

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**SELECCIÓN DE ROMPEDORES DE BANCOS HIDRÁULICOS DE HASTA
176 BAR DE PRESIÓN, PARA OPERAR EN MINAS SUBTERRANEAS**

**INFORME DE SUFICIENCIA
PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECANICO**

JOSÉ E. FLORES BERMEJO

PROMOCION 1997-I

LIMA – PERU

2004

*A Carmen, Albina y Jovita ,
ejemplos de vida y superación personal*

TABLA DE CONTENIDOS

Prólogo

1. Introducción
 - 1.1. Antecedentes
 - 1.2. Objetivos
 - 1.3. Alcances

2. Características generales de los equipos rompedores de bancos
 - 2.1. Campo de acción
 - 2.2. Componentes principales
 - 2.2.1. Martillo hidráulico
 - 2.2.2. Unidad de potencia
 - 2.2.3. Brazo (Boom)
 - 2.2.4. Sistema de control hidráulico
 - 2.2.5. Pedestal
 - 2.3. Principio de funcionamiento
 - 2.4. Aceite hidráulico

3. Proceso de selección de los componentes principales
 - 3.1. Martillo hidráulico
 - 3.1.1. Datos de entrada.
 - 3.1.2. Procedimientos de selección
 - 3.1.3. Datos de salida
 - 3.2. Localización del pedestal
 - 3.3. Brazo
 - 3.3.1. Zona crítica de trabajo. Elementos geométricos
 - 3.3.2. Procedimientos de selección
 - 3.3.3. Resultados
 - 3.4. Unidad de potencia
 - 3.4.1. Requerimientos hidráulicos
 - 3.4.2. Procedimientos de selección de los componentes principales
 - 3.4.3. Resultados

4. Método de selección de un equipo rompedor de bancos
 - 4.1. Requerimientos de operación del equipo
 - 4.2. Selección de los componentes principales
 - 4.2.1. Martillo hidráulico
 - 4.2.2. Pedestal
 - 4.2.3. Brazo
 - 4.2.4. Unidad de potencia
 - 4.3. Resultados

5. Mantenimiento propuesto

5.1. Selección de elementos críticos del equipo

- 5.1.1. Aceite hidráulico
- 5.1.2. Herramienta
- 5.1.3. Bocina portaherramientas
- 5.1.4. Bomba hidráulica

5.2. Elaboración de cartillas de mantenimiento preventivo

5.3. Mantenimiento preventivo recomendado

- 5.3.1. Prioridad del equipo rompedor de bancos
- 5.3.2. Mantenimiento por turno
- 5.3.3. Mantenimientos periódicos
- 5.3.4. Recomendaciones

5.4. Análisis de aceites

- 5.4.1. Procedimiento
- 5.4.2. Reportes
- 5.4.3. Programación
- 5.4.4. Resultados del análisis del aceite hidráulico de un equipo
rompedor
- 5.4.5. Tribología

Conclusiones

Bibliografía

Planos

Plano Nro. 1	Sistema hidráulico de un equipo rompedor de bancos
Plano Nro. 2	Despiece de un brazo hidráulico
Plano Nro. 3	Despiece de un martillo hidráulico

Apéndice

A.	Tabla de pesos específicos de minerales
B.	Tabla de propiedades mecánicas de minerales
C.	Tabla de producción de martillos hidráulicos
D.	Tabla de especificaciones generales de martillos hidráulicos
E.	Geometría de sistemas brazo-martillo
F.	Tabla de aceites hidráulicos
G.	Tabla de dureza de materiales ASTM C170
H.	Mantenimiento actual de un equipo rompedor de bancos
I.	Brochure N° 1. Sistemas de Rompedores Hidráulicos de bancos Teledyne
J.	Brochure N°2. Sistemas Rompedores de Bancos BTI
K.	Brochure N° 3. Martillos hidráulicos BTI

- L. Mantenimiento propuesto de componentes críticos del equipo
- M. Uso de una línea de aire comprimido para evitar la contaminación del aceite hidráulico
- N. Uso alternativo de bombas de engranajes en los sistemas de rompebancos hidráulicos
- O. La Tribología Considerada Ciencia Multidisciplinaria

PRÓLOGO

El autor del presente trabajo ha tratado de plasmar su experiencia en el campo minero, y en especial en el área de equipos rompedores de bancos hidráulicos.

Deseo expresar mi agradecimiento a los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería, quienes con su ejemplo y conocimientos académicos cultivan en sus alumnos los cimientos de su formación como ingenieros y desempeño profesional

CAPÍTULO I
INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

La explotación minera se inicia con la perforación y voladura de la roca. Como primera operación se efectúa la perforación de los taladros. Seguidamente se les carga con explosivos (generalmente anfo), y se procede a la voladura, generando bancos de distintos tamaños, los cuales son cargados y acarreados hasta una chancadora primaria, mediante cargadores frontales, camiones, palas hidráulicas, ducks. Un porcentaje de los bancos obtenidos tendrán grandes dimensiones (oversize) como para poder ser fragmentados en la chancadora, produciendo atoros, parada de producción y pérdidas económicas.

Antiguamente el retiro de los bancos problema era manual. Se les acarrea desde la chancadora a una zona de acopio para una voladura secundaria. Esta operación era insegura y costosa.

Al respecto debemos mencionar que:

- El costo calculado de parada de la chancadora, en una mina importante del país, significa pérdidas de aproximadamente USD 80 000,000 por hora.
- Una cementera importante local ha aumentado su producción ha aumentado en un 25 % al utilizar un sistema rompedor de bancos

1.2. Objetivos

- Elaborar procedimientos de selección de rompedores de bancos hidráulicos, de acuerdo a las necesidades del usuario.
- Mejoramiento del mantenimiento mecánico tradicional de los rompedores de bancos

1.3. Alcances

- Brindar un mayor soporte técnico en la selección de un equipo, que cumpla los requerimientos de operación.
- Disminución en los costos de mantenimiento.

CAPÍTULO II
CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS EQUIPOS
ROMPEDORES DE BANCOS

CAPÍTULO II

CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS EQUIPOS

ROMPEDORES DE BANCOS

2.1. Campo de acción

Los rompedores de bancos son utilizados en minería como equipo crítico en la línea de chancado de mineral. Son montados en zonas adyacentes a las chancadoras y parrillas de selección, donde serán utilizados para fragmentar las rocas más grandes (oversize), cada vez que sucedan atoros. Como operación secundaria la herramienta del martillo sirve para el arrastre de rocas alejadas de la chancadora.

2.2. Componentes principales (Gráfico N° 1)

2.2.1. Martillo hidráulico

Está formado por cuatro secciones principales y una herramienta de corte (punta):

- **Tapa del cilindro**

Contiene la cámara de amortiguación, cargada de nitrógeno en estado gaseoso, que se comprime durante la carrera ascendente del pistón. lo que permite el máximo almacenamiento de energía para el siguiente golpe. Esta energía almacenada incrementa la potencia hidráulica del martillo.

- **Cilindro**

Contiene el pistón que golpea la herramienta de corte, los sellos del pistón y una bocina removible.

- **Válvula de control**

Ensamblada en la zona superior externa del cilindro. Controla el flujo de aceite del martillo. La válvula de control posee dos adaptadores de para la línea de presión y línea hacia el tanque, respectivamente

- **Caja portaherramientas**

Elemento de retención de la herramienta, por medio de dos pines pasantes

Estas cuatro secciones están ensambladas entre sí mediante cuatro vástagos roscados (tie rods).

- **Herramienta (“punta”)**

Es una herramienta para demolición de alta precisión. Su calidad conlleva un proceso de investigación y desarrollo especializado.

La herramienta es el elemento encargado de entregar la fuerza de impacto a la roca a fragmentar. Esta fuerza es proporcionada por la presión que actúa sobre el pistón del martillo

Gráfico N° 1

Componentes principales del martillo

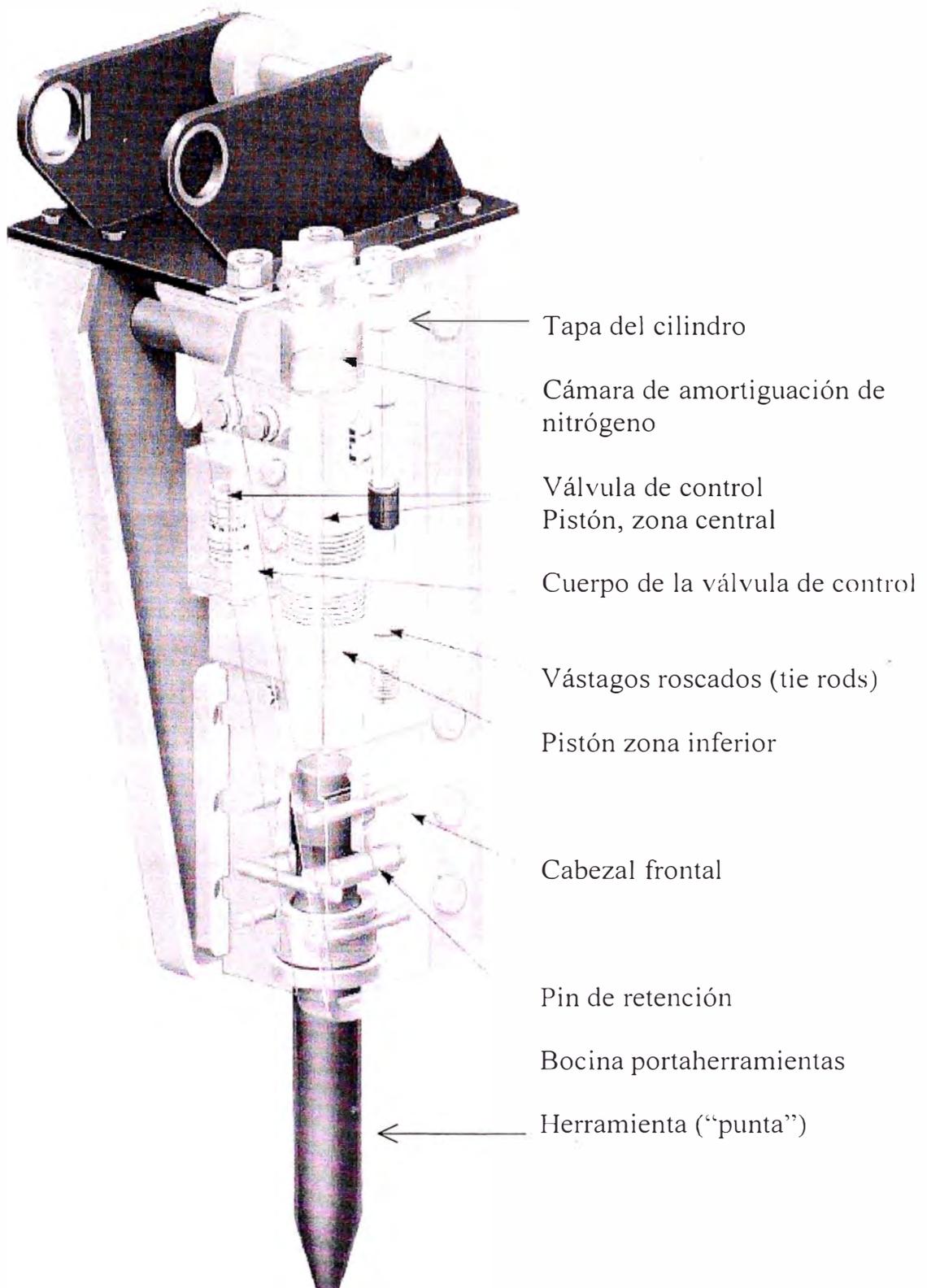
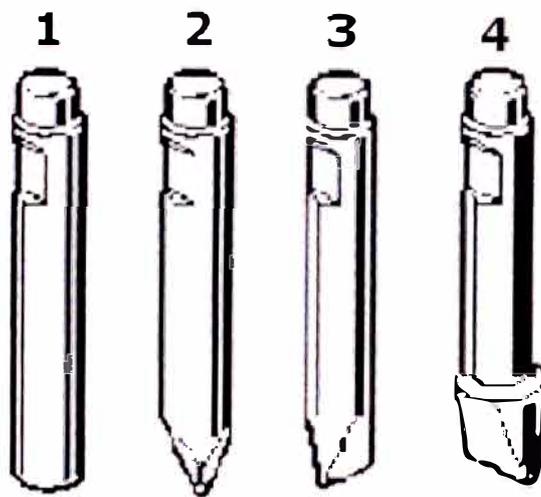


Gráfico N° 2

Tipos de herramientas (“puntas”)



1. **PILÓN** (Blunt tool). Para rotura de hormigón; bloques de piedra; escombros.

2. **CONICO O PIRÁMIDE** (moil tool): Para zanjeo.

3. **CINCEL O ESCARPA**: Para rotura de roca sedimentaria; zanjeo; estructuras de hormigón.

4. **CORTASFALTO O PALA** (Chisel tool): rotura asfalto y material compacto o helado.

-Los diferentes tipos de puntas utilizados están en función del tipo de roca a fragmentar.

- Cuanto más duro es el material, el martillo tendrá menos BPM (disparos por minuto) y el perfil de la punta será del tipo pilón, es decir materiales con esfuerzos de compresión mayores a 1378 bar. Se necesitará una mayor área de impacto sobre la roca para ser fragmentada por el equipo.

- Cuanto menos duro sea el material, el martillo tendrá un valor mayor de BPM y el perfil de la punta será el tipo cónico, es decir materiales con un esfuerzo de compresión menor a 689 bar. Este tipo de materiales son poco abrasivos. Se necesitará una menor área de impacto sobre la roca para ser fragmentada por el equipo.

-Para materiales con dureza intermedia, es decir entre 689 y 1378 bar, se recomienda el uso de puntas tipo cincel o corta asfalto.

2.2.2. Unidad de Potencia

Está compuesta por los equipos generadores de la potencia hidráulica.

Tienen las siguientes características estándar (Gráficos N° 3 y N° 4):

- **Motor eléctrico**

Diseño de jaula de ardilla, con eje enchavetado SAE

220 V – 440 V

60 Hz

- **Bomba hidráulica**

Bomba de pistones axiales de desplazamiento variable, con eje enchavetado SAE

Presión máxima de operación de 250 Bar

- **Tanque hidráulico**

Depósito metálico con una capacidad máxima de 340 lt.

- Enfriador de aceite

Construido enteramente en acero

Presión máxima de trabajo de 34 Bar

Compuesto de tubos de diámetro exterior de 10 mm

- Filtro de succión

Flujo máximo de 265 litros/minuto

Zona de filtración de 1800 cm²

Indicador de atoramiento eléctrico

- Filtro de retorno

Semisumergido dentro del tanque hidráulico

Flujo máximo de 644 litros/minuto

Presión máxima de 3 Bar

Elemento nominal de 10 micrones

Zona de filtrado de 7097 cm²

- Filtro de presión

Presión máxima de 414 Bar

Flujo máximo de 277 litros/minuto

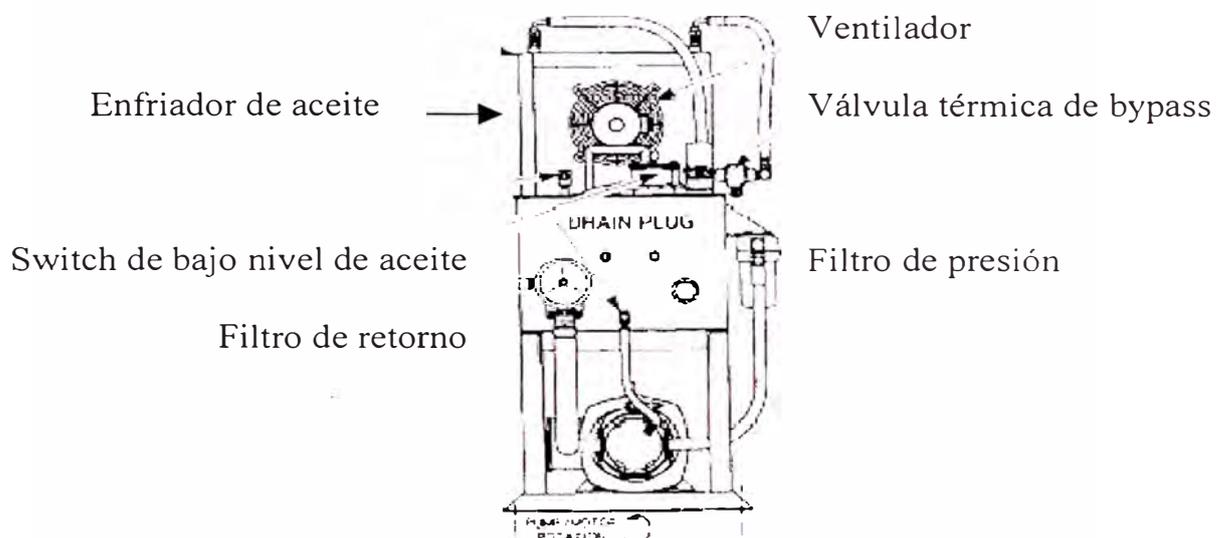
Zona de filtración de 2677 cm²

Indicador de atoramiento

- Ventilador
305 mm de diámetro exterior

Gráfico N° 3

Unidad de Potencia (Vista de perfil)



2.2.3. Brazo (Boom) (Gráfico N° 5)

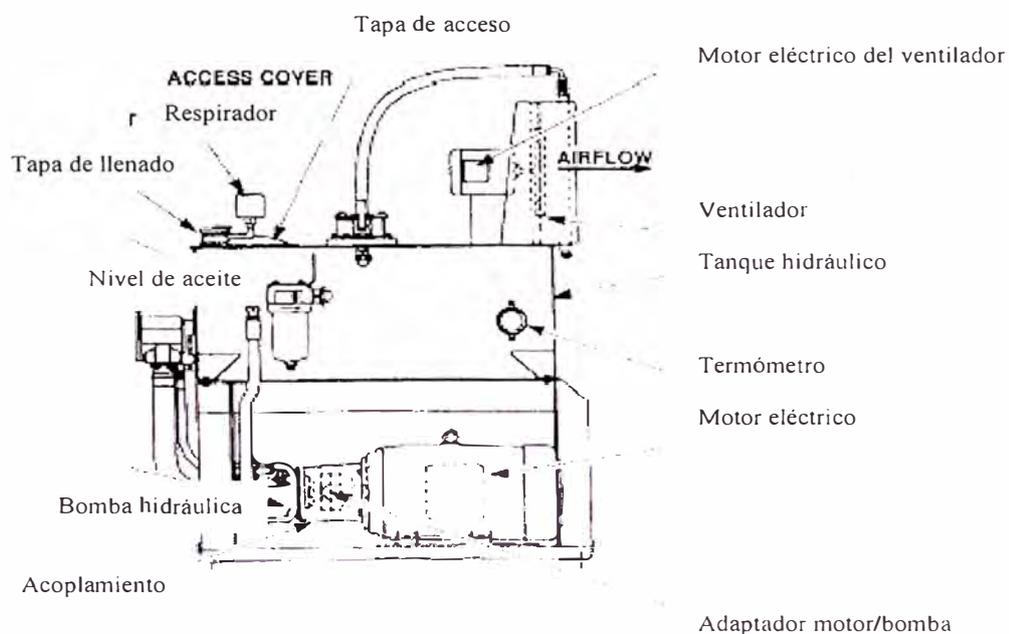
Compuesto de:

- Brazo superior (outer boom)

Elemento donde se monta el martillo y el brazo inferior (extremo superior y extremo inferior, respectivamente)

Gráfico N° 4

Unidad de Potencia (Vista de frente)



- Brazo inferior (inner boom)

Va montado al pedestal (base) del equipo.

- Cilindro de izaje

Su base va montada al pedestal y la cabeza del pistón del cilindro asegurada mediante un pin a la zona inferior central del brazo inferior. Mueve al sistema brazo-martillo en dirección ascendente y descendente

- Cilindro profundizador

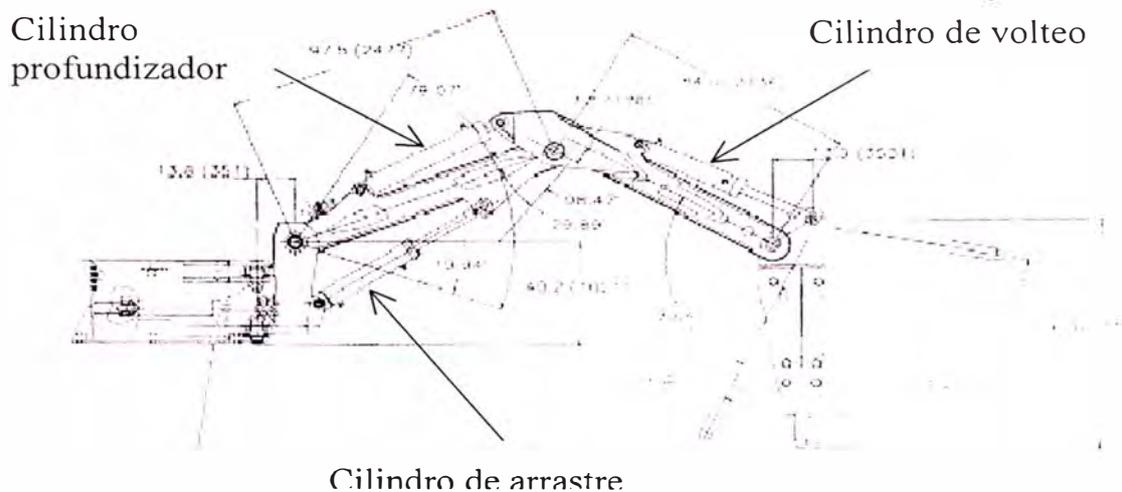
Su base va montada a la zona superior media del brazo inferior, y la cabeza del pistón del cilindro asegurada mediante un pin al extremo inferior del brazo superior. Mueve al sistema brazo inferior – martillo en dirección ascendente y descendente.

- Cilindro de volteo

Su base va montada a la zona superior media del brazo superior, y la cabeza del pistón asegurada a un eslabón del martillo. Mueve al martillo en dirección ascendente y descendente.

Gráfico N° 5

Brazo (Boom)



2.2.4. Sistema de control hidráulico

El sistema hidráulico es de centro cerrado (posición neutra el aceite de la bomba no retorna al depósito), por lo que el circuito está siempre bajo presión por lo que la reacción de intervención de los componentes hidráulicos (mostrados en la tabla N° 1), es rápida.

Existen tres tipos de sistemas de control diferentes, los cuales se ajustan a los distintos requerimientos de operación:

- **Controles montados en un pedestal estándar**

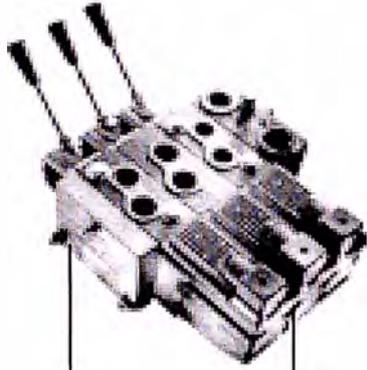
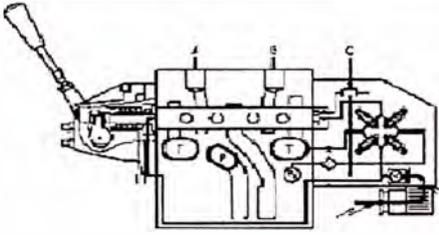
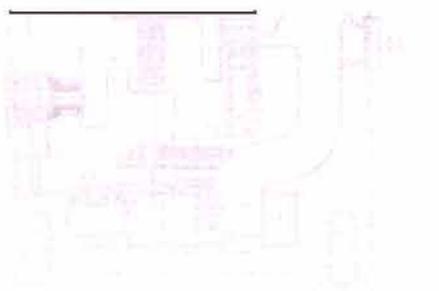
Este sistema de control está montado en el pedestal y consiste en un banco de válvulas de retorno a neutro por resortes, accionada por cuatro palancas que proveen un control independiente de todas las funciones del brazo. La puesta en marcha del martillo. se realiza por medio de un conmutador eléctrico de pedal.

- **Controles manuales remotos**

El banco de válvulas de este sistema está instalado a distancia del rompedor, en cualquier posición que permita mejorar la accesibilidad a los operadores. Se le puede montar en una cabina existente o en un soporte. Un conmutador eléctrico de pedal está previsto para poner en marcha el martillo.

Tabla N° 1

COMPONENTES HIDRAULICOS DEL SISTEMA

Componente	Descripción
 <p>Cuerpo principal</p> <p>Unida de control eléctrico</p>	<p>Válvula proporciona 4/3:</p> <p>P_{máx} 280 bar (P)</p> <p> 350 bar (A/B)</p> <p>Q (litros por minuto) 140 lpm (P)</p> <p> 125 lpm (A/B)</p> <p>T recomendada 30-60 °C</p> <p>T mínima -30 °C</p> <p>T máxima 90 °C</p> <p>Viscosidad del aceite 2 °E – 11 °E</p> <p>Nota: Se observa en el dibujo 3 válvulas 4/3</p>
	<p>Unidad de control eléctrico de la válvula proporcional 4/3, compuesto de válvulas solenoides y activada mediante joysticks, a distancia</p>
<p style="text-align: center;">T P</p> 	<p>Unidad de alimentación y descarga central (P y T), localizada en un extremo del banco de válvulas. Cuenta con una conexión para manómetro (M), una válvula de alivio (regulada de acuerdo a las necesidades del equipo) y una válvula reductora de presión para el suministro de aceite para pilotaje</p>

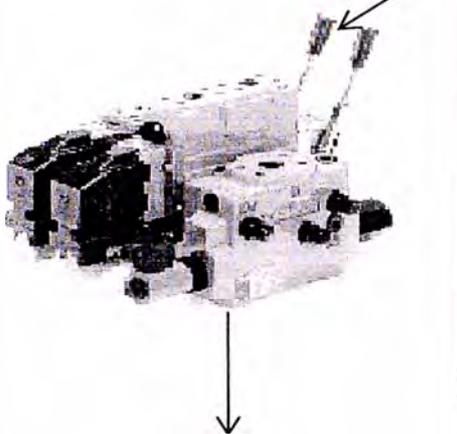
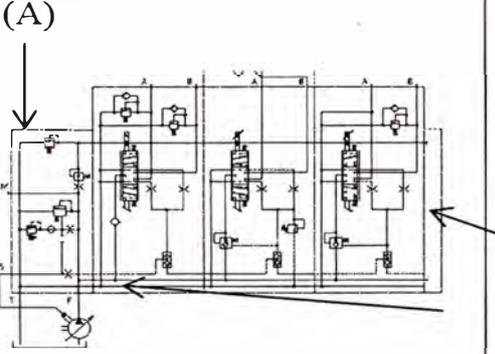
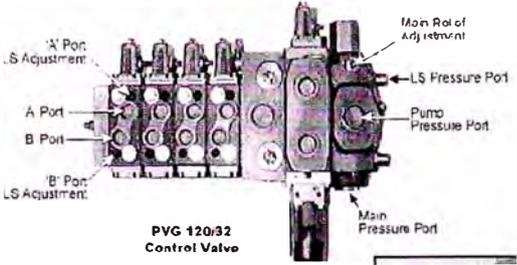
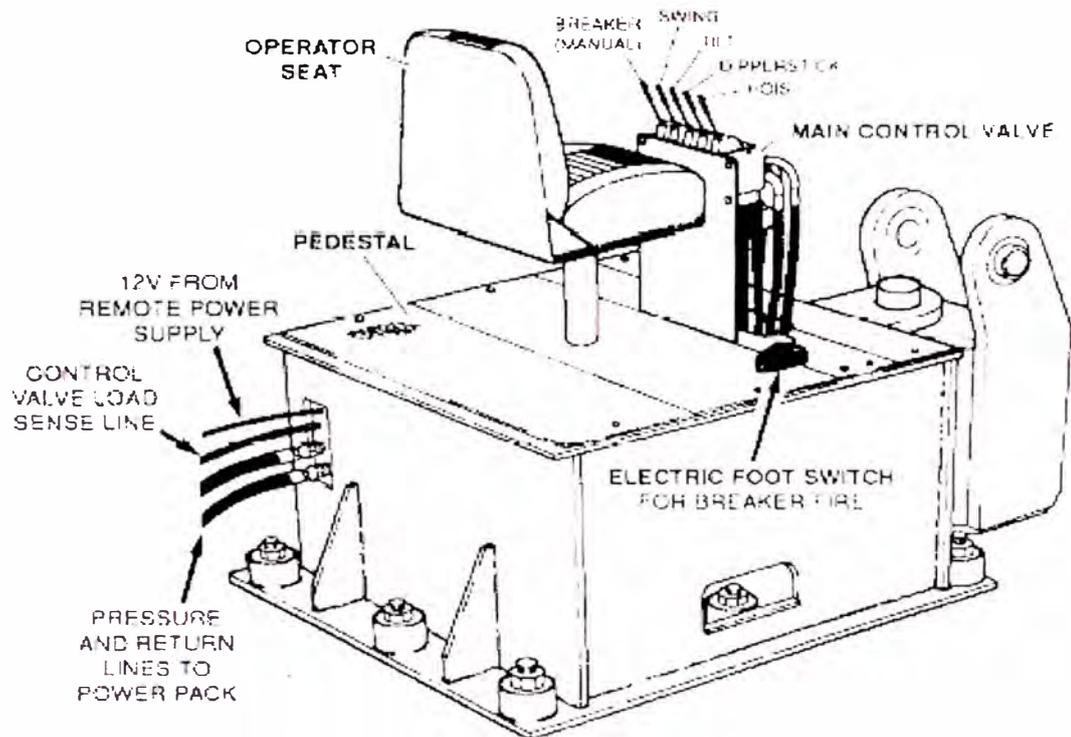
Componente	Descripción
 <p style="text-align: center;">Válvula proporcional 4/3</p>	<p>Válvula de alimentación del martillo 4/3:</p> <p>P_{máx} 400 bar (P) 400 bar (A/B)</p> <p>Q (litros por minuto) 299 lpm (P) 238 lpm (A/B)</p> <p>T recomendada 30-60 °C</p> <p>T mínima -66 °C</p> <p>T máxima 90 °C</p> <p>Viscosidad del aceite 2 °E - 11 °E</p>
 <p>(A)</p>	<p>(A) Unidad de alimentación</p> <p>Válvula proporcional</p> <p>Válvula de alimentación del martillo</p>
 <p style="text-align: center;">PVG 120/32 Control Valve</p>	<p>Banco de válvulas</p> <p>De izquierda a derecha:</p> <ul style="list-style-type: none"> -4 válvulas proporcionales -Interfase -Válvula de alimentación del martillo -Unidad de alimentación

Gráfico N° 6

Controles montados en pedestal estándar



El largo de la manguera de alimentación de aceite hidráulico, que va del mamparo del pedestal al banco de válvulas no debe de sobrepasar los 10 metros, ya que una distancia mayor afectaría la sensibilidad y respuesta del sistema.

- **Controles electro-hidráulicos**

Este sistema consiste en dos controles de palanca de mando de doble eje, con pulsador en el controlador derecho, para la puesta en marcha del rompedor.

El banco de válvulas está situado en el pedestal del rompedor. La señal del controlador de la palanca de mando viaja a través de un cable policonductor hacia un módulo de activación eléctrica en cada carrete del banco de válvulas. Estos módulos proporcionan un control sensible del movimiento de los vástagos (spools), a través de un circuito piloto, de manera que consiga un control positivo y suave de todas las funciones de los cilindros hidráulicos.

Gráfico N° 7

Controles manuales remotos

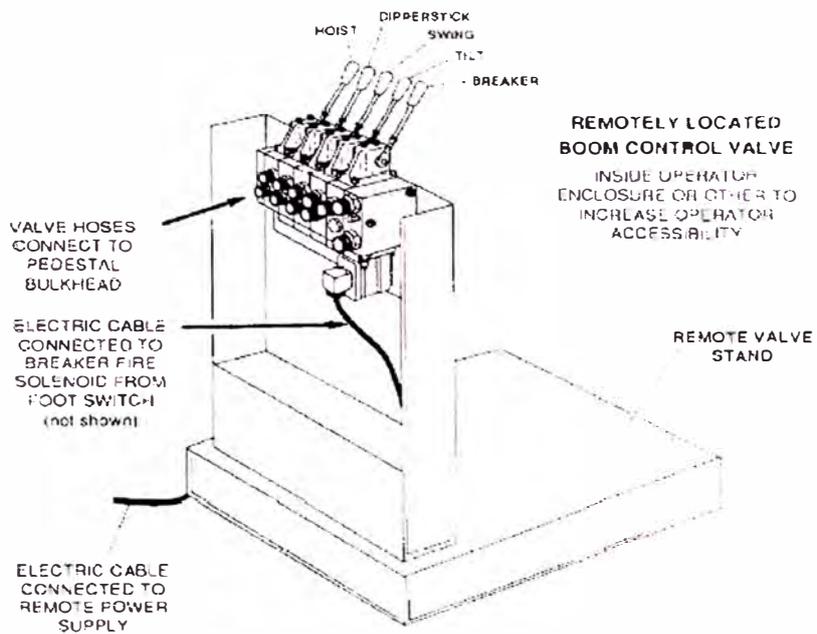
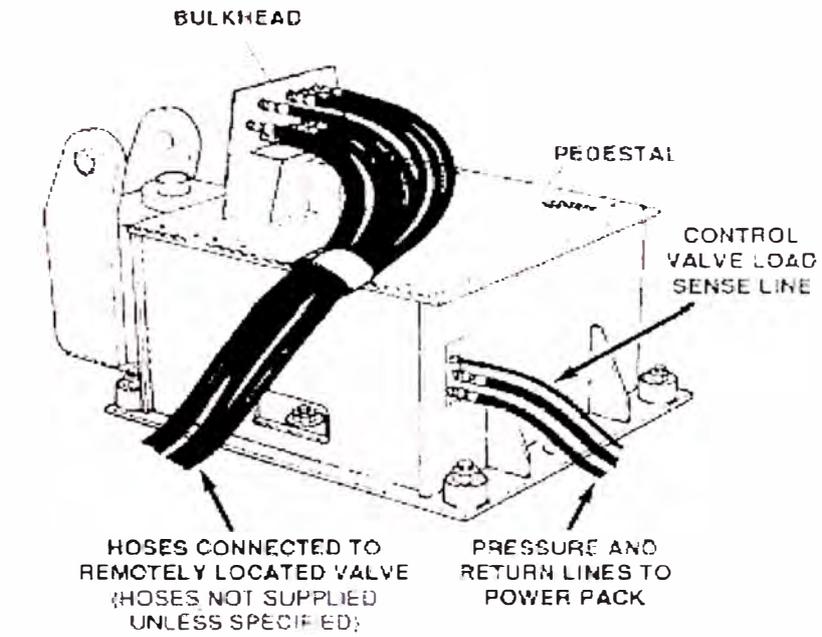
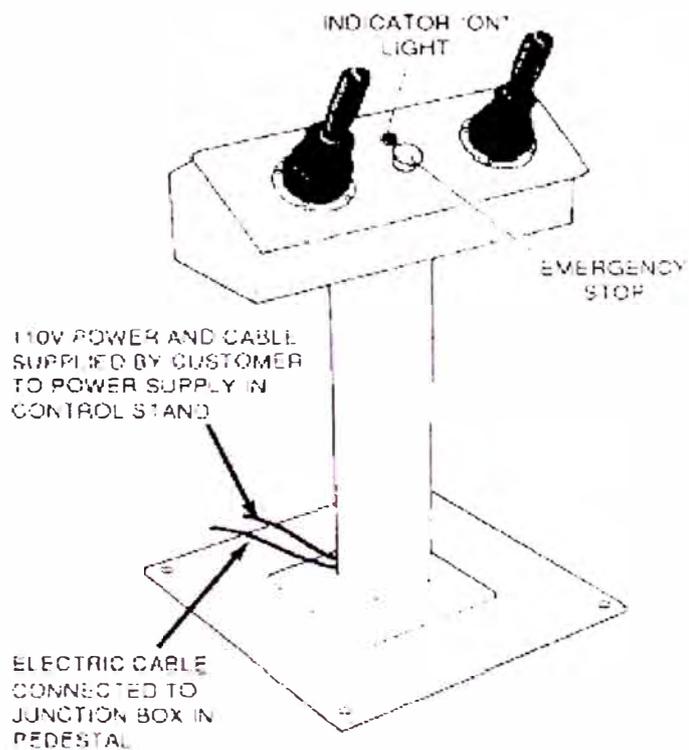
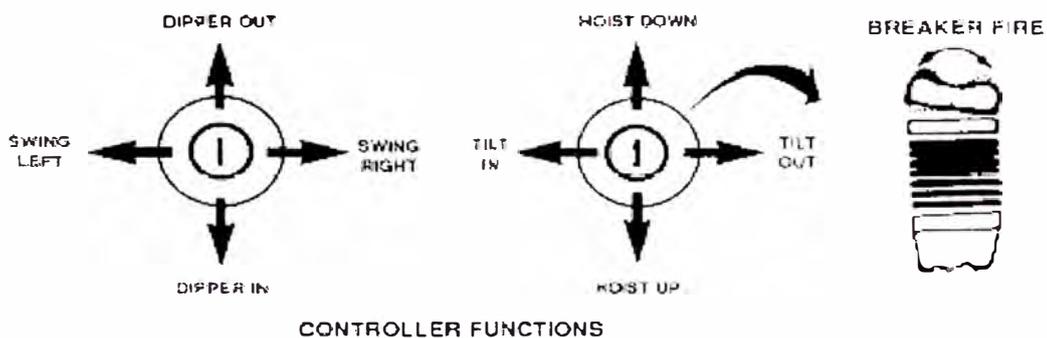


Gráfico N° 8
 Controles electrohidráulicos



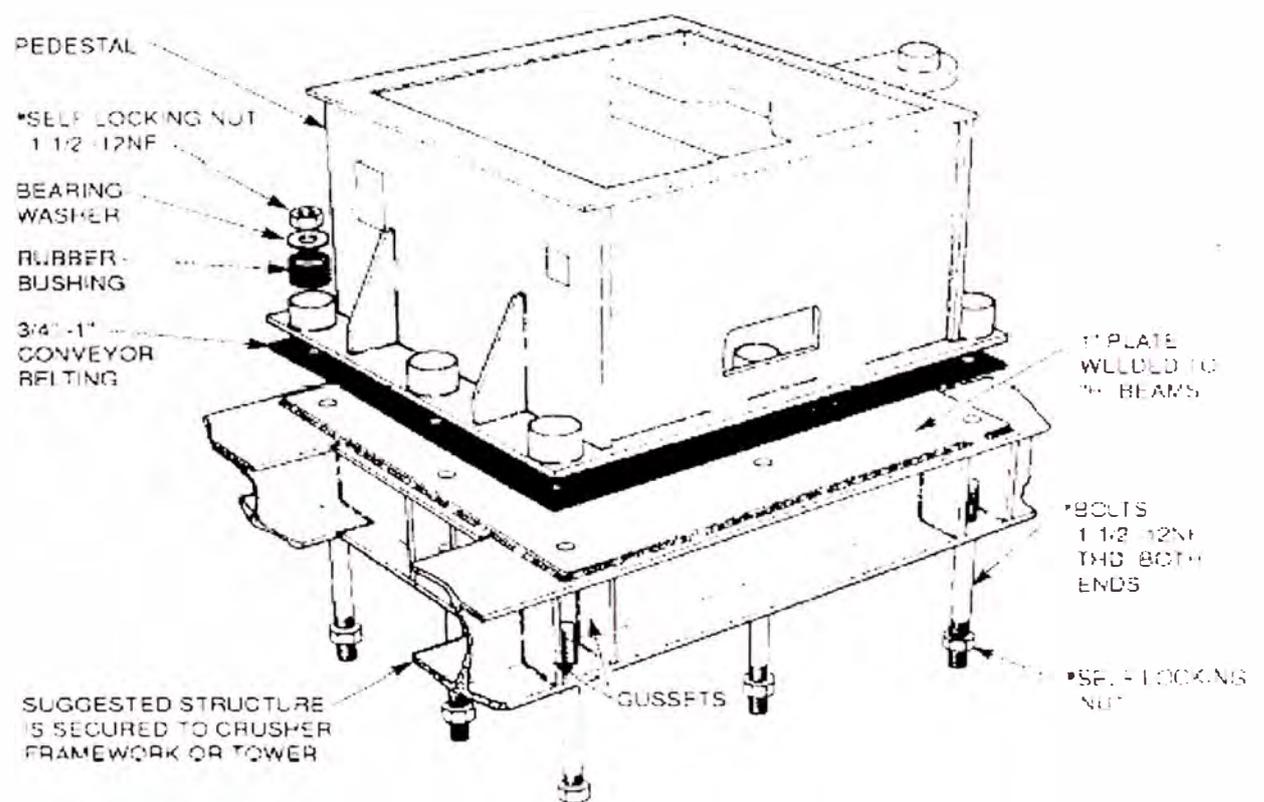
2.2.5. Pedestal

Armazón metálico que sirve de punto de apoyo del sistema brazo-martillo. Dos cilindros hidráulicos van montados dentro del pedestal (rotación del brazo).

Cimentado al piso o sobre una estructura metálica.

Gráfico N° 9

Pedestal



2.3. Principio de funcionamiento

La fragmentación de los bancos se realiza mediante una herramienta de corte (“punta”), que va montada al martillo hidráulico.

La energía de percusión es cedida por un pistón interno, accionado mediante un caudal de aceite, generado por una bomba hidráulica, acoplada a un motor eléctrico

- **Operación del martillo**

Movimiento ascendente del pistón

El aceite a presión entra a la cámara (1) del martillo y (7) de la válvula de control, que es empujada hacia abajo.

El pistón del martillo sube en dirección a la cámara de amortiguación (5)

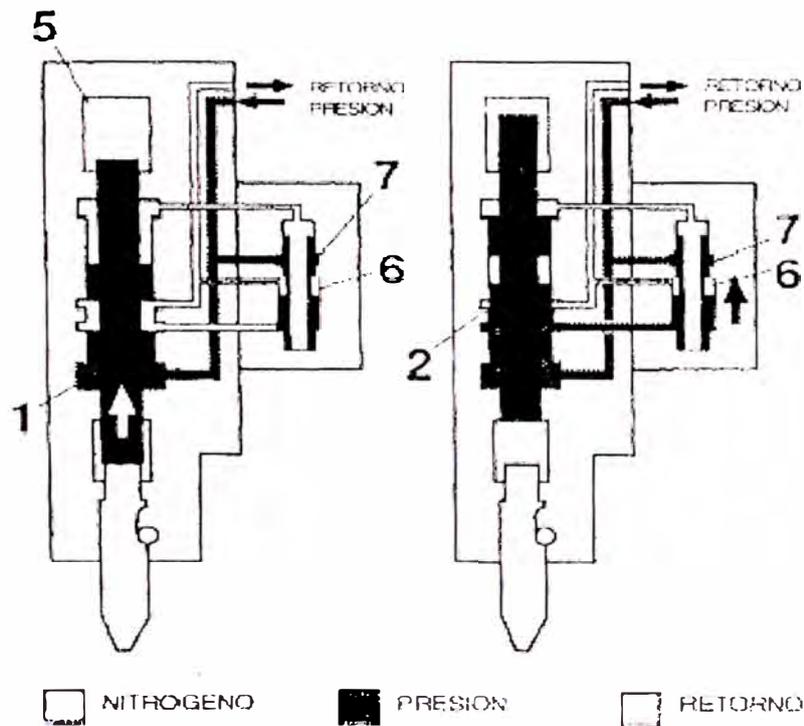
(Gráfico N° 10)

Cambio de dirección del pistón

Cuando la cámara del cilindro se llena de aceite, éste llega hasta la cámara (2), junto con la herramienta. En este momento las cámaras (6) y (7) de la válvula de control tienen la misma presión sobre las caras de la brida, pero la válvula de control se mueve para abajo debido a las diferencias de área de sus caras.

Gráfico N° 10

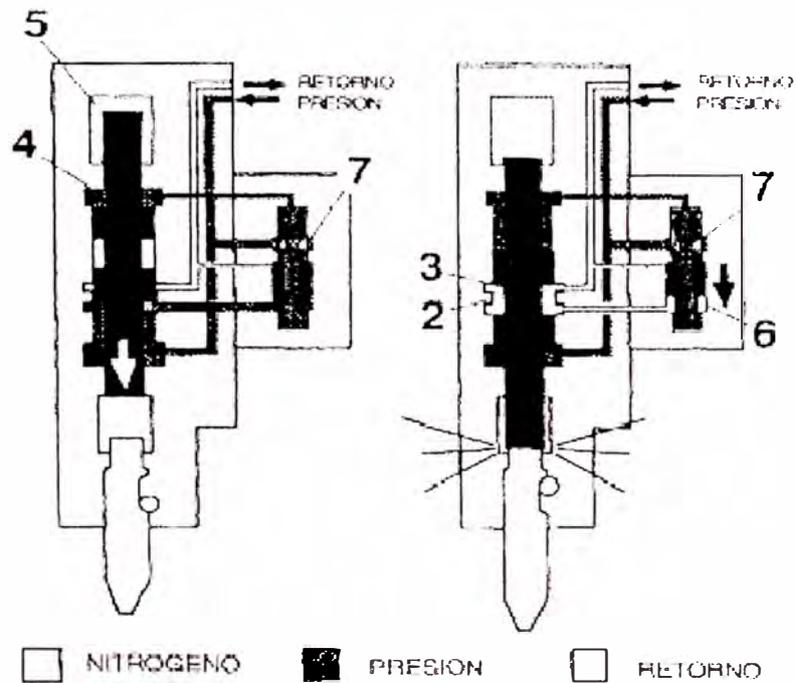
Movimiento ascendente del pistón

**Movimiento descendente del pistón**

Cuando la válvula de control sube y alcanza la cámara (7), el flujo de aceite se mueve a través de la válvula de control y llega a la cámara (4) del martillo. Debido a la diferencia de áreas de las caras de la brida del pistón y la fuerza que proporciona la cámara de amortiguación, el pistón se acelera y desciende

Gráfico N° 11

Movimiento descendente del pistón



Impacto

El pistón golpea, ahora, la herramienta. La sección intermedia del pistón golpea la cámara (2) y como consecuencia de ello la cámara (6) de la válvula de control pierde toda su presión, a través de la cámara (2) y (3). Luego la cámara (6) tiene una caída de presión y la cámara (7) se presuriza, mientras que la válvula de control se mueve para abajo, reiniciándose el ciclo.

2.4. Aceite hidráulico

La elección de un aceite hidráulico para la operación de un equipo, permite que estos alcancen su vida de diseño y garanticen permanentemente su disponibilidad, reduciendo al máximo los costos de mantenimiento y las pérdidas por lucro cesante.

Es muy importante, por lo tanto que el personal encargado de los equipos y quienes están a cargo de la administración y actualización de los programas de mantenimiento estén en capacidad de seleccionar correctamente el aceite, partiendo de las recomendaciones del fabricante, ó si estas no se conocen, calcular el lubricante correcto partiendo de los parámetros de diseño del mecanismo, como cargas, velocidades, temperaturas, medio ambiente en el cual se trabaja, etc.

El fabricante del equipo, en sus catálogos de mantenimiento y de operación, especifica las características del aceite que se debe utilizar. Es muy importante que el fabricante sea claro al especificar el aceite, de lo contrario, el usuario se debe poner en contacto con él para que le aclare las dudas que pueda tener. Las recomendaciones del aceite a utilizar pueden estar de las siguientes maneras:

- 1- Nombre y marca de aceite a utilizar y sus equivalencias con otras marcas de lubricantes.
- 2- Grado ISO del aceite y demás propiedades físico-químicas, como índice de viscosidad, punto de inflamación, punto de fluidez, etc.

3- Viscosidad del aceite en otro sistema de clasificación como AGMA, ó SAE.

4- Viscosidad del aceite en cualquier sistema de unidades de medida como SSU, SSF, °E, etc, y las demás propiedades físico-químicas del aceite.

En cualquiera de las formas anteriores, es muy importante que el fabricante especifique la temperatura de operación a la cual va a trabajar dicho aceite y la temperatura ambiente para la cual se recomienda utilizarlo, de lo contrario, si el fabricante solo especifica el grado ISO del aceite, es factible que se presenten problemas de desgaste erosivo a corto ó a largo plazo en los componentes del sistema hidráulico

Es necesario tener en cuenta lo siguiente:

1- Si el fabricante especifica el nombre y la marca de un aceite, estos deben ser comerciales en el país donde vaya a operar el equipo, de no ser así, se debe hallar el aceite equivalente, hasta donde sea posible. Si no se utilizan aceites equivalentes a los recomendados, se tendrán un buen número de lubricantes que dificulten la correcta operación de los equipos

2- Cuando el fabricante especifique el tipo de aceite a utilizar en un sistema de clasificación diferente al ISO, como el ASTM ó SAE, se deben de hallar sus equivalentes ISO.

La Organización Internacional para la Estandarización (ISO) estableció desde 1975 el sistema ISO para especificar la viscosidad de los aceites industriales, pero solo hasta 1979 fue puesta en práctica por la mayoría de los fabricantes de lubricantes. El sistema ISO clasifica la viscosidad de los aceites industriales en cSt a 40°C, mediante un número estándar que se coloca al final del nombre del aceite industrial. Este sistema reduce las posibilidades de que el usuario se equivoque en la selección del aceite a utilizar ó que mezcle lubricantes de diferentes viscosidades. Facilita, además, hallar de manera inmediata el equivalente en viscosidad de un aceite con otro, puesto que el nombre del aceite debe traer al final el grado ISO correspondiente.

Así por ejemplo, si se tiene el aceite Tellus 68 de marca Shell y se sabe que este fabricante está utilizando la clasificación ISO en sus aceites industriales, entonces el número 68 del aceite Tellus indica que tiene una viscosidad de 68 cSt a 40°C. Para saber si el número que acompaña el nombre del aceite es un grado ISO es necesario conocer la clasificación ISO, ya que se puede presentar el caso de aceites que al final del nombre traen un número y sin embargo este no corresponde a un grado ISO como podría ser el caso de aceites como el Tellus 41, Teresso 72, Macoma 45, DTE Light, etc. Estos aceites se colocan a manera de ejemplo, ya que en hoy en día se especifican de acuerdo a la clasificación ISO.

En la tabla N° 2 se especifican los diferentes grados de viscosidad en el sistema ISO. Los grados básicos de viscosidad están comprendidos entre el 2 y el 68.

Los grados ISO después del 68 se obtienen añadiendo uno ó dos ceros a partir del 10 hasta el 1500. El límite mín. y máx. de un grado ISO es el 10% de dicho grado.

Tabla N° 2

Grado ISO	Límites de viscosidad					
	cSt/40°C		SSU/100°F		SSU/210°F	
	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
2	1,98	2,42	32,8	34,4		
3	2,88	3,52	36,0	38,2		
5	4,14	5,06	40,4	43,5		
7	6,12	7,48	47,2	52,0		
10	9,00	11,00	57,6	65,3	34,6	35,7
15	13,50	16,50	75,8	89,1	37,0	38,3
22	19,80	24,20	105,0	126,0	39,7	41,4
32	28,80	35,20	149,0	182,0	43,0	45,0
46	41,40	50,60	214,0	262,0	47,1	49,9
68	61,20	74,80	317,0	389,0	52,9	56,9
100	90,00	110,00	469,0	575,0	61,2	66,9
150	135,00	165,00	709,0	871,0	73,8	81,9
220	198,00	242,00	1047,0	1283,0	90,4	101,0
320	288,00	352,00	1533,0	1881,0	112,0	126,0
460	414,00	506,00	2214,0	2719,0	139,0	158,0
680	612,00	748,00	3298,0	4048,0	178,0	202,0
1000	900,00	1100,00	4864,0	5975,0	226,0	256,0
1500	1350,00	1650,00	7865,0	9079,0	291,0	331,0

En uso continuo del martillo, la temperatura del aceite se estabiliza, dependiendo del tipo de operación. A esta temperatura, el aceite hidráulico deberá tener una viscosidad de 17-40 cst. (2.90 – 5.35 °Engler).

Se debe de mencionar que el aceite deberá de ser seleccionado de acuerdo a las condiciones climáticas de la zona de producción. El martillo no debe de ser operado si la viscosidad del aceite está sobre los 860 cst (114 °E), o por debajo de los 15 cst (2.35 °E).

Los tipos de aceites recomendados para el uso en martillos hidráulicos se observa en el Apéndice F “Tabla de aceites”

Un aceite muy grueso causa en el equipo rompedor:

- Dificultades en el arranque
- El sistema de by pass de los filtros no cumple el filtrado de las impurezas
- Cavitación de las bombas
- Desgaste prematuro de los componentes hidráulicos
- Válvulas pegajosas
- Operación lenta

Un aceite muy liviano causa en el equipo rompedor:

- Pérdida de eficiencia (fugas internas)
- Golpes débiles e irregulares del martillo
- Daño en los empaques y sellos

CAPÍTULO III

PROCESO DE SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

CAPÍTULO III

PROCESO DE SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

3.1 Martillo hidráulico

Factores en la elección de un martillo:

- Características físicas del material a fragmentarse
 - Estructura del material
 - Dureza
 - Tamaño de las piezas (oversize)
 - Número de piezas por hora

- Características del martillo
 - Energía por golpe (m·kg)
 - Golpes por minuto (bpm)

- Producción esperada

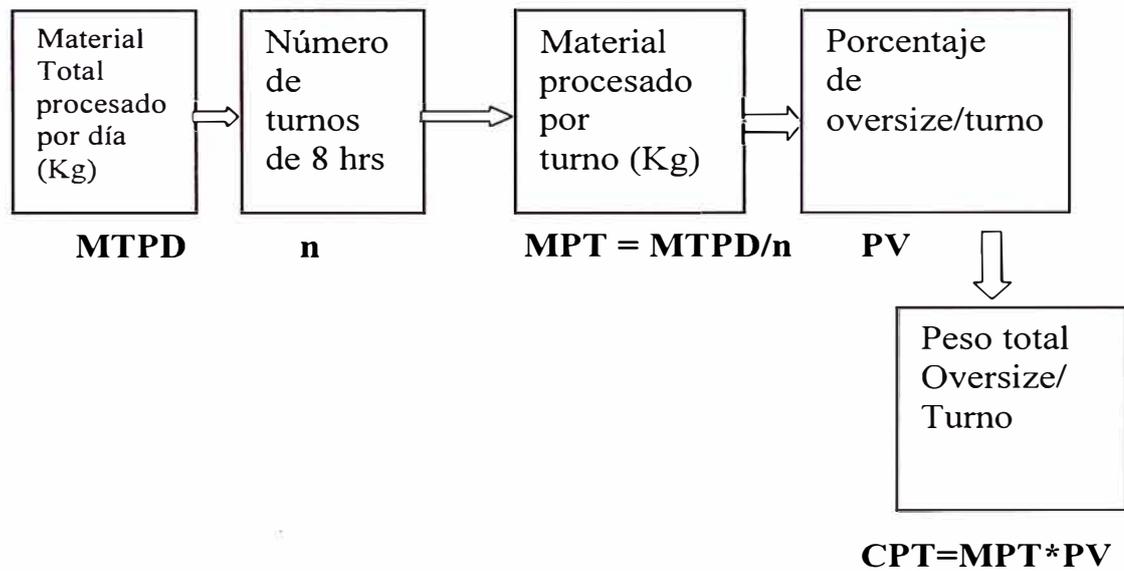
Este es normalmente el factor más importante en la elección de un martillo. “El tiempo es dinero”, por lo que en la mayoría de casos se deberá de elegir entre todas las opciones, el martillo más grande, ya que la producción es un factor crucial en toda empresa.

3.1.1. Datos de entrada

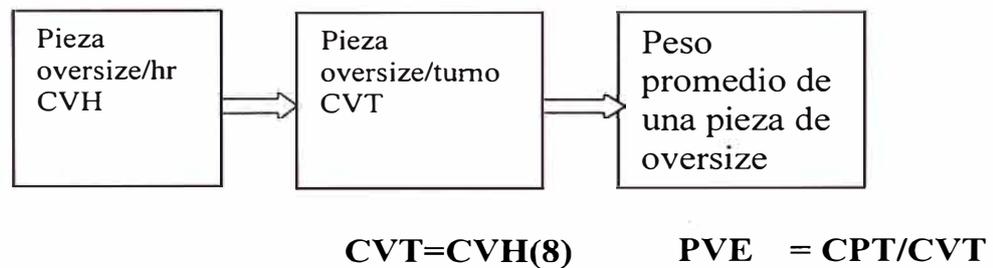
- Tipo de operación
- Producción actual
- Producción propuesta
- Material (dureza)
- Horas de producción
- Porcentaje de oversize

3.1.2. Procedimiento de selección

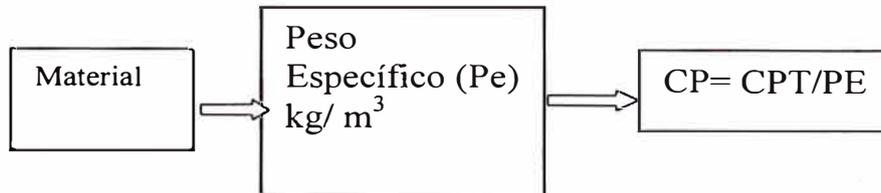
- Cálculo del peso total de oversize



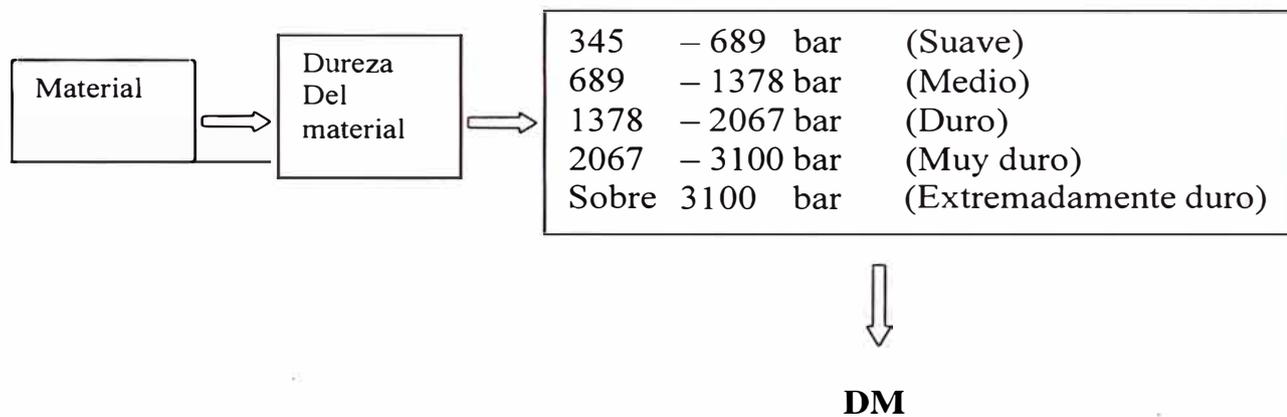
- Cálculo del peso promedio de una pieza de oversize (kg) PVE



- Cálculo de producción ($\text{m}^3/8\text{hrs-día}$) CP



- Tipo de dureza del material (DM, según ASTM C170)



3.1.3. Datos de salida

Los fabricantes de martillos proporcionan tablas de producción de acuerdo al tipo de dureza del material y potencia del martillo (Ver Apéndice C). Con los datos obtenidos en la sección anterior (tipo de dureza y producción), se seleccionan en las tablas los martillos adecuados, siendo el más recomendable (de acuerdo al presupuesto) el de mayor producción

3.2. Localización del pedestal en el área de trabajo

La parte más importante, relativa a la instalación del equipo rompedor es determinar su localización en el área de trabajo. Si el equipo no puede cubrir el área problema, la instalación será deficiente.

Debemos de hacernos las siguientes preguntas:

1. En relación al material que será procesado en la chancadora, ¿Dónde está el área problema?
2. ¿Dónde puede ubicarse el pedestal, para que el brazo pueda cubrir adecuadamente el área problema, además de proporcionar el arrastre del material hacia la chancadora?

Se recomienda que la posición del pedestal sea opuesta a la zona de descarga del mineral, lo que permitirá que el arrastre del mineral se haga hacia el pedestal, sin ninguna acción lateral del brazo.

3. ¿Tendrá la localización propuesta la accesibilidad necesaria para el operador y personal de servicio hacia el pedestal, brazo y martillo hidráulico?

3.3 Brazo

3.3.1 Zona Crítica de trabajo. Elementos geométricos (Gráfico N° 12)

Se debe de determinar el tamaño del brazo de acuerdo a la zona crítica de trabajo, es decir en donde se localiza la zona problema, generalmente la zona central de las chancadoras y los extremos de las parrillas, medidos desde la base del pedestal.

Las dimensiones del brazo se toman desde la bisagra principal del pedestal (desde su unión con el brazo inferior).

El recorrido de la herramienta de corte extendida forma una curva conocida como **alcance máximo**

Se denomina **cobertura vertical** a la curva desarrollada con el martillo en posición vertical.

El área de la curva desarrollada es aquella donde el martillo tiene gran maniobrabilidad para romper y volcar las rocas (ubicarlas para su posterior fragmentación).

3.3.2. Procedimientos de selección

La selección del brazo se realiza de acuerdo al tipo de martillo con que se operará y su recorrido geométrico

La cobertura vertical debe de cubrir el área problema

Los fabricantes de equipos rompedores proporcionan gráficas de las curvas desarrolladas y las longitudes principales de los recorridos geométricos, para cada combinación de martillo y brazo (Apéndice E).

3.3.3. Resultados

- Tamaño del brazo

3.4. Unidad de Potencia

3.4.1. Requerimientos hidráulicos

La selección de la bomba hidráulica se realizará de acuerdo a la presión de trabajo del martillo (requiere la mayor potencia del equipo)

En el caso del tanque hidráulico y filtros, son de tamaño y características estándar para todos los equipos rompedores hidráulicos de un mismo fabricante.

3.4.2. Procedimientos de selección de los componentes principales

- Bomba hidráulica

El caudal y RPM es de acuerdo a la potencia del martillo, de acuerdo a la tabla N° 3:

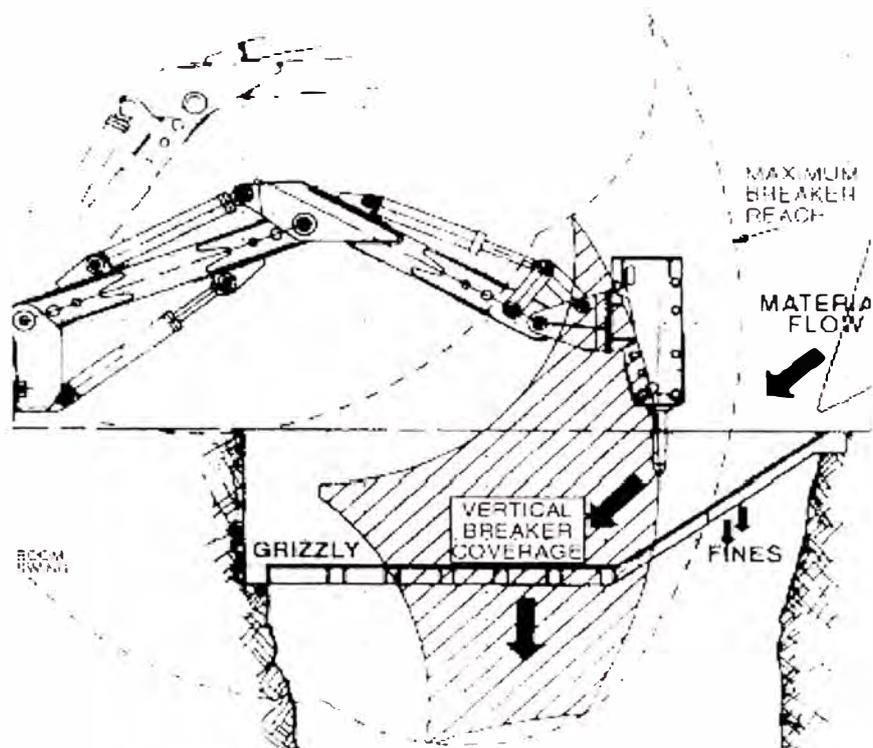


Gráfico N° 12

Zona crítica de trabajo. Elementos geométricos

Tabla N° 3

	BOMBA	
MARTILLO	CAUDAL (lpm¹)	RPM
4	58	1750
5	72	1750
6	98	1750
7	98	1750
8	117	1750
9	185	1750
10	193	1750
11	193	1750

(1) lpm=litros por minuto

3.4.3. Resultados

- Tamaño de bomba (caudal y presión)

CAPÍTULO IV

METODO DE SELECCIÓN DE UN EQUIPO ROMPEDOR DE BANCOS

CAPÍTULO IV

METODO DE SELECCIÓN DE UN EQUIPO ROMPEDOR DE BANCOS

4.1. Requerimientos de operación del equipo

Se requiere un equipo rompedor de bancos para una parrilla selectora en una mina subterránea.

- | La ubicación de la parrilla selectora se observa en la gráfica N° 13.
- La parrilla subterránea se encuentra a 1.30 mt. bajo el nivel de descarga del material. El área problema se encuentra entre los puntos A y B
- La altura del techo es de 4.00 mt.

- Material (dureza) 1585 bar
- Horas de producción 16 horas (8 hr/turno)
- Porcentaje de oversize 30 %

Procedimientos de selección

- Cálculo del peso total de oversize (en kg)

MTPD (Kg)	n	MPT (Kg)	PV	CPT (kg)
5000000	2	250000	0.3	75000

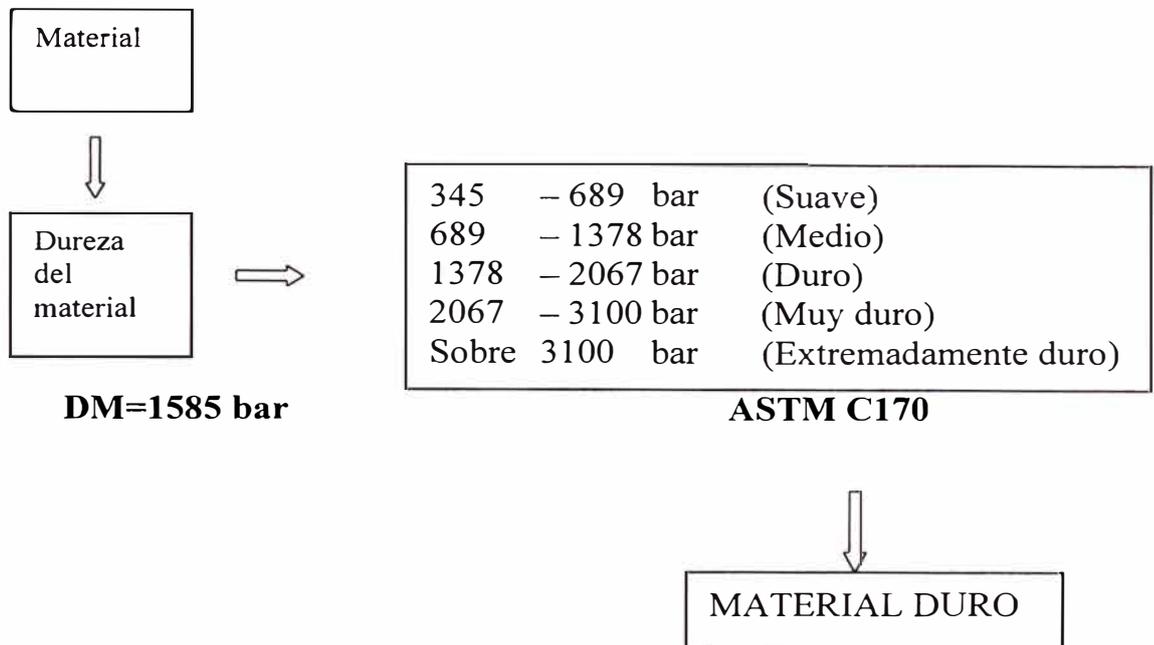
- Cálculo del peso promedio de una pieza de oversize (kg) PVE

CVH	CVT	PVE (kg)
10	80	937.50

- Cálculo de producción ($m^3/8hrs$ -día) CP

CPT	Pe (kg/m^3)	CP
75000	8826.2	8.5

- Tipo de dureza del material



Datos de salida

Producción (m³/8hrs-día): 8.5

Tipo de material: Duro

Mod.	4	5	6	7	8
Duro	12-23	15-39	93-131	116-174	154-216
Mod.	9	10	11	12	13
Duro	193-309	212-347	232-386	309-463	425-579

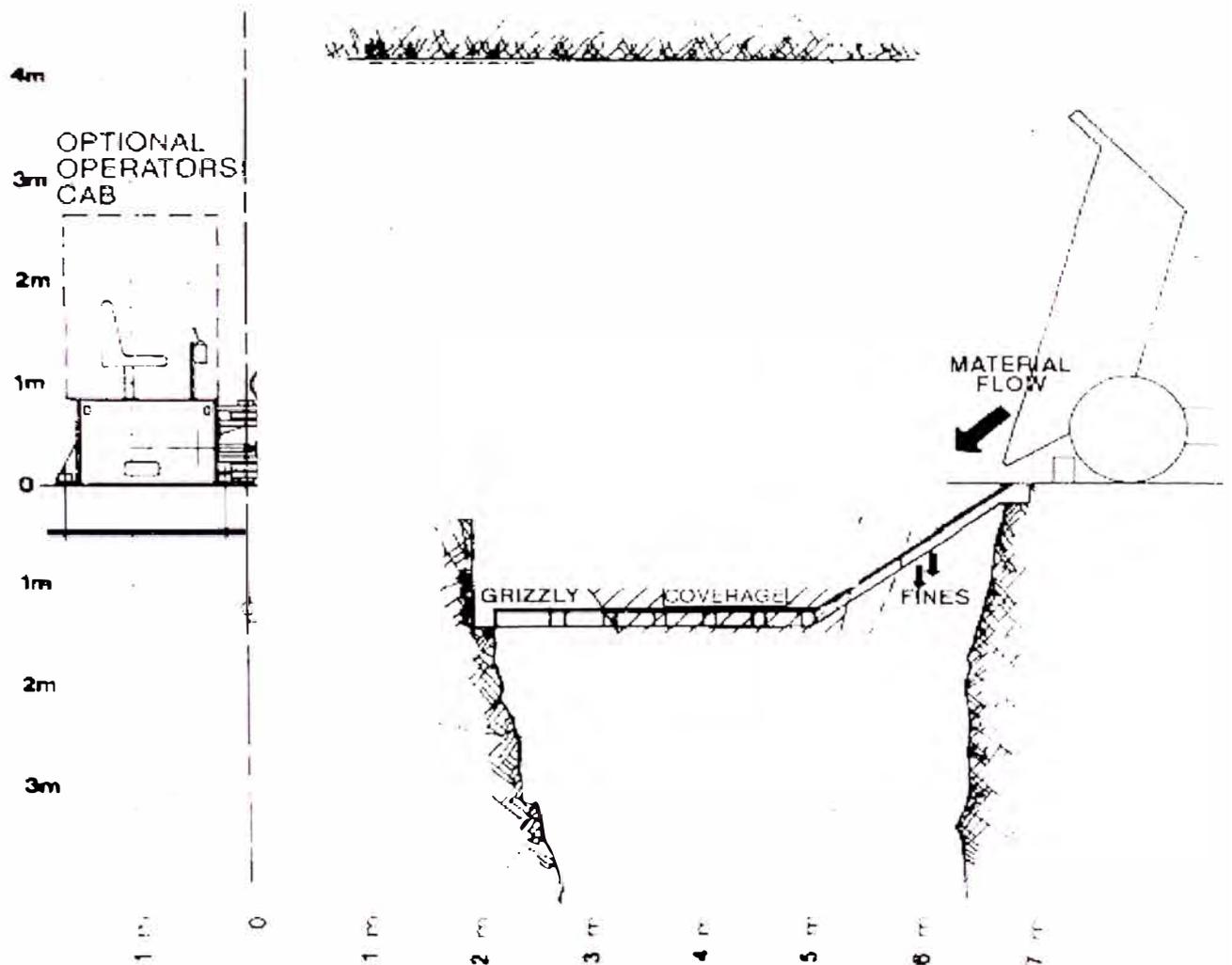
Consideramos que el martillo Mod. 4 cumplirá con los requerimientos solicitados ampliamente, incluso si la producción futura aumentara.

4.2.2. Pedestal

De acuerdo a la geometría del área problema el pedestal será ubicado en posición opuesta a la zona de descarga de mineral (el arrastre de los bancos se hará hacia el pedestal), sin ninguna acción lateral del brazo.

Gráfico N° 14

Posición del Pedestal

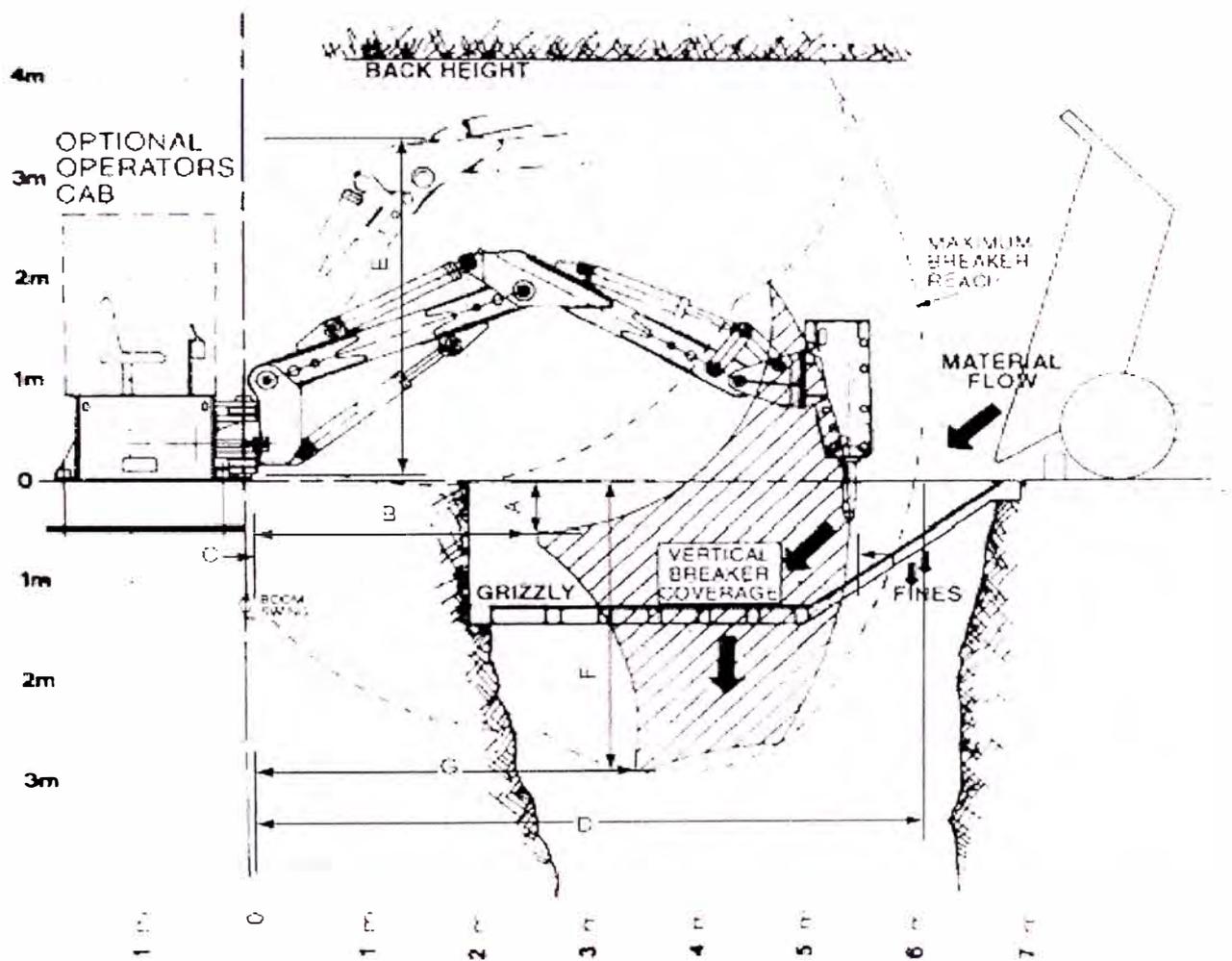


4.2.3. Brazo

De acuerdo a la cobertura vertical del área problema y con el uso de la tabla proporcionada por el fabricante, el brazo adecuado es el tipo B1

Gráfico N° 15

Brazo Seleccionado



BRAZO	MARTILLO	A	B	C	D	E	F	G
B1	4	0.8	1.9	5.2	5.9	3.7	3.0	3.5

4.2.4. Unidad de potencia

De acuerdo al martillo (Modelo 4), se procede a seleccionar la bomba hidráulica, según la tabla N° 3 (pág. 41), proporcionada por el fabricante:

	BOMBA	
MARTILLO	CAUDAL (lpm ¹)	RPM
4	58	1750

(1)lpm: litros por minuto

4.3. Resultados

Pieza	Descripción
Martillo	Modelo 4 Producción 12-23 m ³ /8hrs-día
Localización del pedestal	El pedestal será ubicado en posición opuesta a la zona de descarga de mineral, lo que permitirá que el arrastre de los bancos se realicen hacia el pedestal, sin ninguna acción lateral del brazo
Brazo	Modelo B1
Bomba hidráulica	58 lpm/1750 RPM Desplazamiento variable, 7 pistones (lpm:litros por minuto)

CAPÍTULO V
MANTENIMIENTO PROPUESTO

CAPÍTULO V

MANTENIMIENTO PROPUESTO

Introducción

De acuerdo a la diversa experiencia en operación y tecnologías desarrolladas por fabricantes en equipos rompedores de bancos, considero por conveniente introducir mejoras en los programas de mantenimiento de los fabricantes de tal forma que estos se adecuen a la realidad nacional, dado que en muchos casos los resultados de medición obtenidos se apoyan en criterios teóricos y prácticos que no consideran su aplicación en un medio geográfico como el nuestro.

5.1. Selección de elementos críticos del equipo

Hemos seleccionado los siguientes componentes, debido a que las fallas que se producen en éstos disminuyen el tiempo de vida útil y los costos de reparación y mantenimiento son elevados. Asimismo se describen en cada uno de los elementos las causas particulares de su selección (Ver también Apéndice L)

5.1.1. Aceite hidráulico

Componente vital en el equipo, ya que su contaminación acarrea daños cuyas reparaciones son costosas, por ejemplo el cambio de una bomba o válvulas de control, además de la parada de máquina y producción. (Ver también Apéndice M)

5.1.2. Herramienta

Única pieza en contacto directo con la roca a romper, por lo que cualquier falla en la herramienta repercute en la operación del equipo

5.1.3. Bocina portaherramientas

Pieza muy costosa que generalmente se daña debido a un inapropiado engrasado de la herramienta, así como la poca limpieza de la misma.

5.1.4. Bomba hidráulica

Es la parte principal del equipo, y cualquier falla en la bomba repercute en la performance del rompedor. (Ver Apéndice N)

5.2. Elaboración de cartillas de mantenimiento preventivo

Se implementarán cartillas de mantenimiento preventivo que contengan las piezas y la periodicidad, en base a la experiencia personal y lo recomendado por el fabricante. Las cartillas elaboradas se incluyen en 5.3.2. y 5.3.3.

5.3. Mantenimiento preventivo recomendado

5.3.1. Prioridad del equipo rompedor de bancos:

De acuerdo a los criterios contenidos en la tabla N° 4, el equipo rompedor tiene una puntuación de 31 puntos, que corresponde a un equipo crítico:

Tabla N° 4

Área	Ítem	Evaluación	Evaluación Estándar
P R O D U C C I Ó N	1. Grado de utilización del equipo	4 2 1	80 % ó más: 4 Entre 80% y 60%: 2 60 % o menos: 1
	2. Existe equipo de repuesto?	5 4 2 1	No, ó sí pero consume muchas H-H: 5 Disponible en otras áreas: 4 Cubierto con stock: 2 Existe equipo de repuesto: 1
	3. Proporción de productos de tipo similar manipulado o producido por el equipo	4 2 1	100-75 %: 4 0-35%: 1 35-75% 2
	4. Hasta qué grado un fallo afectará a otros procesos?	5 4 2 1	Afecta a la planta entera: 5 Afecta fundamentalmente a otros procesos: 4 Afecta fuertemente a otros procesos: 2 Solamente afecta a su centro de mecanizado: 1
MAN TE NI MI EN TO	5. Frecuencia de fallos en términos de costes de reparaciones mensuales	4 2 1	Más de USD 5000: 4 Menos de USD 3000: 1 USD 3000 USD 5000: 2
	6. Tiempo medio de reparación MTTR	4 2 1	MTTR superior a hrs: 4 Menos de 1 hr: 1 1 - 3 hrs: 2
SE GU RI DAD	7. Hasta qué punto un fallo afecta al entorno del trabajo	5 4 2 1	Puede ser peligroso para personas: 5 No afecta significativamente: 1 Detiene el trabajo: 4 No afecta :2
CA LI DAD	8. Cómo afecta al producto acabado la operación del equipo	5 4 2 1	Decisivamente: 5,4 No significativamente: 1 Algo: 2

A (equipo de alta prioridad) : 30 o más puntos

B : 20 a 29 puntos

C: 9 puntos o menos

5.3.4. Recomendaciones

- **Martillo**

El operador del equipo con frecuencia sigue percutando por breves segundos luego de la fragmentación de la roca. En estas circunstancias la fuerza o energía de impacto la absorben los pines de retención y la cabeza de la herramienta, provocándole fatiga y envejecimiento prematuro, por lo que se sugiere que la operación del equipo se realice con operadores que hayan recibido entrenamiento previo por parte del representante del fabricante.

- **Herramienta**

-Usualmente en las minas los criterios de producción de la superintendencia de minas y la falta de personal de mantenimiento, no permite el engrasado apropiado de la herramienta del martillo (cada ocho horas de operación, como lo recomiendan los fabricantes), ocurriendo desgaste por fricción entre metales (bocina portaherramientas y herramienta) y corrosión de la herramienta

-Se ha observado en algunos casos que la grasa utilizada en el martillo no es la apropiada (a base de bisulfuro de molibdeno).

-Hay operadores que utilizan la herramienta como palanca, ocasionando esfuerzos de flexión y rotura.

- **Contaminación de las válvulas de control**

-Debido al ambiente contaminado al interior de una mina subterránea, las válvulas de control, del banco de válvulas del rompedor, alojan micro partículas metálicas, interfiriendo en la operación normal de los componentes electrónicos de las válvulas electro hidráulicas.

-Cualquier reparación de un componente hidráulico debe de ser realizada en un ambiente no contaminado, (en superficie), por lo que el desmontaje, carguío, reparación y montaje de una pieza hidráulica defectuosa demanda un tiempo de parada, que por lo general no es autorizado por los responsables de mina, ocasionando daños severos en el rompedor hidráulico.

- **Accite hidráulico**

La contaminación del sistema hidráulico, y por tanto, el deterioro de sus componentes, se debe al ingreso de materiales sólidos durante la operación del martillo. Recomendamos realizar análisis periódicos de aceites con el fin de evitar daños mayores en los componentes hidráulicos, principalmente en la bomba hidráulica.

- **Válvulas de control**

Debido a la contaminación normal que existe en las minas bajo tierra, los vástagos (spools) de las válvulas se ensucian rápidamente, ocasionando movimientos lentos en los cilindros del brazo y una operación deficiente del martillo

5.4. Análisis de aceites

Prueba típica de mantenimiento predictivo, que da como resultado las características químicas del aceite, indicando la cantidad de contaminantes en la muestra.

5.4.1. Procedimiento

- Seleccionar los equipos que van a estar incluidos en el programa.
(Rompedor hidráulico)
- Recopilar la información técnica de los mecanismos seleccionados.(Bomba hidráulica)
- Establecer una frecuencia de monitoreo.
- Diseñar la ruta de monitoreo y colocarle a los equipos seleccionados una válvula de drenaje para tomar la muestra de aceite.

Ejecutar la ruta de monitoreo llevando a cabo las siguientes acciones:

- Toma de la muestra de aceite
- Se le toma una muestra de aceite al equipo, dejando salir previamente cierta cantidad de aceite con el fin de que la muestra sea lo más representativa posible de la condición real bajo la cual está trabajando el aceite dentro del equipo
- El aceite que se sacó previamente no se debe botar sino que si está en buenas condiciones vuelve y se le aplica al equipo y si no, se recoge y se va almacenando para dializarlo posteriormente

5.4.2. Reportes

- Índice de corrosión

El incremento de este índice es el resultado del incremento de la conductividad eléctrica causada por la presencia de iones y moléculas polarizadas, condición que lleva al incremento del desgaste y corrosión

- Índice de contaminantes

Este parámetro refleja el nivel de contaminantes insolubles en el lubricante

- Índice ferromagnético

Este índice es sensible a la presencia de partículas ferromagnéticas, incrementándose linealmente con el tamaño y concentración de éstas (ppm)

- Indicador de contaminantes macroscópicos

Es la presencia de grandes gotas de agua o de partículas metálicas de dimensiones mayores de 20 a 60 micras. Un valor diferente de cero requiere un análisis total del lubricante en el laboratorio

- Indicador de partículas ferromagnéticas macroscópicas

Indicador cualitativo de la presencia de partículas ferromagnéticas grandes. Un valor diferente de cero de éste índice requiere un análisis total del lubricante en el laboratorio.

La tabla N° 5 muestra los límites máximos de partículas (ppm) en sistemas hidráulicos

Tabla N° 5

Prueba de análisis de aceite	Límite (ppm)
Espectroquímico (Silicio)	15
Espectroquímico (Cobre)	12
Espectroquímico (Fierro)	26

5.4.3. Programación

- Análisis periódico del aceite
- Anexar nombre y código del equipo, nombre, volumen, temperatura de operación y cantidad añadida entre cambios de aceite; medio ambiente en el cual trabaja el equipo
- Asignación de la frecuencia con la cual se van a monitorear los aceites del equipo
- Envío de las muestras al laboratorio
- Emisión de un informe técnico a la empresa con los resultados obtenidos y las recomendaciones que es necesario llevar a cabo

5.4.4. Resultados del análisis del aceite hidráulico de un equipo rompedor

- Desgaste

Materias ferrosas	28
-------------------	----
- Degradación

Oil life	11.6
Corrosión	6.1
- Contaminación

Materias no ferrosas	33
----------------------	----

Diagnóstico:

Aceite hidráulico con excesivas partículas ferrosas en suspensión y degradado químicamente.

Recomendaciones:

- Desmontaje y despiece de la bomba hidráulica, para la reposición de piezas con desgaste prematuro
- Revisión total del sistema hidráulico, para detectar posibles focos de contaminación
- Cambio inmediato del aceite hidráulico

5.4.5. Tribología

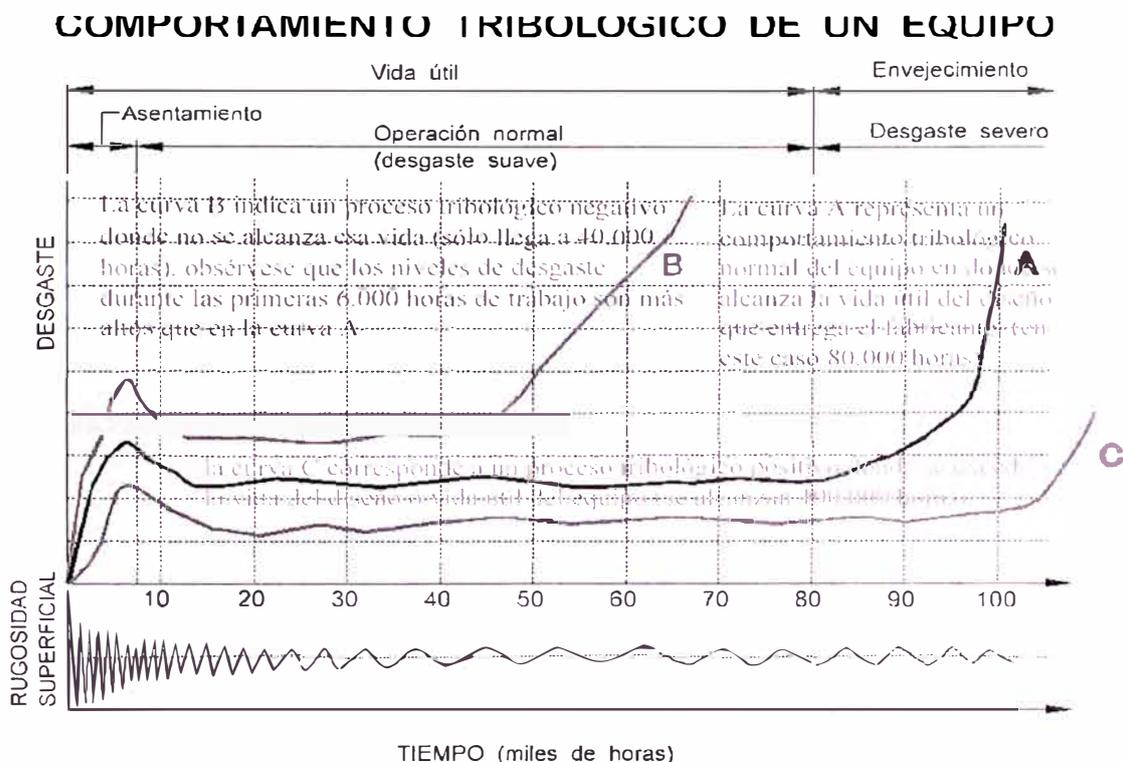
La palabra TRIBOLOGIA¹ procede del griego tribos (frotamiento) y "logos estudio", por tanto la "Tribología" es el estudio de la fricción. La definición académica más aceptada es "...la Ciencia y la Tecnología de la interacción de las superficies con movimientos relativos y las prácticas relativos a ellos..."

La prolongación de la vida útil de los componentes mecánicos por medio del control del desgaste se ha convertido durante la última década, en una importantísima herramienta para la reducción de los costos de producción en las industrias pesadas y medianas.

¹ Ver Apéndice O "La Tribología considerada como ciencia multidisciplinaria"

El monitoreo del control del desgaste constituye ahora uno de los principales objetivos, tanto en el diseño mecánico como en las operaciones de mantenimiento.

En el equipo rompedor de bancos, y concretamente en el sistema hidráulico, el monitoreo del aceite brindaría el soporte técnico necesario para la variación de la reposición periódica de elementos, recomendada por el fabricante, principalmente en la bomba hidráulica. El siguiente diagrama muestra el comportamiento tribológico típico de un equipo



CONCLUSIONES

1. Las empresas que decidan utilizar equipos rompedores deberán de realizar estudios de la producción actual y futura de la mina, así como el análisis estadístico de la cantidad de oversize, durante un periodo apropiado de tiempo. Los resultados obtenidos servirán en la elección del equipo adecuado y proyectado a cubrir necesidades futuras de la empresa.
2. La experiencia personal señala que la mayoría de fallas en los rompedores se deben a una inadecuada operación y escaso mantenimiento, en especial del martillo. El representante del fabricante deberá (a la entrega del equipo) entrenar y calificar a por lo menos tres operadores y dos mecánicos.

3. El mantenimiento de un equipo debe de reflejarse en cifras y formatos de informe, los que deben ser analizados por el departamento de mantenimiento, quienes deberán tomar las medidas correctivas de lo sugerido por el fabricante. Equipos operando en diferentes ambientes requieren mantenimientos distintos.
4. De acuerdo a los resultados del numeral 5.3.1., el equipo rompedor de bancos es de alta prioridad, por lo que su mantenimiento y operación deberán de ser observados y mejorados continuamente.
5. Los departamentos de producción, en muchos casos, contribuyen a un inadecuado mantenimiento de los equipos, al no permitir que éstos paren para realizárseles mantenimientos de rutina, y se vea perjudicada la producción (los costos de mantenimiento correctivo se elevan).
6. Es recomendable, (si la producción de la empresa lo amerita), tener un martillo de repuesto (en stand by)
7. Los propietarios de los equipos deben de utilizar repuestos originales. En muchos casos y por desconocimiento del área de mantenimiento, se han utilizado repuestos elaborados en el país, con materiales de menor calidad a los originales, ocasionando pérdidas económicas cuantiosas
8. El departamento de mantenimiento debe de contar con un stock de repuestos mínimo, que aseguren el funcionamiento continuo del equipo

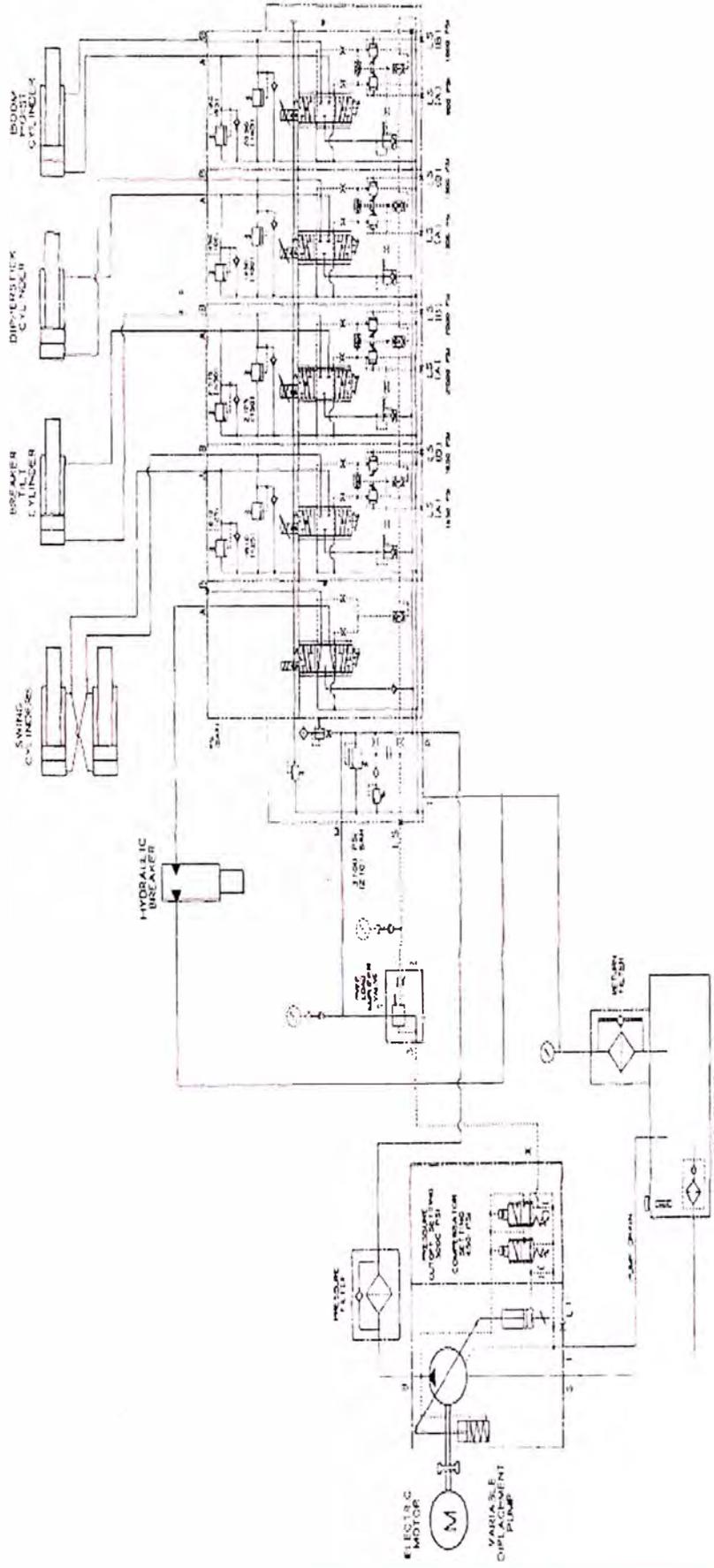
BIBLIOGRAFIA

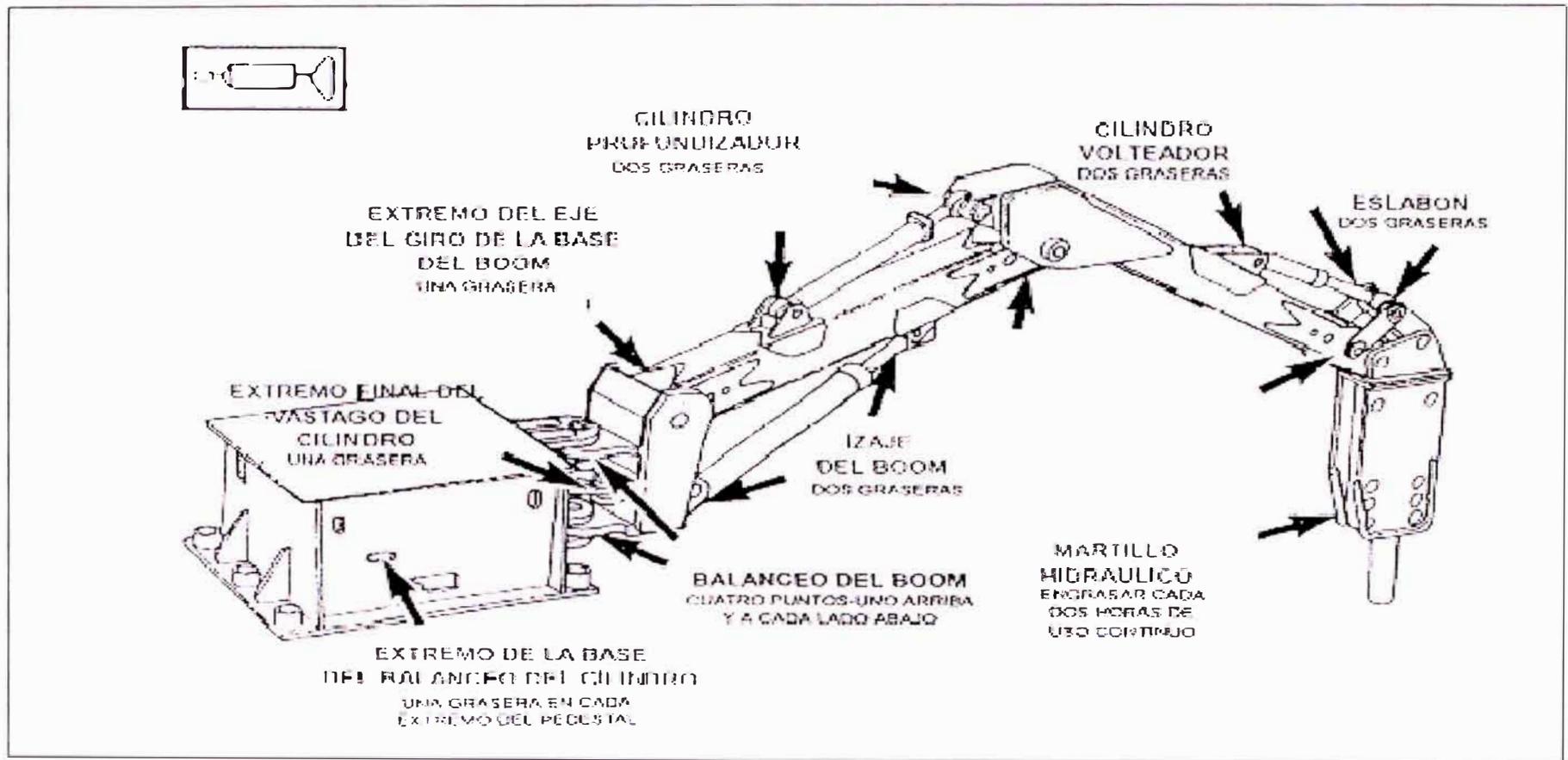
- Manual de válvulas Danfoss
- Manual de operación de equipos rompedores de bancos BTI
- Manual de mantenimiento de equipos rompedores de bancos BTI
- Manual de partes de quipos rompedores de bancos BTI
- Manual de bombas Rexroth
- Mantenimiento Predictivo basado en la Confiabilidad

Ing. Ernesto Sanguinetti R.

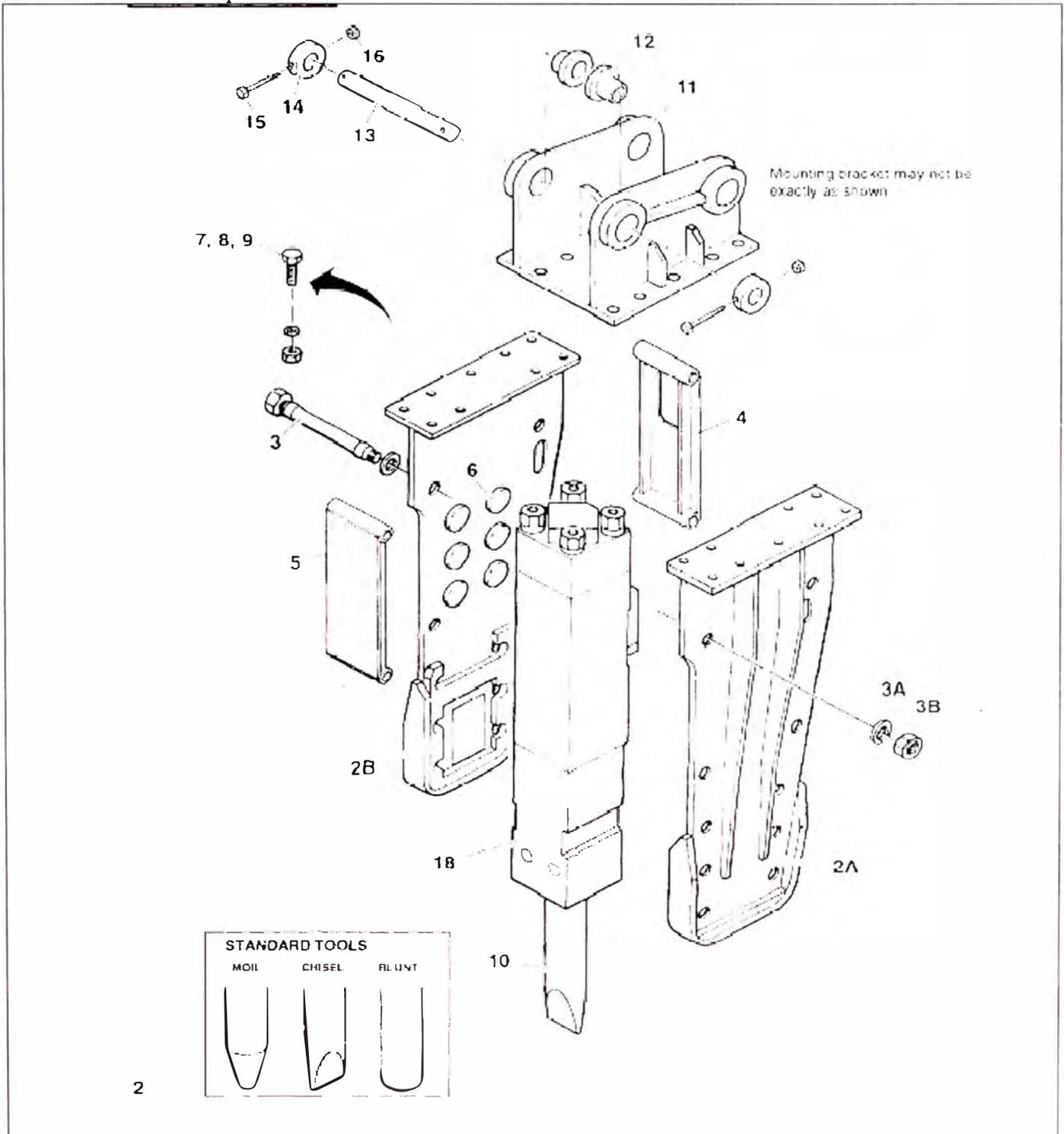
PLANOS

Plano N° 1 Sistema hidráulico del un equipo rompedor de bancos





Plano N° 3 Despiece de un martillo hidráulico



HYDRAULIC BREAKER PARTS			
ITEM	PART NUMBER	QTY.	DESCRIPTION
1	4	1	HYDRAULIC BREAKER, includes items 2 thru 44
2	9000817	1	SIDE PLATE SET, includes items 2A and 2B sold as set only
2A	-	1	Left Side Plate
2B	-	1	Right Side Plate
3	9000547	10	BRACKET BOLT ASSEMBLY, includes items 3A and 3B
3A	-	10	Hex Nut
3B	-	10	Washer
4	9000617	1	VALVE SIDE BRACKET COVER (where applicable)
5	9000618	1	BACK SIDE BRACKET COVER (where applicable)
6	9000551	12	ANTI - VIBRATION RUBBER
7	9000568	18	HIGH TENSION BOLT
8	9000569	18	HIGH TENSION HEX NUT
9	9000570	36	HIGH TENSION WASHER
10	TB900-B-1170	1	BLUNT TOOL
	TB900-C-1263	1	CHISEL TOOL
	TB900-M-1170	1	MOIL TOOL
11	***	1	TOP MOUNT BRACKET
12	***	4	SLIP-IN BUSHING
13	***	2	PIN
14	***	4	COLLAR
15	1911066	4	BOLT 3/4" NC X 7" lg. Gr.5
16	1932020	4	3/4" LOCKNUT
17	9004770	1	ACCESSORY TOOL BOX (not shown, see page 8)
18	TB975B	1	TB975 HYDRAULIC BREAKER -BARE, includes items 19 to 44

APENDICE

A. Tabla de pesos específicos de minerales

MATERIAL	Peso específico (kg/m ³)
Aluminio	2619.29
Latón fundido	8476.97
Bronce	8080.10
Cobre fundido	8826.20
Hierro fundido	7143.50
Hierro forjado	7699.12
Plomo fundido	11239.12
Acero fundido	7778.49
Acero laminado	7857.86
Estaño fundido	7286.38
Zinc fundido	6984.76
Roca fosfática triturada	1746.19
Basalto macizo	2984.40
Cemento Pórtland	1587.45
Arcilla seca	1071.24
Arcilla refractaria	1349.33
Cemento sílice	2016.06
Antracita	857.22
Carbón vegetal	206.37
Coque	417.44
Tierra arcillosa seca suelta	1206.46
Tierra arcillosa compacta	1508.07
Granito triturado	1633.31
Yeso triturado	1587.45
Cal viva, en terrones sueltos	841.35
Cal en piedra, rocas grandes	2666.91
Piedra caliza	1543.35
Limonita triturada	2451.14
Magnetita triturada	3250.15

B. Tabla de propiedades mecánicas de minerales

Material	Esfuerzo de compresión (kg/m ²)
Basalto	84007.88
Conglomerado	35748.03
Diabase	86867.72
Diorita	17874.02
Dolomita	37892.92
Gneiss	42718.90
Granito	44685.04
Caliza	31279.53
Roca ígnea	74713.39
Mármol	24308.66
Piedra arenisca	40931.50
Pizarra	38965.36
Sianita	48081.10

C. Tabla de producción de martillos hidráulicos

Producción (m³/8hrs-día)

Mod.	1	2	3	4	5	6	7	8
Suave	4.6-11	10-20	31-54	38-62	54-100	77-154	100-193	139-270
Medio	1.5-6	6-12	12-27	15-31	23-46	54-108	62-123	93-193
Duro				12-23	15-39	93-131	116-174	154-216
Muy duro						46-77	77-154	116-193

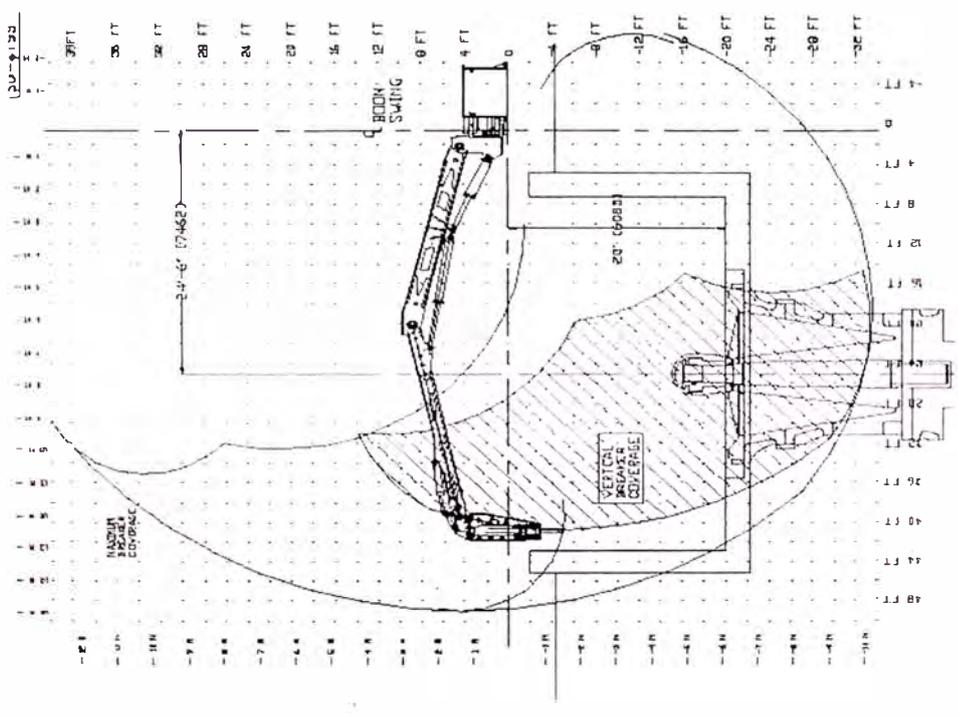
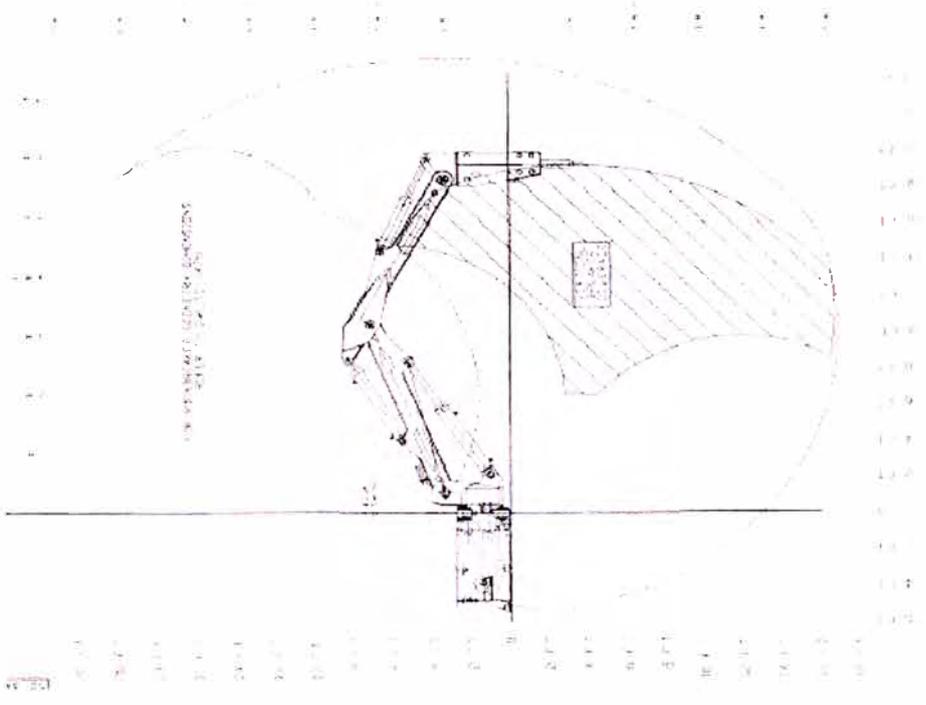
Mod.	9	10	11	12	13
Suave	290-386	348-463	463-618	561-741	695-1158
Medio	154-270	174-290	193-309	348-502	540-772
Duro	193-309	212-348	232-386	309-463	425-579
Muy duro	154-270	174-290	212-328	251-386	309-540

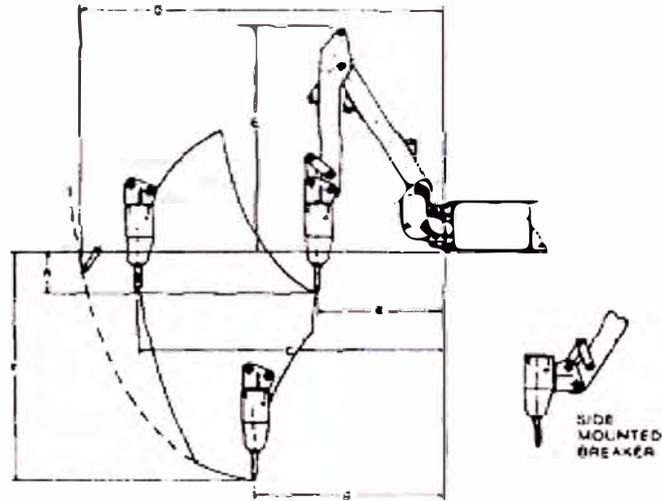
D. Tabla de especificaciones generales de martillos hidráulicos

Mod.	BPM	Peso (Kg)	Q req (lpm¹)	P trab (bar)
1	600-1070	132	19-34	79-138
2	550-1000	195	26-45	96-148
3	600-1200	254	45-68	96-148
4	550-1000	272	34-61	96-148
5	550-1000	372	45-79	96-148
6	550-1000	485	45-79	96-148
7	600-900	590	68-110	110-165
8	600-900	719	68-110	110-165
9	450-700	840	68-110	117-165
10	450-700	1018	68-110	117-165
11	430-600	1136	98-140	117-165
12	450-600	1950	182-219	138-176
13	410-500	2540	182-219	127-165

(1) lpm: litros por minuto

E Geometría de sistemas brazo-martillo





BRAZO	MARTILLO	A	B	C	D	E	F	G
B1	4	0.8	1.9	5.2	5.9	3.7	3.0	3.5
B2	7	1.4	1.7	5.1	6.2	3.7	3.7	2.7
B3	9	1.8	2.1	4.9	7.2	3.7	4.1	3.0
B4	5	0.9	2.0	5.8	7.3	4.3	4.4	3.2
B5	7	0.9	2.1	5.8	7.8	4.3	5.3	3.2
B6	9	1.4	2.3	5.9	7.9	4.3	5.6	3.2
B7	7	0.2	3.4	7.3	9.3	5.8	6.6	4.0

Longitudes en metros

F. Tabla de aceites hidráulicos

ACEITE	VISCOSIDAD (+ 40) C cSt (E)	Rango permitido de temperatura de operación °C	Rango de temperatura de operación ideal °C
SHELL TELLUS OIL T32 T37 T46	32 (4.35) 37 (4.95) 46 (6.15)	-15...+60 -10...+65 -5...+70	35...53 40...56 42...60
MOBIL DTE13 DTE15 DTE16	29 (3.95) 40 (5.35) 58 (7.70)	-20...+62 -13...+72 -8...+80	32...52 40...61 48...71
TEXACO HDZ15 HDZ32 HDCZ68	16 (2.45) 32 (4.35) 65 (8.60)	-20...+43 -20...+65 -9...+80	15...35 35...55 55...80
ESSO HP32 HP46	30 (4.10) 45 (6.00)	-17...+60 -12...+75	32...50 45...65

G. Tabla de dureza de materiales ASTM C170

Rango de esfuerzo de compresión (bar)	Dureza
345-689	(Suave)
689-1378	(Medio)
1378-2067	(Duro)
2067-3100	(Muy duro)
Sobre 3100	(Extremadamente duro)

H. Mantenimiento actual de un equipo rompedor de bancos

Mantenimiento diario

1. Cada dos horas de operación engrasar la herramienta con grasa tipo Moly-alloy
2. Revisar el desgaste de la zona inferior de la herramienta y bocinas
3. Revisión visual de los pines de retención y verificación de su giro
4. Revisión visual del ajuste de tuercas

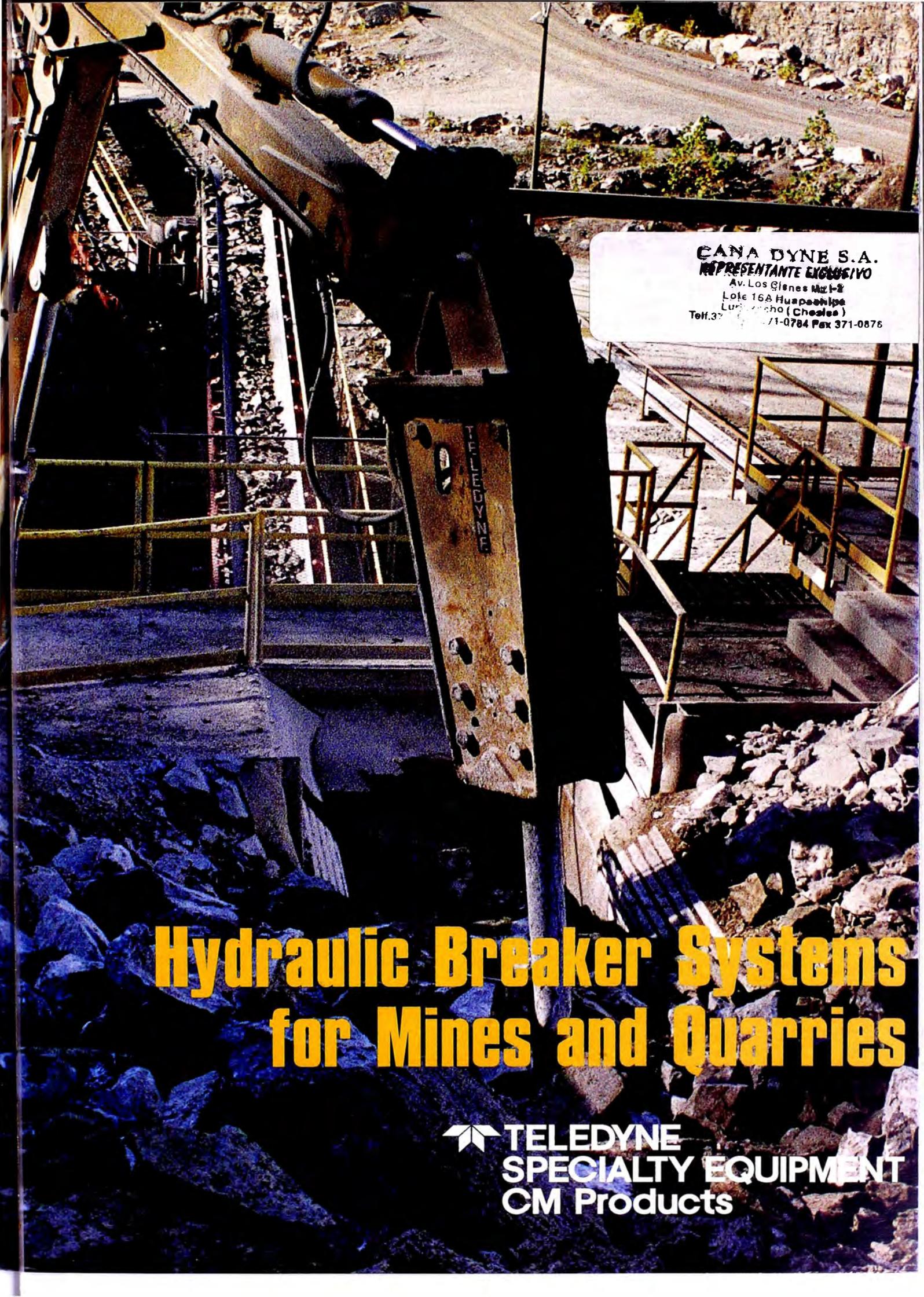
Mantenimiento cada 100 horas

1. Cambio del filtro de aceite
2. Desmontar la herramienta y revisar las zonas entre bocinas, buscando altorrelieves y retirarlos
3. Revisión del torque de todas las tuercas

Mantenimiento cada 1000 horas

1. Revisar la presión de la válvula de alivio del sistema de control hidráulico
2. Revisión general de aceites y filtros
3. Inspección completa del martillo. Reemplazar todos los sellos e inspeccionar las zonas de desgaste.

I. Brochure N° 1.**Sistemas de Rompedores Hidráulicos de bancos Teledyne**



CANA DYNE S.A.
REPRESENTANTE EXCLUSIVO
Av. Los Glencs 1421-2
Lote 16A Huapachipa
Luzenango (Cheles)
Telf. 371-0784 / 371-0784 Fax 371-0876

Hydraulic Breaker Systems for Mines and Quarries

 **TELEDYNE**
SPECIALTY EQUIPMENT
CM Products

TELEDYNE BREAKER SYSTEMS YOUR KEY TO INCREASED PRODUCTION AND PROFIT

AT A STATIONARY
PRIMARY...

ON A PORTABLE...
Primary or Recycling



UNDERGROUND...



OR ON A MOBILE
CRUSHER

TELEDYNE BREAKER SYSTEMS GIVE YOU THESE BENEFITS

ELIMINATION OF CRUSHER JAMS FOR INCREASED PRODUCTION since oversize is broken quickly in the feeder and/or crusher.

STEADIER FLOW OF MATERIAL TO SECONDARY OPERATION — Both breaking and raking ensure a smooth steady flow.

GREATER LOADING & HAULING EFFICIENCY without having to sort oversize on the quarry floor.

GREATER PERSONNEL SAFETY since men no longer need to enter the feeding area or crusher to remove oversize.

NO OBLIGATION, ON SITE SURVEY OF YOUR PLANT — This survey by Teledyne engineers provides you with specific equipment recommendations and installation drawings to ensure maximum performance.

BREAKER SELECTION TO MATCH YOUR ROCK REQUIREMENTS — Choose from models ranging from 850 to 7500 ft. lb. class.

BOOM SELECTION TO MATCH YOUR CRUSHER — Choose from models with reach from 12 to 35 feet.

POWERFUL ELECTRIC-HYDRAULIC POWER PACKS matched to the boom/breaker unit you select.



TELEDYNE PROVIDES INSTALLATION DRAWINGS.



FER — MEN NO LONGER ENTER FEEDER AREA
(CRUSHER!



TELEDYNE ENGINEERS MAKE A
NO OBLIGATION SITE SURVEY
OF YOUR PLANT.

TYPICAL COMMENTS FROM OWNERS

Ken Mulzer
Mulzer Crushed Stone
Bell City, Indiana



"Our first Teledyne worked so well that we installed them at all five of our quarries."

Paul C. Mellott, Jr., Executive Vice President,
H.B. Mellott Estates and Chairman of the
National Stone Association



"I recommend installing a Teledyne boom system at every primary crusher. In addition to increasing production, they represent an outstanding advance in safety."

Larry Bowers, Chief Engineer
Florida Rock Industries
Forest Park, Georgia



"We've used other boom systems but there's no comparison to Teledyne. We can't run the primary without it."

Teledyne's rugged construction is reflected in all components from the oversize pins of hardened alloy steel to the temperature-enhanced weldable, high tensile strength steel for the pedestal, swing post, booms and links.

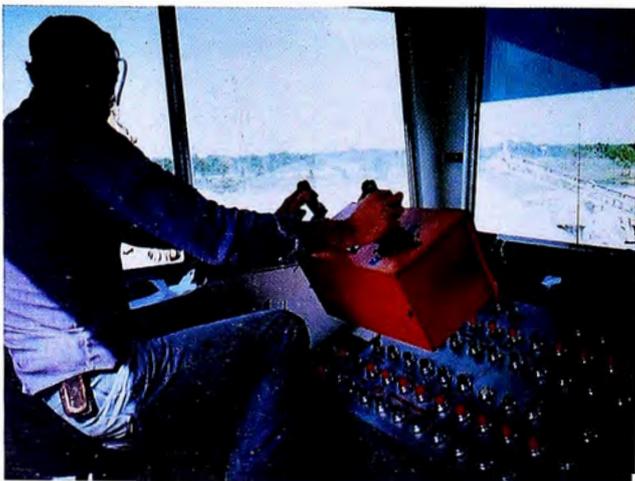
Teledyne booms feature tough, rugged, heavy duty construction that will stand up to the operating conditions in mines and quarries. The booms are all built from heavy wall, rectangular tubing reinforced on the ends with heavy duty structural steel plate.

This "over design" coupled with the latest techniques of manufacturing have earned Teledyne Booms an enviable record of availability and low maintenance.

TELEDYNE BUILDS THEM TOUGHER



CONTROL SYSTEMS TO MATCH YOUR INSTALLATION



Teledyne offers a wide range of control systems to operate the boom and breaker: (1) standard controls on the pedestal base; (2) remote hydraulic controls; and (3) electro-hydraulic remote controls providing complete control of the boom and breaker with two multi-function joysticks. Teledyne field engineers will review details of these control systems with you while making their on site survey of your operation. This will ensure a system that best suits your physical layout and requirements.

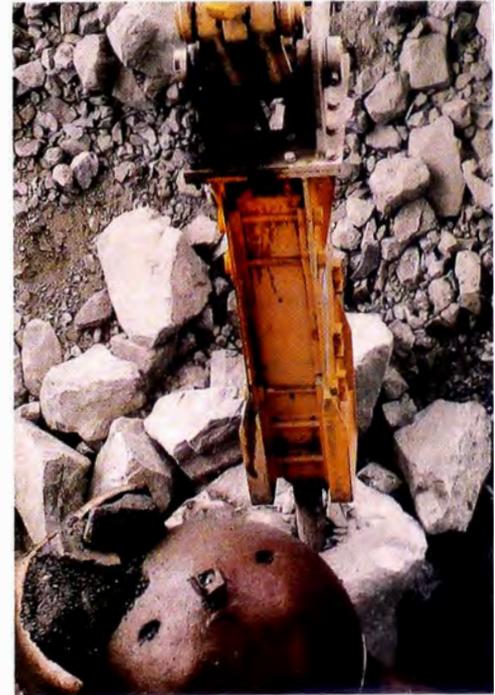
A variety of control systems are available for your control room.



On a jaw crusher...



on a gyratory crusher.

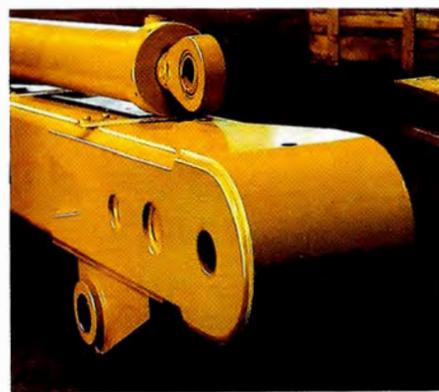


on a grizzly — with sidemount breaker



The massive fabricated swing post assembly prevents flexing when the boom is working.

Extra Heavy welds insure penetration and strength. All welds are made with the submerged arc process. Teledyne double acting cylinders are all heavy duty with oversized hard chrome plated piston rods. **Both ends** of all boom cylinders are protected from side loading by self aligning spherical bearings.



Twin 5" diameter swing cylinders provide 170° accurate positioning and superior side raking power through a rugged, heavy duty swing post structure.

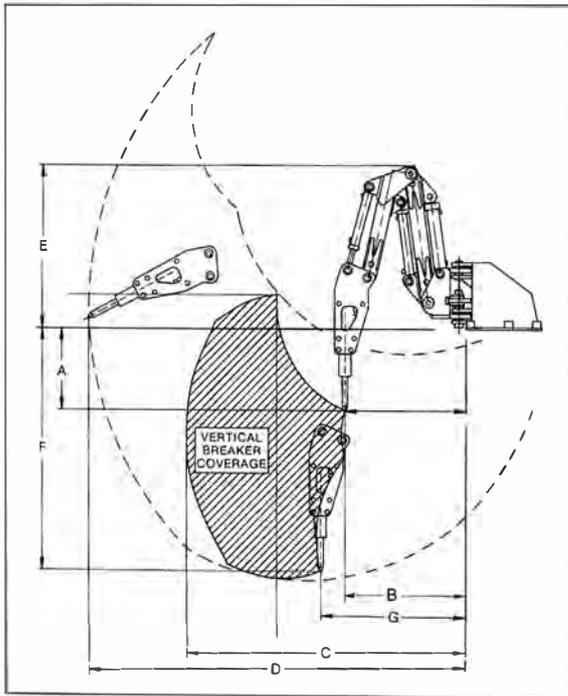


Teledyne PB Series Hydraulic Breaker Systems

Breaker Specifications

DESCRIPTION	MODEL TB-225	MODEL TB-325X	MODEL TB-425X	MODEL TB-625X	MODEL TB-725X	MODEL TB-825X	MODEL TB-925X	MODEL TB-975X	
Energy Class	ft. lb. actual	550 398	850 579	1100 796	1500 1157	2000 1591	3000 2387	4000 2893	4200 3400
Blows Per Minute		550-1000	550-1000	550-1000	600-900	450-700	430-600	460-600	450-600
Approx. Working Weight	lb. kg	430 195	580 263	1070 485	1580 719	2240 1018	2500 1136	3955 1796	4300 1950
Oil Flow Required	usgpm l/min	7-12 25-45	9-16 35-60	12-21 45-80	18-29 70-110	18-29 70-110	26-37 100-140	34-45 129-170	42-53 160-200
Working Pressure	psi kg/cm ²	1400-2150 100-150	1400-2300 100-160	1400-2300 100-160	1600-2400 110-170	1700-2400 120-170	1700-2400 120-170	1825-2400 128-169	2000-2550 140-180
Tool Diameter	in. mm	2.3 56	3 75	3.75 95	3.75 95	4.5 115	4.5 115	5.3 135	5.3 135
Approx. Tool Weight	lb. kg	22 10	44 20	79 36	79 36	154 70	154 70	253 115	253 115

Approximate Working Ranges: This chart includes some of the PB systems available. Contact your Teledyne representative for information on the model that will meet your specific application.



DESCRIPTION BOOM BREAKER	MODEL PB-12 TB-225	MODEL PB-12 TB-325	MODEL PB-12 TB-425	MODEL PB-12 TB-725	MODEL PB-12 TB-825	MODEL PB-14 TB-425	MODEL PB-18 TB-425	
(A)	in. mm	40 1016	48 1219	54 1372	64 1626	70 1778	54 1372	54 1372
(B)	in. mm	57 1448	59 1499	61 1549	59 1499	59 1499	67 1702	76 1930
(C)	in. mm	142 3607	144 3658	146 3708	144 3658	144 3658	170 4318	217 5512
(D)	in. mm	189 4801	197 5004	203 5156	212 5385	218 5537	228 5786	268 6807
(E)	in. mm	85 2159	85 2159	85 2159	85 2159	85 2159	85 2159	128 3251
(F)	in. mm	121 3073	129 3277	135 3429	145 3683	154 3912	164 4166	173 4394
(G)	in. mm	88 2236	93 2362	95 2413	87 2210	91 2311	96 2438	144 3658

Quick Reference Chart

BOOM MODEL*	PB-12S	PB-14S	PB-18S	PB-12H	PB-12X	
Nom. Horiz. Reach w/ Breaker Vertical	ft. m	12 3.7	14 4.3	18 5.5	12 3.7	12 3.7
Max. Lifting Capacity at Boom Nose	lb. kg	3800 1727	3250 1475	2500 1136	3800 1727	6500 2951
Weight (excluding breaker & power pack)	lb. kg	4100 1861	4200 1907	4300 1952	4800 2180	5450 2475
Swing Arc (Choose one only)		-90° +60° -75° +75° -60° +90°				

*Other sizes available with engineering approval.

All weights and dimensions are nominal and specifications are approximate and subject to change without notice.

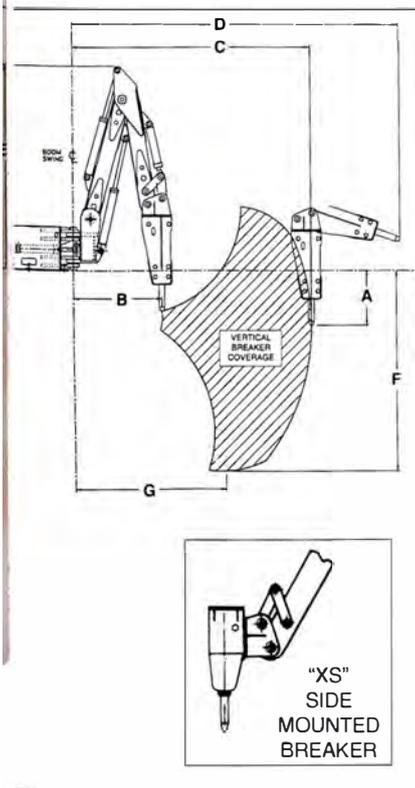
Teledyne TM Series Stationary Breaker Systems

Breaker Specifications

DESCRIPTION		MODEL TB-325X	MODEL TB-425X	MODEL TB-625X	MODEL TB-725X	MODEL TB-825X	MODEL TB-925X	MODEL TB-975X	MODEL TB-1425X	MODEL TB-1675X
Energy Class	ft. lb. actual	850 579	1100 796	1500 1157	2000 1591	3000 2387	4000 2893	4200 3400	5500 4267	7500 4846
Flows Per Minute		550-1000	550-1000	600-900	450-700	430-600	460-600	460-600	410-500	380-450
approx. Working Weight	lb. kg	580 263	1070 485	1580 719	2240 1018	2500 1136	3955 1796	3955 1796	5600 2540	6300 2860
Oil Flow Required	usgpm l/min	9-16 35-60	12-21 45-80	18-29 70-110	18-29 70-110	26-37 100-140	34-45 129-170	34-45 129-170	48-58 180-220	48-61 180-230
Working Pressure	psi kg/cm ²	1400-2300 100-160	1400-2300 100-160	1600-2400 110-170	1700-2400 120-170	1700-2400 120-170	1825-2400 128-169	1825-2400 128-169	1850-2400 130-170	1850-2550 130-180
Tool Diameter	in. mm	3 75	3.75 95	3.75 95	4.5 115	4.5 115	5.3 135	5.3 135	5.75 146	5.75 146
approx. Tool Weight	lb. kg	44 20	79 36	79 36	154 70	154 70	253 115	253 115	308 140	308 140

Approximate Working Ranges:

This chart includes some of the TM systems available. Contact your Teledyne representative for information on the model that will meet your specific application.



DESCRIPTION		MODEL TM-16H TB-725X	MODEL TM-20-25H TB-725X	MODEL TM-20S TB-425X	MODEL TM-20X TB-975X	MODEL TM-25H TB-725X	MODEL TM-25X TB-975X	MODEL TM-28D33X TB-975X	MODEL TM-30X TB-975X	MODEL TM30-35X TB-975X
(A)	in. mm	43 1092	43 1092	31 787	62 1575	43 1092	62 1575	66 1676	61 1549	66 1676
(B)	in. mm	81 2057	107 2718	85 2159	98 2489	118 2997	124 3150	179 4547	168 4267	198 5029
(C)	in. mm	192 4877	264 6706	233 5918	239 6071	296 7518	302 7671	382 9703	409 10,389	467 11,862
(D)	in. mm	265 6731	337 8560	292 7417	324 8230	369 9373	388 9855	473 12,014	494 12,548	557 14,148
(E)	in. mm	151 3835	191 4851	173 4394	182 4623	225 5715	225 5715	201 5105	252 6401	251 6375
(F)	in. mm	161 4089	235 5969	197 5004	223 5664	254 6452	272 6090	370 9398	356 9042	421 10,693
(G)	in. mm	117 2972	134 3404	127 3226	134 3404	161 4089	168 4267	163 4140	218 5537	218 5537

Quick Reference Chart

BOOM MODEL*		TM-16S	TM-16H	TM-16X	TM-20S	TM-20H	TM-20X	TM-25H	TM-25X	TM-30X
Nom. Horiz. Reach	ft. m	16 4.9	16 4.9	16 4.9	20 6.1	20 6.1	20 6.1	25 7.6	25 7.6	30 9.1
Max. Lifting Cap. at Boom Nose	lb. kg	4000 1818	6600 3000	9300 4090	4000 1818	6600 3000	8000 3636	5500 2500	8000 3636	6600 3000
Weight w/o hammer & power pack	lb. kg	10,000 4545	11,250 5114	11,900 5410	10,500 4773	11,900 5410	12,310 5595	13,000 5910	13,500 6136	14,500 6490
Swing Arc		170°	170°	170°	170°	170°	170°	170°	170°	170°

*Other models, including turntable rotation, available with engineering approval.
All weights and dimensions are nominal and specifications are approximate and subject to change without notice.

POWER PACKS TO MATCH YOUR BREAKER SYSTEM

Teledyne's Power Packs are individually matched to the boom breaker combination to ensure maximum performance.

Each Power Pack has a high efficiency pump directly coupled to the electric motor with relief valves to protect both the motor and pump. Hydraulic oil filtration on both pressure and return lines protects components from contamination.

Oil reservoirs are mounted above the pump to provide a flooded condition, preventing cavitation at start up. An air breather prevents entry of dust and other contaminants into the pressurized tank.

An oil cooler with a 1/2 hp motor is standard on 50 hp and larger Power Packs, and maintains oil temperature below 176°F (80°C). Other standard equipment includes filler and suction strainers, a 4 psi tank pressure vent, oil level indicator, and a low oil level sending unit that can be hooked up to your warning light or shutdown system.

Optional equipment includes a 2 kw immersion heater, with thermostatic control for the oil cooler motor.



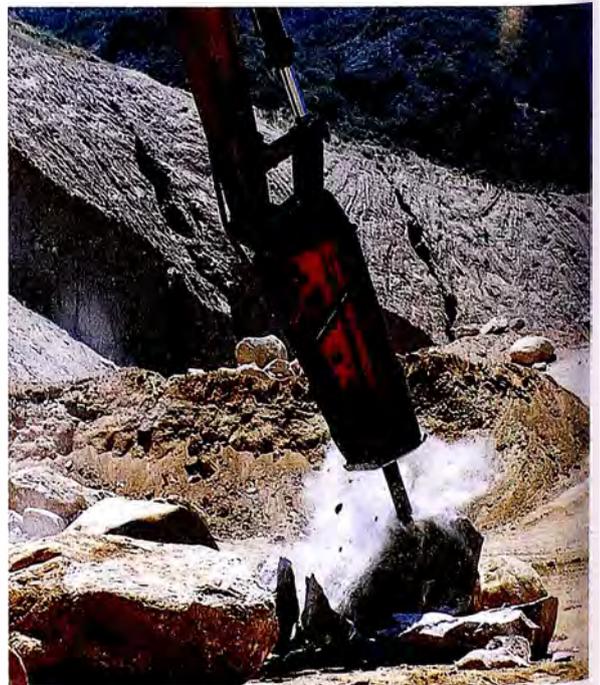
Electric-Hydraulic Power Systems are matched to your boom and breaker requirements.

FIELD PROVEN BREAKERS TO MATCH YOUR BREAKER SYSTEM

With their wide experience in all types of mines and quarries, Teledyne engineers can match your rock breaking requirements with breakers ranging from 850 to 7500 ft. lb. class.

All models feature:

- Only two internal moving parts for increased reliability and lower maintenance.
- 30% fewer parts than conventional breakers.
- A nitrogen cushion chamber that absorbs piston recoil, then reuses this energy to increase output on the next blow.
- Throttle orificing and hydraulic cushioning of the piston to protect breaker and boom hydraulic systems.
- Accessible control valve for easy servicing.
- Deep-sectioned front head and heavy duty side plates to withstand side loading, eliminate tie rod problems, and protect cylinder body and rear head.
- Short tie rods with protected threads for long life and reduced maintenance costs.
- Long piston design for positive alignment of piston and tool that transmits maximum energy on every blow with minimum recoil.
- Dual retainer pins that ensure positive tool alignment and easy tool replacement.



TELEDYNE SPECIALTY EQUIPMENT CM Products

In U.S.A. and Mexico

30625 Solon Industrial Parkway
Solon, OH 44139
Phone: (216) 248-7168
Fax: (216) 248-8645

3464 Durabart Street
Riverside, CA 92507
Phone: (909) 369-0878
Fax: (909) 369-8281

In Canada

35 Elgin Street North
Thornbury, Ontario Canada NOH 2P0
Phone: (519) 599-2015
Fax: (519) 599-6803

CANA DYNE S.A.
REPRESENTANTE EXCLUSIVO
Julian Arce 237 - La Victoria
Telf: 472-5276 Fax: 265-5196

J. Brochure N°2.**Sistemas Rompedores de Bancos BTI**

ROCKBREAKER SYSTEMS



Series

TT45 / TB1680X
45 ft Reach
7,500 ft-lb Breaker



Series

SX22 / TB2080X
22 ft Reach
10,000 ft-lb Breaker



Series

TM20XH / TB980X
20 ft Reach
4,500 ft-lb Breaker



NT16 / TB725X
16 ft Reach
2,000 ft-lb Breaker

Series



Series

RC12 / TB425SC
12 ft Reach
1,100 ft-lb Breaker

**Because
one size
doesn't
fit all**



**BREAKER
TECHNOLOGY,
INC.**

an Astec company

Eastern
30625 Solon Industrial Pkwy
Solon, OH 44139
Tel: (440) 248-7168
Fax: (440) 248-8645

Western & Mexico
3464 Durahart Street
Riverside, CA 92507
Tel: (909) 369-0878
Fax: (909) 369-8281

Canada & International
35 Elgin Street North
Thornbury, Ontario N0H
Tel: (519) 599-2015
Fax: (519) 599-6803

www.rockbreaker.com

e-mail: sales@rockbreaker.com

Rockbreaker System Specifications

TT Series		TT35	TT45
lom. Vertical Reach (w/ Breaker Vertical)	ft	35	45
	M	10.7	13.7
Swing Arc		140°	140°
Optional Swing Arc		280°	280°
Weight (incl. Breaker & Power Pack)	lbs	45,139	47,179
	kg	20,475	21,400
Breaker Range		TB980 to TB1680	TB980 to TB1680

SX Series		SX22	SX35
lom. Vertical Reach (w/ Breaker Vertical)	ft	22	35
	M	6.7	10.7
Swing Arc		170°	170°
Weight (incl. Breaker & Power Pack)	lbs	23,175	27,775
	kg	10,512	12,599
Breaker Range		TB980 to TB2080	TB980 to TB1680

TM-X Series		TM16XH	TM20XH	TM25XH	TM30XH
lom. Vertical Reach (w/ Breaker Vertical)	ft	16	20	25	30
	M	4.9	6.1	7.6	9.1
Swing Arc		170°	170°	170°	170°
Weight (incl. Breaker & Power Pack)	lbs	12,800	13,050	15,740	18,465
	kg	5,806	5,920	7,140	8,376
Breaker Range		TB980 to TB1680	TB980 to TB1680	TB980 to TB1680	TB725 to TB1280

TM-H Series		TM16HD	TM20HD	TM20/25HD	TM25HD
lom. Vertical Reach (w/ Breaker Vertical)	ft	16	20	22	25
	M	4.9	6.1	6.7	7.6
Swing Arc		170°	170°	170°	170°
Weight (incl. Breaker & Power Pack)	lbs	11,565	12,225	13,101	14,551
	kg	5,246	5,545	5,943	6,600
Breaker Range		TB425 to TB830	TB425 to TB830	TB425 to TB830	TB425 to TB830

NT Series		NT12	NT16	NT20
lom. Vertical Reach (w/ Breaker Vertical)	ft	12	16	20
	M	3.7	4.9	6.1
Swing Arc		170°	170°	170°
Weight (incl. Breaker & Power Pack)	lbs	9,250	9,830	10,150
	kg	4,196	4,459	4,604
Breaker Range		TB425 to TB830	TB425 to TB725	TB425 to TB725

RC Series		RC11	RC12	RC13	RC14
lom. Vertical Reach (w/ Breaker Vertical)	ft	11'	12'	13'	14'
	M	3.4	3.7	4.0	4.3
Swing Arc		170°	170°	170°	170°
Weight (incl. Breaker & Power Pack)	lbs	2,752	2,792	2,877	2,917
	kg	1,248	1,266	1,305	1,323
Breaker Range		TB285 to TB425	TB285 to TB425	TB285 to TB425	TB285 to TB425

Hydraulic Breakers		TB285	TB335	TB425	TB625	TB725	TB830	TB980	TB1280	TB1680	TB2080
Energy Class	ft-lbs	750	850	1,100	1,500	2,000	3,000	4,500	5,500	7,500	10,000
MA Impact Energy	ft-lbs	335	365	509	817	1108	1635	2640	3459	4217	5388
	Joules	455	495	690	1108	1502	2217	3579	4691	5719	7306
Operating Weight	lbs	560	605	820	1580	2350	2490	4100	4750	5635	8050
	kg	264	275	37	719	1070	1130	1865	2160	2560	3660
Flow Range	GPM	10-15	11-17	16-23	21-28	25-32	32-39	45-57	50-65	55-67	75-92
	l/min	38-58	41-64	60-87	79-106	94-121	121-150	170-215	189-246	208-255	283-348
Pressure Range	PSI	1400-2275	1400-2275	1450-2320	1450-2320	1885-2680	1740-2540	2030-2755	2030-2755	2030-2755	2030-2755
	Bar	98-156	98-156	100-160	100-160	130-185	120-175	140-190	140-190	140-190	140-190
Tool Diameter	in	2.5	3.0	3.75	3.75	4.5	4.5	5.3	5.5	5.75	6.3
	mm	64	75	95	95	115	115	135	140	146	160
Frequency Range	BPM	730-1120	640-1060	780-1140	670-950	640-825	587-728	475-731	470-610	455-560	450-550



© Copyright All Rights Reserved
10221-ENG-0203

AUTHORIZED DEALER

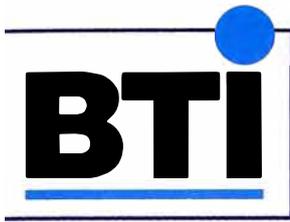


BREAKER TECHNOLOGY, INC.

an Astec company

CANA DYNE S.A.
REPRESENTANTE EXCLUSIVO
 Av. Los Clones Mz 1-2
 Lote 16A Hupachipa
 Lufiganocho (Chosica)
 Tel. 371-0783 371-0784 Fax 371-0878

K. Brochure N° 3.**Martillos hidráulicos BTI**



**BREAKER
TECHNOLOGY,
INC.**

an Astec company

TB-XC SERIES Hydraulic Breakers

BTI's TB-XC Series of Hydraulic Breakers offer new benefits, while retaining the time proven features of only 2 moving parts and no accumulators.

Features & Benefits

Narrow Front Head

allows for trenching in confined spaces. The narrow profile allows more visibility and better access when working in tight quarters.

Reduced Weight

while providing exceptional structural integrity and impact energy.

Suspended Boxed Housing Design

reduces noise and vibration to the carrier.

Compressed Polyurethane Isolators

suspend the breaker body on all sides, absorbing and protecting the carrier boom from recoil energy. This feature provides the unique benefit of preventing tie rod strain during blank firing.

Abrasion Resistant Plating

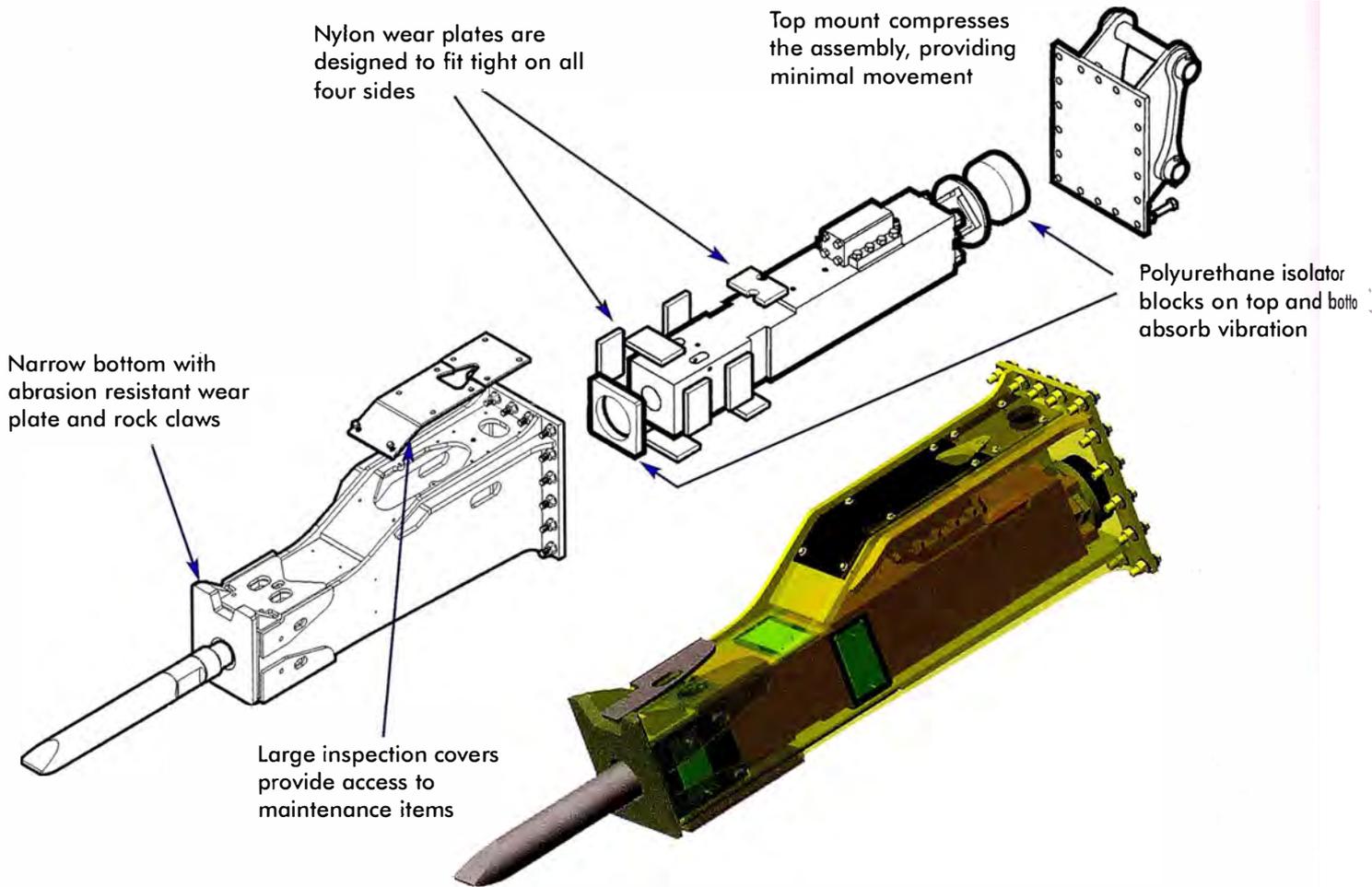
surrounds the nose of the breaker, contributing to long life.

Front Head Support

allows minimal movement, leaving cylinder and gas head free without stressing the tie rods.



TB-XC Series Hydraulic Breakers



Breaker Specifications		TB425XC	TB625XC	TB725XC	TB830XC	TB980XC	TB1280XC	TB1680XC	TB2080XC	TB2580XC
ft-lb class	ft-lbs	1,100	1,500	2,000	3,000	4,500	5,500	7,500	10,000	13,500
Operating Weight	lbs	930	1,530	2,235	2,640	3,950	4,700	5,450	8,300	10,500
	kg	425	699	1,021	1,205	1,804	2,146	2,489	3,790	4,795
Flow Range	gpm	16-23	21-28	25-32	32-39	45-57	50-65	55-67	75-92	90-110
	l/min	60-87	79-106	94-121	121-150	170-215	189-246	208-255	283-348	340-416
Pressure Range	psi	1,450-2,320	1,450-2,320	1,885-2,680	1,740-2,540	2,030-2,755	2,030-2,755	2,030-2,755	2,030-2,755	2,030-2,755
	bar	100-160	100-160	130-185	120-175	140-190	140-190	140-190	140-190	140-190
Frequency Range	bpm	780-1,140	670-950	640-825	587-728	475-731	470-610	455-560	450-550	435-533
Overall Height	in	71	78.6	89.6	92.2	110	112.5	118.6	130.4	142
	mm	1,803	1,996	2,275	2,341	2,793	2,856	3,011	3,311	3,605
Tool Diameter	in	3.75	3.75	4.5	4.5	5.3	5.5	5.75	6.3	7.0
	mm	95	95	115	115	135	140	146	160	175
Working Length of Tool	in	22.8	22.8	24.5	24.5	27.7	27	27	33.1	35.8
	mm	579	579	622	622	703	686	686	840	909
Recommended Carrier Weight	lbs	13-25,000	18-40,000	22-44,000	26-60,000	40-80,000	42-90,000	55-106,000	75-140,000	99-180,000
	kg	5.9-11,300	8.6-18,100	10-20,000	11.8-27,200	17.2-40,000	19-43,000	25-48,000	34-68,000	44.8-81,720
CIMA Ratings										
Impact Energy	ft-lbs	509	817	1,108	1,635	2,640	3,459	4,217	5,338	Pending
	joules	690	1,108	1,502	2,217	3,579	4,691	5,719	7,306	Pending
Oil Flow	gpm	21	26	29	37	54	60	63	83	Pending
	l/min	80	99	111	141	203	228	238	316	Pending
Pressure	psi	2,262	2,349	2,668	2,523	2,784	2,769	2,710	2,650	Pending
	bar	156	162	184	174	192	191	187	183	Pending
Frequency	bpm	1,043	899	744	682	677	565	532	505	Pending

Flow and pressure ranges are for standard nitrogen pressure settings only.
 Please consult factory for flow and pressure ranges at non-standard nitrogen pressure settings.
 All dimensions and specifications are approximate and subject to change without notice.

Authorized Dealer

www.rockbreaker.com

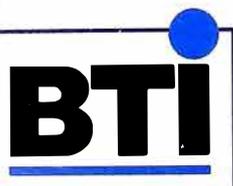
Breaker Technology, Inc.

Western US & Mexico
 3464 Durahart Street
 Riverside, CA 92507
 Tel: (909) 369-0878
 Fax: (909) 369-8281

Eastern US
 30625 Salon Industrial Pkwy
 Solon, OH 44139
 Tel: (440) 248-7168
 Fax: (440) 248-8645

Breaker Technology Ltd.

Canada & International
 35 Elgin Street North
 Thornbury, Ontario N0H 2P0
 Tel: (519) 599-2015
 Fax: (519) 599-6803



CANA DYNE S.A.
REPRESENTANTE EXCLUSIVO
 Av. Lee Cienega 1-2
 Lote 10A Huapachipa
 Lurigancho (Chosica)
 Tel. 371-0703 371-0704 Fax 371-0478

Copyright All Rights Reserved - 10216-ENG-0203

L.

**MANTENIMIENTO PROPUESTO DE
COMPONENTES CRÍTICOS DEL EQUIPO**

1. Componentes críticos del equipo que afectan la producción del rompedor:

COMPONENTE	DESCRIPCION
Aceite hidráulico	Componente vital en el equipo. Si se contamina, las partículas metálicas se asientan en las electroválvulas de control, produciendo movimientos lentos en los cilindros
Herramienta (“punta”)	Única pieza en contacto directo con la roca a romper, por lo que cualquier falla en la herramienta repercute en la operación del equipo
Bomba hidráulica	Cualquier aumento o decremento del caudal generado por la bomba influye en la operatividad del equipo, y consecuente disminución de la producción.
Banco de válvulas	La suciedad, desgaste o descalibración de los componentes de las válvulas de control hará que éstas no funcionen adecuadamente, y los actuadores (cilindros y martillo) no reciban el caudal y presión necesarios para operar óptimamente

2. Tabla de Mantenimiento actual vs mantenimiento propuesto

Nota: La presente tabla se ha elaborado en función del tipo de mantenimiento utilizado por la mayoría de empresas en nuestro medio

COMPONENTE	MANTENIMIENTO ACTUAL	MANTENIMIENTO PROPUESTO
Aceite hidráulico	<p>M. Preventivo</p> <p>Se realiza verificación periódica visual del nivel y coloración del aceite (en cada turno) y un cambio de aceite hidráulico a las 1000 horas</p> <p>Nota: Se cumple con lo recomendado por el fabricante</p>	<p>M. Predictivo</p> <p>Análisis de aceites, que da como resultado las características químicas del aceite, indicando la cantidad de contaminantes en la muestra, según un monitoreo programado</p>
Herramienta	<p>M. Preventivo</p> <p>Se lubrica diariamente la herramienta</p>	<p>M. Preventivo</p> <p>El fabricante recomienda que la lubricación se realice cada 2 horas de operación</p>

COMPONENTE	MANTENIMIENTO ACTUAL	MANTENIMIENTO PROPUESTO
Bomba hidráulica	M. Correctivo	<p>M. Preventivo</p> <p>El fabricante recomienda la verificación de la presión de la bomba cada 500 horas de operación</p>
Banco de válvulas	M. Correctivo	<p>M. Preventivo</p> <p>El fabricante recomienda:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Inspección por desgastes y fugas cada 250 horas de operación • Calibración de la presión de las válvulas cada 500 horas de operación • Calibración de las válvulas de alivio, cada 1000 horas de operación

3. Comparación del costo-beneficio del Mantenimiento propuesto

COMPONENTE	COSTO	BENEFICIO
Aceite hidráulico	<p>El costo del monitoreo y toma de muestras no tiene un costo significativo, ya que lo realizaría personal de mantenimiento de la empresa</p> <p>El análisis de aceites lo realizaría el proveedor, sin costo alguno</p>	<p>Se podría alargar la vida útil del aceite, recomendada por el fabricante (1000 horas)</p> <p>Aumento de la vida útil de los componentes hidráulicos</p>
Herramienta	<p>El costo y aplicación de la grasa de Molly Alloy utilizada cada dos horas (como indica el fabricante), no es representativo, ya que podría realizarlo el mismo operador del rompedor</p>	<p>Se evita un desgaste prematuro en la herramienta y bocina portaherramientas</p>
Bomba hidráulica	<p>El costo de parada deberá evaluarse de acuerdo al tiempo a utilizarse en el mantenimiento de la bomba</p>	<p>Las bombas de pistones utilizadas en estos equipos son costosas (aproximadamente USD 4000)</p>
Banco de válvulas	<p>La calibración y revisión de las válvulas no representa un tiempo de parada significativo</p>	<p>Optimización de la productividad del equipo</p> <p>Seguridad de operación</p>

4. Recomendaciones

- El departamento de mantenimiento de las empresas que utilizan estos equipos debe de comunicar al departamento de producción los costos del mantenimiento correctivo vs los costos de parada
- Inicialmente el usuario debe de ceñirse al mantenimiento recomendado por el fabricante, posteriormente evaluar la reposición de piezas más allá de su vida útil, es decir, adecuar los requerimientos del equipo a las reales condiciones de trabajo, reduciendo los costos de mantenimiento.
- La empresa debe de analizar la posibilidad de tener en stand by las piezas críticas. Esto reduciría los tiempos de parada (debido a mantenimiento preventivo y correctivo) y de producción en los equipos

M.

USO DE UNA LINEA DE AIRE COMPRIMIDO PARA EVITAR LA CONTAMINACIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO

Introducción

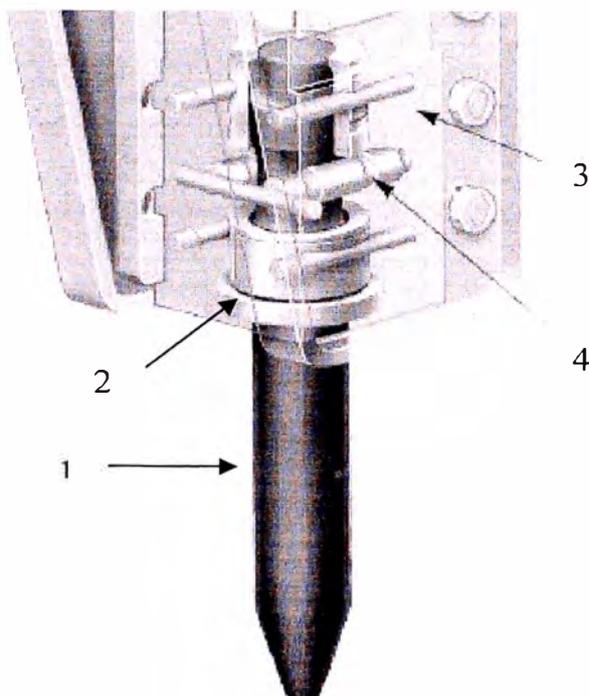
Durante las operaciones de fragmentación de rocas, se obtienen pequeños trozos de metal con velocidades muy altas, que ingresan por la luz existente entre la herramienta y la bocina portaherramientas, ocasionando en su carrera rayaduras en ésta y el cilindro, localizándose finalmente en el aceite hidráulico.

El presente apéndice muestra la factibilidad del uso de una línea de aire comprimido que evita el ingreso de dichos fragmentos al sistema hidráulico.

Componentes involucrados (figura N° 1)

1. Herramienta
2. Bocina porta herramientas
3. Cabezal frontal
4. Pin de retención

Figura 1



Obtención del aire comprimido

Las minas subterráneas presentan líneas de aire comprimido, desde la superficie. De no existir esta posibilidad, se deberá de instalar una compresora adyacente a la caja de potencia del martillo hidráulico

Conexión del aire comprimido al martillo

El martillo hidráulico está diseñado para trabajar en medios submarinos (sumergido), mediante la conexión de una línea de aire comprimido (presión positiva de aire), que evita el ingreso del agua por la luz existente entre la herramienta y la bocina porta herramientas.

El conector de la línea de aire comprimido se localiza en la zona posterior del cabezal frontal (1)

Ventajas

- Menor contaminación en el sistema hidráulico
- Mayor tiempo de vida de los componentes involucrados
- Disminución en los costos de mantenimiento

Desventajas

- Costo extra de instalación (Tabla N° 1)
- Mayor contaminación de la zona de operación del martillo, ya que el aire elevará el polvillo por sobre la parrilla o chancadora. El polvillo adiciona contaminación al aire de la zona de trabajo (que de por sí es elevado, debido a una incorrecta ventilación en los niveles de la mina y gases de escape de los equipos mecánicos). El polvillo en mención afecta la operación del equipo en la medida que hace menos visible la zona de trabajo (tal como se explica en el siguiente punto).
- Menor visibilidad para el operador, al posicionar la herramienta sobre el banco, para su fragmentación. Debemos mencionar que los equipos rompedores que operan en nuestro medio están localizados en zonas de trabajo bien iluminadas (minas de socavón y a tajo abierto), por lo que la menor visibilidad del operador no influye sustancialmente en la operatividad del equipo.

Tabla N° 1**Costo/Beneficio de la instalación**

Instalación extra	Beneficio
línea de presión de aire	<ul style="list-style-type: none">• Disminución de los costos de mantenimiento• Aumento de la vida útil de los componentes del sistema hidráulico (mayor tiempo de rotación)• Menores tiempos de parada del equipo para su mantenimiento.• Mayor productividad y performance del rompedor• Ahorro en la reposición de componentes metálicos por un desgaste prematuro (bocina portaherramientas, pines de retención)

Recomendaciones finales

La siguiente tabla presenta la justificación (o no) del cambio propuesto:

Recomendable	No recomendable
En equipos que están operando con material de poca dureza., los que al ser fragmentados producen una mayor cantidad de esquirlas de material (que ingresan al sistema hidráulico por la luz existente entre la herramienta y la bocina portaherramientas), en comparación con materiales de mayor dureza.	En equipos que están operando con material de alta dureza. La cantidad de esquirlas producidas no son representativas
En equipos que operan en minas con elevada productividad (16 o 24 hr/día)	En minas con bajo nivel de operatividad
En minas a tajo abierto, donde los equipos están cimentados al aire libre. La contaminación extra (debido a la línea de presión de aire), no sería representativa	En minas de socavón, donde la ventilación no es la adecuada

N.

USO ALTERNATIVO DE BOMBAS DE ENGRANAJES EN LOS SISTEMAS DE ROMPEBANCOS HIDRAULICOS

Introducción

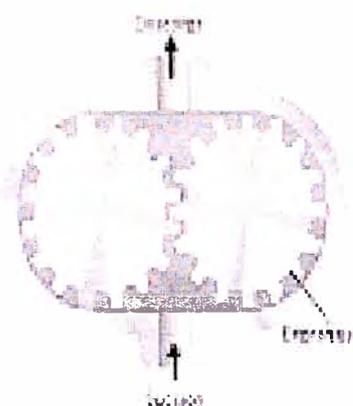
El principal problema en los equipos rompebancos es la contaminación del aceite, que ocasiona el deterioro prematuro de la bomba hidráulica (entre otros componentes)

Cabe mencionar que en los equipos móviles para desatado de bancos (scalers), en donde la rapidez de contaminación del aceite hidráulico es mayor, se han presentado casos de inoperatividad de la bomba (de pistones), por desgaste prematuro. Sobre estas experiencias, el uso de bombas de engranajes es una alternativa.

Si bien es cierto los rompedores hidráulicos no presentan tan altos niveles de contaminación como los scalers, debemos de analizar la posibilidad de uso de bombas de engranajes, y verificar si para nuestro caso, este cambio redundará en costos menores de mantenimiento y de operación, sin afectar la producción.

Bombas de engranajes

Descripción



Una bomba de engranajes consiste esencialmente de dos ruedas dentadas engranadas dentro de un cuerpo bien ajustado a ellas, con orificios opuestos de entrada y de salida. Un engranaje es accionado por la fuente de energía y al girar acciona al otro. A medida que los dientes de los engranajes se separan y pasan por la entrada se crea un vacío parcial. El aceite aspirado por la entrada se lleva a la salida mediante las cámaras de bombeo entre los dientes del engranaje y el cuerpo. Cuando los dientes se engranan nuevamente a la salida, no hay lugar por donde el aceite pueda fluir, exceptuando hacia fuera de la bomba.

Componentes

Estas bombas están compuestas de un cuerpo en aleación de aluminio, tapas en fundición de acero y engranajes en acero templado.

Características técnicas

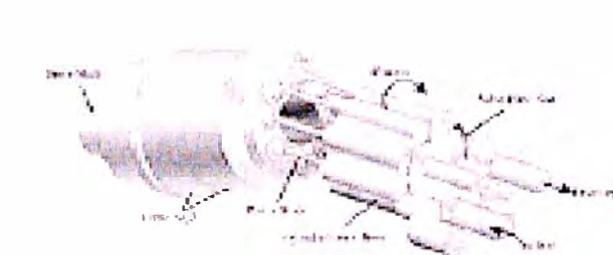
A continuación se dan las características técnicas de una bomba, acorde a los requerimientos de trabajo de los rompedores hidráulicos

Presión máx de trabajo: 250 bar

Caudal máximo 80 lpm (litros por minuto), a 2000 rpm

Bombas rotativas de pistones

Descripción



Una bomba de pistones podría clasificarse más correctamente como una bomba de movimiento rotativo-alternativo. En la mayoría

de las bombas de pistones (generalmente de siete o nueve), éstos se mueven alternativamente dentro de un barrilete que gira. Las bombas se construyen de forma que los pistones entren al pasar por la entrada, creando un vacío parcial y permitiendo que el aceite pase a las cámaras de bombeo. Al pasar por la salida, los pistones salen empujando el aceite hacia el sistema.

Hay dos tipos generales de bombas de pistones: las de pistones radiales y las de pistones axiales. El rompedor hidráulico analizado utiliza una bomba de pistones axiales con placa inclinada de desplazamiento variable

Bomba de pistones axiales con placa inclinada de desplazamiento variable

En las bombas de pistones axiales, éstos se mueven axialmente, o sea paralelos al eje del barrilete. El movimiento alternativo de los pistones se origina mediante una placa inclinada sobre la que los pistones deslizan al girar el barrilete.

El eje del motor hace girar el barrilete que lleva los pistones alrededor del eje. Las zapatas de éstos deslizan sobre una placa inclinada (que va montada sobre un balancín con pivote, que puede moverse para cambiar el ángulo de la placa inclinada, variando el desplazamiento de la bomba) y se mantienen contra la misma mediante la placa de zapatas.

El balancín puede posicionarse manualmente mediante un tornillo o una palanca, o por un compensador (utilizado en este rompedor)

El ángulo de la placa inclinada hace que los pistones se muevan alternativamente dentro de sus agujeros. En el punto en que un pistón empieza a retraerse, la abertura en el extremo del agujero desliza sobre la abertura de entrada de la placa de distribución, haciendo que el aceite entre durante un poco menos de una vuelta. Así pues, hay un área cerrada en la placa de distribución cuando el pistón está completamente retraído. A medida que el pistón empieza a avanzar, la abertura en el bloque de cilindros pasa sobre el orificio de salida y el aceite se envía hacia fuera.

Componentes

Cuerpo principal

Eje, cojinete y retén

Conjunto giratorio

Placa de distribución

Placa inclinada

Barrilete

Características técnicas

Presión máx de trabajo: 250 bar

Caudal máximo 58 lpm (litros por minuto), a 1750 rpm

Ventajas y desventajas

Bomba de engranajes	Bomba de pistones axiales con placa inclinada de desplazamiento variable
<ul style="list-style-type: none"> • Desplazamiento constante <p>El caudal descarga por la válvula de seguridad cuando se alcanza la presión máxima</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Desplazamiento variable <p>Ahorran energía y reducen la disipación de calor, porque el caudal es mínimo a la presión máxima</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Menor cantidad de componentes <p>Menores costos de mantenimiento</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor cantidad de componentes <p>Mayores costos de mantenimiento</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Menor costo del componente 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor costo del componente
<ul style="list-style-type: none"> • Los componentes principales (engranajes) tienen menor desgaste al trabajar con aceite hidráulico contaminado (partículas metálicas en suspensión) 	<ul style="list-style-type: none"> • Los componentes principales (pistones), se desgastan rápidamente si trabajan con aceite contaminado
<ul style="list-style-type: none"> • Baja eficiencia volumétrica 	<ul style="list-style-type: none"> • Eficiencia volumétrica alta

Experiencias previas en nuestro medio

De acuerdo a nuestra experiencia profesional, no se ha realizado el cambio sugerido en equipos rompedores que operan en nuestro país, por los siguientes motivos:

- Si el cambio se realiza durante la vigencia de la garantía del equipo, (ofrecida por el fabricante), ésta se perdería
- El equipo está diseñado para operar con bombas de pistones (Ver Tabla N° 1). Esto último no elimina el uso alternativo de una bomba de engranajes, que también puede generar presión y caudal iguales a la bomba de pistones, requeridas por el equipo.
- Opinión por parte de los departamentos de mantenimiento que las ventajas del cambio económicamente no son representativas

Tabla N° 1

Factores a tomar en cuenta para la utilización de bomba de engranajes	Sustento teórico
La contaminación en el aceite hidráulico causa mayores daños en los componentes de una bomba de pistones que en los componentes de una bomba de engranajes.	Los componentes de la bomba de engranajes son más robustos y resistentes que los de la bomba de pistones.
Las bombas de pistones requieren de un mayor mantenimiento en comparación con una bomba de engranajes	En la bomba de pistones hay un mayor número de componentes en movimiento (metal contra metal), a diferencia de la bomba de engranajes
Las tareas de mantenimiento de la bomba de pistones, sugeridas por el fabricante no se cumplen	La parada del rompedor (equipo crítico en la línea de producción), para su mantenimiento, influye en la producción de la mina
El equipo está diseñado de acuerdo a condiciones estándar	Condiciones de trabajo diferentes a las condiciones estándar. (escaso o nulo mantenimiento, operación inapropiada, ambiente de trabajo contaminado)

Conclusiones

La decisión de cambio de una bomba de pistones por una bomba de engranajes deberá de tomar en cuenta:

1. Ventajas y desventajas que presentan cada tipo de bombas
2. Niveles de contaminación de aceite presentados en un periodo de tiempo.
3. Costos de mantenimiento (usando una bomba de pistones) durante un periodo de tiempo
4. Cuantificar el ahorro de energía al usar una bomba de pistones
5. Revisión y mejora del mantenimiento que se está llevando a cabo en el rompedor.

O. La Tribología Considerada Ciencia Multidisciplinaria

El concepto de TRIBOLOGIA fue usado por primera vez en un informe elaborado por una Comisión del Ministerio de Educación y Ciencia de la Gran Bretaña el 9 de marzo de 1.966 hace 35 años, por lo que esta fecha se conoce como la del nacimiento de la Tribología como una nueva ciencia multidisciplinaria científica. Ya en ese informe se señalaba el carácter multidisciplinario de esta ciencia, en la que entre otras participa la física, la química, la economía, la ciencia de los materiales, la matemática y la computación. Por tanto a la TRIBOLOGÍA comenzó a reconocerse como fuente de una gran potencial para economizar recursos financieros, materias primas y materiales energéticos, de aquí su gran importancia, haciéndose efectiva por muchos países la estimulación de las investigaciones en la fricción, la lubricación y el desgaste. Varios expertos consideran que en 1.990 en EE.UU., sólo por efectos de la fricción y el desgaste se gastó en energía una suma equivalente a la necesaria para mantener la ciudad de Nueva York durante un año. En la industria de construcción de maquinaria se estima que, entre el desgaste y la fatiga se produce el 90 % de las causas de salida de servicio de los elementos de máquinas, no considerando aquí, aquellos que estando desgastados continúan trabajando y son causa de pérdida de eficiencia en mecanismos y máquinas. En toda industria existen elementos en movimiento (pares de fricción) donde la fricción y el desgaste están presentes. Solo esos datos bastarían para comprender la importancia de esta ciencia. La TRIBOLOGIA es la Ciencia y Técnica de las superficies (sistemas) en movimiento que se encuentran en contacto mutuo. Entre las principales consecuencias de la fricción están el desgaste, calentamiento y pérdidas de energía y potencia.