3.14 se muestran los límites condinatorios de los principales elementos analizados.

Tabla 3.14. Detalle de los límites permisibles del aceite del mando final

Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
Viscosidad a 100°C, cSt	16.5	-	22.3
Hierro (ppm)	75	80	120
Cromo (ppm)	4	5	10
Cobre (ppm)	25	30	50
Silicio (ppm)	22	25	40

3.3 TERMOGRAFIA

La termografía infrarroja es la técnica mediante la cual se obtiene una imagen a partir de un espectro de luz infrarroja emitida por los cuerpos de acuerdo a su condición térmica.

La termografía permite, a distancia y sin ningún contacto, visualizar temperaturas de superficie con precisión a partir de la medición de la radiación emitida.

Los ojos humanos no son sensibles a la radiación infrarroja emitida por un cuerpo, pero las cámaras termográficas son capaces de medir esa energía emitida con sensores infrarrojos adecuados para esas longitudes de onda, los cuales están ubicados en un accesorio receptor de la cámara. Esto nos permite medir la energía radiante emitida por cuerpos y, por consiguiente, determinar la temperatura de la superficie a distancia, en tiempo real y sin contacto, todo esto de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzmann.

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

E: Potencia emisiva superficial

ε : Emisividad propia del cuerpo en medición

σ : Constante Stefan – Boltzmann = $5.67 (10^{-8}) \frac{W}{m^2 K^4}$

T: Temperatura absoluta en grados Kelvin

La radiación infrarroja es la señal de entrada que la cámara termográfica necesita para generar una imagen de un espectro de colores, en el que cada uno de los colores, según una escala determinada, representa una temperatura distinta, de

manera que la temperatura medida más elevada aparece en color blanco en una paleta de colores tipo "Arco iris". Una imagen producida por una cámara infrarroja es llamada termograma.

En la pala hidráulica se realiza el monitoreo termográfico en los siguientes componentes:

3.3.1 Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Giro

Mediante el empleo de la termografía se monitorea la temperatura de la carcasa de los motores hidráulicos y reductores de giro, lo que brinda una temperatura referencial del aceite que lubrica los componentes internos, manteniendo así un seguimiento de su estado funcional.

Los termogramas obtenidos del monitoreo termográfico, son analizados verificando que la temperatura máxima de trabajo no sea mayor a la temperatura máxima permisible del aceite con el que trabajan, y luego se analizan comparativamente en pares de motores o reductores, buscando diferenciales de temperatura anómalos, generalmente mayores a 4°C.

3.3.2 Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Tracción

Mediante el empleo de la termografía se monitorea la temperatura de la carcasa de los motores hidráulicos y reductores de tracción, lo que brinda una temperatura referencial del aceite que lubrica los componentes internos, manteniendo así un seguimiento de su estado funcional.

El proceso de análisis de los termogramas obtenidos en el monitoreo termográfico es el mismo al aplicado para los motores hidráulicos y reductores de giro.

3.3.3 Cilindros hidráulicos del Sistema Hidráulico de Carga

Mediante el empleo de la termografía se monitorea la temperatura de la carcasa de los cilindros hidráulicos, lo que brinda una temperatura referencial del aceite que fluye por el interior de los cilindros, manteniendo así un seguimiento de su estado funcional.

Específicamente se analizan los diferenciales de temperatura presentes entre cada tipo de cilindros ya que podrían indicar un problema de fuga interna por daño del sello del émbolo que separa las cámaras del cilindro. El diferencial de temperatura indica problemas cuando supera los 2°C.

3.3.4 Líneas de retorno de los paneles de enfriamiento del aceite hidráulico hacia el tanque

Mediante el empleo de la termografía se monitorea la temperatura superficial de los conectores metálicos de las mangueras por las cuales circula el aceite hidráulico de retorno hacia el tanque principal, previamente ventilado en los paneles de enfriamiento, lo que brinda una temperatura referencial del aceite que fluye por las mangueras. Cabe mencionar que esta técnica no se puede aplicar al sistema de refrigeración del refrigerante del motor Diesel, ya que la accesibilidad a los conectores es restringida por motivos de seguridad del personal.

3.4 MEDICION DE LOS COMPONENTES DE LA CARRILERIA

Esta técnica se refiere principalmente a la estimación o determinación de fechas de cambios de los componentes principales de la carrilería del equipo, de acuerdo al análisis previo de tendencias y límites máximos permisibles de desgaste de dichos componentes principales. Para ello se registran las mediciones efectuadas de las dimensiones de la principal zona de desgaste de los componentes, tales como el diámetro de la rueda guía, altura de dientes de las cadenas, diámetro de los rodillos y la altura de los dientes de las ruedas dentadas, como se puede observar en el formato de registro de mediciones en el Anexo 2.

Las mediciones del desgaste de la carrilería se realizan con una frecuencia establecida de 500 horas de operación y se emite un reporte de desgaste.

3.5 MEDICION DE JUEGO AXIAL DE LA CREMALLERA DE GIRO

Al ser instalada la cremallera de giro, se debe registrar la medida del juego axial frontal y posterior con respecto al rodamiento (conjunto de rodillos) para llevar un control del desgaste y analizar la tendencia del mismo, la cual debe ser comparada con la curva indicada por el fabricante para prever el cambio de la cremallera. Esto es de suma importancia ya que el cambio del componente es un trabajo de gran envergadura que implica el desmontaje de la superestructura de la pala hidráulica.

Luego de la primera medición del juego axial, las siguientes medidas deberán realizarse con una frecuencia de 5,000 horas de operación dentro de las primeras 10,000 horas de operación, y posteriormente con una frecuencia de 2,500 horas después de las primeras 10,000 horas de operación; sin embargo se ha implementado una frecuencia de 2,000 horas.

En la Figura 3.1 se muestra la curva de desgaste normal de la cremallera en la cual se detalla el punto en el cual se debe enviar la alerta de cambio.

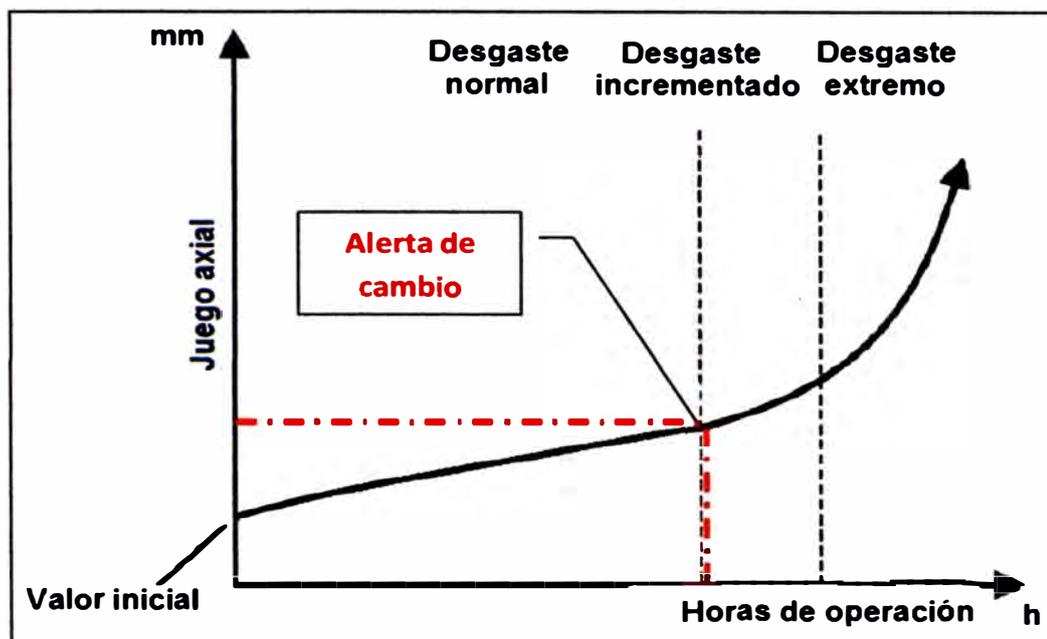


Figura 3.1. Tendencia normal del juego axial del rodamiento de la cremallera de giro

3.6 VERIFICACION TECNICA

Se denomina Verificación Técnica al monitoreo y registro del valor de los parámetros principales de funcionamiento de los sistemas o componentes del equipo para un régimen de funcionamiento establecido, el cual es un procedimiento que se realiza de acuerdo a lo indicado por el fabricante de los mismos. Con la información recolectada se realiza un análisis de tendencias para pronosticar fallas potenciales y actuar preventivamente, y así evitar que una falla intempestiva ocasione la inoperatividad del equipo.

En las palas hidráulicas se realizan las siguientes verificaciones técnicas:

3.6.1 Verificación Técnica del Motor Diesel

Consiste en el registro de los parámetros principales del motor Diesel, mediante la herramienta Insite CENSE, durante una prueba llamada “Caja de Carga”, en la cual se hace funcionar el motor Diesel en su máxima condición de desempeño. Esta actividad se realiza para el análisis del estado del componente en su máxima carga.

El formato de pruebas se encuentra en el Anexo 3.

A continuación se indican los parámetros monitoreados:

- **Potencia de freno del motor (Brake Horsepower)**
- **Torque del motor (Current Engine Torque)**
- **Velocidad del eje del motor (Engine Speed)**
- **Presión en los múltiples de admisión (Intake Manifold Pressure)**
- **Presión del aceite de motor (Oil Pressure)**
- **Presión de gases en el cárter (Crankcase Pressure)**
- **Temperatura del refrigerante (Engine Coolant Temperature)**
- **Presión del refrigerante (Coolant Pressure)**
- **Temperatura de los gases de escape de los cilindros (Exhaust Port Temperature)**

Los valores normales de los parámetros anteriormente mencionados se muestran en la Tabla 3.15. Las unidades de los valores expresadas en la tabla, son las mismas que se utilizan en el sistema de monitoreo de parámetros Insite Cense.

Tabla 3.15. Valores nominales de operación

PARÁMETRO	VALOR NOMINAL
Potencia de freno del motor	1,700 – 1,900HP
Torque del motor	6,780 – 8,500N.m
Velocidad del eje del motor	1,700 – 2,000RPM
Presión en los múltiples de admisión	22 – 27psi
Presión del aceite de motor	130 – 170psi
Presión de gases en el cárter	5 – 13inH ₂ O
Temperatura del refrigerante	180 – 203°F
Presión del refrigerante	22 – 50psi
Temperatura de los gases de escape de los cilindros	1100 – 1300°F

3.6.2 Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Giro

Este procedimiento se realiza cada 2,000 horas de operación y forma parte de la Verificación Técnica del Sistema Hidráulico, cuyo formato se presenta en el Anexo 4. El objetivo es verificar, de acuerdo a lo establecido por el fabricante, el adecuado estado funcional del sistema mediante la medición del tiempo de ejecución de cinco giros de la superestructura.

En la Tabla 3.16 se muestran los valores nominales para estas pruebas.

Tabla 3.16. Tiempos de ejecución de movimientos

MOVIMIENTOS	TIEMPO NOMINAL
Cinco giros de la superestructura hacia la derecha	75 segundos
Cinco giros de la superestructura hacia la izquierda	75 segundos

3.6.3 Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Tracción

Este procedimiento se realiza cada 2,000 horas de operación y forma parte de la Verificación Técnica del Sistema Hidráulico, cuyo formato se presenta en el Anexo 4. El objetivo es verificar, de acuerdo a lo requerido por el fabricante, el adecuado estado funcional del sistema mediante la medición del tiempo de ejecución que tome la cadena en dar cinco vueltas. Para realizar lo anterior, se procede a colocar el cucharón en el suelo del lado de la cadena sobre la cual se va a hacer la medición de tiempos, y mediante la activación de los cilindros hidráulicos y el movimiento del brazo articulado de carga de mineral, se eleva la carrilería hasta que el punto más bajo de la rueda dentada se encuentre a 0.5m del nivel del suelo, consiguiendo de esta forma que la cadena se pueda mover libremente y se registren los tiempos requeridos.

En la Tabla 3.17 se muestran los tiempos permisibles para estas pruebas.

Tabla 3.17. Tiempos de ejecución de movimientos

MOVIMIENTOS	TIEMPO NOMINAL
Cinco vueltas de la cadena derecha	51 segundos
Cinco vueltas de la cadena izquierda	51 segundos

3.6.4 Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Carga

Este procedimiento se realiza cada 2,000 horas de operación y forma parte de la Verificación Técnica del Sistema Hidráulico, cuyo formato se presenta en el Anexo 4. El objetivo es verificar, de acuerdo a lo requerido por el

fabricante, el adecuado estado funcional del sistema mediante la medición de los tiempos de movimiento de las estructuras por efecto del accionamiento de los cilindros hidráulicos a los cuales se encuentran acoplados.

En la Tabla 3.18 se muestran los tiempos permisibles para estas pruebas.

Tabla 3.18. Tiempos totales de ejecución de movimientos

MOVIMIENTOS	TIEMPO NOMINAL
Levante del brazo	8 segundos
Descenso del brazo	4.9 segundos
Extensión del brazo	5.9 segundos
Retracción del brazo	3.8 segundos
Volteo del cucharón para la carga de mineral	5.6 segundos
Volteo del cucharón para la descarga de mineral	4.5 segundos
Apertura del cucharón	2.7 segundos
Cierre del cucharón	3.1 segundos

3.6.5 Verificación Técnica del Sistema de Refrigeración

Consiste en verificar que los ventiladores del sistema de enfriamiento del aceite hidráulico y del refrigerante del motor Diesel mantengan un giro de 1,250RPM con el motor Diesel en un régimen alta velocidad (1,900RPM).

El formato de verificación se encuentra en el Anexo 5.

En la Tabla 3.19 se muestran los rangos permisibles para esta prueba.

Tabla 3.19. Valores registrados en el monitoreo

VENTILADOR	VELOCIDAD NOMINAL
Ventilador inferior de los paneles del aceite del Sistema Hidráulico	1,250RPM ± 50RPM
Ventilador superior de los paneles del aceite del Sistema Hidráulico	1,250RPM ± 50RPM
Ventilador del panel del refrigerante del motor Diesel	1,250RPM ± 50RPM

CAPITULO IV

CASOS HISTORICOS

En el presente capítulo se presentarán casos históricos de detección de fallas utilizando las técnicas predictivas descritas en el capítulo anterior y se podrán verificar los beneficios de la utilización de dichas técnicas para evitar las fallas catastróficas de los componentes y la inoperatividad del equipo.

4.1 ANALISIS DE INFORMACION DEL SISTEMA DE MONITOREO DEL MOTOR DIESEL

El día 01-Mar-12 se reportaron eventos de alta presión de gases presentes en el cárter del aceite (Crankcase Pressure) del motor Diesel de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02, falla que origina el apagado del motor Diesel y por tanto la neutralización del equipo hasta que se resuelva el evento de falla.

Se realizó la descarga de la información registrada en el módulo electrónico de monitoreo del motor Diesel mediante el programa computacional Insite CENSE, y se procedió a analizar la información recolectada. Se detectó que los valores de la presión de gases presentes en el cárter se mantenían constantes para distintas condiciones de desempeño del motor, lo que resulta erróneo ya que dicha presión varía directamente proporcional a la carga del motor Diesel o a su potencia instantánea.

En la Figura 4.1 se puede observar la anomalía explicada en el párrafo anterior.

Trend Data				
Date :	01/03/2012	01/03/2012	01/03/2012	01/03/2012
Real Time :	01:30:56 a.	01:33:26 a.	01:35:56 a.	01:38:26 a.
Engine Rebuild Hours :	1748.6938	1748.7356	1748.7772	1748.8188
Engine Speed	1858 rpm	1908 rpm	1836 rpm	1833 rpm
% Accelerator Pedal	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
Injector Metering Rail Press	66.29 psig	35.12 psig	83.28 psig	99.14 psig
Brake Horsepower	1220.50	1915.00	1535.25	1773.75
Instantaneous Engine Load	68.0 %	24.0 %	94.0 %	94.0 %
Crankcase Pressure	9.75 in H2O	9.75 in H2O	9.75 in H2O	9.75 in H2O
Intake Manifold Pressure LB	16.50 psig	22.00 psig	14.00 psig	24.00 psig
Intake Manifold Pressure RB	17.70 psig	19.72 psig	16.78 psig	24.02 psig
Intake Manifold Temp LBF	125.6 F	123.8 F	125.6 F	127.4 F

Figura 4.1. Información recolectada del motor Diesel

Con la información del motor Diesel descargada, se procedió al análisis de los datos históricos y se verificó que el evento se presentaba esporádicamente causado por una falla del cableado del sensor como se puede observar en la siguiente Figura 4.2. Este evento se corrigió y no se presentaron más alarmas.

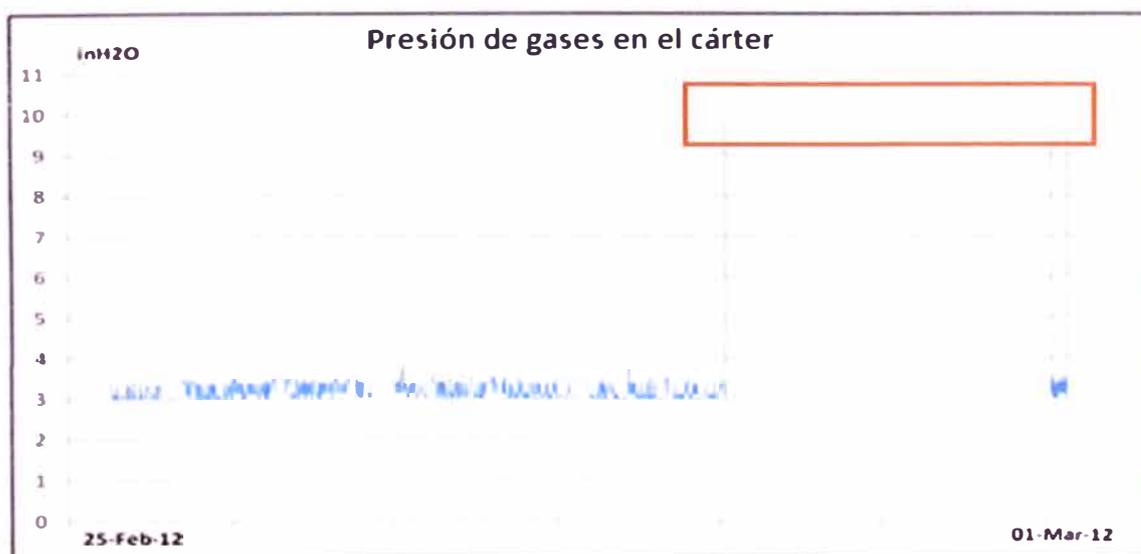


Figura 4.2. Información histórica de la presión de los gases presentes en el cárter

4.2 ANALISIS DE MUESTRAS DE ACEITE

A continuación se presentarán casos históricos de fallas detectadas aplicando la técnica predictiva en cuestión en algunos componentes de los sistemas principales definidos anteriormente.

En los casos que se presentarán, se harán referencia a figuras de los resultados obtenidos en el laboratorio de análisis de muestras de aceite, por lo que se debe considerar lo siguiente en cuanto al contenido de ellas:

- El campo “Acción a tomar” indica la acción realizada en la fecha del análisis del aceite y para ello se tienen dos opciones representadas por una letra, la letra “C” indica que se realizó el muestreo y cambio del aceite, y la letra “M” indica que sólo se realizó el muestreo del aceite.
- El campo “Tipo PM”, indica si en la fecha del análisis se realizó una inspección de 125 horas, representada por la abreviatura “INP”, o un tipo de Mantenimiento Programado (PM), para lo cual se tienen cuatro tipos de PM, representados por las abreviaturas PM1, PM2, PM3 y PM4, los cuales se realizan en intervalos de 250 horas de operación del equipo.

4.2.1 Motor Diesel

El día 28-Mar-11, el área de Ingeniería solicitó un muestreo de aceite del motor Diesel de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01, con el objetivo de continuar con el seguimiento de la contaminación del aceite con el refrigerante, lo cual se evidencia por el alto contenido de Sodio y el indicador de presencia de agua.

En la Figura 4.3 se presentan los resultados del análisis de laboratorio de la muestra de aceite, los cuales indicaron un aumento exponencial de la contaminación del aceite con refrigerante aún cuando el aceite sólo tenía 26 horas de operación en el motor, por lo que se determinó la intervención del equipo por parte del taller de mantenimiento para realizar la inspección de los enfriadores aceite, encontrándose uno de ellos en mal estado. Se realizó el cambio del enfriador y se corrigió el evento de falla.

Tipo	Campo	38187	38145	38090	38955	38018
CABECERA	Fecha de muestreo	28/03/2011	26/03/2011	22/03/2011	21/03/2011	20/03/2011
	Horas del aceite	26	145	151	24	243
	Acción a tomar	C	C	C	M	C
	Tipo PM	PM2	INP	PM1	INP	PM1
FISICO QUIMICOS	Viscosidad 100 °C	15.34	14.69	15.21	14.76	14.75
	GLYCOL, %	0.76	0.12	0	0	0
	Agua (% V)	0.29	0	0	0	0
ANALISIS	Hierro (ppm)	3	3	8	1	2
ESPECTROGRAFICO	Cromo (ppm)	0	0	1	0	0
	Plomo (ppm)	8	2	3	1	1
	Cobre (ppm)	46	0	0	1	2
	Silicio (ppm)	11	8	9	7	7
	Sodio (ppm)	184	103	98	80	73

Figura 4.3. Análisis del aceite de motor Diesel de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01.

4.2.2 Caja de Engranajes

El día 01-Mar-11 se realizó el Mantenimiento Programado de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01, por lo que se tomaron las muestras de aceite de los componentes más críticos para el análisis de las muestras de aceite en el laboratorio.

En la Figura 4.4 se presentan los resultados enviados por el laboratorio, en los cuales se evidenció el alto contenido de partículas grandes, mayores en dimensión a 6um, presentes en el aceite de la caja de engranajes, y adicionalmente se obtiene un alto valor para el código de limpieza ISO4406, el cual indica que hay una alta cantidad de partículas presentes en el aceite que por su tamaño no han podido ser identificadas con exactitud debido a la capacidad de análisis del Espectrómetro.

Lo identificado anteriormente es un indicador del posible daño de los engranajes, piñones o rodamientos internos de la caja de engranajes, por lo que se determinó desmontar las bombas y tapas de inspección para realizar una inspección del estado físico de los componentes internos.

Al realizar la inspección visual del interior de la caja de engranajes, se pudo observar la presencia de algunos pedazos de canastillas de rodamiento en la parte inferior de la carcasa, así como el mal estado del rodamiento del piñón impulsor de la Bomba N° 1 y el daño superficial de algunos de los dientes de dicho piñón, por lo que se determinó el cambio de los componentes dañados y la limpieza interna de la caja de engranajes.

Tipo	Campo	37678	37363	36831	36545
CABECERA	Fecha de muestreo	01/03/2011	14/02/2011	16/01/2011	30/12/2010
	Horas del aceite	1127	859	332	66
	Producto Usado	Omala 150	Omala 150	Omala 150	Omala 150
	Accion a tomar	C	M	M	M
	Tipo PH	PM1	PM3	PM2	INP
FISICO QUIMICOS	Viscosidad a 100 °C	15.44	14.7	14.86	14.67
ANALISIS	Hierro (ppm)	80	25	7	9
ESPECTROGRAFICO	Cromo (ppm)	1	0	0	0
	Plomo (ppm)	0	0	0	0
	Cobre (ppm)	1	0	0	0
	Estaño (ppm)	0	0	0	0
	Aluminio(ppm)	7	2	0	0
	Niquel (ppm)	0	0	0	0
	Plata (ppm)	0	0	0	0
	Silicio(ppm)	34	11	2	3
CONTADOR DE PARTICULAS	ISO 4406	272521	242219	221914	211815
	4 um (mL)	725111	122235	27081	19887
	6 um (mL)	188894	29784	3008	1928
	14 um (mL)	16673	2750	130	203
	21 um (mL)	3307	701	43	67
	38 um (mL)	104	20	10	23
	70 um (mL)	0	0	0	3

Figura 4.4. Análisis del aceite de la caja de engranajes de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01.

4.2.3 Sistema Hidráulico de Giro

El día 26-Mar-11 se realizó el Mantenimiento Programado de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01, por lo que se realizó el muestreo del aceite del reductor de giro del lado izquierdo del equipo, para continuar con el seguimiento de su estado debido al alto contenido de Hierro presente en los resultados del análisis de las últimas muestras de aceite tomadas en dicho componente.

En la Figura 4.5 se muestran los resultados obtenidos de las muestras de aceite, y se puede observar que en el último resultado se mantiene el alto contenido de Hierro, lo que comprueba que el componente presenta un alto desgaste interno. Se realizaron las inspecciones y comprobaciones físicas necesarias y se encontró que la presión de pilotaje para la desactivación del freno de parqueo del reductor era menor que el límite permisible, lo cual originaba que al activar la función de giro de la superestructura durante la operación del equipo, internamente en el reductor de giro del lado izquierdo, se aplicaba el freno de parqueo debido a su desactivación incompleta, generando sobre esfuerzo en los componentes internos. Se procedió con el ajuste de la presión de pilotaje y el evento se solucionó.

Tipo	Campo	38147	37985	37679	37364	36229
CABECERA	Fecha de muestreo	26/03/2011	12/03/2011	01/03/2011	14/02/2011	12/12/2010
	Horas del aceite	171	171	268	1072	1155
	Producto Usado	Omala 220				
	Accion a tomar	C	M	C	C	C
	Tipo PM	PM1	PM2	PM1	PM3	PM4
FISICO QUIMICOS	Viscosidad a 100 °C (cSt)	18.89	19.47		18.79	18.63
ANALISIS	Hierro (ppm)	110	57	213	199	171
ESPECTROGRAFICO	Cromo (ppm)	2	1	2	2	2
	Plomo (ppm)	0	0	0	0	0
	Cobre (ppm)	0	0	1	1	1
	Estaño (ppm)	0	0	0	0	0
	Aluminio (ppm)	0	0	0	1	0
	Niquel (ppm)	0	0	0	1	1
	Plata (ppm)	0	0	0	0	0
	Silicio (ppm)	8	6	11	13	11

Figura 4.5. Análisis de aceite del reductor de giro izquierdo de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01.

4.2.4 Sistema Hidráulico de Tracción

El día 01-Nov-08 se analizó el aceite del reductor de tracción del lado derecho de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02 y se obtuvieron resultados en estado de alarma de precaución por el alto nivel de partículas de Hierro presentes en las muestras de aceite, motivo por el cual se determinó el cambio del aceite y continuar con el seguimiento del estado del componente.

El día 16-Nov-08 se tomó una muestra del aceite del mismo reductor de tracción, y en el análisis se obtuvieron resultados alarmantes que indicaban el desgaste crítico interno del componente como se puede observar en la Figura 4.6, que muestra los resultados obtenidos en el laboratorio, por lo que se determinó su cambio en el siguiente Mantenimiento Programado para evitar la falla catastrófica así como una parada imprevista del equipo. Adicionalmente se ajustaron las presiones de pilotaje de los bloques de frenos de parqueo.

Tipo	Campo	20220	21981	21694	21423	21166	20925
CABECERA	Fecha de muestreo	16/11/2008	01/11/2008	16/10/2008	03/10/2008	19/09/2008	04/09/2008
	Moras del aceite	191	837	584	347	175	534
	Acción a tomar	OV	C	M	M	M	C
	Tipo PM	PM1	PM4	PM1	PM2	PM1	PM3
FISICO QUIMICOS	Viscosidad a 100 °C (cSt)	19.2	19.19	19.16	19.39	19.21	19.18
ANALISIS	Hierro (ppm)	211	102	79	46	29	63
ESPECTROGRAFICO	Cromo (ppm)	0	2	1	0	0	1
	Plomo (ppm)	0	0	0	0	0	0
	Cobre (ppm)	1	2	1	1	0	4
	Estaño (ppm)	0	0	0	0	0	0
	Aluminio (ppm)	0	0	0	0	0	0
	Niquel (ppm)	0	1	0	0	0	1
	Plata (ppm)	0	0	0	0	0	0
	Silicio (ppm)	1	3	1	1	2	1

Figura 4.6. Análisis de aceite del reductor de tracción derecho de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02.

4.2.5 Mandos Finales de las Ruedas Dentadas

El día 06-Dic-2011 se presentó un alto contenido de Cobre en los resultados del análisis de la muestra de aceite del mando final del lado derecho de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01, por lo que se realizó el seguimiento respectivo del componente a través del análisis de laboratorio de las muestras de aceite.

El día 13-Ene-2012 se analizó una muestra de aceite que había estado en el componente por 169 horas de operación, cuyos resultados indicaron un alto contenido de partículas de Cobre como se puede apreciar en los resultados de los análisis presentados en la Figura 4.7, esto debido al desgaste de la bocina de Cobre por tiempo de servicio.

Se determinó programar el cambio de la bocina y del eje motriz del mando final de la rueda dentada derecha.

Tipo	Campo	44775	44200	43926	43594	43363
CABECERA	Fecha de muestreo	13/02/2012	13/01/2012	02/01/2012	20/12/2011	06/12/2011
	Horas del aceite	473	169	225	218	728
	Producto Usado	Omala 220				
	Accion a tomar	C	C	C	C	C
	Tipo PM	PM1	PM1	PM2	PM1	PM3
FISICO QUIMICOS	Viscosidad a 100 °C (cSt)	19.21	19.08	19.02	18.95	19.02
ANALISIS	Hierro (ppm)	25	11	12	17	26
ESPECTROGRAFICO	Cromo (ppm)	1	1	1	0	1
	Pbmo (ppm)	1	1	0	0	0
	Cobre (ppm)	51	33	42	44	59
	Estaño (ppm)	0	0	0	0	0
	Aluminio (ppm)	5	3	4	4	6
	Niquel (ppm)	0	0	0	0	0
	Plata (ppm)	0	0	0	0	0
	Silicio (ppm)	6	3	3	3	3

Figura 4.7. Análisis de aceite del mando final de la rueda dentada derecha de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01.

4.3 TERMOGRAFIA

A continuación se presentarán algunos casos históricos de fallas detectadas con la técnica predictiva en cuestión, en los sistemas principales definidos anteriormente.

Para ello se utilizó la cámara termográfica modelo P640 del fabricante FLIR.

4.3.1 Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Giro

El 09-Feb-2012 se realizó el monitoreo termográfico de los motores hidráulicos y reductores de giro de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02, como se puede apreciar en la Figura 4.8, y se identificó que el diferencial de temperatura entre los bloques de freno de los reductores de giro había aumentado considerablemente con respecto al encontrado en el monitoreo realizado el 03-Feb-2012 (diferencial de 4°C), por lo que se determinó realizar una revisión general del componente, y se encontró que la presión de pilotaje de desactivación del freno de parqueo se encontraba por debajo del límite permisible debido a una obstrucción de la manguera, la cual fue cambiada, solucionando así este evento.

En la Tabla 4.1 se especifican la ubicación de los puntos señalados en las imágenes termográficas.

Tabla 4.1. Detalle de la ubicación de los puntos de medición

Punto de medición	Lado izquierdo	Lado derecho
Motor de Giro	Sp1 = 89.5°C	Sp4 = 90.5°C
Bloque de frenos	Sp2 = 73.5°C	Sp5 = 80.9°C
Reductor de giro	Sp3 = 54.6°C	Sp6 = 66.5°C

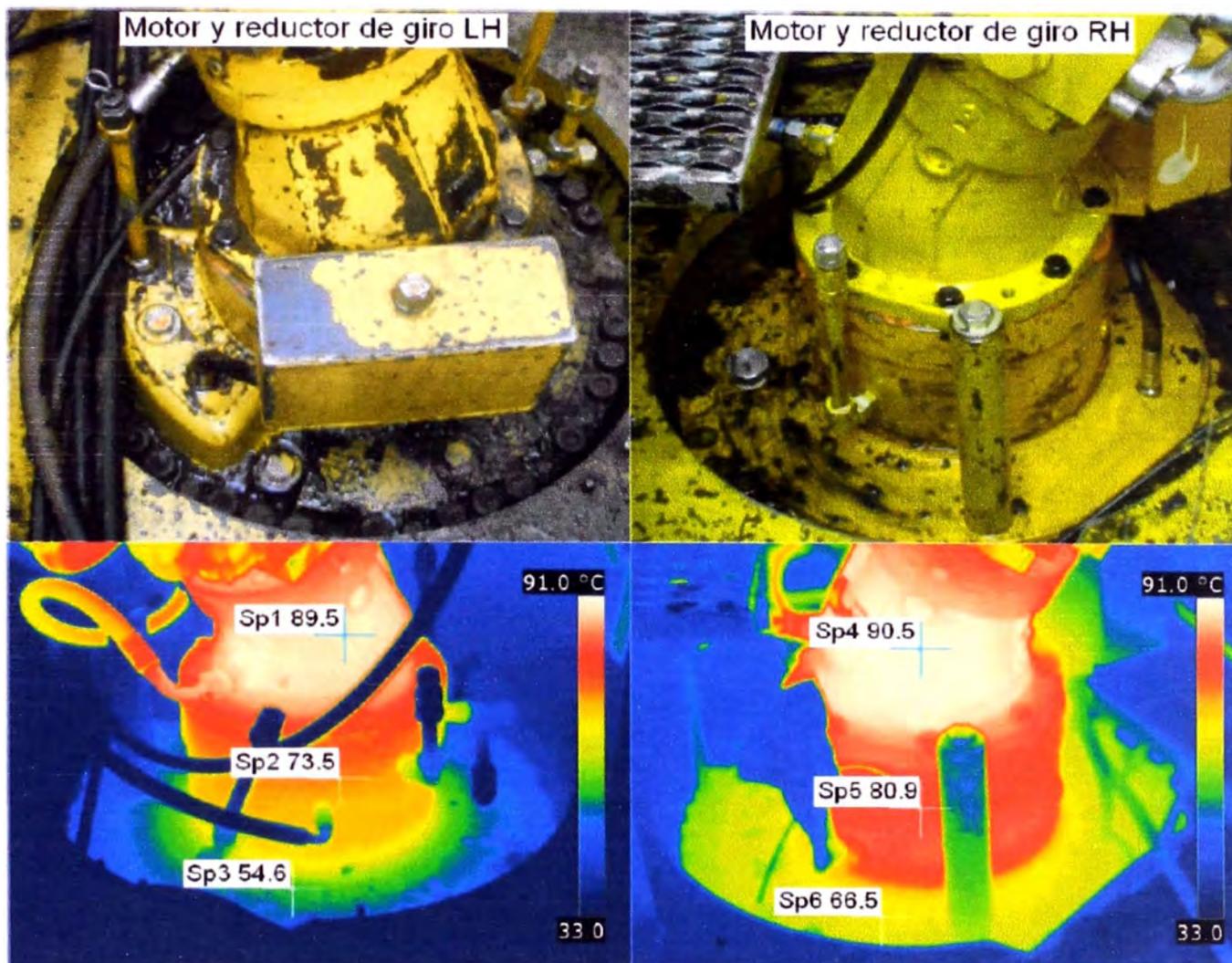


Figura 4.8. Imagen termográfica de los motores hidráulicos y reductores de giro de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02

4.3.2 Motores Hidráulicos y Reductores del Sistema de Tracción

El día 20-Feb-12 se realizó un monitoreo termográfico del sistema de tracción luego del movimiento de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01 hacia otra zona de carga de mineral por motivos de producción.

La Figura 4.9 muestra los termogramas obtenidos de los motores hidráulicos y reductores de tracción en un mismo instante y a una misma escala de temperaturas, en la cual se puede observar comparativamente el

recalentamiento del bloque de frenos del reductor de giro del lado derecho con respecto a su similar del lado izquierdo, motivo por el cual se programó su revisión general en el siguiente Mantenimiento Programado.

En la inspección se realizaron verificaciones de las presiones de pilotaje de desactivación de freno de parqueo, las cuales se encontraban dentro del rango normal de trabajo, se verificó que el componente no presentaba fugas externas de aceite, lo que hizo presumir que la fuga de aceite se encontraba en el interior del componente provocando un recalentamiento, por lo que se determinó realizar su cambio evitando así una para no programada del equipo.

En la Tabla 4.2 se especifican la ubicación de los puntos señalados en las imágenes termográficas.

Tabla 4.2. Detalle de la ubicación de los puntos de medición

Punto de medición	Lado izquierdo	Lado derecho
Reductor de Tracción	Sp1 = 26.2°C	Sp4 = 31.8°C
Bloque de frenos	Sp2 = 44.8°C	Sp5 = 55.2°C
Motor de Hidráulico	Sp3 = 42.4°C	Sp6 = 50.2°C

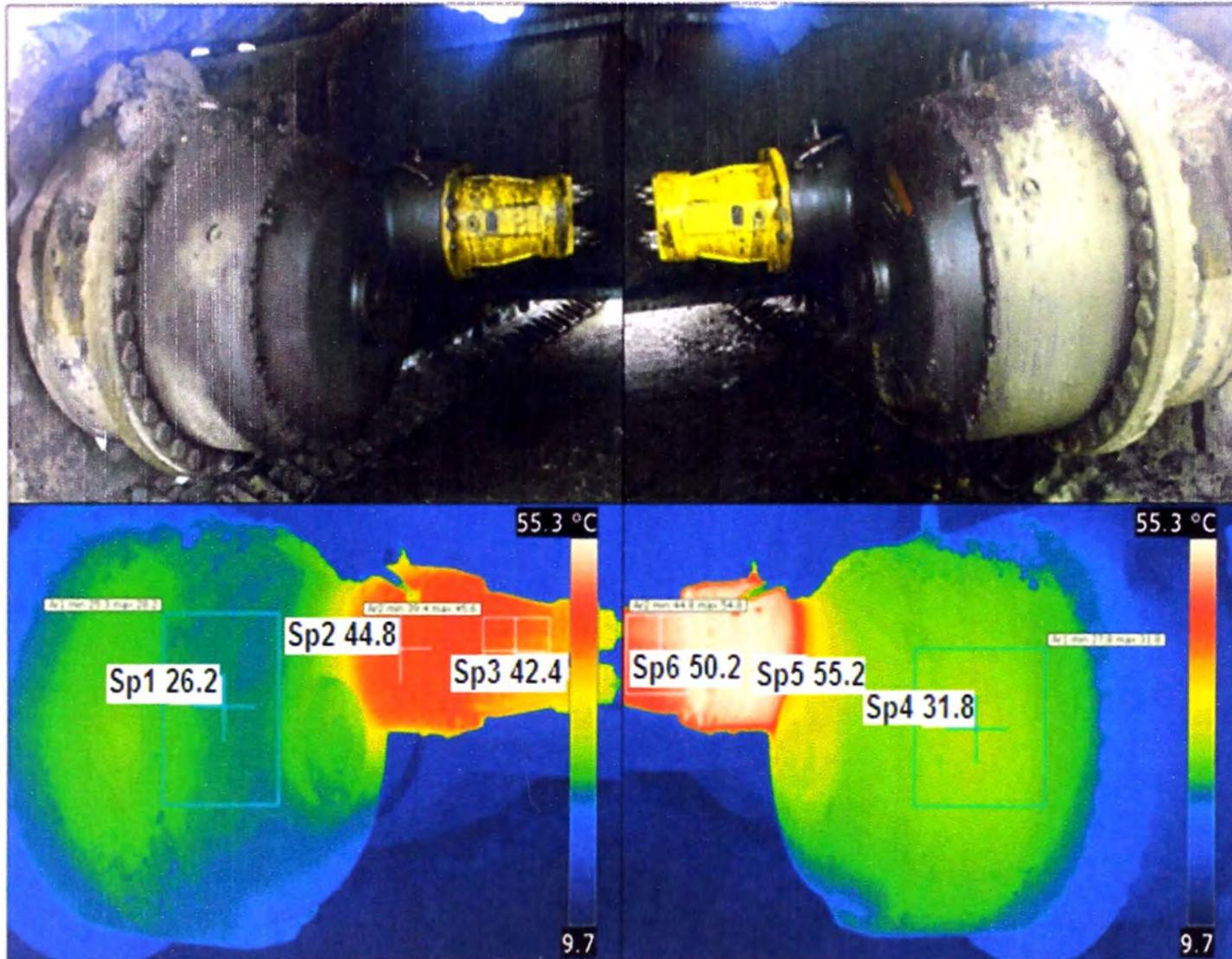


Figura 4.9. Imagen termográfica de los motores y reductores de tracción de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01

4.3.3 Cilindros hidráulicos del Sistema Hidráulico de Carga

➤ El día 07-Jun-2011 se realizó el monitoreo termográfico de los implementos del sistema de carga de mineral de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01.

En la Figura 4.10 se puede observar comparativamente un alto diferencial de temperatura entre los cilindros hidráulicos de volteo derecho e izquierdo, siendo el más alto valor el correspondiente al cilindro del lado derecho, debido a una fuga interna de aceite. En estos casos se determina el cambio del cilindro hidráulico en falla para evitar paradas no programadas del equipo. Cabe mencionar que las reparaciones de los cilindros son realizadas por empresas colaboradoras.

En la Tabla 4.3 se especifican la ubicación de los puntos de medición señalados en la imagen termográfica.

Tabla 4.3. Detalle de la ubicación de los puntos de medición

Punto de medición	Lado izquierdo	Lado derecho
Cilindro de Volteo	Sp1 = 59.1°C	Sp2 = 64.1°C

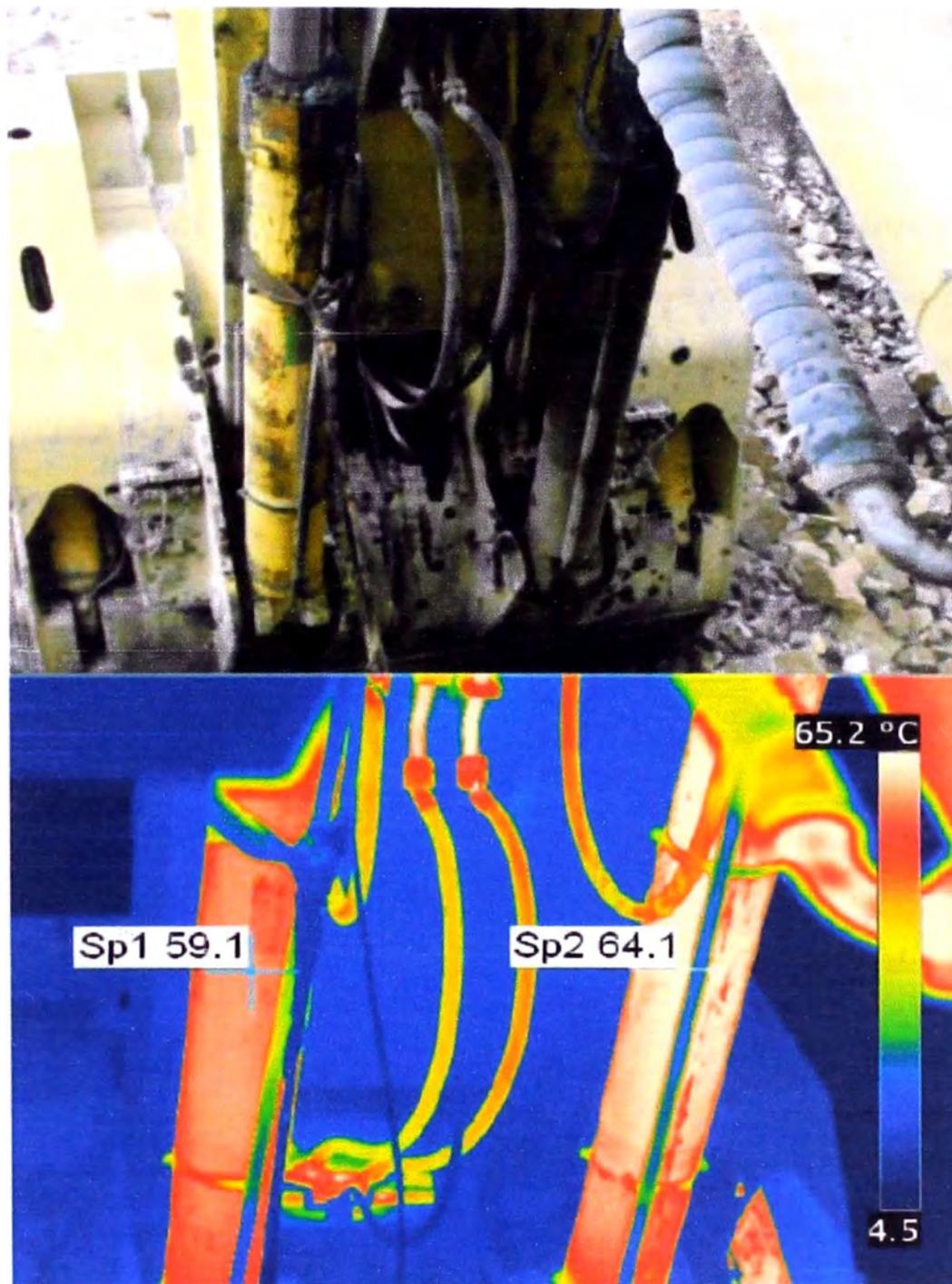


Figura 4.10. Imagen Termográfica comparativa de los cilindros hidráulicos de Volteo de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01.

➤ El día 28-Sep-2010 se realizó el monitoreo termográfico de los implementos del sistema de carga de mineral de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02.

En la Figura 4.11 se puede observar comparativamente un alto diferencial de temperatura entre los cilindros hidráulicos de Extensión derecho e izquierdo, siendo el más alto valor el correspondiente al cilindro hidráulico del lado derecho, debido a una fuga interna de aceite. En estos casos se determina el cambio del cilindro hidráulico en falla para evitar paradas no programadas del equipo.

En la Tabla 4.4 se especifican la ubicación de los puntos de medición señalados en las imágenes termográficas.

Tabla 4.4. Detalle de la ubicación de los puntos de medición

Punto de medición	Lado izquierdo	Lado derecho
Cilindro de Extensión	Sp1 = 57.5°C	Sp2 = 66.6°C

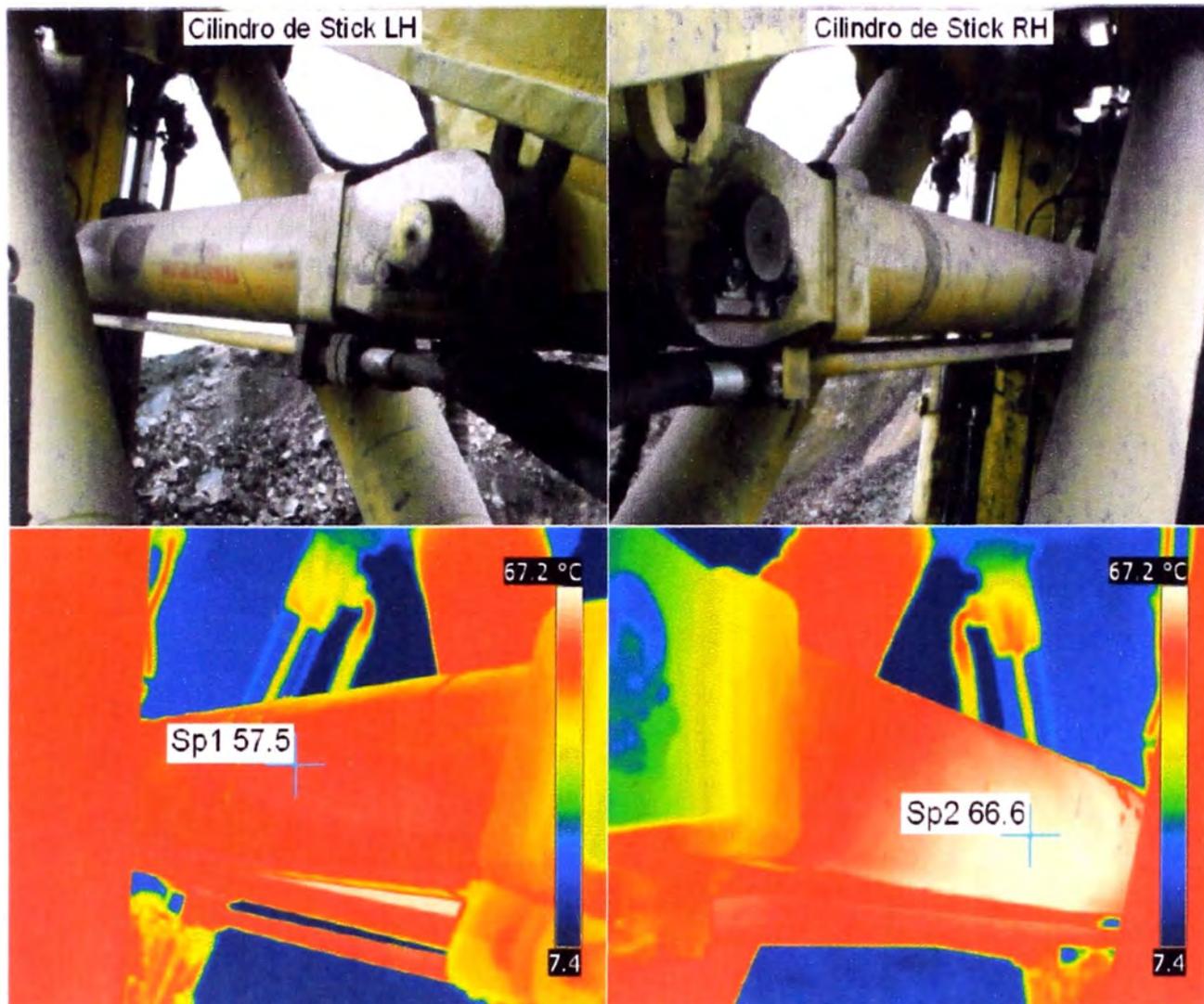


Figura 4.11. Imagen Termográfica comparativa de los cilindros hidráulicos de Extensión de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02

4.3.4 Líneas de retorno de los paneles de enfriamiento del aceite hidráulico hacia el tanque

El día 05-Nov-2011 se realizó el monitoreo termográfico de los implementos del sistema hidráulico de carga de mineral de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02, y se detectó la alta temperatura del conector de una de las mangueras de retorno de aceite hidráulico hacia el tanque, proveniente del panel enfriador de aceite hidráulico interior inferior, como se puede apreciar en la Figura 4.12.

Se realizó la revisión del sistema de refrigeración del aceite hidráulico y se encontró que el evento había sido ocasionado por obstrucción interna del panel de enfriamiento en cuestión, lo cual disminuye su eficiencia.

En la Tabla 4.5 se especifican la ubicación de los puntos de medición señalados en la imagen termográfica.

Tabla 4.5. Detalle de la ubicación de los puntos de medición

Punto de medición de los conectores	Valor medido
Proveniente del enfriador superior interior	Sp1 = 69.5°C
Proveniente del enfriador superior exterior	Sp2 = 62.9°C
Proveniente del enfriador inferior interior	Sp3 = 75.7°C
Proveniente del enfriador inferior exterior	Sp4 = 69.2°C

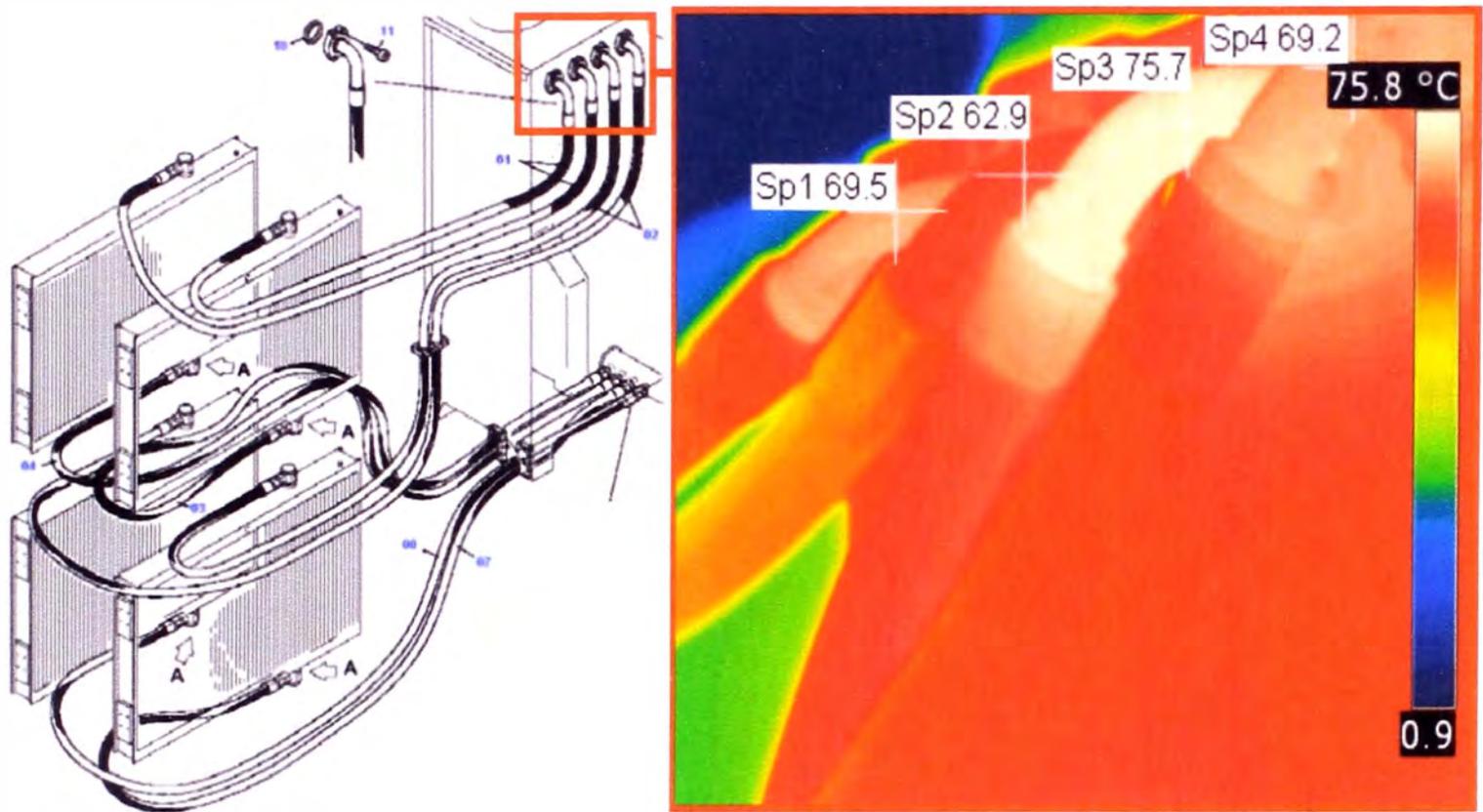


Figura 4.12. Imagen Termográfica comparativa de las mangueras de aceite hidráulico de retorno hacia el tanque principal de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02

4.4 MEDICION DE LOS COMPONENTES DE LA CARRILERIA

El día 01-Mar-2012 se realizó la medición del desgaste de los componentes de la carrilería de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01, y se identificó el alto desgaste de los dientes de la cadena del lado izquierdo, por lo que se programó la orden de trabajo por el cambio de dicha cadena para evitar el daño colateral de la rueda dentada, rueda guía y rodillos.

La Figura 4.13 presenta los datos obtenidos en el equipo.

Luego del cambio del componente se estableció una nueva frecuencia de cambio de las cadenas de las palas hidráulicas PC4000-6, ya que la cadena retirada había afectado al estado de los dientes de la rueda dentada, ocasionando el cambio prematuro del mismo.

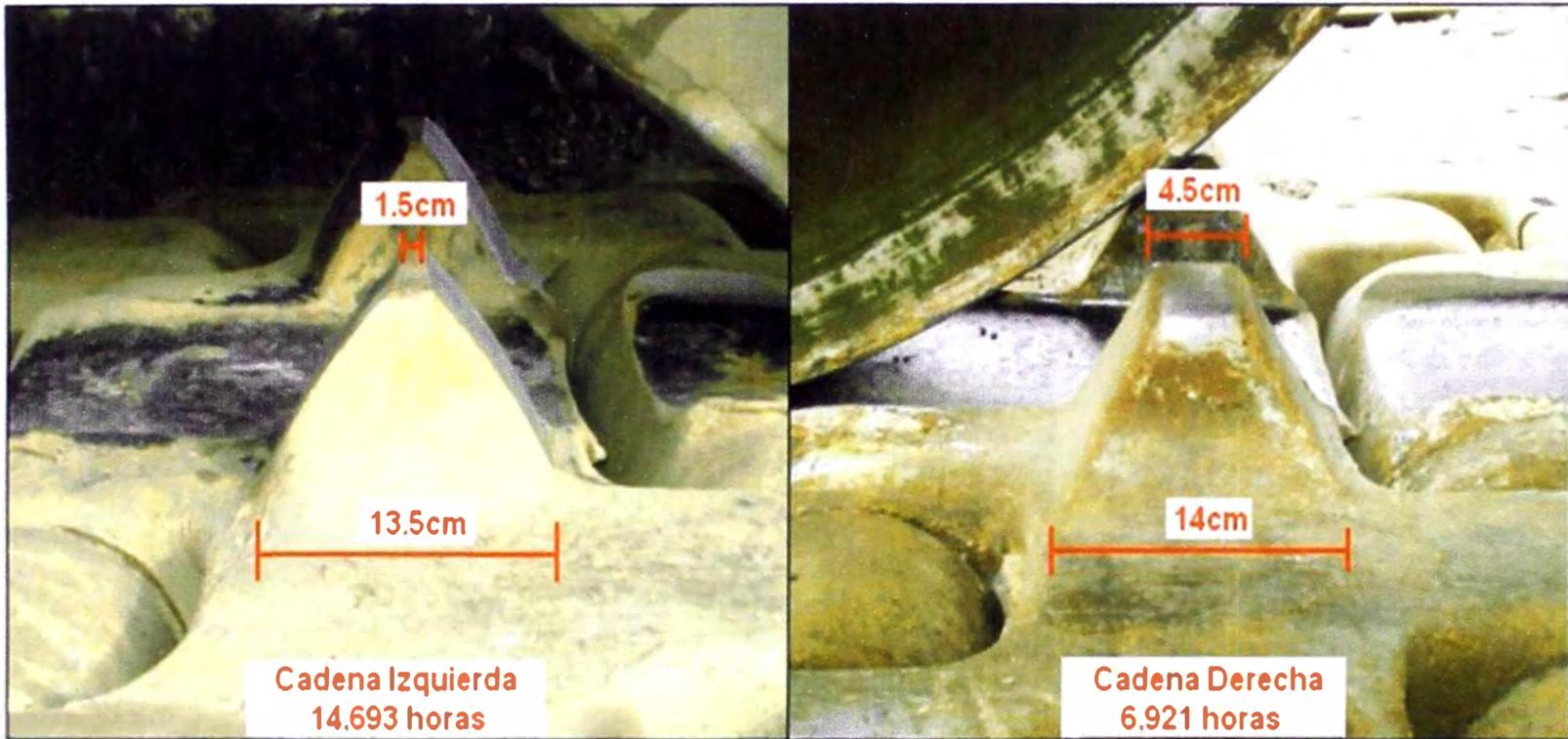


Figura 4.13. Medidas de la cadena de la pala hidráulica mdelo PC4000-6 N° 01

4.5 MEDICION DE JUEGO AXIAL DE LA CREMALLERA DE GIRO

El día 03-Dic-09 se realizó la medición programada del juego axial de la cremallera de giro de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02, y se obtuvieron valores altos que hacían presumir que el desgaste estaba ingresando en la zona de incremento exponencial de desgaste o de desgaste extremo, por lo que se determinó esperar al registro de la siguiente medición para confirmar la zona de desgaste en la cual se encuentra la cremallera de giro y así empezar con la preparación de los repuestos y logística necesarios para su cambio antes de que se produzca una falla catastrófica. Las siguientes mediciones confirmaron el acelerado desgaste del rodamiento de la cremallera de giro por lo que se realizó el cambio del componente el 23-Feb-11. En la Figura 4.14 se presenta la tendencia de desgaste registrada para la cremallera de giro, lo que fue determinante para la determinación de su cambio.

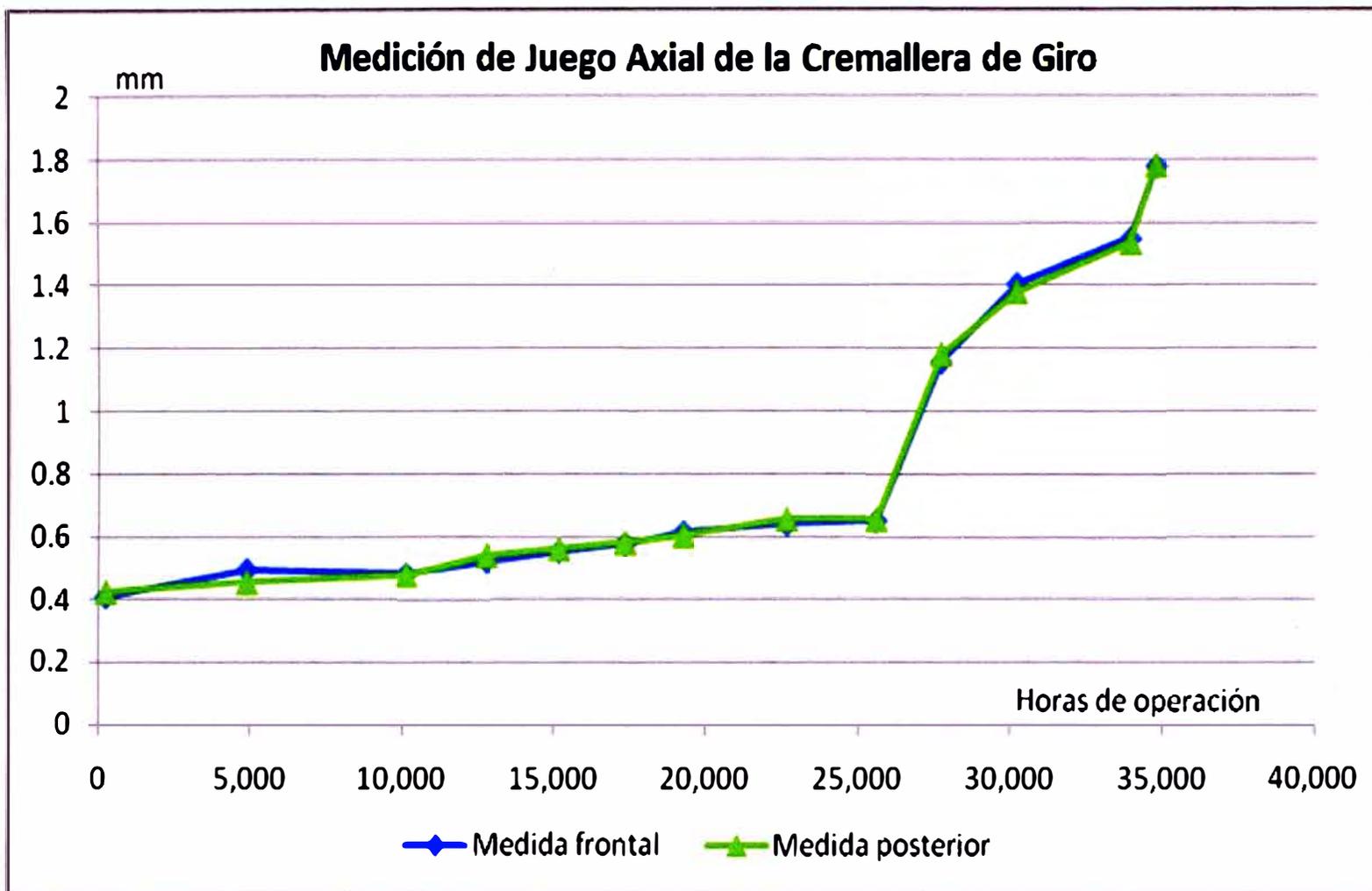


Figura 4.14. Tendencia del juego axial de la cremallera de giro de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02 desde el inicio de su operación

4.6 VERIFICACION TECNICA

A continuación se presentarán algunos casos históricos de fallas detectadas con el análisis de la información recolectada mediante esta técnica predictiva.

4.6.1 Verificación Técnica del Motor Diesel

El día 30-Jun-11 se registraron los valores de los parámetros de funcionamiento del motor Diesel de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 01, y se analizó su información histórica. Se pudo apreciar la tendencia descendente de la presión de aceite, llegando a valores cercanos al límite mínimo permisible de 130psi, por lo que se determinó la adquisición de un motor nuevo antes de que se produzca el desgaste acelerado de las partes internas, lo que a su vez ocasiona que el costo de reparación aumente considerablemente y que se haga inminente la falla del mismo.

En la Figura 4.15 se puede apreciar la tendencia de la presión del aceite que sirvió de base para determinar el cambio del motor Diesel.

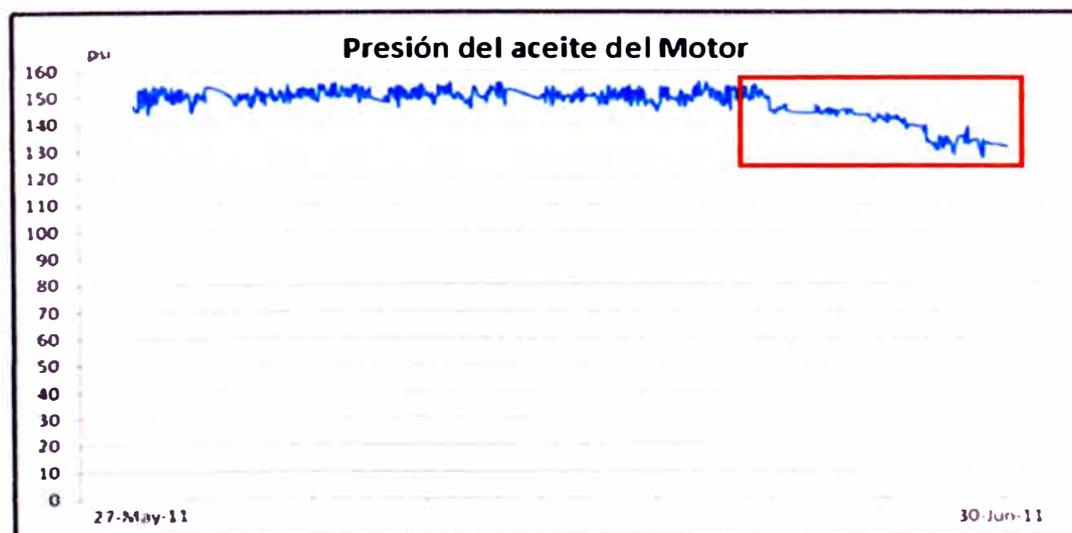


Figura 4.15. Línea de tendencia de la presión del aceite del motor Diesel

4.6.2 Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Giro

El día 17-May-2011 se realizó la verificación técnica del Sistema Hidráulico de la pala modelo PC4000-6 N° 02 y se obtuvieron los datos presentados en la Tabla 4.6 para el sistema hidráulico de giro.

Tabla 4.6. Tiempos de ejecución medidos en la prueba

MOVIMIENTOS	TIEMPO MEDIDO
Cinco giros de la superestructura hacia la derecha	92.3 segundos
Cinco giros de la superestructura hacia la izquierda	73.5 segundos

Los datos registrados indicaron problemas con la electroválvula encargada de direccionar el flujo de aceite proveniente de las bombas principales, hacia los motores hidráulicos para el giro de la superestructura hacia la derecha.

4.6.3 Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Tracción

El día 03-Nov-2011 se realizó la verificación técnica del Sistema Hidráulico de la pala modelo PC4000-6 N° 01 y se obtuvieron los datos presentados en la Tabla 4.7 para el sistema hidráulico de tracción.

Tabla 4.7. Tiempos de ejecución medidos en la prueba

MOVIMIENTOS	TIEMPO MEDIDO
Cinco vueltas de la cadena derecha	49.3 segundos
Cinco vueltas de la cadena izquierda	71 segundos

Los datos registrados, indican que el giro de la cadena izquierda es más lenta que lo establecido por el fabricante, por lo que se evaluó el sistema hidráulico y se identificó la descalibración de una válvula de alivio de la línea de alta presión de aceite del motor hidráulico de tracción del lado izquierdo del equipo, ocasionando la lentitud del giro de la rueda dentada izquierda, y en consecuencia afectando el movimiento de la cadena a la cual se encuentra acoplada.

4.6.4 Verificación Técnica del Sistema Hidráulico de Carga

El día 20-Ago-2010 se realizó la verificación técnica del Sistema Hidráulico de la pala modelo PC4000-6 N° 01, y se obtuvieron los datos presentados en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8. Tiempos de ejecución medidos en la prueba

MOVIMIENTOS	TIEMPO MEDIDO
Levante del brazo	11.3 segundos
Descenso del brazo	5.3 segundos
Extensión del brazo	5.7 segundos
Retracción del brazo	3.9 segundos
Volteo del cucharón para la carga de mineral	4.2 segundos
Volteo del cucharón para la descarga de mineral	5.1 segundos
Apertura del cucharón	2.3 segundos
Cierre del cucharón	2.8 segundos

Los datos registrados indicaron una demora en el levante del brazo, por lo que se determinó la revisión del sistema hidráulico y eléctrico asociado al movimiento en cuestión.

En la revisión se encontró la descalibración de un transmisor de corriente que estuvo enviando una señal eléctrica desproporcionada a lo requerido por el sistema de control, la cual controla la electroválvula encargada de activar los cilindros hidráulicos y así generar el movimiento de levante del brazo en el tiempo establecido.

4.6.5 Verificación Técnica del Sistema de Refrigeración

El día 17-Jul-2011 se realizó el monitoreo de la velocidad de rotación de los ventiladores del sistema de enfriamiento del aceite hidráulico y del ventilador del sistema de enfriamiento del refrigerante del motor Diesel.

Los valores de las mediciones obtenidas se muestran en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9. Valores registrados en el monitoreo

VENTILADOR	VELOCIDAD MEDIDA
Ventilador inferior para el enfriamiento del aceite Hidráulico	1,242RPM
Ventilador superior para el enfriamiento del aceite Hidráulico	1,075RPM
Ventilador para el enfriamiento del refrigerante del motor Diesel	1,263RPM

De la información presentada en la tabla anterior, se dedujo el posible daño interno del motor hidráulico del ventilador superior debido a las bajas RPM

registradas, motivo por el cual se determinó su reemplazo para solucionar el evento y evitar que el equipo presente una parada no programada por alta temperatura del aceite hidráulico. Adicionalmente se comprobó el adecuado estado de las mangueras de los motores del sistema.

CAPITULO V

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

En este capítulo, en base a la información recolectada del Mantenimiento Preventivo del equipo y aplicando ciertos procedimientos indicados por el fabricante, tales como análisis de información recolectada del monitoreo y empleo de las técnicas predictivas mencionadas en los capítulos anteriores, se presentan unas mejoras de las actividades de mantenimiento del equipo dando origen a un programa de Mantenimiento Predictivo, para el cual tomaremos en cuenta lo siguiente.

5.1 REDUCCION DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE ACEITE DEL MOTOR DIESEL MODELO QSK60

Al iniciarse las operaciones de las máquinas en la mina, se recibió la recomendación por parte del fabricante de que el cambio del aceite y de los filtros del motor Diesel debería realizarse cada 500 horas de operación del mismo, motivo por el cual se determinó proceder conforme a lo recomendado.

Los resultados de los análisis de las muestras de aceite en el laboratorio, tomadas cada 250 horas de operación del equipo, mostraron que a las 500 horas de cambio del aceite, este presentaba las siguientes condiciones anormales:

- Altos valores de contaminación con Hollín (cuya presencia es propia de la combustión generada dentro del motor), cercanos al nivel de precaución de 0.6ABS/0.1mm de acuerdo a la Tabla 3.2 presentada en Capítulo III.
- Altos valores de concentración de partículas de Hierro (debido al desgaste abrasivo de los cilindros causado posiblemente por la contaminación del aceite con Hollín), cercanos al nivel de precaución de 30ppm de acuerdo a la Tabla 3.2 presentada en el Capítulo III.

Este evento se analizó y se realizaron inspecciones del estado físico y funcional de los inyectores y de los resortes sin encontrar condiciones inadecuadas, y se verificó la correcta calibración del módulo de control de combustible (QUANTUM).

Posteriormente el departamento de Ingeniería, luego de analizar la tendencia del contenido de Hollín y Hierro en el aceite, determinó que debido a las condiciones de trabajo del equipo y a la calidad del combustible, el cambio del aceite del motor Diesel debería efectuarse cada 250 horas para evitar el desgaste acelerado de los componentes internos del motor y el consiguiente aumento del costo de la futura reparación del mismo, lo cual se evidenció en las siguientes muestras de aceite analizadas por el laboratorio, como se puede observar en la Tabla 5.1.

En la Figura 5.1 y en la Figura 5.2, se muestran la comparación entre los resultados de laboratorio para el contenido de Hollín y de Hierro respectivamente, obtenidos aproximadamente un año antes (serie A) y un año después (serie B) de la reducción de la periodicidad de cambio del aceite de acuerdo a los datos mostrados en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Datos de contenido de Hollín y Hierro en el aceite antes y después de la reducción de la periodicidad de cambio de aceite del motor Diesel

Horas de muestreo	Antes		Después	
	Hollín A (ABS/0.1mm)	Hierro A (ppm)	Hollín B (ABS/0.1mm)	Hierro B (ppm)
250	0.19	10	0.17	12
500	0.59	27	0.22	12
750	0.21	7	0.19	9
1000	0.62	30	0.18	7
1250	0.21	7	0.2	10
1500	0.58	28	0.21	7
1750	0.19	9	0.17	11
2000	0.65	27	0.16	9
2250	0.23	10	0.21	12
2500	0.57	29	0.18	8
2750	0.2	8	0.17	9
3000	0.53	29	0.17	8
3250	0.22	7	0.23	7
3500	0.56	28	0.19	10
3750	0.19	10	0.2	9
4000	0.55	29	0.19	7
4250	0.24	7	0.18	11
4500	0.61	30	0.15	8
4750	0.23	8	0.2	10
5000	0.6	27	0.21	10
5250	0.23	8	0.23	7
5500	0.61	27	0.19	9
5750	0.22	9	0.19	7
6000	0.61	26	0.15	7
6250	0.2	7	0.21	8
6500	0.58	29	0.16	8
6750	0.21	9	0.16	7
7000	0.61	29	0.17	9

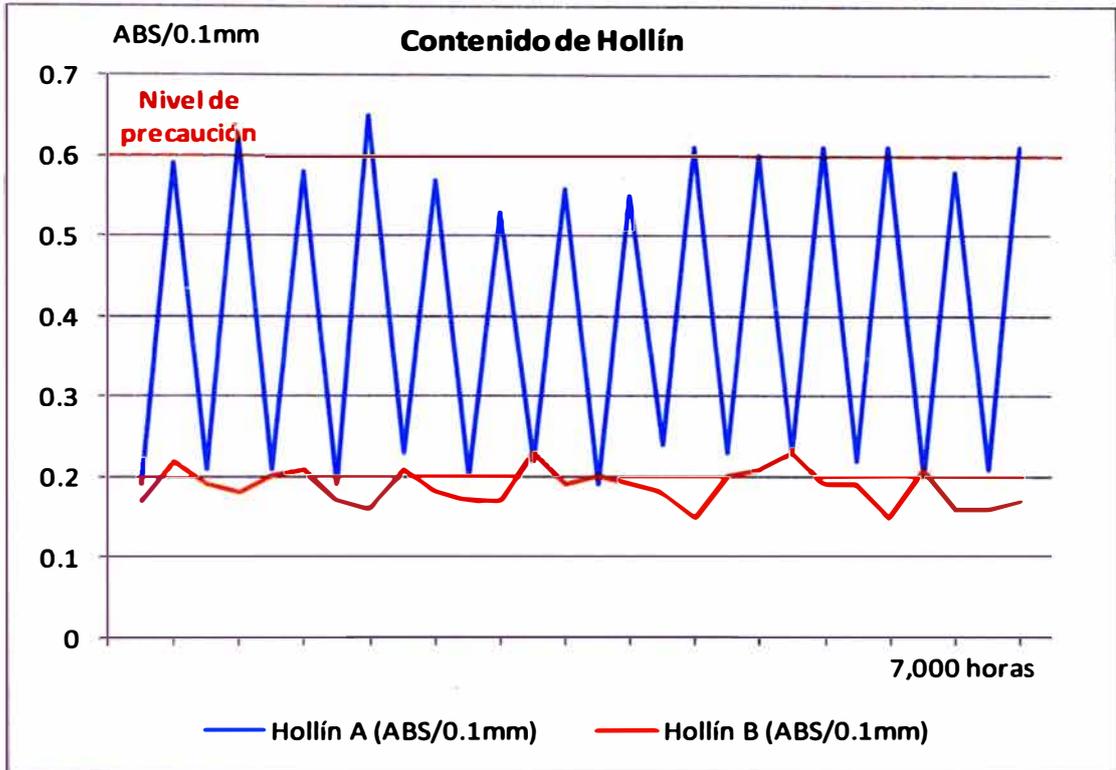


Figura 5.1. Comparación de resultados del contenido de Hollín en el aceite.

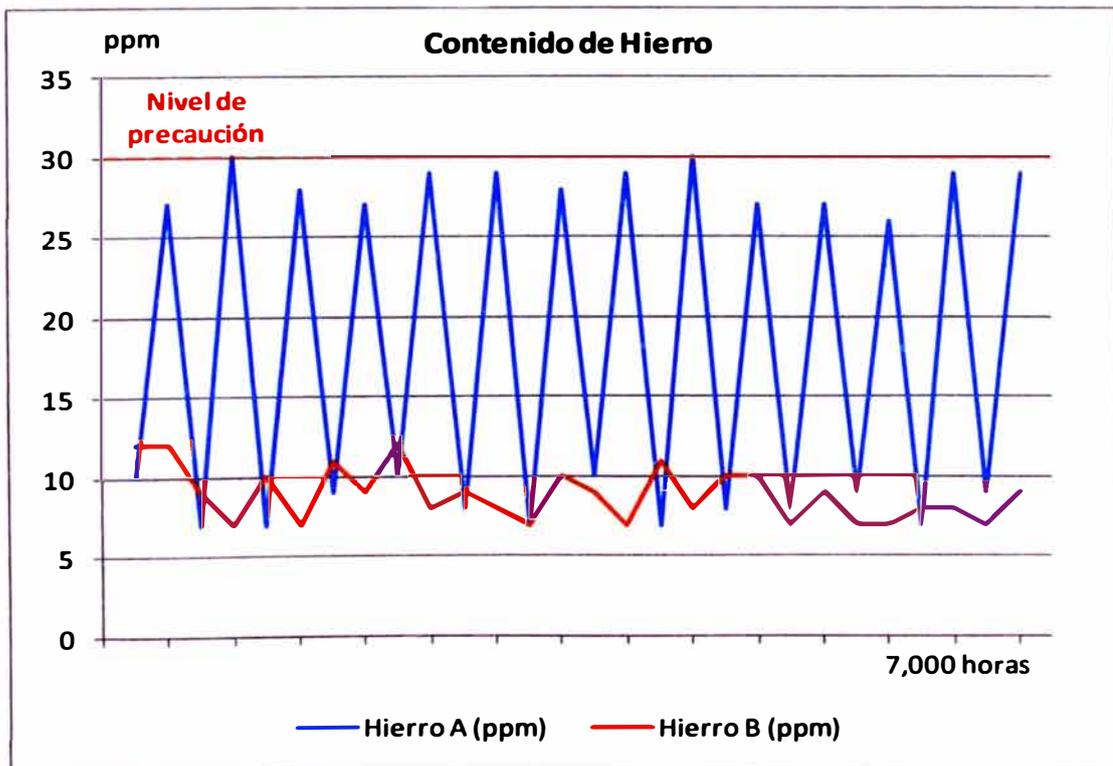


Figura 5.2. Comparación de resultados del contenido de Hierro en el aceite.

5.2 AUMENTO DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE LOS TURBOCARGADORES DEL MOTOR DIESEL MODELO QSK60

Para los turbocargadores se adoptó la actividad estándar de cambio a las 4,000 horas de servicio, recomendado por el fabricante. Esto quiere decir que durante la vida útil de un motor Diesel (13,000 horas) instalado en el equipo, se realizaban aproximadamente tres cambios preventivos de componentes.

Posteriormente se realizó un análisis de los cambios de turbocargadores efectuados y clasificados por el tipo de cambio, es decir, de tipo correctivo si el componente presentó algún desperfecto y de tipo preventivo si el cambio fue sólo por haberse alcanzado o superado las horas operativas. El objetivo del análisis fue establecer un nuevo estándar de horas de cambio para los turbocargadores, de forma que se pueda extender la vida útil de los mismos, lo cual generaría posiblemente un beneficio económico así como de recursos humanos y tiempos de parada de máquina.

En la Tabla 5.2 se presentan los cambios de turbocargadores y su correspondiente duración, datos que fueron registrados durante las primeras 35,000 horas de operación de las dos palas hidráulicas modelo PC4000-6 que actualmente continúan en funcionamiento en la operación, considerando para ello, que al inicio de la operación no se llevó un adecuado seguimiento de cambio de componentes por lo que han habido cambios no considerados para esta tabla por la falta de información.

Tabla 5.2. Datos de cambios de turbocargadores en los motores Diesel

Equipo	Turbocargador	Instalación	Tipo de cambio	Duración (h)
Pala Nº 1	Posterior izquierdo	30-Abr-07	Preventivo	4,798
Pala Nº 1	Delantero izquierdo	04-May-07	Preventivo	4,725
Pala Nº 1	Delantero derecho	04-May-07	Preventivo	4,725
Pala Nº 1	Posterior derecho	04-May-07	Preventivo	4,725
Pala Nº 2	Delantero derecho	30-May-07	Preventivo	7,428
Pala Nº 2	Delantero izquierdo	30-May-07	Preventivo	7,428
Pala Nº 2	Posterior derecho	30-May-07	Preventivo	7,428
Pala Nº 2	Posterior izquierdo	30-May-07	Preventivo	7,428
Pala Nº 1	Posterior izquierdo	18-Ene-08	Correctivo	4,106
Pala Nº 1	Delantero izquierdo	18-Ene-08	Correctivo	3,941
Pala Nº 1	Delantero derecho	18-Ene-08	Preventivo	6,270
Pala Nº 1	Delantero izquierdo	17-Jul-08	Correctivo	6,084
Pala Nº 2	Delantero derecho	03-Oct-08	Preventivo	3,671
Pala Nº 2	Delantero izquierdo	03-Oct-08	Preventivo	3,671
Pala Nº 2	Posterior derecho	03-Oct-08	Preventivo	3,671
Pala Nº 2	Posterior izquierdo	03-Oct-08	Preventivo	3,671
Pala Nº 1	Posterior izquierdo	10-Oct-08	Correctivo	7,121
Pala Nº 1	Delantero derecho	02-May-09	Preventivo	6,396
Pala Nº 1	Delantero izquierdo	06-Jun-09	Preventivo	6,396
Pala Nº 1	Posterior derecho	08-Jul-09	Preventivo	6,517
Pala Nº 2	Delantero izquierdo	12-Ago-09	Preventivo	5,957
Pala Nº 2	Posterior derecho	12-Ago-09	Preventivo	9,010
Pala Nº 2	Posterior izquierdo	12-Ago-09	Preventivo	5,957
Pala Nº 1	Posterior izquierdo	13-Sep-09	Preventivo	6,396
Pala Nº 2	Delantero izquierdo	04-Jul-10	Preventivo	9,317
Pala Nº 2	Posterior izquierdo	04-Jul-10	Preventivo	9,317
Pala Nº 1	Delantero derecho	25-Feb-10	Preventivo	6,553
Pala Nº 1	Delantero izquierdo	25-Feb-10	Preventivo	6,553
Pala Nº 1	Posterior derecho	25-Feb-10	Preventivo	6,553
Pala Nº 1	Posterior izquierdo	25-Feb-10	Preventivo	6,553
Pala Nº 2	Posterior derecho	20-Abr-11	Correctivo	279
Pala Nº 1	Delantero derecho	08-May-11	Preventivo	3,919
Pala Nº 1	Delantero izquierdo	08-May-11	Preventivo	3,919
Pala Nº 1	Posterior derecho	08-May-11	Correctivo	912
Pala Nº 1	Posterior izquierdo	08-May-11	Preventivo	3,919
Pala Nº 2	Posterior derecho	12-May-11	Preventivo	5,986
Pala Nº 1	Posterior derecho	14-Jul-11	Correctivo	3,007

De los datos mostrados en la tabla anterior, se tiene la Figura 5.3, en la cual se ilustran las horas de duración de los turbocargadores cambiados preventivamente o correctivamente durante las 35,000 horas de operación de las palas hidráulicas.

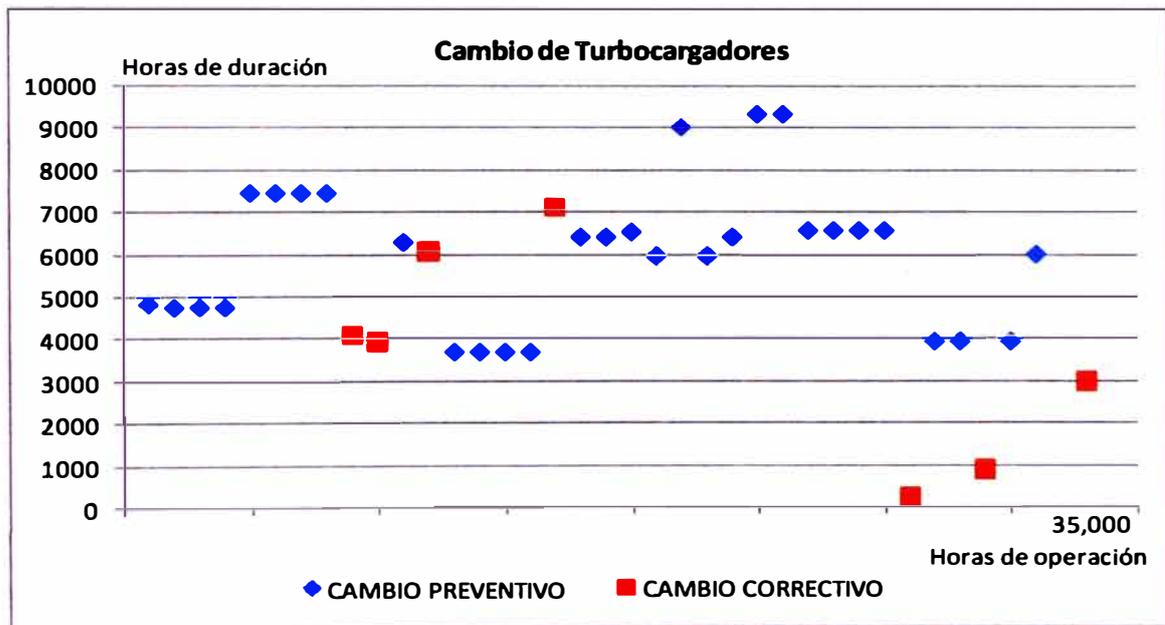


Figura 5.3. Cambios de turbocargadores en la flota de palas hidráulicas modelo PC4000-6

Con los datos presentados previamente, se procede a realizar el cálculo de una duración promedio, para lo cual se utilizará como parámetro estadístico, la Media Armónica de la duración de los turbocargadores que fueron cambiados preventivamente.

Cabe mencionar que la elección de la Media Armónica para el cálculo, es debido a que su resultado es poco afectado por datos cuyos valores son muy altos o muy bajos, y que podrían generar un resultado desproporcionado.

El cálculo de la Media Armónica (H) se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$H = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i}} = \frac{n}{\left(\frac{1}{x_1} + \frac{1}{x_2} + \dots + \frac{1}{x_n}\right)} \dots (1)$$

n : Número de datos

x_i : i – ésimo dato

De los datos de la Tabla 5.2, considerando sólo los datos de los cambios preventivos de turbocargadores, se realiza el cálculo de la duración promedio.

$$H = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i}} = \frac{30}{\left(\frac{1}{4,789} + \frac{1}{4,725} + \dots + \frac{1}{5,896}\right)} = 5,496.67 \text{ horas} \dots (2)$$

Adicionalmente a este resultado, se realizó el análisis del estado funcional de un turbocargador que fue cambiado correctivamente con 6,050 horas de operación, utilizando la información recolectada del módulo electrónico de monitoreo del motor Diesel en el cual estuvo instalado. Para este análisis se debe considerar que para afirmar un adecuado estado funcional de los turbocargadores, se debe verificar que en los múltiples de admisión de aire derecho e izquierdo del motor Diesel, se tenga una presión de 22psi a 27psi cuando el motor se encuentre funcionando en alta carga a más de 1,700HP, y además que no se presente un diferencial de presión mayor a 2psi entre ambos múltiples de admisión de aire. De incumplirse alguna de las premisas anteriores, se debe realizar una inspección física de los turbocargadores pertenecientes al banco en el cual se detecte la anomalía.

En la Tabla 5.3 se muestran los datos de las presiones en los múltiples de admisión de aire para cuatro turbocargadores que iniciaron su operación en conjunto.

Tabla 5.3. Datos de presiones en los múltiples de admisión aire de una pala hidráulica

Horas	Presión en múltiple de admisión izquierdo (psi)	Presión en múltiple de admisión derecho (psi)	Diferencial de presión (psi)
0	24.1	23.8	0.3
100	26.1	25.9	0.2
200	25	25.4	0.4
300	24.7	24.2	0.5
400	25.4	25.3	0.1
500	25.8	26	0.2
600	24.9	25	0.1
700	24.9	25.3	0.4
800	27	26.4	0.6
900	26.4	26	0.4
1000	26	26.3	0.3
1100	24.3	24.9	0.6
1200	25.5	25.6	0.1
1300	25	24.5	0.5
1400	26.4	26.2	0.2
1500	25.8	25.5	0.3
1600	25.2	25.4	0.2
1700	24.8	25.3	0.5
1800	24.4	24.9	0.5
1900	24.7	25	0.3
2000	25.1	24.7	0.4
2100	23.6	24.1	0.5
2200	25.3	25.6	0.3
2300	26.1	26.2	0.1
2400	26.3	26.4	0.1
2500	26	25.7	0.3
2600	25.1	24.9	0.2
2700	24.6	24	0.6
2800	24.9	24.6	0.3
2900	24.3	24.5	0.2
3000	24	23.8	0.2

Horas	Presión en múltiple de admisión izquierdo (psi)	Presión en múltiple de admisión derecho (psi)	Diferencial de presión (psi)
3100	25.1	25.7	0.6
3200	25.8	26.3	0.5
3300	25.1	24.5	0.6
3400	25.3	24.8	0.5
3500	24.5	25.2	0.7
3600	25.1	25	0.1
3700	24.8	24.9	0.1
3800	25.4	25	0.4
3900	24.9	24.4	0.5
4000	24.4	24.7	0.3
4100	24.3	23.9	0.4
4200	23.9	23.2	0.7
4300	23.9	23.4	0.5
4400	23.4	23.5	0.1
4500	23.5	24.1	0.6
4600	22.8	23.2	0.4
4700	23.1	22.7	0.4
4800	22.7	22	0.7
4900	23	22.3	0.7
5000	23.5	22.4	1.1
5100	23.2	21.6	1.6
5200	22.8	21	1.8
5300	23.4	20.7	2.7
5400	23.1	20.8	2.3
5500	23.6	21	2.6
5600	23.2	20.5	2.7
5700	23.5	20.6	2.9
5800	23.1	20.2	2.9
5900	22.6	20.3	2.3
6000	23	20.1	2.9

De los datos presentados en la tabla, se tiene la Figura 5.4 en la cual se puede observar la tendencia de disminución de la presión en los múltiplos de admisión de aire debido al desgaste natural de los turbocargadores, especialmente notable en el lado derecho ya que la presión en el múltiple de admisión de aire derecho se encuentra por debajo del límite inferior permisible del rango normal de trabajo.

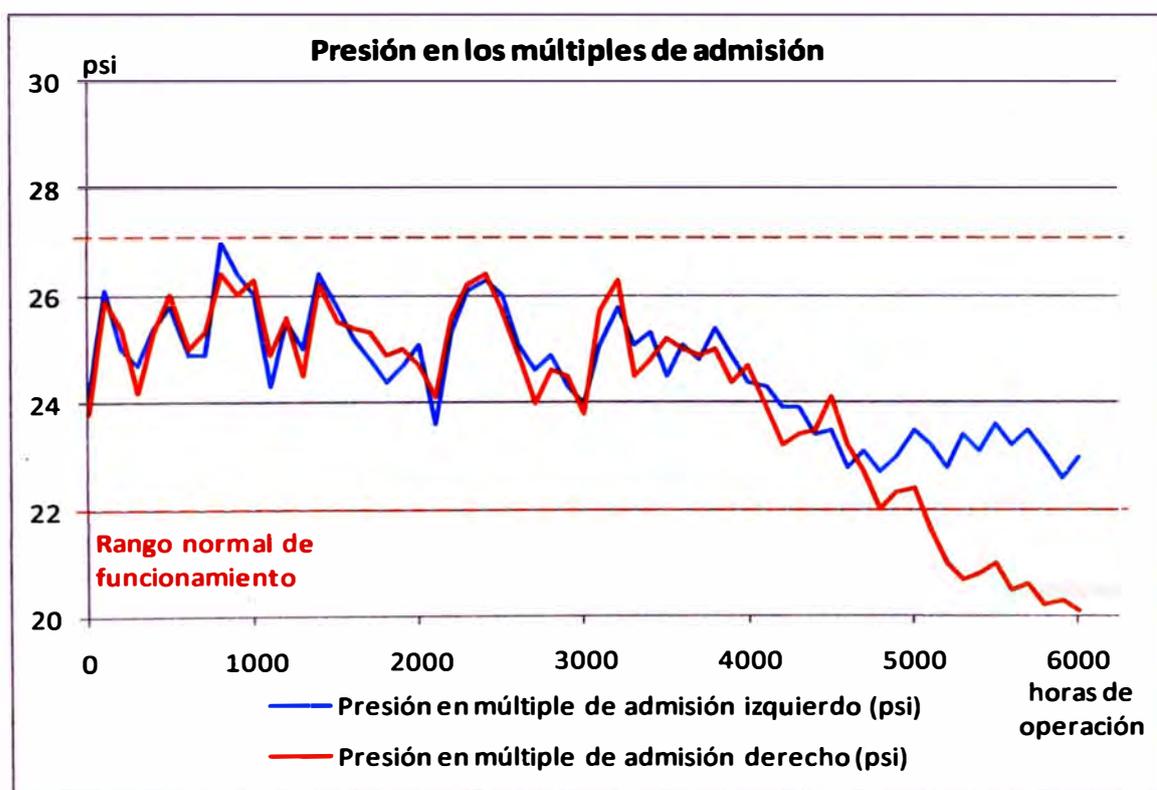


Figura 5.4. Presiones en los múltiplos de admisión de aire

Así mismo se presenta la Figura 5.5, en la cual se grafica el diferencial de presión entre los múltiplos de admisión de aire, siendo evidente el alto valor alcanzado, el cual indica que uno de los turbocargadores del banco derecho posiblemente se encuentre en condiciones inadecuadas de funcionamiento.

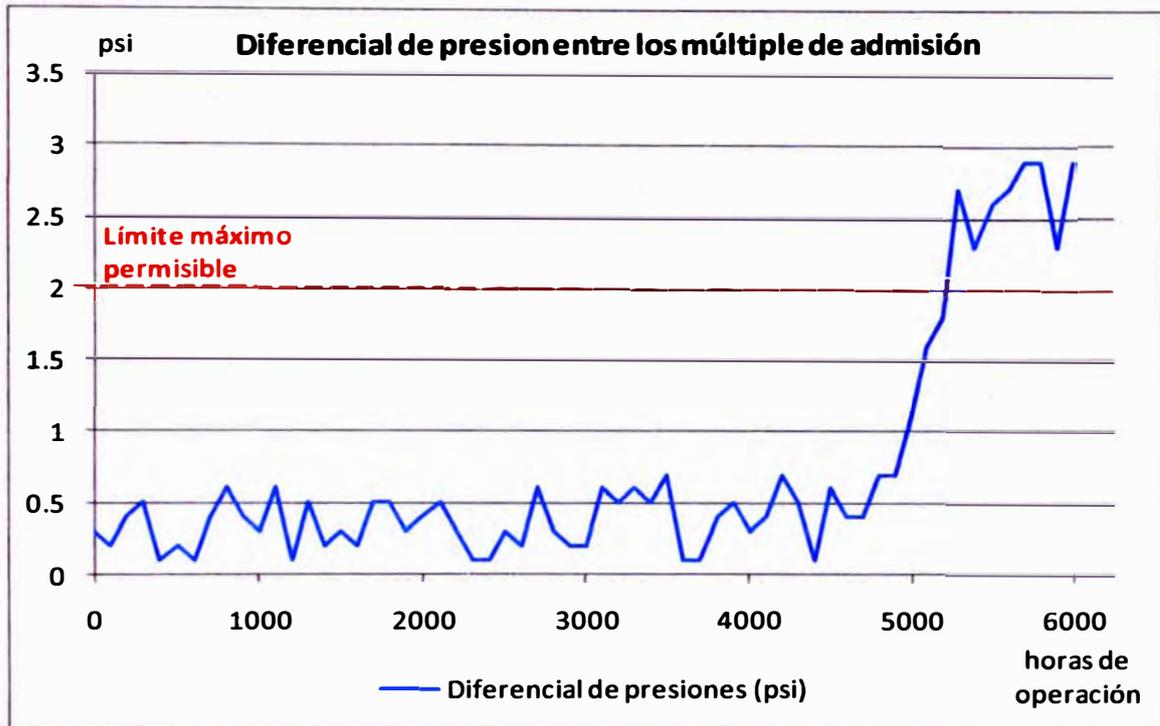


Figura 5.5. Presiones en los múltiplos de admisión de aire.

De la Tabla 5.3 y las Figuras 5.4 y 5.5, se puede inferir que la duración de un turbocargador es aproximadamente mayor que 5,000 horas pero menor que 6,000 horas antes de que se pueda generar una falla potencial en el componente, considerando para ello que en el sistema de admisión de aire no exista ninguna anomalía que ocasione fugas de aire y la consiguiente caída de presión.

Del rango de duración de los turbocargadores explicado anteriormente y de la duración promedio cuyo resultado de cálculo se muestra en (2), se precedió con la modificación de la actividad estándar de cambio de turbocargadores del motor Diesel de las palas hidráulicas modelo PC4000-6, a un tiempo de vida útil de 5,000 horas lo cual significa un aumento del 25% de utilización, de los componentes en cuestión, con respecto al tiempo de vida útil anterior de 4,000 horas.

5.3 REDUCCION DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE ACEITE DE REDUCTORES DEL SISTEMA HIDRAULICO DE GIRO

Debido a la ubicación del reductor de giro y al ambiente de trabajo del equipo, el componente está muy expuesto al polvo y a su ingreso al interior del mismo, es por esta razón que cada 250 horas, durante las paradas programadas por mantenimiento, se realiza el muestreo y el análisis del aceite del reductor de giro para monitorear los niveles de contaminación externa y el desgaste interno.

La recomendación del fabricante es que el cambio de aceite del reductor se realice cada 1,500 horas, pero los análisis de aceite indicaron los altos niveles de contaminación externa en el interior del componente, representados por el contenido de Silicio (cercano al nivel de precaución 25ppm de acuerdo a la Tabla 3.8 presentada anteriormente) y por consiguiente los altos niveles de Hierro (cercano al nivel de alerta 120ppm de acuerdo a la Tabla 3.8 presentada anteriormente) por desgaste abrasivo a consecuencia de las partículas de polvo, a los que se llegaban al dejar el aceite en servicio por 1,500 horas. Posteriormente el departamento de Ingeniería recomendó el cambio del aceite cada 1,000 horas para evitar el desgaste abrasivo acelerado de los componentes internos del reductor, a causa del ingreso de partículas externas de polvo, y el alto costo de la futura reparación del mismo, lo cual se evidenció en las siguientes análisis de las muestras de aceite, como se puede observar en los datos presentados en la Tabla 5.4.

En la Figura 5.6 y en la Figura 5.7, se muestran la comparación entre los resultados de laboratorio para el contenido de Silicio y de Hierro respectivamente, obtenidos aproximadamente un año antes (serie A) y un año después (serie B) de la reducción de la periodicidad en el cambio del aceite.

Tabla 5.4. Datos de contenido de Silicio y Hierro en el aceite antes y después de la reducción de la periodicidad de cambio de aceite del reductor de giro

Horas de muestreo	Antes		Después	
	Silicio A (ppm)	Hierro A (ppm)	Silicio B (ppm)	Hierro B (ppm)
250	5	29	6	25
500	12	42	10	41
750	20	61	14	59
1000	24	72	18	68
1250	29	110	8	20
1500	33	128	10	44
1750	8	20	16	60
2000	13	39	18	71
2250	19	49	7	28
2500	23	67	11	51
2750	29	107	14	66
3000	32	118	21	78
3250	8	23	9	18
3500	11	48	15	39
3750	19	71	18	45
4000	22	79	21	65
4250	27	103	7	22
4500	31	131	11	37
4750	9	28	17	65
5000	11	46	22	71
5250	15	63	8	19
5500	20	74	15	39
5750	28	98	18	59
6000	30	127	21	70
6250	9	26	9	20
6500	12	45	11	42
6750	17	64	19	59
7000	23	71	22	69
7250	28	95	9	17
7500	31	119	12	37

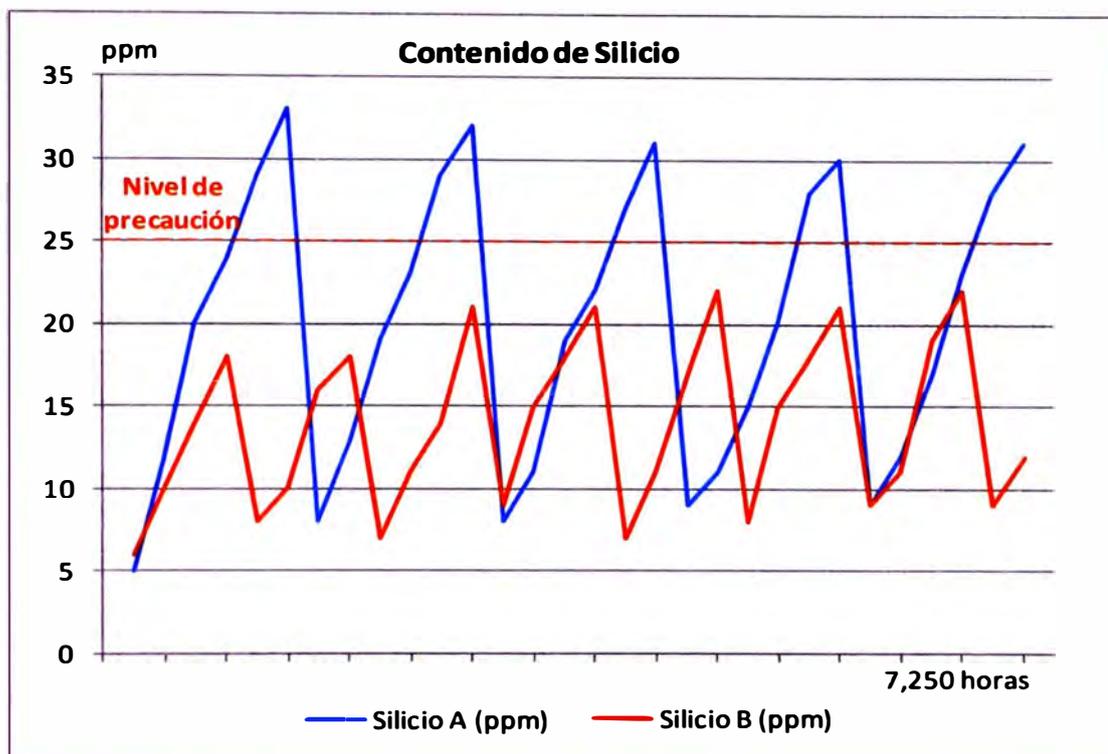


Figura 5.6. Comparación de resultados del contenido de Silicio en el aceite.

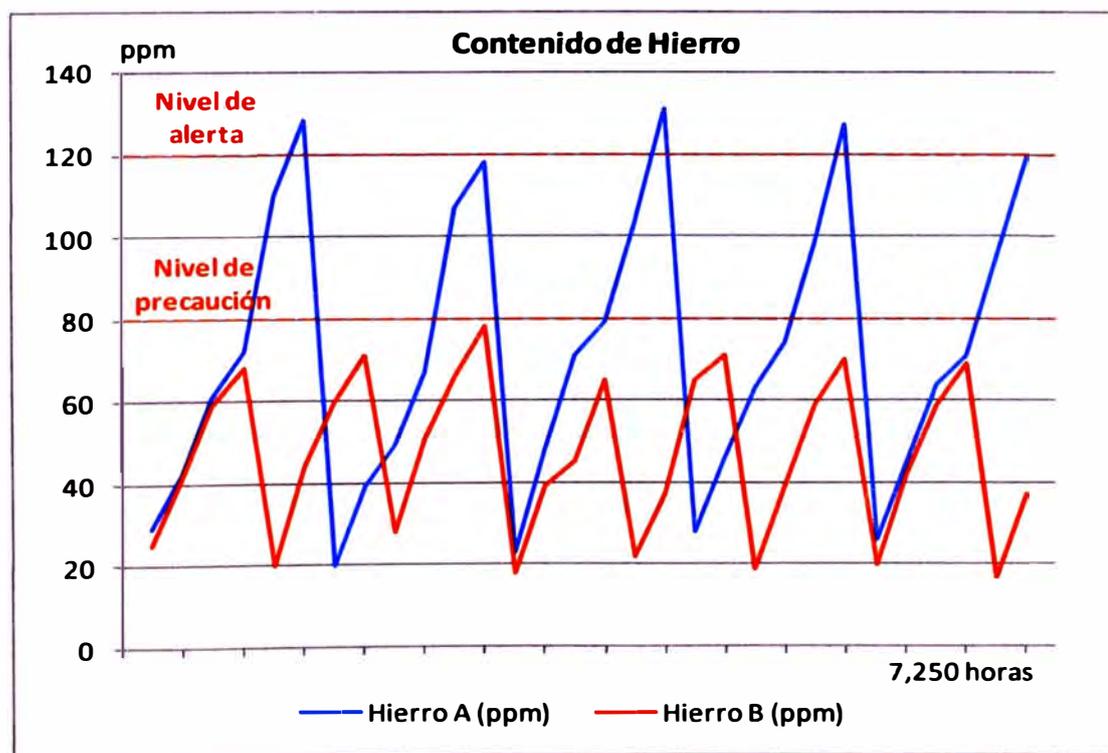


Figura 5.7. Comparación de resultados del contenido de Hierro en el aceite.

5.4 AUMENTO DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE CILINDROS HIDRAULICOS DE VOLTEO Y CREACION DE ACTIVIDAD ESTANDAR DE PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD EN LOS CILINDROS HIDRAULICOS

En el programa de Mantenimiento Preventivo de los cilindros hidráulicos de Volteo del Sistema de Carga de mineral, se determinó implementar la actividad estándar del cambio de los mismos cada 8,000 horas de operación; sin embargo, debido a falta de personal para realizar los cambios preventivos, y a fallas detectadas en los componentes, no se pudo cumplir adecuadamente con el plan de mantenimiento. Es por ello que se realizó un análisis de los eventos para establecer nuevos periodos estándares de cambio y además para determinar qué acciones podrían ayudar a diagnosticar mejor el estado de los cilindros en cuestión. Se revisó el historial de cambios de los cilindros de Volteo, y se clasificó la información de acuerdo al tipo de cambio que se ejecutó y al tipo de falla que presentó el cilindro retirado.

En la Tabla 5.5 se presenta el historial de cambios de los cilindros de Volteo realizados en la flota de palas hidráulicas PC4000-6, con su respectiva duración en el equipo hasta el retiro de los mismos.

Cabe mencionar que en la clasificación de fallas, se hace referencia a un tipo de falla por fuga externa, causada principalmente por fuga de aceite por el sello externo del vástago y detectada por inspección visual, y un tipo de falla por fuga interna, causada principalmente por el paso de aceite a través del sello interno del émbolo encargado de separar las dos cámaras del cilindro hidráulico, evento que era detectado anteriormente mediante el uso de pirómetros y actualmente es detectado y analizado mediante el empleo de la técnica de monitoreo termográfico, de manera similar a los casos presentados en el Capítulo IV.

Tabla 5.5. Datos de cambios de cilindros de Volteo del Sistema de Carga de mineral

Equipo	Cilindro de Volteo	Instalación	Motivo de cambio	Duración
Pala Nº 1	Derecho	03-Feb-05	Cambio Preventivo	13,977
Pala Nº 1	Izquierdo	03-Feb-05	Cambio Preventivo	12,773
Pala Nº 2	Derecho	14-Mar-05	Cambio Preventivo	10,435
Pala Nº 2	Izquierdo	14-Mar-05	Cambio Preventivo	9,899
Pala Nº 2	Izquierdo	12-Sep-06	Fuga Interna	3,083
Pala Nº 2	Derecho	12-Dic-06	Fuga Externa	3,096
Pala Nº 2	Derecho	21-Jul-07	Cambio Preventivo	5,351
Pala Nº 1	Izquierdo	30-Jul-07	Cambio Preventivo	9,045
Pala Nº 1	Derecho	30-Jul-07	Fuga Interna	1,689
Pala Nº 1	Derecho	22-Oct-07	Cambio Preventivo	7,588
Pala Nº 2	Derecho	26-Jun-08	Cambio Preventivo	2,055
Pala Nº 2	Izquierdo	26-Jun-08	Cambio Preventivo	2,055
Pala Nº 1	Derecho	23-Oct-08	Fuga Externa	1,520
Pala Nº 2	Derecho	22-Nov-08	Fuga Externa	2,239
Pala Nº 2	Izquierdo	22-Nov-08	Fuga Externa	1,502
Pala Nº 1	Izquierdo	26-Ene-09	Fuga Interna	1,765
Pala Nº 2	Izquierdo	28-Feb-09	Fuga Interna	1,446
Pala Nº 2	Derecho	14-Abr-09	Fuga Interna	709
Pala Nº 2	Izquierdo	18-Jun-09	Fuga Interna	991
Pala Nº 1	Izquierdo	08-Jul-09	Fuga Externa	1,199
Pala Nº 2	Derecho	22-Jul-09	Cambio Preventivo	7,403
Pala Nº 1	Derecho	30-Jul-09	Fuga Interna	748
Pala Nº 1	Derecho	02-Ago-09	Fuga Interna	2,918
Pala Nº 2	Izquierdo	17-Ago-09	Fuga Interna	1,446
Pala Nº 1	Izquierdo	12-Sep-09	Fuga Externa	1,840
Pala Nº 1	Derecho	17-Feb-10	Cambio Preventivo	8,381
Pala Nº 1	Izquierdo	03-Jun-10	Fuga Interna	4,231
Pala Nº 2	Izquierdo	13-Jun-10	Cambio Preventivo	3,418
Pala Nº 2	Derecho	26-Sep-10	Fuga Interna	2,833

De los datos mostrados en la tabla anterior, se tiene la siguiente Figura 5.8, en la cual se ilustran las horas de duración de los cilindros hidráulicos cambiados preventivamente o correctivamente durante las 35,000 horas de operación de las palas hidráulicas.

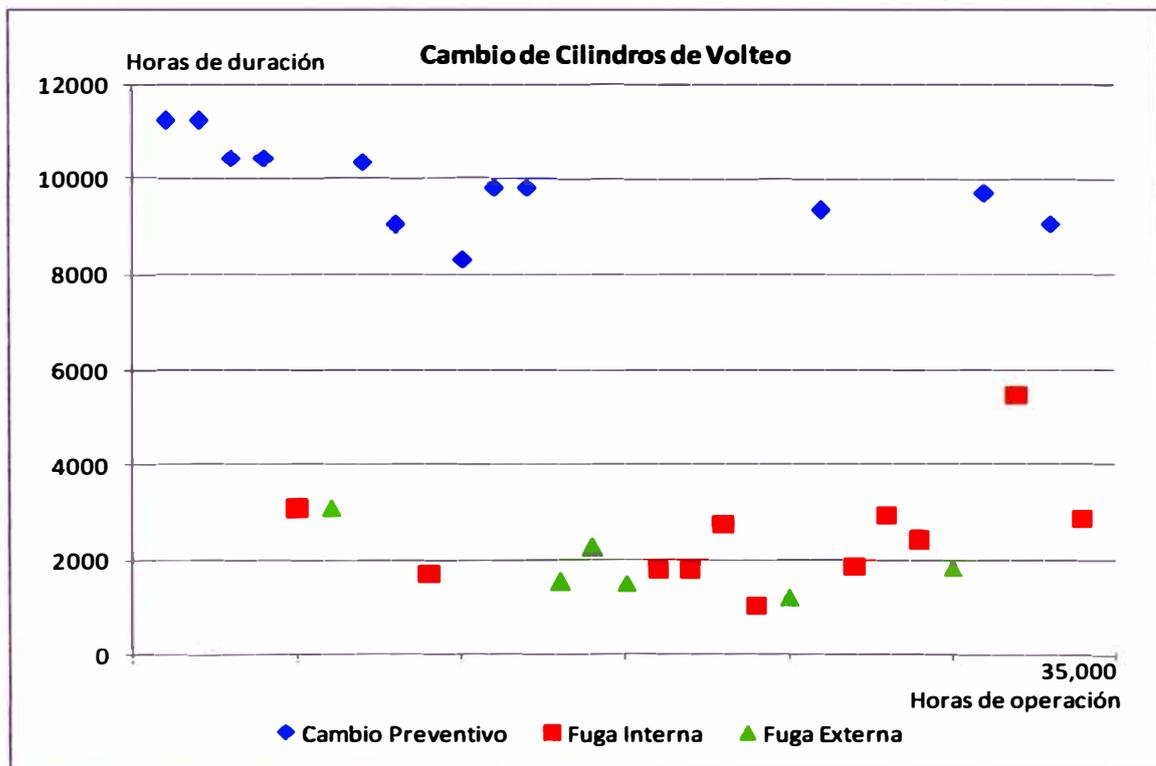


Figura 5.8. Cambios de cilindros hidráulicos de Volteo en la flota de palas hidráulicas modelo PC4000-6

Con los datos presentados previamente, se procede a realizar el cálculo de una duración promedio, para lo cual se utilizará como parámetro estadístico, la Media Armónica de la duración de los cilindros hidráulicos que fueron cambiados preventivamente.

El cálculo de la Media Armónica (H) se realizará mediante la fórmula (1), que fue aplicada anteriormente en el caso 5.2 del presente capítulo:

$$H = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i}} = \frac{n}{\left(\frac{1}{x_1} + \frac{1}{x_2} + \dots + \frac{1}{x_n}\right)} \dots (1)$$

n : Número de datos

x_i : i – ésimo dato

De los datos de la Tabla 5.5, considerando sólo los datos de los cambios preventivos de cilindros hidráulicos, se realiza el cálculo de la duración promedio.

$$H = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i}} = \frac{12}{\left(\frac{1}{11,221} + \frac{1}{11,221} + \dots + \frac{1}{9,057}\right)} = 9,827.54 \text{ horas} \dots (3)$$

Adicionalmente a este resultado, se calculó también la duración promedio que tuvieron los cilindros hidráulicos que fueron retirados por fallas.

Entonces de los datos de la Tabla 5.5, considerando sólo los datos de los cambios por fuga interna de aceite de los cilindros hidráulicos, se realiza el cálculo de la duración promedio utilizando la Media Armónica y la ecuación (1).

$$H = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i}} = \frac{11}{\left(\frac{1}{3,083} + \frac{1}{1,689} + \dots + \frac{1}{2,832}\right)} = 2,089 \text{ horas} \dots (4)$$

De igual forma se procede para los datos de los cambios por fuga externa de los cilindros hidráulicos.

$$H = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i}} = \frac{6}{\left(\frac{1}{3,096} + \frac{1}{1,520} + \dots + \frac{1}{1,840}\right)} = 1,728.68 \text{ horas} \dots (5)$$

De lo obtenido anteriormente, se determinó lo siguiente:

- Del resultado (3), se modificó el estándar de cambio preventivo de los cilindros hidráulicos de de volteo, aumentando el periodo de duración a 10,000 horas.
- Del resultado (4), se creó la actividad estándar de inspección de fugas internas en los cilindros hidráulicos mediante la prueba de estanqueidad, la cual se realizará cada 2,000 horas de operación de los cilindros. Cabe mencionar que la prueba de estanqueidad consiste en retirar una de las dos líneas de presión del cilindro y, con el equipo arrancado pero en posición neutra y segura, se presuriza la otra línea de alimentación del cilindro que quedó instalada para luego verificar visualmente que no se produzca fuga de aceite por el conector que quedó libre al desinstalar la primera línea de presión del cilindro, confirmando de esta manera el buen estado de los sellos internos.
- Del resultado (5), se realizó la difusión al personal del taller acerca de la importancia de realizar una adecuada inspección de los pernos de la tapa del vástago del cilindro, y adicionalmente el departamento de Ingeniería se encargó de solicitar al proveedor el cambio de las tapas por unas que incluían una mejora en el sellado.

5.5 AUMENTO DE PERIODICIDAD DE CAMBIO DE CADENAS DE LA CARRILERIA

Inicialmente se tenía como estándar el cambio de cadenas por desgaste cada 10,000 horas de operación del equipo por recomendación del fabricante, pero con el transcurrir de la operación del equipo y de acuerdo a las mediciones de desgaste realizadas en los dientes de las cadenas, el departamento de Ingeniería recomendó que el cambio de las cadenas se realicen cada 13,000 horas ya que aún no se alcanzaba el límite máximo de desgaste (2cm de altura del diente) para el cambio, consiguiendo de esta manera, un aproximado de seis meses más de vida útil de las cadenas.

Adicionalmente a la modificación de las horas estándar de cambio de las cadenas, se estableció que la frecuencia de medición del desgaste de la carrilería sería cada 500 horas para efectivizar la asignación de recursos en las labores de monitoreo de los equipos.

En la Tabla 5.6 se muestran los datos recolectados en las cadenas de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02 para el análisis del desgaste de las cadenas y la proyección de los cambios de componentes, y en la Figura 5.9 se grafican los datos presentados en dicha tabla, en la cual se puede observar que el desgaste no había llegado al límite máximo permisible estipulado por el fabricante, y adicionalmente se indica el punto en el cual se hubiera cambiado el componente por cumplir con el programa de mantenimiento preventivo, ocasionando una pérdida de material y por consiguiente de dinero ya que no se aprovecharía al máximo la vida útil del componente.

Tabla 5.6. Datos de medición de la altura de los dientes de las cadenas

Horas de operación	Cadena izquierda (cm)	Cadena derecha (cm)	Horas de operación	Cadena izquierda (cm)	Cadena derecha (cm)
0	6	6	7000	4.65	4.57
250	5.92	5.95	7250	4.6	4.53
500	5.91	5.92	7500	4.56	4.49
750	5.88	5.9	7750	4.48	4.41
1000	5.82	5.82	8000	4.42	4.35
1250	5.8	5.82	8250	4.3	4.26
1500	5.75	5.77	8500	4.24	4.21
1750	5.64	5.69	8750	4.19	4.15
2000	5.61	5.63	9000	4.09	4.04
2250	5.55	5.51	9250	4	3.96
2500	5.48	5.5	9500	3.93	3.91
2750	5.46	5.44	9750	3.88	3.82
3000	5.4	5.41	10000	3.83	3.76
3250	5.38	5.35	10250	3.77	3.62
3500	5.31	5.31	10500	3.69	3.57
3750	5.28	5.26	10750	3.63	3.48
4000	5.24	5.21	11000	3.56	3.43
4250	5.16	5.16	11250	3.48	3.34
4500	5.07	5.09	11500	3.35	3.25
4750	5.04	5.06	11750	3.29	3.1
5000	4.98	5.02	12000	3.2	2.98
5250	4.96	4.97	12250	3.13	2.83
5500	4.88	4.93	12500	3.04	2.79
5750	4.88	4.86	12750	2.94	2.63
6000	4.81	4.83	13000	2.85	2.5
6250	4.77	4.73	13250	2.74	2.31
6500	4.74	4.68	13500	2.7	2.17
6750	4.67	4.63			

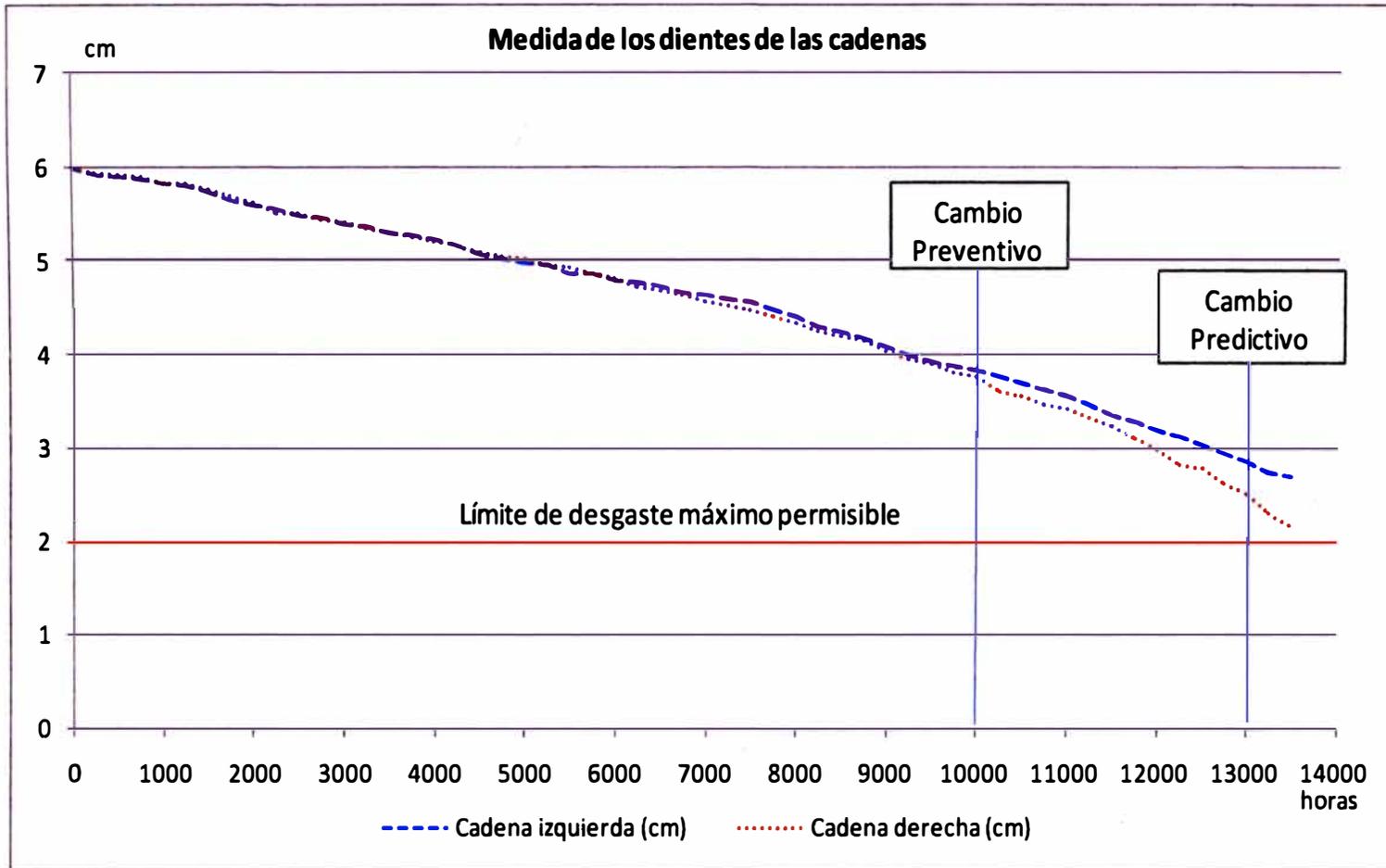


Figura 5.9. Desgaste de los dientes de las cadenas de la carrilería de la pala hidráulica modelo PC4000-6 N° 02.

5.6 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Debido a los cambios mencionados anteriormente a algunos procedimientos del Mantenimiento Preventivo, se presenta en la Tabla 5.7 el resumen de actividades con tiempos de ejecución comparativos entre el Mantenimiento Preventivo y lo establecido por el Mantenimiento Predictivo mediante el análisis de la información, clasificado por la técnica de mantenimiento predictiva que se empleó en el monitoreo y en la recolección de datos para los análisis que han sido presentados en este capítulo.

Tabla 5.7. Comparación de frecuencia de actividades establecidas por el Mantenimiento Preventivo y el Mantenimiento Predictivo

Técnica de Mantenimiento Predictivo	Actividad	Periodo establecido por el Mantenimiento Preventivo	Periodo establecido por el Mantenimiento Predictivo
Análisis de información del Sistema de Monitoreo del Motor Diesel	Cambio de Turbocargador	4,000 horas	5,000 horas
Análisis de muestras de Aceite	Cambio de aceite del Motor Diesel	500 horas	250 horas
	Cambio de aceite del Reductor de Giro	1,500 horas	1,000 horas
Termografía	Cambio del Cilindro Hidráulico de Volteo	8,000 horas	10,000 horas
	Prueba de Estanqueidad de los Cilindros Hidráulicos	No se estableció	2,000 horas
Medición de desgaste de los componentes de la carrilería	Cambio de Cadenas	10,000 horas	13,000 horas
	Medición de desgaste de la carrilería	250 horas	500 horas

CAPITULO VI

JUSTIFICACION ECONOMICA

En este capítulo se definirá el indicador de Disponibilidad de equipos y su información histórica desde el inicio de operaciones de la flota de palas hidráulicas modelo PC4000-6, la pérdida económica en ventas por hora de parada no planificada del equipo y los beneficios económicos y laborales que implicarían la aplicación del programa de Mantenimiento Predictivo planteado en el capítulo anterior ya que se estima una mejora del 5% en el indicador de Disponibilidad en un escenario conservador.

6.1 INDICADOR DE DISPONIBILIDAD

Este indicador es el más importante para el área de Mantenimiento, ya que representa la probabilidad de que el equipo o flota de equipos se encuentren en las condiciones adecuadas para realizar las actividades que se crean convenientes por el área dueña de los mismos. Cabe mencionar que en el cálculo no se consideran los tiempos de paradas programadas del equipo.

Por ejemplo, para un periodo de tiempo de un mes de cálculo, una disponibilidad del 100%, indica que el equipo se encontró disponible todo el mes para que pueda ser operado, y una disponibilidad del 0%, indica que el equipo tuvo fallas no planificadas que ocasionaron la inoperatividad del mismo durante todo el mes.

El cálculo del indicador de Disponibilidad se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$D = \frac{T_O}{T_O + T_P} = \frac{T_O}{T_T} \dots (1)$$

T_O: *Tiempo total de operación*

T_P: *Tiempo total de paradas*

T_T: *Tiempo total*

Los periodos de tiempo totales no incluyen las paradas planificadas, ya sea por Mantenimientos Programados (PM) o por paradas programadas por producción.

En la Figura 6.1 se muestra la información histórica de la disponibilidad de la flota de palas hidráulicas desde el inicio de sus operaciones.

En dicha figura se presenta adicionalmente la Disponibilidad Deseada que son los valores solicitados por la gerencia, es decir, el objetivo a cumplir, y como se puede apreciar sólo se ha podido cumplir con el 23% de lo solicitado.

La línea de tendencia de la Disponibilidad Real nos indica los bajos valores que se podrían tener en los meses siguientes, así mismo, se puede tomar un valor aproximado de disponibilidad de 80% para los cálculos posteriores.

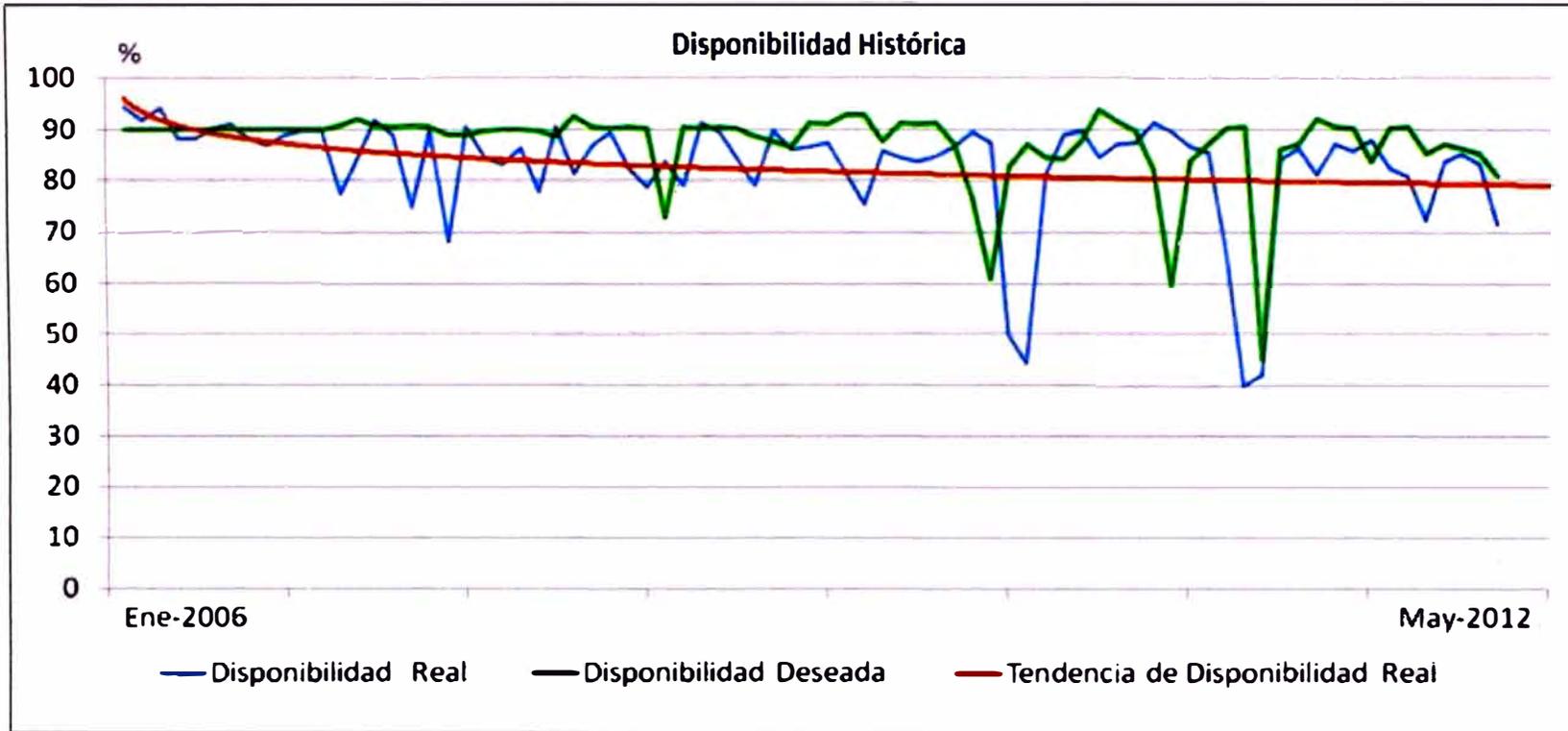


Figura 6.1. Disponibilidad histórica de la flota de palas hidráulicas desde el inicio de las operaciones.

6.2 INDICADOR DE COSTO POR PERDIDA DE PRODUCCION (K)

Este indicador se refiere al valor de la pérdida monetaria por cada hora que el equipo se encuentre inoperativo.

Para el cálculo del indicador, se tendrán las siguientes consideraciones:

- Pr : Cantidad promedio mensual de producción final = 50,000 Onzas
- A: Porcentaje promedio de Oro en las barras de Doré = 40%
- B: Porcentaje promedio de Plata en las barras de Doré = 60%
- C: Precio de la onza de Oro = \$1,570.00
- D: Precio de la onza de Plata = \$26.70
- E: Participación en la producción total por pala hidráulica = 25%. La asignación de este valor se ha hecho tomando en cuenta que el proceso de producción es único y que los equipos encargados de la carga de mineral en las tolvas de los camiones mineros son las dos palas hidráulicas y los dos cargadores frontales de iguales capacidades de carga.

De lo anterior se procede a realizar el cálculo monetario de la venta de la producción total para un mes.

$$TOTAL = Pr \times (A \times C + B \times D)$$

$$TOTAL = 50,000 \times (0.4 \times 1,570 + 0.6 \times 26.7)$$

$$TOTAL = \$ 32'201,000.00 \dots (2)$$

La participación por pala en las ventas totales se muestra a continuación:

PARTICIPACION TOTAL POR PALA = TOTAL x E

PARTICIPACION TOTAL POR PALA = \$ 32'201,000.00 x 25%

PARTICIPACION TOTAL POR PALA = \$ 8'050,250.00 ... (3)

Ahora se realizará el cálculo de las horas operativas mensual de cada pala teniendo las siguientes consideraciones:

- Ambas palas trabajan de igual forma para fines prácticos.
- D = Disponibilidad promedio de 80%.
- En un mes de 30 días, se tienen 720 horas de las cuales, para las palas hidráulicas, se realizan paradas planificadas por el área de Operaciones y Mantenimiento que no se consideran en el cálculo de la disponibilidad haciendo un total aproximado de 64 horas.

Paradas diversas (abastecimiento de combustible, traslado hacia otras zonas de carguío, refrigerio de operadores, liberación de zona afectada por la voladura, falta de operador) haciendo un total aproximado de 30 horas.

Mantenimiento Programado, con una frecuencia aproximada de 2 semanas y con una duración aproximada de 15 horas de ejecución cada una.

Inspección Programada, con una frecuencia aproximada de 2 semanas y con una duración de 2 horas de ejecución cada una.

De lo anterior se procede a realizar el cálculo de las horas mensuales operativas de una pala hidráulica, es decir, se calcula T_o .

$$T_O + T_P = \text{HORAS MENSUALES} - \text{HORAS DE PARADAS PLANIFICADAS}$$

$$T_O + T_P = 720\text{horas} - 64\text{horas} = 656\text{horas} \dots (4)$$

De la ecuación (1) de la disponibilidad se debe despejar T_O .

$$T_O = D \cdot (T_O + T_P)$$

$$T_O = 0.8 \times (656\text{horas}) = 524.8\text{horas} \dots (5)$$

De los anteriores cálculos, se puede obtener el aproximado de la participación en ventas por hora de producción de una pala hidráulica, lo cual se puede interpretar también como el dinero que se pierde en ventas por horas de parada no planificada de cada pala hidráulica.

$$K = \frac{\text{PARTICIPACION TOTAL POR PALA}}{T_O}$$

$$K = \frac{\$ 8'050,250.00}{524.8\text{horas}} = 15,339.65 \frac{\$}{\text{hora}} \dots (6)$$

6.3 BENEFICIOS DE LA IMPLEMENTACION DEL PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Con el programa planteado en el capítulo anterior se estima una mejora final del 5% en el indicador de Disponibilidad debido al mayor control del equipo y anticipación de fallas mayores que ocasionan grandes pérdidas de producción y que adicionalmente afectan a los demás equipos de carguío como son los cargadores frontales WA1200-3 ya que se trata de compensar la pérdida de producción con ellos.

Para el cálculo del beneficio económico se deben tener las siguientes consideraciones:

- El valor del resultado (4) se utilizará para el cálculo, el cual se mantiene constante ya que las horas de paradas diversas y planificadas se mantienen iguales para los siguientes meses.
- D': La disponibilidad mejorada = 85%.

De lo anterior se realiza el cálculo del tiempo operativo de la pala hidráulica T_0' :

$$T_0' = D' \times 656 \text{ horas} = 0.85 \times 656 \text{ horas}$$

$$T_0' = 557.6 \text{ horas... (7)}$$

El beneficio económico en las ventas se calculará con el resultado (6) y la diferencia de (7) y (5).

$$BENEFICIO ECONOMICO = K (T_0' - T_0)$$

$$BENEFICIO ECONOMICO = 15,339.65 \frac{\$}{\text{hora}} (557.6 \text{ horas} - 524.8 \text{ horas})$$

$$BENEFICIO ECONOMICO = \$503,140.52... (8)$$

El resultado (8) nos indica el aporte adicional a las ventas que podría generar un aumento de disponibilidad del 5% por pala hidráulica.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se presentan las conclusiones del informe y las recomendaciones para la empresa y personal dedicado a las labores de mantenimiento de las palas hidráulicas modelo PC4000-6.

7.1 CONCLUSIONES

- En los casos históricos se ha podido verificar los resultados favorables de la ejecución de las técnicas predictivas en los sistemas principales del equipo, identificando y brindando soluciones a los potenciales eventos de falla que podrían ocasionar una prolongada inoperatividad del equipo y la consiguiente pérdida de producción de mineral en la mina.

- Los periodos de cumplimiento de actividades estándares calculados tienen por objetivo mantener un adecuado estado funcional de los sistemas de los equipos garantizando su operatividad y disponibilidad para la producción, así como obtener beneficios económicos por el ahorro del costo de reparaciones, a pesar de que implique que en algunos casos la frecuencia de ejecución de las actividades estándares de monitoreo aumente.

- Los periodos de actividades estándares de mantenimiento preventivas recomendados por el fabricante no son necesariamente aplicables a todos los equipos, pues los sistemas y componentes que lo conforman no suelen comportarse de igual forma en distintos ambientes y a distintas cargas diarias de operación.
- El programa de Mantenimiento Predictivo elaborado tiene el propósito de aumentar la disponibilidad de la flota de las palas hidráulicas y de mantener el equipo dentro de los parámetros normales de funcionamiento para que se pueda cumplir la vida útil establecida por el fabricante, así como también la producción de mineral requerida por la empresa.
- El beneficio económico mensual en ventas de mineral, cuyo valor es de \$503,140 por pala hidráulica modelo PC4000-6, obtenido al aumentar la disponibilidad de la flota en 5%, confirma las ventajas de la adecuada aplicación de las técnicas del programa de Mantenimiento Predictivo, conforme al principal objetivo del presente informe.

7.2 RECOMENDACIONES

- Implementar un sistema automático de generación de órdenes de trabajo para la ejecución de las técnicas predictivas presentadas en el plan de Mantenimiento Predictivo que pueda apoyar en el control de recursos de la empresa y conseguir una mayor eficiencia en la asignación de labores.

- Implementar un sistema remoto para la descarga de información almacenada en el módulo electrónico de monitoreo de los motores Diesel, ya que han ocurrido casos en los que se perdió información debido a la falta de espacio en la memoria interna del módulo, la cual es vital para el análisis de las tendencias y desempeño del motor. Esto sucede a veces por la falta de personal o disposición de los equipos, impidiendo cumplir con la descarga de información en el momento adecuado.

- Solicitar la adquisición de Refractómetros portátiles para medir la calidad del refrigerante del motor Diesel y así llevar un mejor seguimiento de su estado, ya que actualmente el cambio de refrigerante sólo se realiza de forma preventiva cada 1,000 horas.

- Solicitar a una empresa especialista en análisis vibracional, una propuesta para la instalación de un sistema de monitoreo remoto de la vibración de la caja de engranajes, que nos brinde un mejor diagnóstico para la toma de decisiones con respecto al estado técnico del componente, ya que actualmente sólo se cuenta con el análisis de las muestras aceite del mismo.

- Informar al personal del taller de Mantenimiento de equipo pesado los beneficios de una adecuada implementación del programa de Mantenimiento Predictivo en el área, así como también, la importancia de su participación en ello para lograr la transición del actual sistema de mantenimiento hacia uno más participativo y de mayor control sobre los equipos.

- Mantener la capacitación continua del personal que realiza las labores del mantenimiento predictivo para que estén actualizados con las nuevas técnicas y

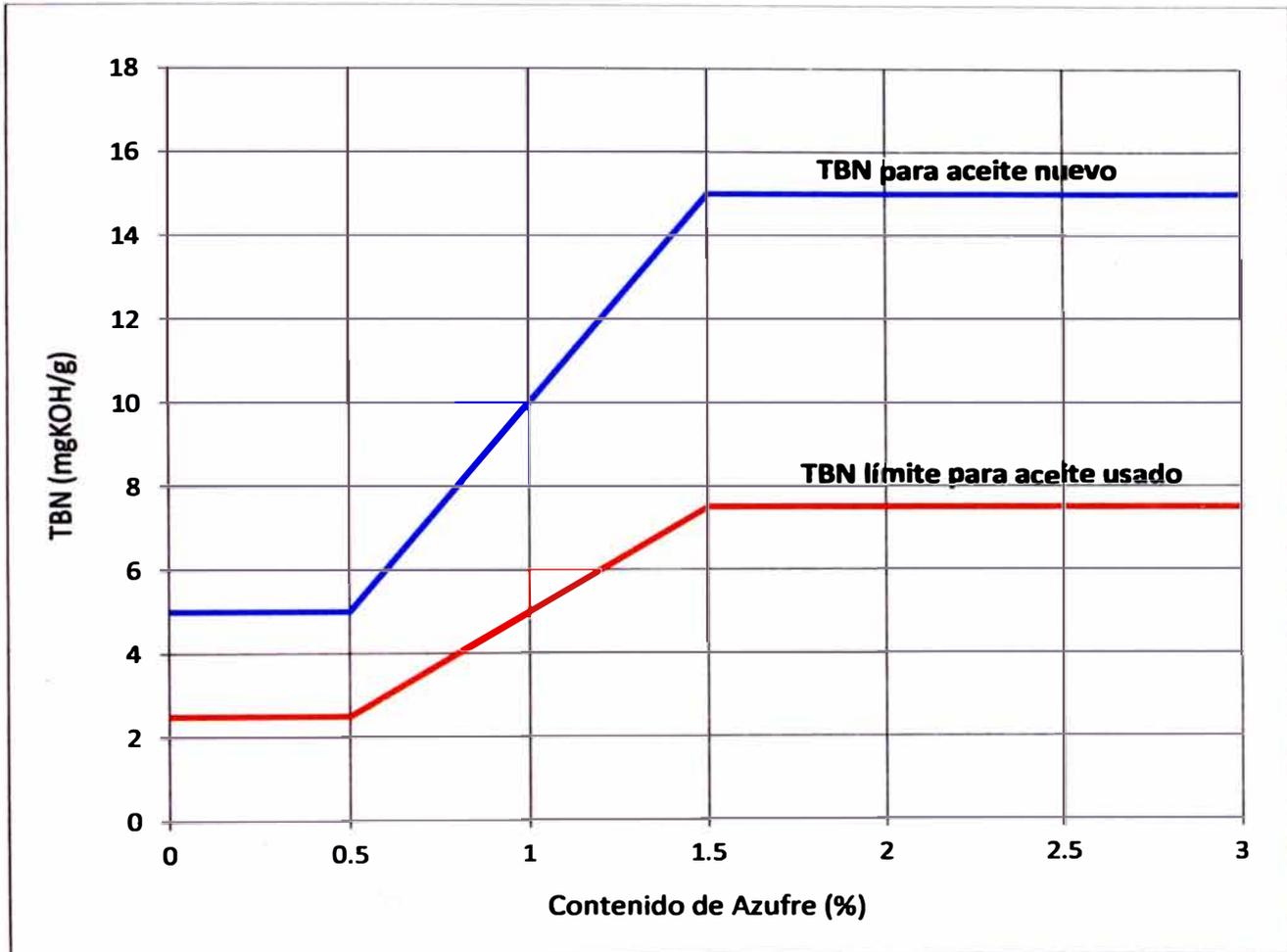
métodos de recolección y análisis de datos, las cuales se encuentran en constante desarrollo y mejora.

BIBLIOGRAFIA

Manual de Servicio de las palas hidráulicas PC4000-6	Komatsu
Manual de Operación y Mantenimiento de palas hidráulicas PC4000-6	Komatsu
Manual de Servicio de motores Diesel QSK60	Cummins
Manual de Mantenimiento de motores Diesel QSK60	Cummins
Diagnóstico de Motores Diesel mediante el análisis del aceite usado	Bernardo Tormos
Operación y técnicas de monitoreo Termográfico	FLIR
Manual de Gestión de Mantenimiento	TECSUP
Reporte Mensual de Gestión de Mantenimiento (Enero de 2007 hasta Mayo de 2012)	Minera Barrick
Manual de Lubricantes	Shell

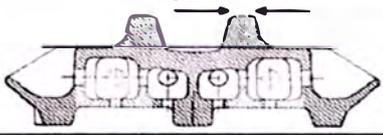
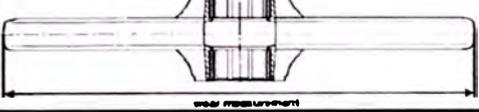
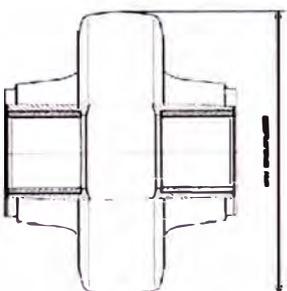
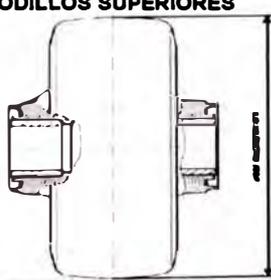
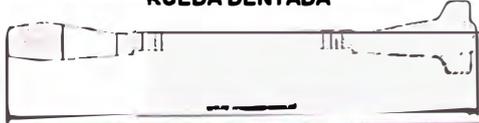
ANEXOS

ANEXO 1: TBN REQUERIDO POR EL ACEITE SEGUN EL CONTENIDO DE AZUFRE DEL COMBUSTIBLE



Fuente: "Diagnóstico de Motores Diesel mediante análisis del aceite usado"

ANEXO 2: FORMATO DE MEDICION DE COMPONENTES DE LA CARRILERIA

PARTES A MEDIR		LADO	NUEVA mm	100% DESGASTE	MEDICION mm	DESGASTE %	COMENTARIOS / OBSERVACIONES
CADENA 		LH	60.0	20.0			
		RH	60.0	20.0			
RUEDA GUIA 		LH	1,720.0	1,696.0			
		RH	1,720.0	1,696.0			
RODILLOS INFERIORES 		1	LH	590.0	564.0		
		2	LH	590.0	564.0		
		3	LH	590.0	564.0		
		4	LH	590.0	564.0		
		5	LH	590.0	564.0		
		6	LH	590.0	564.0		
		7	LH	590.0	564.0		
		1	RH	590.0	564.0		
		2	RH	590.0	564.0		
		3	RH	590.0	564.0		
		4	RH	590.0	564.0		
		5	RH	590.0	564.0		
		6	RH	590.0	564.0		
		7	RH	590.0	564.0		
RODILLOS SUPERIORES 		1	LH	470.0	450.0		
		2	LH	470.0	450.0		
		3	LH	470.0	450.0		
		1	RH	470.0	450.0		
		2	RH	470.0	450.0		
		3	RH	470.0	450.0		
RUEDA DENTADA 		LH	145.0	75.0			
		RH	145.0	75.0			
OBSERVACIONES DE LA INSPECCION							

ANEXO 3: FORMATO DE VERIFICACION TECNICA DEL MOTOR DIESEL



VERIFICACION TECNICA DEL MOTOR DIESEL MODELO QSK60



VALORES A TOMAR CON EL MONITOREO EN LINEA DEL MOTOR DIESEL

N°	Parámetros	Valor estándar	Designación Insite Cense	Valor medido
1	Potencia de freno del Motor	1,700-1,900 HP	Brake Horsepower	
2	Torque del Motor	6,780 – 8,500 N.m	Current Engine Torque	
3	Torque del Motor , %	70-100 %	Percent Output Torque	
4	Velocidad del Motor	1,700-2,000 RPM	Engine Speed	
5	Presión en el riel de combustible	552-827 kPa (80-120 psi)	Injector Metering Rail Press	
6	Presión de aire a la salida de los turbos izquierdos	151-186 kPa (22-27 psi)	Intake Manifold Pressure LB	
7	Presión de aire a la salida de los turbos derechos	151-186 kPa (22-27 psi)	Intake Manifold Pressure RB	
8	Temperatura de aire en el aftercooler delantero izquierdo	76 °C (170 °F) máx.	Intake Manifold Temp LBF	
9	Temperatura de aire en el aftercooler posterior izquierdo	76 °C (170 °F) máx.	Intake Manifold Temp LBR	
10	Temperatura de aire en el aftercooler delantero derecho	76 °C (170 °F) máx.	Intake Manifold Temp RBF	
11	Temperatura de aire en el aftercooler posterior derecho	76 °C (170 °F) máx.	Intake Manifold Temp RBR	
12	Temperatura de aceite motor	90-104 °C (195-220 °F)	Engine Oil Temp	
13	Presión de aceite motor a la entrada del filtro	896-1172 kPa (130-170 psi)	Pre Oil Filter Pressure	
14	Presión de aceite motor a la salida del filtro	896-1172 kPa (130-170 psi)	Oil Pressure	
15	Presión diferencial generada por el filtro	34-69 kPa (5-10 psi)	Oil Filter Differential Pressure	
16	Presión de aceite motor en el riel	414-552 kPa (60-80 psi)	Oil Rifle Pressure	
17	Presión de gases en el cárter	1.25-3.25 kPa (5-13 inH2O)	Crankcase Pressure	
18	Temperatura de refrigerante motor	82-100 °C (180-203 °F)	Engine Coolant Temp	
19	Presión de refrigerante motor	151-345 kPa (22-50 psi)	Coolant Pressure	
20	Temperatura de gases de escape en el cilindro 1LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #1 LB	
21	Temperatura de gases de escape en el cilindro 1RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #1 RB	
22	Temperatura de gases de escape en el cilindro 2LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #2 LB	
23	Temperatura de gases de escape en el cilindro 2RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #2 RB	
24	Temperatura de gases de escape en el cilindro 3LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #3 LB	
25	Temperatura de gases de escape en el cilindro 3RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #3 RB	
26	Temperatura de gases de escape en el cilindro 4LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #4 LB	
27	Temperatura de gases de escape en el cilindro 4RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #4 RB	
28	Temperatura de gases de escape en el cilindro 5LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #5 LB	
29	Temperatura de gases de escape en el cilindro 5RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #5 RB	
30	Temperatura de gases de escape en el cilindro 6LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #6 LB	
31	Temperatura de gases de escape en el cilindro 6RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #6 RB	
32	Temperatura de gases de escape en el cilindro 7LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #7 LB	
33	Temperatura de gases de escape en el cilindro 7RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #7 RB	
34	Temperatura de gases de escape en el cilindro 8LB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #8 LB	
35	Temperatura de gases de escape en el cilindro 8RB	704 °C (1300 °F) máx.	Exhaust Port Temp #8 RB	
36	Ratio instantáneo de consumo de combustible	70-100 gal/h	Fuel Rate	
37	Carga instantánea del motor	90-100%	Instantaneous Engine Load	

OBSERVACIONES :

ANEXO 4: FORMATO DE VERIFICACION TECNICA DEL SISTEMA HIDRAULICO


**VERIFICACION TECNICA DEL SISTEMA HIDRAULICO
DE LAS PALAS HIDRAULICAS MODELO PC4000-6**


Equipo	Fecha de la Inspección
Horómetro	Inspección realizada por

REGISTRO DE LOS TIEMPOS DE EJECUCION DE MOVIMIENTOS

MOVIMIENTOS		TIEMPO NOMINAL	TIEMPO MEDIDO
Sistema Hidráulico de Giro	Cinco giros de la superestructura hacia la derecha	75.0	
	Cinco giros de la superestructura hacia la izquierda	75.0	
Sistema Hidráulico de Tracción	Cinco vueltas de la cadena derecha	51.0	
	Cinco vueltas de la cadena izquierda	51.0	
Sistema Hidráulico de Carga	Levante del brazo	8.0	
	Descenso del brazo	4.9	
	Extensión del brazo	5.9	
	Retracción del brazo	3.8	
	Volteo del cucharón para la carga de mineral	5.6	
	Volteo del cucharón para la descarga de mineral	4.5	
	Apertura del cucharón	2.7	
	Cierre del cucharón	3.1	

*El tiempo se expresa en segundos.

ANEXO 5: FORMATO DE VERIFICACION TECNICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION


VERIFICACION TECNICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION DE LAS PALAS HIDRAULICAS MODELO PC4000-6


Equipo	Fecha de la Inspección
Horómetro	Inspección realizada por

MONITOREO DE LA VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES

VENTILADOR	UNIDAD	VELOCIDAD NOMINAL	VELOCIDAD MEDIDA
Ventilador inferior de los paneles del aceite del Sistema Hidráulico	RPM	1250 ± 50	
Ventilador superior de los paneles del aceite del Sistema Hidráulico	RPM	1250 ± 50	
Ventilador del panel del refrigerante del motor Diesel	RPM	1250 ± 50	